



**Politecnico
di Torino**

Tesi magistrale in Ingegneria meccanica
A.A. 2024/2025
Sessione di Laurea ottobre 2025

**Analisi del comportamento dinamico di un sistema
di prova: effetto dei componenti montati**

¹ Politecnico di Torino, Department of Mechanical and Aerospace Engineering
Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino, Italy

RELATORE:
Alessandro Vigliani
CORRELATORE:
Simone Venturini
TUTOR AZIENDALE:
Rachele Rapalino

CANDIDATO
Luca Srà
333072

Indice

Indice.....	2
Indice figure	4
Indice tabelle.....	7
Abstract.....	9
Introduzione	10
1. Valeo	11
2. Prove di validazione per componenti elettrici ed elettronici in automotive	12
2.1 Prove climatiche.....	13
2.2 Prove Meccaniche	15
2.3 Altre prove di validazione.....	17
3. Struttura cubica (SC).....	17
3.1 Set-up del test.....	17
3.2 Caratteristiche della struttura cubica.....	19
4. Metodo utilizzato	21
4.1 Basi teoriche sulle vibrazioni.....	22
4.2 Smorzamento	24
4.3 Impostazione dei vincoli	25
5. Simulazioni	25
5.1. Analisi di convergenza della mesh.....	25
6. Accelerometro e funzionamento dello shaker.....	28
6.1 Accelerometro.....	29
6.2 Shaker e definizione dei test vibrazionali	29
7. Studio del sistema cubico con le piastre	36
7.1 Definizione del modello.....	36
7.2 Impostazione dei vincoli	38
7.3 Frequenze naturali della SC con le piastre.....	38
7.3.1 Configurazione SC più una piastra posta lateralmente	39
7.3.2 Configurazione SC più una piastra posta superiormente	39
7.3.3 Configurazione SC più due piastre laterali adiacenti.....	40
7.3.4 Configurazione SC più due piastre laterali in posizione opposta	41
7.3.5 Configurazione SC più due piastre: una posta lateralmente e una superiormente.....	42
7.3.6 Configurazione SC più tre piastre: due adiacenti e una posta superiormente.....	42
7.3.7 Configurazione SC più tre piastre adiacenti	43
7.3.8 Configurazione SC più tre piastre: due opposte e una posta superiormente.....	44
7.3.9 Configurazione SC più quattro piastre adiacenti	44
7.3.10 Configurazione SC più quattro piastre: tre adiacenti e una posta superiormente	45
7.3.11 Configurazione SC più cinque piastre	46
8. Confronto tra le varie configurazioni.....	46
9. Conclusioni delle analisi numeriche	49
10. Considerazione sui fattori di partecipazione della massa	49
11. Confronto tra prove sperimentali e numeriche della SC.....	50
11.1 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso della sola SC.....	51
11.1.1 Aggiornamento dei vincoli del modello.....	57
11.2 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di utilizzo di quattro piastre.....	58
11.3 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di tre piastre adiacenti	61
11.4 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di tre piastre: due adiacenti e una posta superiormente.....	64
12. Conclusioni delle analisi sperimentali	67
13. Analisi con i volantini montati.....	70

13.1 Descrizione dell'elemento testato	70
13.2 Configurazione con un volante	72
13.3 Quattro piastre più due volanti.....	76
13.4 Quattro piastre più tre volanti	78
14. Conclusioni analisi sperimentali	81
14.1. Comparativa con la misura sul mozzo superiore	82
14.2 Comparativa con la misura sul mozzo del volante laterale.....	83
14.3 Nuove configurazioni.....	84
15. Modello numerico dei volanti	90
16 Conclusioni	92
Bibliografia	94

Indice figure

Figura 1.1- Valeo Santena.....	12
Figura 1.2- Componenti ISC Ferrari	12
Figura 2.1.1– Esempi di camera climatiche e forno	15
Figura 3.1.1- Prova di un volante e due Levit e Sistema di riferimento	18
Figura 3.1.2- Cubo reale e modello.....	18
Figura 3.1.3- SC montato sullo shaker con piastra per volante	19
Figura 3.1.4- Sistema di riferimento automotive	19
Figura 3.2.1- Sistema di riferimento	20
Figura 3.2.2- Peso reale del cubo	21
Figura 4.1– Tipi di tetraedi	22
Figura 4.1.1- Sistema massa-molla-smorzatore	22
Figura 4.3.1- Vincoli reali e del modello	25
Figura 5.1.1- mesh di 50-40-20-15-5-3 mm	27
Figura 5.1.2- Convergenza mesh del primo modo.....	28
Figura 5.1.3- Convergenza mesh del decimo modo.....	28
Figura 6.1.1- Accelerometro Dytran 3055D2	29
Figura 6.2.1 - controllore crystal.....	30
Figura 6.2.2 - Amplificatore	30
Figura 6.2.3 - Ventilatore di raffreddamento	31
Figura 6.2.4 - Shaker.....	31
Figura 6.2.5- Posizionamento accelerometro alla base dello shaker	32
Figura 6.2.6- Profilo PSD-Frequenza	33
Figura 6.2.7 - Profilo PSD-Frequenza	34
Figura 7.1.1- Cubo con cinque piastre (a sinistra) e tre piastre (a destra)	37
Figura 7.1.2- Piastre 1-5.....	38
Figura 7.3.1.1- Configurazione SC + piastra laterale	39
Figura 7.3.2.1- Configurazione SC + piastra superiore	40
Figura 7.3.3.1- Configurazione SC + 2 piastre adiacenti.....	41
Figura 7.3.4.1- Configurazione SC + 2 piastre opposte.....	41
Figura 7.3.5.1- Configurazione SC + due piastre	42
Figura 7.3.6.1- Configurazione SC + tre piastre	43

Figura 7.3.7.1- Configurazione SC + tre piastre adiacenti	43
Figura 7.3.8.1- Configurazione SC + tre piastre	44
Figura 7.3.9.1- Configurazione SC + quattro piastre	45
Figura 7.3.10.1- Configurazione SC + quattro piastre	45
Figura 7.3.11.1- Configurazione cubo + cinque piastre.....	46
Figura 8.1– Confronto tra le varie configurazioni	48
Figura 8.2– Confronto deformazione tra modo uno e modo sei (configurazione 1)	48
Figura 8.3– Confronto deformazione tra modo uno e modo sei (configurazione 2)	49
Figura 11.1– Esempio di piccoli componenti	51
Figura 11.1.1- Set-up del test.....	52
Figura 11.1.2- Accelerometro Dytran 3032° (foto da cambiare).....	53
Figura 11.1.3– Profilo del test.....	54
Figura 11.1.4– Andamento FRF	54
Figura 11.1.5– Deformazioni modi 6-7-8-9	55
Figura 11.1.6– Legenda deformazioni	55
Figura 11.1.1.1– Vincoli più realistici	57
Figura 11.2.1– Set-up quattro piastre.....	58
Figura 11.2.2– Deformazione modo 3	59
Figura 11.2.3– Profilo del test.....	59
Figura 11.2.4– FRF	60
Figura 11.3.1– Set-up quattro piastre.....	62
Figura 11.3.2– Set-up quattro piastre.....	62
Figura 11.3.3– Profilo del test.....	63
Figura 11.3.4– FRF	63
Figura 11.4.1– Set-up tre piastre.....	65
Figura 11.4. 2– Punto di massima deformazione.....	65
Figura 11.4.3– Profilo del test.....	66
Figura 11.4.4– FRF	66
Figura 12.1– Profilo della PSD secondo normativa cs00056	68
Figura 12.2– esempio di piccoli tasti montati sulla SC.....	69
Figura 12. 3– Profilo della PSD	69
Figura 13.1.1– Evoluzione dei volanti	71
Figura 13.2.1– Accelerometro posizionato al centro della piastra.....	72
Figura 13.2.2– Accelerometro posizionato sul mozzo.....	72
Figura 13.2.3– Mozzo	73
Figura 13.2.4– FRF caso con accelerometro posizionato sulla piastra.....	74
Figura 13.2.5– FRF caso con accelerometro posizionato sul mozzo.....	74

Figura 13.3.1– Set-up della prova con accelerometro fissato sul mozzo superiore.....	76
Figura 13.3.2– Posizionamento accelerometro sul volante laterale.....	76
Figura 13.3.3– FRF con accelerometro sul mozzo del volante superiore.....	77
Figura 13.3.4– FRF con accelerometro sul mozzo del volante laterale.....	78
Figura 13.4.1– Set-up della prova.....	79
Figura 13.4.2– FRF con accelerometro sul mozzo del volante superiore.....	79
Figura 13.4.3– FRF con accelerometro sul mozzo del volante laterale.....	80
Figura 14.3.1– Set-Up con quattro, tre, due e un volante	85
Figura 15. 1 – Deformazione mozzo.....	90
Figura 15.2 – Modello con quattro volanti	91

Indice tabelle

Tabella 3.2.1– Caratteristiche	20
Tabella 3.2.2– Momenti di inerzia	20
Tabella 5.1.1– Convergenza mesh	26
Tabella 6.1.1– caratteristiche accelerometro Dytran 3055D2.....	29
Tabella 6.1. 2-Valori profilo PSD-frequenza.....	34
Tabella 6.2.1-Valori profilo PSD-frequenza.....	34
Tabella 7.1.1– Caratteristiche delle piastre	37
Tabella 7.3.1.1– modi di vibrare SC + piastra laterale	39
Tabella 7.3.2.1-Modi di vibrare SC + piastra superiore	40
Tabella 7.3.3.1– Frequenze naturali del SC + due piastre adiacenti.....	40
Tabella 7.3.4.1– Modi di vibrare SC + 2 piastre opposte	41
Tabella 7.3.5.1– Frequenze naturali SC + due piastre	42
Tabella 7.3.6.1– Frequenze naturali SC + tre piastre.....	42
Tabella 7.3.7.1– Frequenze naturali SC + tre piastre adiacenti	43
Tabella 7.3.8.1– Frequenze naturali SC + tre piastre.....	44
Tabella 7.3.9.1– Frequenze naturali SC + quattro piastre adiacenti	44
Tabella 7.3.10.1– Frequenze naturali SC + quattro piastre.....	45
Tabella 7.3.11.1– Frequenze naturali SC + cinque piastre	46
Tabella 8. 1– Frequenze naturali in Hz del sistema	47
Tabella 11.1.1– Frequenze e fattori di partecipazione della massa ottenuti numericamente.....	51
Tabella 11.1.2– caratteristiche accelerometro Dytran 3032A.....	53
Tabella 11.1.3– Frequenze di risonanza lette sperimentalmente	56
Tabella 11.1.4– Differenza tra risultati numerici e sperimentali	56
Tabella 11.1.1.1– Differenza tra risultati numerici e sperimentali	57
Tabella 11.2.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentalmente.....	60
Tabella 11.2.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente.....	60
Tabella 11.2.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali	61
Tabella 11.3.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentalmente.....	64
Tabella 11.3.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente.....	64

Tabella 11.3.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali	64
Tabella 11.4.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentali.....	66
Tabella 11.4.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente.....	67
Tabella 11.4.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali	67
Tabella 13.2.1– Frequenze di risonanza caso con accelerometro posizionato sulla piastra	74
Tabella 13.2.2– Frequenze di risonanza caso con accelerometro posizionato sul mozzo	75
Tabella 13.3.1– Frequenze di risonanza.....	77
Tabella 13.3.2– Frequenze di risonanza.....	78
Tabella 13.4.1– Frequenze di risonanza.....	80
Tabella 13.4.2– Frequenze di risonanza.....	80
Tabella 14.1– Frequenze di risonanza.....	81
Tabella 14.1.1– Riassunto generale	83
Tabella 14.2.1– Riassunto generale	84
Tabella 14.3.1– Frequenze ricavate sperimentalmente per ogni configurazione.....	86
Tabella 14.3.2– AR misurato tramite accelerometro di misura	87
Tabella 14.3.3– PSD target calcolata tramite interpolazione lineare.....	87
Tabella 14.3.4– PSD target calcolata tramite interpolazione lineare.....	88
Tabella 14.3.5– PSD reale.....	88
Tabella 14.3.6– Rapporto tra PSD reale e PSD target	89
Tabella 15. 1 - Confronto frequenze naturali Caso 4 e Caso 1	91
Tabella 15.2 - Confronto frequenze naturali Caso 4 e Caso 1	92

Abstract

Questo lavoro si propone di analizzare il comportamento dinamico di un sistema vibrazionale impiegato per la validazione di componenti elettrici ed elettronici nel settore automobilistico, con particolare attenzione ai test eseguiti presso lo stabilimento Valeo di Santena. L'attività di ricerca si colloca nel quadro normativo definito dalla specifica FCA CS.00056, adottata per assicurare la qualità e l'affidabilità dei dispositivi sottoposti a sollecitazioni meccaniche e termiche nel corso del ciclo di vita del veicolo. Lo studio si concentra sull'interazione tra le vibrazioni imposte dallo shaker e la risposta strutturale di una Struttura Cubica (SC) utilizzata per il fissaggio dei componenti durante le prove. A causa della sua geometria, rigidità e delle sue frequenze naturali, il cubo può modificare sensibilmente la distribuzione delle sollecitazioni trasmesse. In particolare, agendo come un'interfaccia meccanica tra lo shaker e i componenti, esso può amplificare o attenuare selettivamente alcune frequenze, alterando la risposta vibrazionale rispetto a quella nominalmente imposta. Questo comporta che i componenti montati sulla struttura possano ricevere accelerazioni differenti da quelle misurate direttamente sul banco vibrante, con il rischio di compromettere la rappresentatività del test. Nel corso dell'attività è stata eseguita un'analisi modale su una SC irrigidita tramite diverse configurazioni di piastre, con l'obiettivo di valutarne l'impatto sul comportamento dinamico. Sono stati esaminati, attraverso una simulazione numerica, i principali modi vibrazionali per ciascuna configurazione, mettendo a confronto le frequenze naturali rilevate. I risultati evidenziano come la disposizione delle piastre influenzi in maniera differente i modi locali e globali. L'obiettivo finale è di capire come le varie configurazioni con dei volantini montati modificano il profilo target del test.

Introduzione

Nel settore automobilistico moderno, la validazione dei componenti elettronici riveste un ruolo centrale nel garantire qualità, sicurezza e durabilità dei prodotti prima della loro immissione sul mercato. Questo processo prevede una vasta gamma di prove, ciascuna mirata a riprodurre le reali condizioni operative a cui il veicolo e i suoi sottosistemi saranno sottoposti durante l'intero ciclo di vita. Tra i test più comuni rientrano le verifiche termiche, per valutare la resistenza alle escursioni di temperatura; le prove meccaniche, volte a simulare urti, vibrazioni o carichi statici; i controlli elettrici, fondamentali per i dispositivi elettronici; e le verifiche estetiche e dimensionali, necessarie per garantire la conformità ai requisiti di design e qualità percepita del prodotto.

In questo contesto, i test vibrazionali assumono particolare rilievo, soprattutto per i componenti elettrici ed elettronici, poiché consentono di verificarne l'integrità e l'affidabilità in presenza di sollecitazioni dinamiche cicliche, rappresentative delle condizioni operative reali. È proprio su questo tipo di validazione che si concentra il presente lavoro di tesi, sviluppato in collaborazione con Valeo Santena, azienda specializzata nella progettazione e produzione di interfacce uomo-macchina per il settore automotive, in particolare per marchi di fascia alta.

Nel corso delle attività di test eseguite su banco vibrante, è emersa l'esigenza di approfondire l'effetto che la SC esercita sulla trasmissione delle vibrazioni ai componenti. Sebbene l'accelerazione misurata nella posizione dell'accelerometro di controllo, alla base dello shaker, risulti conforme al profilo target, le accelerazioni rilevate in altri punti del sistema, come le superfici superiori o laterali del cubo, possono differire sensibilmente. Queste variazioni sono attribuibili alle proprietà dinamiche della struttura, che possono influenzare la risposta locale attraverso fenomeni di amplificazione o attenuazione.

Il presente studio si propone quindi di analizzare in dettaglio il comportamento dinamico della SC e delle sue configurazioni di irrigidimento, con particolare attenzione all'interazione con le piastre di supporto. La prima parte del lavoro è dedicata alla caratterizzazione numerica dei componenti principali del sistema, attraverso simulazioni finalizzate all'identificazione delle frequenze proprie e dei modi di vibrazione rilevanti. Il lavoro procede con delle prove di verifica sperimentali nelle configurazioni di piastre maggiormente utilizzate. Infine, verranno effettuate delle prove con dei volantini montati sul sistema cubico per valutare le differenze di accelerazioni tra la base dello shaker e il nodo volante, ovvero il punto di ancoraggio alle piastre.

1. Valeo

Valeo è una multinazionale francese del settore automobilistico, fondata nel 1923 nei pressi di Parigi. Con il tempo si è affermata come leader nella produzione di frizioni. A partire dagli anni Sessanta, l'azienda ha iniziato a diversificare la propria offerta includendo sistemi frenanti, impianti termici e, successivamente, anche sistemi di illuminazione ed elettrici.

Valeo Italia conta su tre principali siti produttivi distribuiti in diverse regioni, affiancati da due centri di Ricerca e Sviluppo e da una piattaforma logistica dedicata al mercato Aftermarket. L'Italia rappresenta un hub strategico per il Gruppo sia in ambito produttivo sia per le attività di innovazione a livello internazionale.

Il sito di Mondovì, primo impianto avviato sul territorio italiano, è il più esteso e il più popolato in termini di forza lavoro. Questo stabilimento è specializzato nella realizzazione di soluzioni per il Powertrain, destinate al settore automobilistico.

Lo stabilimento di Santena (Figura 1.1), inizialmente nato come centro R&D, si è trasformato in un polo multifunzionale che ospita diverse entità operative:

- Valeo Holding Group, che rappresenta il cuore dei servizi condivisi per il paese, gestendo funzioni centrali come contabilità, risorse umane, IT, sicurezza, acquisti e supporto commerciale per le divisioni automotive italiane.
- Valeo Service Italia, punto di riferimento mondiale per l'Aftermarket, serve non solo l'intero territorio italiano, ma anche i mercati dei Balcani (tra cui Serbia, Croazia, Montenegro, Cipro, Malta, Albania, Bosnia-Erzegovina, Kosovo e Macedonia del Nord) e della Grecia. Propone un'offerta completa e diversificata di soluzioni premium per l'aftermarket automobilistico.
- Valeo ISC Italia, realtà specializzata nello sviluppo e produzione di interruttori, pannelli di controllo, display e interfacce uomo-macchina (HMI). Questa unità produttiva autonoma rappresenta un centro d'eccellenza che coniuga servizio, flessibilità, competenza tecnica e profonda conoscenza del cliente. È supportata dal centro di ricerca francese di Annemasse ed è certificata secondo i più alti standard internazionali.

Nel settembre del 2014, le attività produttive e il personale dello stabilimento di Felizzano vengono trasferiti a Santena, ampliando così le funzioni del sito con l'introduzione della produzione, oltre all'area già dedicata al settore aftermarket (Valeo Service Italia S.p.A.).

Infine, il sito di Pianezza è interamente dedicato alla produzione di soluzioni per l'illuminazione automobilistica, fornendo componenti di alta qualità a numerosi marchi, inclusi brand del segmento luxury.

Oggi Valeo è presente a livello globale, con una forte concentrazione in Europa e in Asia. L'azienda copre l'intero spettro dell'automobile, articolandosi in cinque principali aree di business: Comfort e Sistemi di Assistenza alla Guida, Sistemi di Propulsione, Sistemi Termici, Sistemi di Visibilità e Valeo Service.



Figura 1.1- Valeo Santena

Valeo Santena è un piccolo stabilimento situato nei pressi di Torino, appartenente al business group “Comfort and Driving Assistance Systems”, con un focus specifico sulla linea di prodotti identificata come “Interior Switches and Control” (ISC). Quest’area comprende tutte le interfacce uomo-macchina presenti all’interno del veicolo, come pulsanti e comandi, realizzati con tecnologia meccanica o capacitiva.

Lo stabilimento si distingue per l’utilizzo delle tecniche e degli strumenti più avanzati per la progettazione, lo sviluppo e il collaudo dei prodotti del gruppo. I principali clienti di Valeo Santena operano nel segmento luxury, tra cui marchi di prestigio come Ferrari (Figura 1.2), Maserati, Bentley, Aston Martin, Alpine, Rolls-Royce e McLaren.



Figura 1.2- Componenti ISC Ferrari [1,2]

2. Prove di validazione per componenti elettrici ed elettronici in automotive

Nel contesto dell’ingegneria e dello sviluppo dei componenti per l’automotive, la validazione rappresenta una fase fondamentale del processo di progettazione. Essa consiste nell’insieme di attività, prove e analisi svolte per dimostrare che un componente o un sistema sia conforme ai requisiti di progetto, sia dal punto di vista funzionale che ambientale, e sia in grado di garantire prestazioni affidabili nel tempo, in condizioni reali d’uso.

La validazione non si limita a verificare che un componente "funzioni", ma valuta se esso è robusto, cioè se mantiene le sue funzionalità anche quando è sottoposto a stress meccanici, termici, chimici o climatici estremi. Questo è particolarmente cruciale nel settore automotive, dove i dispositivi elettrici ed elettronici devono operare per anni in ambienti molto ostili (es. temperature elevate, vibrazioni continue, shock termici, ecc.).

I motivi principali per cui si effettua la validazione sono due:

1. Garantire la qualità e l'affidabilità del prodotto finale, evitando malfunzionamenti che potrebbero compromettere la sicurezza, le prestazioni o l'esperienza dell'utente.
2. Ridurre i rischi durante la produzione e l'utilizzo sul campo, come richiami, costi di garanzia o danni reputazionali per il costruttore.

La validazione, quindi, è un ponte tra la fase di progettazione e quella di produzione di serie: consente ai costruttori di accertarsi che ogni nuovo componente sia adatto al proprio contesto applicativo e che sia in grado di sopportare il ciclo di vita previsto del veicolo. Non è un semplice passaggio formale, ma una vera e propria strategia di prevenzione dei guasti.

All'interno di questo processo, ogni test è pensato per simulare condizioni reali o accelerate di utilizzo. La validazione ambientale, in particolare, include prove che riproducono le sollecitazioni che il componente subirà nel tempo: cambiamenti di temperatura, umidità, vibrazioni, urti, esposizione a sostanze chimiche, e molto altro.

Le case automobilistiche, come FCA, definiscono specifiche tecniche dettagliate per regolamentare la validazione. Queste specifiche, come la CS.00056 [3], stabiliscono i metodi di prova, i parametri da monitorare, i criteri di accettazione e i livelli di severità in base all'applicazione del componente e alla sua posizione nel veicolo. Ogni componente E/E quindi, deve essere validato attraverso prove che simulano le condizioni ambientali a cui sarà esposto nel veicolo per l'intera durata prevista del veicolo stesso (fino a 15 anni o 200.000 miglia). Le prove sono applicabili principalmente ai componenti classificati come E2 ed E3 (ovvero, rispettivamente, componenti con elementi elettronici passivi e componenti con funzionalità di controllo/monitoraggio). Le condizioni e i cicli di prova dipendono da vari fattori, tra cui la posizione di installazione del componente, la temperatura ambiente prevista, le condizioni di vibrazione, l'umidità, l'esposizione a polveri, acqua, agenti chimici, fango e urti meccanici.

2.1 Prove climatiche

Una delle sezioni più importanti riguarda le prove climatiche. Queste prove mirano a simulare le condizioni di temperatura, umidità e ciclicità termica che i componenti possono incontrare nel corso della loro vita utile sia in condizioni statiche (veicolo parcheggiato) che dinamiche (veicolo in marcia). Esse simulano le condizioni ambientali più estreme, come:

- **Low Temperature Operating Endurance (LTOE):** Questa prova ha l'obiettivo di verificare la capacità del componente di funzionare correttamente in condizioni di bassa temperatura operativa. I dispositivi vengono sottoposti a lunghi cicli di funzionamento continuo a temperature che arrivano a -40 °C, valore standard per l'intero parco veicoli a meno di limitazioni tecnologiche specifiche. La durata della prova è calcolata in base al ciclo di vita previsto del componente e alla sua classe applicativa. Durante il test, il dispositivo è alimentato e monitorato nelle sue funzioni principali. Questo consente di individuare problemi di accensione, rallentamenti di risposta, alterazioni nei segnali elettrici o guasti dovuti a contrazioni meccaniche indotte dal freddo.
- **High Temperature Operating Endurance (HTOE):** In parallelo alla prova a freddo, la HTOE valuta la resistenza del componente a condizioni di alta temperatura operativa, che variano in base alla posizione d'installazione e possono superare i 150 °C (es. componenti

installati sul motore o vicino allo scarico). La prova è eseguita su componenti alimentati e operativi, utilizzando una distribuzione termica derivata da modelli empirici o da misurazioni sul veicolo. La durata del test è calcolata con il modello di Arrhenius, considerando l'energia di attivazione dei processi di degrado dei materiali. L'obiettivo è evidenziare fenomeni di degradazione termica, alterazioni nei parametri elettrici, evaporazione di materiali o cedimenti delle saldature.

- **Powered Thermal Cycle Endurance (PTCE):** La PTCE è una delle prove più critiche, poiché simula i cicli termici quotidiani a cui il componente è sottoposto in esercizio reale. Il test alterna in modo ciclico temperature estreme (alte e basse), mantenendo il dispositivo alimentato e in funzione. Ogni ciclo include un tempo di "soak" in cui si attende che il componente raggiunga completamente la temperatura di prova, in base alla sua massa (più il componente è pesante, più lungo è il tempo richiesto). L'elemento distintivo di questa prova è l'azione combinata di shock termico lento e stress meccanico ciclico che possono causare microfratture, delaminazioni, fatica nei materiali e problemi alle interconnessioni.
- **Thermal Shock (TS):** Diversamente dalla PTCE, il test di Thermal Shock consiste in transizioni termiche rapide tra temperature estreme, generalmente in meno di un minuto. Il componente viene spostato alternativamente tra due camere climatiche, una fredda e una calda, con una variazione rapida (es. da -40 °C a +85 °C). Il test è volto a valutare la resistenza dei materiali all'espansione e contrazione termica improvvisa, che possono causare delaminazioni dei PCB, fratture nei giunti saldati o danneggiamenti dei contenitori plastici.
- **Thermal Humidity Cycle (THC):** serve a verificare come un componente elettronico reagisce all'alternanza di temperature e livelli di umidità variabili, che rappresentano condizioni molto comuni durante l'uso reale del veicolo, come per esempio quando la temperatura cambia tra il giorno e la notte. Durante il test, il componente viene collocato in una camera climatica dove si alternano cicli di riscaldamento e raffreddamento, combinati con livelli di umidità controllati e non controllati. Tipicamente, si passa da una fase calda e umida (ad esempio 65 °C con 93% di umidità relativa) a una fase più fredda, spesso intorno ai -10 °C e umidità incontrollata. Questo cambio provoca condensa, cioè la formazione di piccole gocce d'acqua sulla superficie del componente, esattamente come succede quando si passa da un ambiente caldo e umido a uno freddo.
- **Solar Radiation Soak:** Infine, per i componenti installati in aree esposte alla luce solare diretta (es. cruscotto, specchietti, sensori esterni), la CS.00056 prevede il test di Solar Radiation Soak. Questo consiste nell'esporre il componente a cicli di radiazione UV simulata in camere specifiche (xenon-arc), seguendo normative come SAE J2412 o DIN 75220. La durata varia in base all'esposizione reale del componente (diretta o indiretta). La prova serve a verificare l'integrità dei materiali plastici, la stabilità dei colori, l'aderenza delle finiture superficiali e la funzionalità dei dispositivi ottici o visivi.

Nella Figura 2.1.1 sono presenti alcuni esempi di camere climatiche e forno, nell'immagine in alto a sinistra è presente una thermal shock, a destra è presente una cella climatica mentre in basso un forno.



Figura 2.1.1– Esempi di camera climatiche e forno

2.2 Prove Meccaniche

Oltre agli stress climatici, i componenti elettrici ed elettronici installati su un veicolo sono sottoposti quotidianamente a sollecitazioni meccaniche di varia natura: vibrazioni, urti, scosse, ecc... La normativa CS.00056 [3] prevede una serie di test specifici per validare la robustezza fisica dei

componenti, assicurando che possano resistere a queste condizioni senza danni strutturali o malfunzionamenti.

Di seguito le prove meccaniche che vengono effettuate per la validazione:

- **Mechanical Vibration:** Questo test serve a simulare le vibrazioni che si trasmettono al componente quando il veicolo è in movimento. Ogni parte del veicolo vibra in modo diverso a seconda di dove è montata: ad esempio, un componente fissato direttamente sul motore subisce vibrazioni molto più intense rispetto a uno installato all'interno dell'abitacolo. Per questo motivo, la normativa definisce diverse classi di vibrazione (da V1 a V4), in base alla posizione del componente:
 - **V1** per il motore
 - **V1A** per il cambio
 - **V2** per telaio o carrozzeria (parte sospesa)
 - **V3** per porte o portelloni
 - **V4** per ruote e sospensioni (massa non sospesa)

Durante la prova, il componente viene montato su una piattaforma che riproduce le vibrazioni tipiche della posizione in cui sarà installato. Le vibrazioni possono essere continue o a spettro casuale, cioè con variazioni di frequenza e intensità, per simulare condizioni più realistiche. Lo scopo è verificare che nessuna parte si allenti, si rompa o perda il contatto elettrico, e che il dispositivo continui a funzionare correttamente.

- **Mechanical Shock:** Il test di shock meccanico simula situazioni in cui il componente riceve un colpo improvviso e violento, come può accadere durante un urto, un incidente minore o una brusca manovra. Il dispositivo viene fissato su una piattaforma che lo sottopone a impulsi di accelerazione rapida, spesso fino a decine di g. L'obiettivo è assicurarsi che i componenti interni e i collegamenti resistano senza rompersi, e che l'elettronica non subisca danni funzionali a causa delle forze in gioco.
- **Mechanical Shock Endurance:** Questa prova riprende il concetto di shock, ma con una prospettiva di lungo periodo. Serve a verificare se il componente riesce a resistere a tanti urti ripetuti nel tempo, come avviene ad esempio per un sensore montato su una portiera che viene chiusa migliaia di volte nel corso degli anni.
- **Handling Drop:** Durante le fasi di produzione, trasporto o installazione, può capitare che un componente venga fatto cadere accidentalmente. Questa prova verifica la resistenza del dispositivo a una o più cadute da una certa altezza su una superficie dura. Il test è particolarmente rilevante per i componenti che vengono maneggiati spesso, come centraline di bordo o moduli ausiliari. Serve a garantire che una semplice caduta non comprometta l'integrità strutturale o il funzionamento del dispositivo.
- **Mechanical Operation Durability:** Alcuni dispositivi elettronici comprendono anche parti meccaniche mobili, come pulsanti, manopole, leve o interruttori. Questa prova simula l'uso ripetuto nel tempo di queste parti mobili, per verificare che non si usurino o rompano prematuramente. Un esempio classico è il pulsante dell'alzacristalli o il comando del climatizzatore, che viene attivato migliaia di volte durante la vita del veicolo. Durante la prova si ripete meccanicamente l'azione prevista (pressione, rotazione, scorrimento), monitorando che non vi siano rotture, malfunzionamenti o perdita della sensibilità meccanica o elettronica.

2.3 Altre prove di validazione

Oltre alle prove climatiche e meccaniche, la validazione dei componenti elettrici ed elettronici prevede una serie di test aggiuntivi pensati per simulare condizioni ambientali specifiche ma critiche, spesso legate a contaminazioni esterne, aggressioni chimiche, agenti atmosferici, o esposizioni ambientali prolungate.

I principali test aggiuntivi previsti dalla specifica CS.00056 includono:

- **Dust Intrusion:** Questo test verifica la capacità del componente di resistere all'infiltrazione di polvere, sabbia o particelle solide sottili. La presenza di polvere all'interno del dispositivo può compromettere la dissipazione del calore, danneggiare parti mobili o causare cortocircuiti. Il test si basa su normative come la ISO 20653 e usa livelli di protezione IP (es. IP5KX, IP6KX) a seconda della posizione d'installazione. È particolarmente rilevante per dispositivi montati nel vano motore, sul telaio o sotto la scocca.
- **Water Intrusion:** Verifica che il dispositivo sia protetto da infiltrazioni d'acqua, sia sotto forma liquida (pioggia, pozzanghere, lavaggio ad alta pressione) che sotto forma di vapore (come in autolavaggi o ambiente motore caldo). Le prove simulano spruzzi, immersioni temporanee o vapore ad alta temperatura, con diversi gradi IP fino a IPX9K. Lo scopo è evitare danni ai circuiti interni, cortocircuiti o perdita di funzionalità elettriche.
- **Salt Fog:** Questo test riproduce un ambiente saturo di aerosol salino, simile a quello presente in zone invernali con strade salate o ambienti marini. Serve a verificare se il componente può resistere alla corrosione indotta dal sale, che può intaccare connettori, contatti metallici, saldature o involucri
- **Chemical Exposure:** L'obiettivo è verificare che i materiali esterni (plastiche, guarnizioni, verniciature) non si deteriorino, non si gonfino né perdano le proprietà meccaniche o isolanti. I componenti che falliscono questo test possono subire perdita di tenuta, infiltrazioni o invecchiamento accelerato.
- **Solar radiation Soak:** Questo test simula l'effetto prolungato della luce solare, in particolare dei raggi UV e dell'aumento di temperatura dovuto all'irraggiamento. Serve a verificare che il componente non subisca degradazione estetica o funzionale quando esposto alla luce solare diretta o indiretta. I danni possibili includono ingiallimento, fragilità dei materiali, fessurazioni, o perdita di trasparenza (nei display o lenti). Il test segue standard come SAE J2412 o DIN 75220.

3. Struttura cubica (SC)

In questo capitolo verranno mostrati tutti i dettagli della SC partendo prima dal set-up utilizzato per l'esecuzione dei test per poi passare alla descrizione e alle caratteristiche geometriche e meccaniche.

3.1 Set-up del test

Nella Figura 3.1.1 è illustrata la SC in cui vengono svolti i test vibrazionali. Questo sistema risulta particolarmente vantaggioso per ridurre i tempi complessivi di test parallelizzando fino a cinque prove simultaneamente. Sono montati sul cubo un voltante, che sta eseguendo il test lungo il proprio asse x ,

e due Levit (paddle per cambiare le marce): uno sta effettuando il test lungo l'asse z (nella figura a destra), mentre l'altro è orientato lungo l'asse y (nella figura a sinistra).

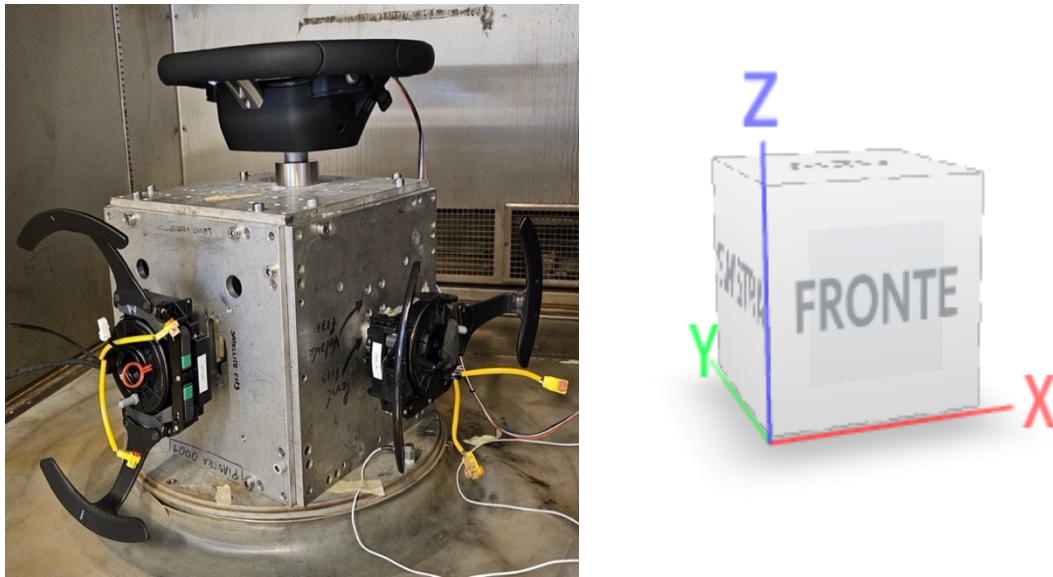


Figura 3.1.1- Prova di un volante e due Levit e Sistema di riferimento della SC

Di seguito sono riportati tutti i dettagli del modello (Figura 3.1.2) della SC utilizzato per le simulazioni. Questo componente è essenziale perché permette di testare diversi pezzi contemporaneamente grazie all'utilizzo di apposite piastre. Gli oggetti da testare vengono montati sulle piastre che a loro volta vengono installate sul cubo (esempio in Figura 3.1.1 e Figura 3.1.3) Lo shaker permette di effettuare il test solo lungo l'asse verticale (ovvero l'asse z della SC), quindi è necessario spostare le piastre in diverse facce per poter effettuare il test in ogni direzione.

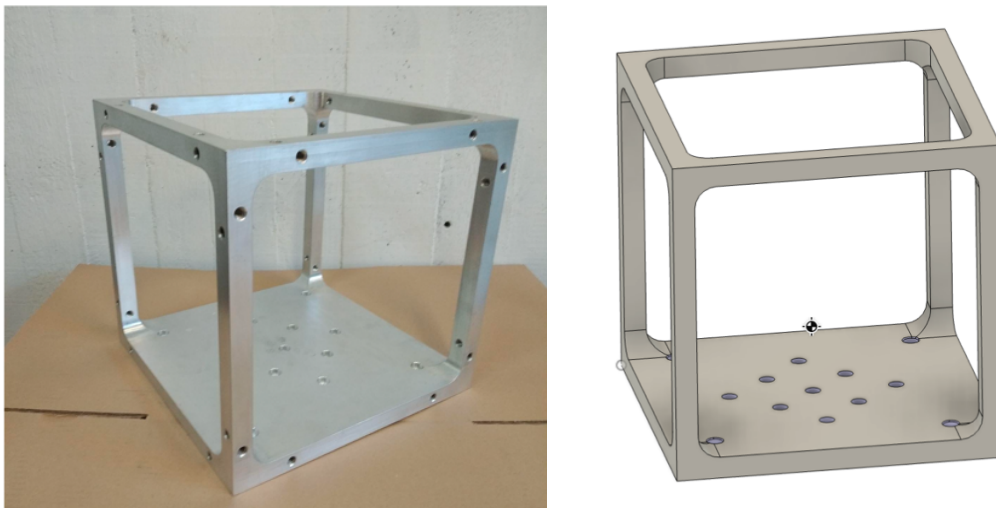


Figura 3.1.2- Cubo reale e modello



Figura 3.1.3- SC montato sullo shaker con piastra per volante

Nella figura sopra è rappresentato un volante che sta effettuando un test lungo l'asse z, questo perché nell'abitacolo è montato come nell'immagine, e quindi rispetto al Sistema di riferimento utilizzato nell'ambito automotive (Figura 3.1.4) si muove lungo l'asse z. Per poter effettuare il test lungo l'asse x, si deve posizionare la piastra nella parte superiore del cubo, mentre per l'asse y basta ruotare di 90° la piastra montata nella stessa posizione della Figura 3.1.3.



Figura 3.1.4- Sistema di riferimento automotive [4]

3.2 Caratteristiche della struttura cubica

Il cubo è realizzato in alluminio 7075 (comunemente chiamato Ergal), ovvero una lega di alluminio impiegata principalmente per applicazioni strutturali per le sue ottime proprietà fisiche. È caratterizzato da basse deformazioni indotte da variazioni climatiche. Questo materiale ha una densità di $2,81 \times 10^5 \text{ kg/m}^3$ e un modulo elastico di 72 GPa, caratteristiche recuperate dal costruttore del cubo. Il Sistema di riferimento del cubo è stato scelto come da Figura 3.2.1; il punto nero corrisponde alla posizione del baricentro.

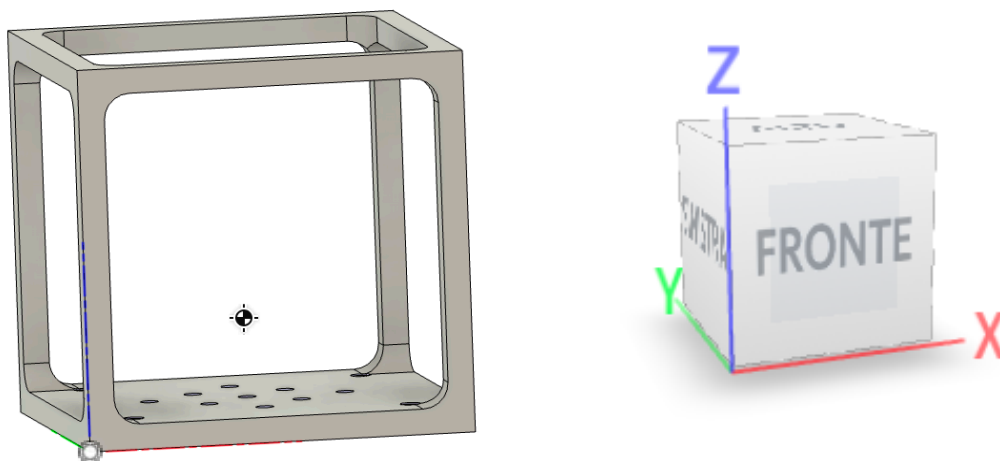


Figura 3.2.1- Sistema di riferimento

Nella Tabella 3.2.1 sono riportate le caratteristiche del modello mentre nella Tabella 3.2.2 sono presenti i momenti di inerzia rispetto al centro di massa:

Tabella 3.2.1– Caratteristiche

Massa	7,52 Kg
Volume	$2,676 \times 10^{-3} \text{m}^3$
Baricentro	X=150mm, Y=150mm, Z= 80,963mm
Dimensioni	300 mm x 300mm x 300mm

Tabella 3.2.2– Momenti di inerzia

Momenti di inerzia al centro di massa [kgm ²]	
Ixx	0,1741
Ixy	0
Ixz	0
Iyx	0
Iyy	0,1741
Iyz	0
Izx	0
Izy	0
Izz	0,1578

La massa del cubo è stata verificata sperimentalmente (Figura 3.2.2), confermando la validità del modello con una differenza di 178 grammi, pari al 2,4%. Questa discrepanza è principalmente dovuta alla semplificazione del modello CAD, nel quale sono stati eliminati i fori lungo i bordi del cubo. Tali fori sono stati esclusi perché, dal punto di vista strutturale, non influiscono significativamente sulla rigidità del sistema e la loro presenza avrebbe incrementato il costo computazionale delle simulazioni. Inoltre, la massa aggiuntiva nel modello semplificato contribuisce parzialmente a compensare il peso delle viti utilizzate per fissare le piastre al cubo, che non sono state modellate nelle simulazioni numeriche.

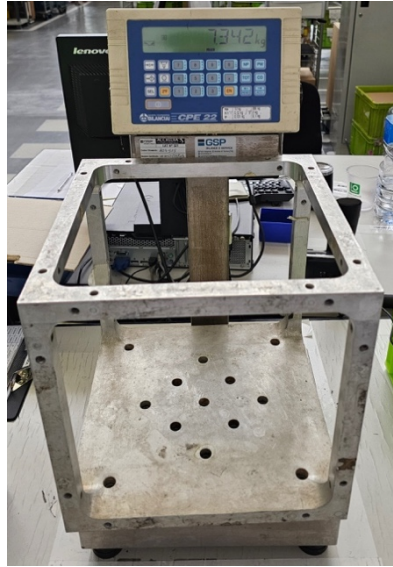


Figura 3.2.2- Peso reale del cubo

4. Metodo utilizzato

Il metodo degli elementi finiti è una tecnica di analisi numerica utilizzata per prevedere il comportamento fisico di strutture complesse. Questo approccio consiste nel suddividere la geometria di un oggetto reale in una rete (detta mesh) composta da un gran numero di elementi geometrici discreti, come tetraedri o cubi, ma anche elementi 0D (come molle e smorzatori), 1D (come travi), o 2D (come piastre e gusci). Gli elementi collegano tra loro dei punti detti nodi. Nell'ambito dell'analisi modale numerica, le equazioni che governano il comportamento del sistema vengono formulate in forma matriciale, portando alla risoluzione di un problema agli autovalori del tipo $\det(K - \omega^2 M) = 0$, dove K è la matrice di rigidezza, M la matrice di massa e ω le pulsazioni naturali.

La qualità e la precisione della simulazione dipendono da diversi fattori:

- La forma e la regolarità degli elementi che compongono la mesh.
- La densità della mesh, ovvero quanti elementi sono presenti per unità di volume: una mesh più fitta porta generalmente a risultati più accurati, ma richiede anche maggiori risorse computazionali. Per questo motivo viene effettuato un test di convergenza per limitare il costo.
- La tipologia degli elementi impiegati. Ad esempio, in Fusion 360 gli elementi solidi utilizzati sono di tipo tetraedrico.

Esistono due principali tipologie di elementi tetraedrici (Figura 4.1) [5]:

1. Elementi lineari: sono i più semplici e hanno quattro nodi, posizionati ai vertici del tetraedro.
2. Elementi parabolici: più complessi, includono un nodo anche a metà di ciascun lato, per un totale di dieci nodi. Questi possono avere lati rettilinei o curvi, migliorando la capacità dell'elemento di adattarsi a superfici curve o irregolari.

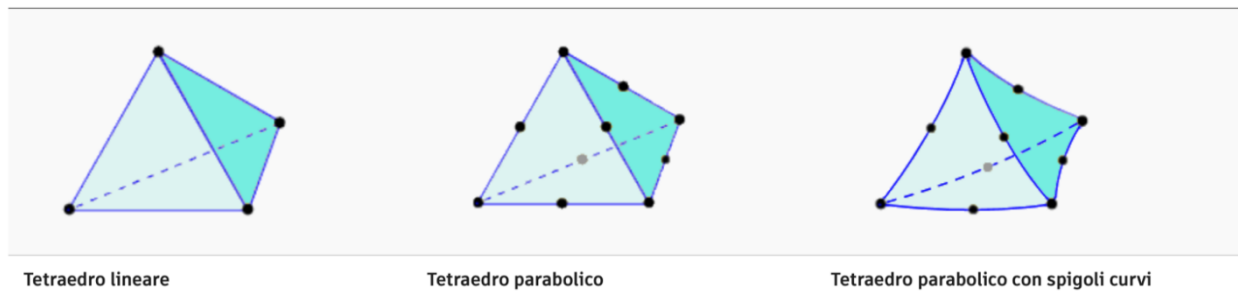


Figura 4.1– Tipi di tetraedi

4.1 Basi teoriche sulle vibrazioni

Le vibrazioni rappresentano una delle manifestazioni più frequenti della risposta dinamica e possono avere effetti sia desiderati che indesiderati. Se da un lato sono sfruttate in numerosi dispositivi tecnologici, dall'altro possono causare danni strutturali, disallineamenti, usura o semplicemente compromettere le prestazioni.

Lo studio delle vibrazioni si basa sulla modellazione matematica del sistema fisico, generalmente mediante l'impiego di modelli semplificati, inizialmente a un grado di libertà. Il modello più elementare è quello massa-molla-smorzatore, in cui una massa m è collegata a un vincolo elastico di rigidità k e a un elemento dissipativo con coefficiente di smorzamento c , come mostrato in Figura 4.1.1

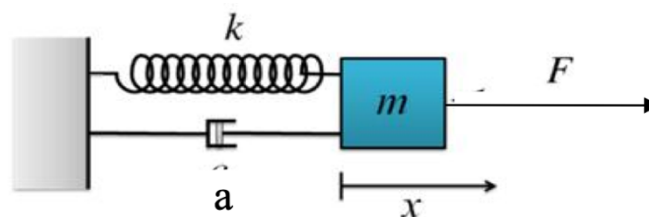


Figura 4.1.1- Sistema massa-molla-smorzatore [6]

La sua equazione del moto, in presenza di una forza esterna $F(t)$ è [7]:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (4.1.1)$$

Dove:

- $x(t)$ è lo spostamento della massa m a partire dalla configurazione di equilibrio statico
- $\dot{x}(t)$ è la derivata prima dello spostamento e indica la velocità
- $\ddot{x}(t)$ è la derivata seconda dello spostamento e indica l'accelerazione

Si tratta di un'equazione differenziale lineare del secondo ordine che descrive in modo completo la dinamica del sistema.

Nel caso in cui la forza esterna sia assente, $F(t)=0$, si parla di vibrazioni libere. Se inoltre il sistema è non smorzato, cioè $c=0$ l'equazione si semplifica a:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (4.1.2)$$

che ammette una soluzione armonica del tipo:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{A}\cos(\omega_n t) + \mathbf{B}\sin(\omega_n t) \quad (4.1.3)$$

Dove:

- A e B sono costanti determinate dalle condizioni iniziali
- ω_n è la frequenza naturale del sistema

Introducendo la frequenza naturale ω_n e il coefficiente di smorzamento adimensionale

$\zeta = \frac{c}{\sqrt{2km}}$ riscrivendo l'equazione in forma normalizzata:

$$\ddot{\mathbf{x}} + 2\zeta\omega_n\dot{\mathbf{x}} + \omega_n^2\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (4.1.4)$$

La natura della soluzione dipende dal valore di ζ , il cosiddetto rapporto di smorzamento:

- Per $\zeta=0$, il sistema è non smorzato.
- Per $\zeta<1$, il sistema è sottosmorzato e presenta una risposta oscillatoria con ampiezza decrescente nel tempo.
- Per $\zeta=1$, si ha smorzamento critico: il sistema torna all'equilibrio senza oscillare, nel minor tempo possibile.
- Per $\zeta>1$, il sistema è sovrasmorzato e il ritorno all'equilibrio avviene in modo lento e non oscillatorio.

Nel caso più comune, cioè $0<\zeta<1$, la soluzione generale è data da:

Dove:

- $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$ è la frequenza naturale smorzata. Il termine esponenziale rappresenta il decadimento dell'ampiezza dovuto allo smorzamento.

Quando invece è presente una forza esterna $F(t)$, si ha una vibrazione forzata. Se la forza è armonica, ad esempio $\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_0 \cos(\omega t)$ il sistema risponde con una vibrazione a regime forzato con la stessa frequenza dell'eccitazione. L'ampiezza della risposta dipende dalla differenza tra ω (frequenza dell'eccitazione) e ω_n (frequenza naturale del sistema), e raggiunge il massimo nel caso di risonanza. In corrispondenza della risonanza, ovvero quando $\omega \approx \omega_n$, si verifica un marcato aumento dell'ampiezza che, in assenza di smorzamento, divergerebbe teoricamente. La presenza dello smorzamento contribuisce in modo determinante a limitare questa risposta e a stabilizzare il sistema. Tutti questi concetti si generalizzano ai sistemi a più gradi di libertà [7]. Una struttura tridimensionale, come nel caso della SC considerata in questa tesi, può essere modellata come un insieme di elementi finiti interconnessi. Ogni nodo della discretizzazione presenta idealmente sei gradi di libertà: tre traslazioni e tre rotazioni. L'intero sistema può quindi essere descritto da un insieme di equazioni del moto in forma matriciale:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (4.1.5)$$

dove M, C, e K sono, rispettivamente, le matrici di massa, smorzamento e rigidità del sistema, $\mathbf{x}(t)$ è il vettore degli spostamenti nodali, e $\mathbf{F}(t)$ rappresenta le forze esterne applicate. La complessità di questi sistemi richiede l'uso di metodi numerici per la loro risoluzione.

Uno degli approcci principali per analizzare la risposta dinamica di tali sistemi è l'analisi modale, che consiste nel determinare le frequenze naturali e le forme modali associate. Questo si ottiene risolvendo il problema agli autovalori associato al sistema non smorzato:

$$K\phi_i = \omega_i^2 M\phi_i \quad (4.1.6)$$

Dove:

- ω_i è la i-esima frequenza naturale
- ϕ_i è la relativa forma modale

Le forme modali rappresentano i pattern di deformazione che la struttura assume vibrando in corrispondenza delle sue frequenze proprie.

Nel caso della struttura cubica, eccitata sperimentalmente lungo l'asse verticale tramite un banco vibrante, è importante sottolineare che l'energia introdotta nel sistema riguarda principalmente i gradi di libertà associati al moto lungo l'asse Z. Di conseguenza, solo le forme modali che presentano una componente significativa di spostamento lungo Z vengono attivamente eccitate e possono essere rilevate in modo chiaro durante la prova sperimentale. Le forme modali puramente trasversali (in X o Y), o quelle che implicano rotazioni senza componente Z, rimangono silenti, salvo effetti di accoppiamento dinamico.

In sintesi, l'analisi teorica delle vibrazioni fornisce le basi per interpretare e prevedere il comportamento dinamico della struttura. L'identificazione delle frequenze naturali e delle forme modali mediante simulazione numerica consente di comprendere in anticipo quali modi saranno più influenzati dall'eccitazione sperimentale e permette, in un secondo momento, di confrontare le previsioni teoriche con i dati reali ottenuti tramite acquisizione. L'affidabilità di questo confronto dipende strettamente dalla correttezza del modello numerico, dalla precisione nei vincoli e dalla coerenza con le condizioni operative del test.

4.2 Smorzamento

Fusion 360, nell'ambito dell'analisi modale lineare, non considera lo smorzamento. Questa scelta non dipende dal fatto che lo smorzamento sia basso o proporzionale, ma è una semplificazione deliberata adottata dal software. In pratica, viene eseguita un'analisi del sistema assumendo uno smorzamento proporzionale, condizione necessaria affinché il problema modale, basato sulle sole matrici di massa e rigidezza (M e K), sia risolvibile con modi propri reali. Questa ipotesi è giustificata dal fatto che, nei materiali strutturali comunemente utilizzati come acciaio e alluminio, lo smorzamento è generalmente basso e può essere approssimato come proporzionale. In assenza di questa ipotesi, i modi risultano complessi, poiché si introduce un ritardo di fase tra gli spostamenti modali dei gradi di libertà del sistema. Di conseguenza, la differenza tra le frequenze di risonanza calcolate in assenza di smorzamento e quelle reali, che includerebbero un leggero smorzamento, è generalmente trascurabile. Lo smorzamento, infatti, determina una riduzione modesta della frequenza di vibrazione rispetto al caso ideale non smorzato, e per applicazioni standard questa approssimazione è ampiamente accettata. Tuttavia, dal punto di vista teorico, è importante distinguere tra smorzamento basso e smorzamento proporzionale. Avere uno smorzamento basso non implica automaticamente che esso sia proporzionale. La proporzionalità dello smorzamento si verifica solo quando la matrice di smorzamento può essere espressa come combinazione lineare della matrice di massa e della matrice di rigidezza. In tal caso, l'analisi modale può essere comunque svolta in forma reale, e le forme modali risultano ortogonali e reali, mantenendo tutti i gradi di libertà in fase. Se invece la distribuzione dello smorzamento nel sistema non è proporzionale, ad esempio, per la presenza di sottosistemi con smorzamenti localizzati o variabili, le forme modali diventano complesse, e lo spostamento modale di ciascun grado di libertà può presentare uno sfasamento in ampiezza e fase, espresso tramite numeri complessi. Nel mio caso specifico, ho assunto che lo smorzamento sia sia basso che proporzionale.

4.3 Impostazione dei vincoli

Il cubo è fissato allo shaker mediante 9 viti come da Figura 4.3.1, che lo rendono solidale ad esso. Per questo motivo, in prima approssimazione si è scelto di applicare un vincolo ideale che blocchi l'intera faccia a contatto con lo shaker (immagine di destra nella Figura 4.3.1). Tale scelta è giustificata dal fatto che la superficie di contatto è rettificata e caratterizzata da una bassa rugosità, garantendo così un accoppiamento uniforme e stabile lungo tutta la faccia.

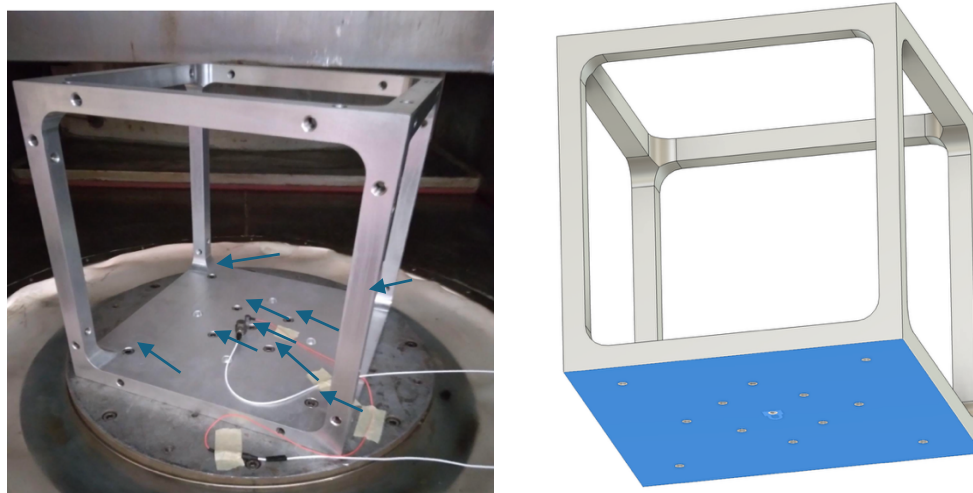


Figura 4.3.1- Vincoli reali e del modello

Nella figura sono presenti delle frecce che indicano la posizione delle viti che tengono fissa la SC allo shaker. Invece nel modello il vincolo è stato applicato a tutta la faccia in contatto con lo shaker. Nella simulazione numerica sono stati mantenuti i fori di ancoraggio del cubo allo shaker, in quanto la loro presenza incide in modo non trascurabile sulla massa complessiva e consente di ottenere un modello numerico coerente con la SC reale. Al contrario del caso delle piastre, la loro eliminazione avrebbe comportato una differenza di massa troppo significativa rispetto all'effettiva configurazione fisica.

5. Simulazioni

In questo capitolo è stata condotta un'analisi modale numerica mediante il software Fusion 360 di Autodesk, con l'obiettivo di studiare il comportamento dinamico del cubo. Tale analisi consente di determinare le frequenze naturali del sistema e di visualizzare le relative modalità di vibrazione.

5.1. Analisi di convergenza della mesh

Nel corso dell'analisi modale è stata utilizzata una mesh composta da elementi tetraedrici del secondo ordine con spigoli curvi, applicata a una geometria semplice e regolare, costituita dalla SC. Sono stati effettuati confronti tra diverse risoluzioni di mesh, variando la dimensione degli elementi da 50 mm a 3 mm. Nonostante l'ampio divario, la variazione rilevata sulla prima frequenza naturale è risultata minima, dell'ordine del 2,3%, come si vede dalla Tabella 5.1.1. Questo risultato è spiegabile considerando le caratteristiche degli elementi del secondo ordine, che consentono una rappresentazione molto più accurata del campo degli spostamenti rispetto agli elementi lineari. La presenza di nodi intermedi lungo gli spigoli e la capacità di adattarsi meglio alle curvature permettono una migliore interpolazione delle deformazioni, anche quando il numero complessivo di elementi è

contenuto. Di conseguenza, la qualità della soluzione numerica è elevata già con una mesh relativamente grossolana. La semplicità geometrica della SC contribuisce ulteriormente a questo comportamento. La forma regolare e l'assenza di dettagli fini fanno sì che la mesh non debba adattarsi a irregolarità locali o geometrie complesse.

Nella tabella 5.1.1 sono riassunte tutte le simulazioni effettuate per lo studio della convergenza della mesh, i dati evidenziano un comportamento di convergenza molto regolare: man mano che la mesh viene raffinata, le frequenze si stabilizzano progressivamente fino a raggiungere valori quasi invariati, anche in presenza di incrementi significativi nel numero di nodi ed elementi. Analizzando in particolare i primi modi, si osserva che già a partire dal terzo affinamento della mesh le frequenze si stabilizzano attorno a un valore costante. Ad esempio, il primo modo passa da 174,327 Hz nella mesh più grossolana a circa 170,5 Hz nella mesh più fitta, con una variazione totale inferiore al 2,3%. Tuttavia, tra le ultime due mesh, nonostante l'aumento molto marcato del numero di nodi (da circa 250.000 a oltre 880.000), la variazione sulla prima frequenza è praticamente trascurabile, dell'ordine dello 0,03%. Questo indica che la soluzione ha già raggiunto la convergenza a un livello numerico molto soddisfacente ben prima della mesh più fine. Anche i modi superiori mostrano un comportamento coerente con quello appena descritto. Le frequenze inizialmente subiscono oscillazioni più marcate, ma tendono anch'esse ad assestarsi rapidamente, indicando che il modello è in grado di catturare correttamente anche le deformazioni più complesse man mano che la qualità della mesh migliora.

Tabella 5.1.1– Convergenza mesh

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
19285	10886	174,33	174,36	220,32	382,20	625,06	778,12	798,74	851,72	851,84	1152,17
21180	11928	172,59	172,63	218,46	378,49	621,71	769,39	788,00	841,02	841,21	1130,38
41500	23511	171,97	172,00	217,94	377,04	619,75	764,76	783,95	836,42	836,48	1122,05
83652	47658	170,93	170,95	215,61	374,65	616,07	762,59	781,70	828,78	828,88	1114,14
247469	154270	170,52	170,52	214,34	373,74	613,97	762,14	781,15	825,18	825,18	1111,85
882047	595359	170,46	170,46	214,23	373,63	613,86	762,14	781,15	824,90	824,91	1111,68

Nella Figura 5.1.1 è rappresentata la struttura con la mesh sempre più fitta.

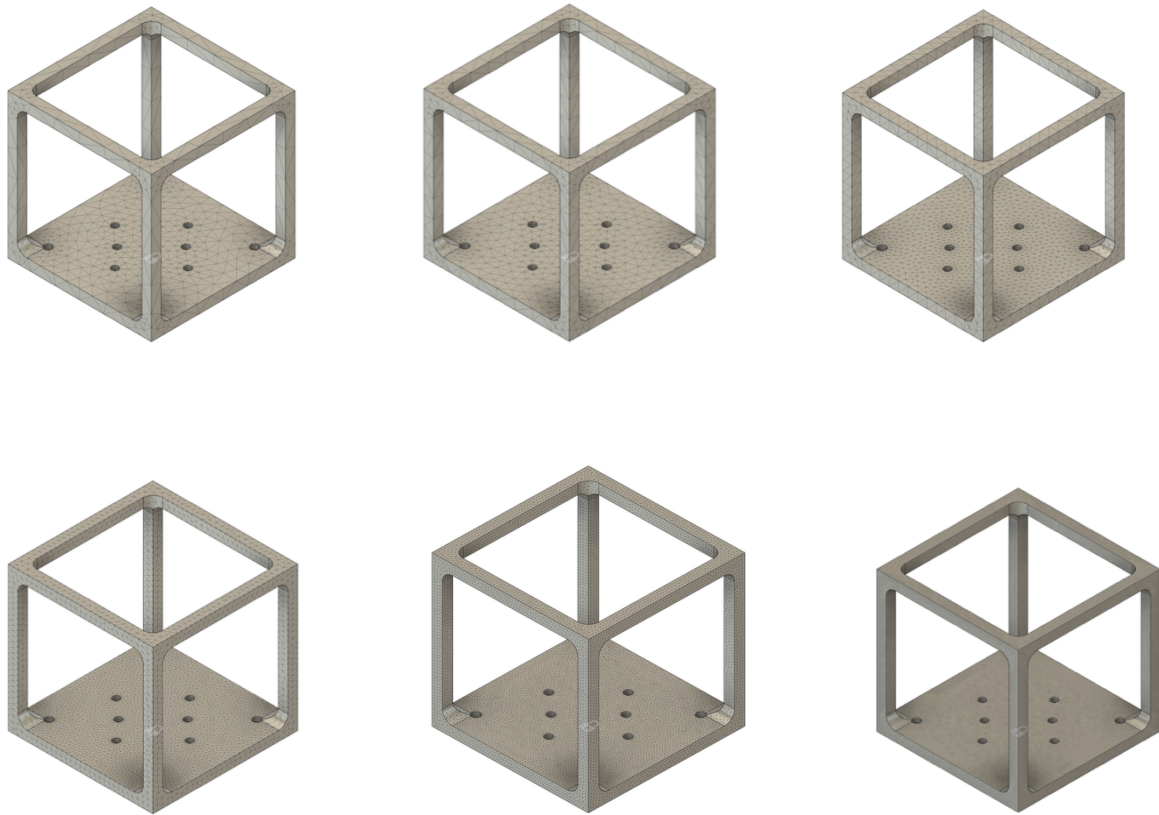


Figura 5.1.1- mesh di 50-40-20-15-5-3 mm

Nella Figura 5.1.2 è mostrato il grafico di convergenza della mesh relativo al primo modo. Nonostante si osserva una pendenza elevata tra la prima e la terza mesh utilizzata, come già discusso in precedenza, la differenza percentuale tra le frequenze resta inferiore al 3-5%, valore che rappresenta il limite di accettabilità in ambito ingegneristico per uno studio di convergenza. Pertanto, si può concludere che il risultato ottenuto è corretto.

Nella Figura 5.1.3, invece, è riportato il grafico di convergenza relativo al decimo modo, confermando che anche i modi superiori presentano risultati che rientrano nei limiti di convergenza stabiliti.

I pallini rossi presenti nelle figure corrispondono alla dimensione della mesh presa per effettuare i confronti con i risultati sperimentali, ovvero la mesh con una dimensione assoluta di 15 mm. Questa scelta è stata fatta per dare un riferimento coerente e rappresentativo all'interno del grafico di convergenza, individuando il cosiddetto "ginocchio" della curva. Pur essendo possibile utilizzare una mesh più grossolana, in quanto le differenze rispetto alla soluzione più raffinata risultano comunque inferiori al 3%, si è preferito adottare la mesh da 15 mm per garantire un buon compromesso tra accuratezza e costo computazionale. Tale punto consente infatti di rappresentare graficamente un miglioramento apprezzabile della soluzione, pur rimanendo all'interno di una soglia di variazione contenuta (inferiore all'1% rispetto alla mesh più fitta), rendendo la scelta tecnicamente solida e giustificata per l'analisi numerica confrontata con i dati sperimentali.

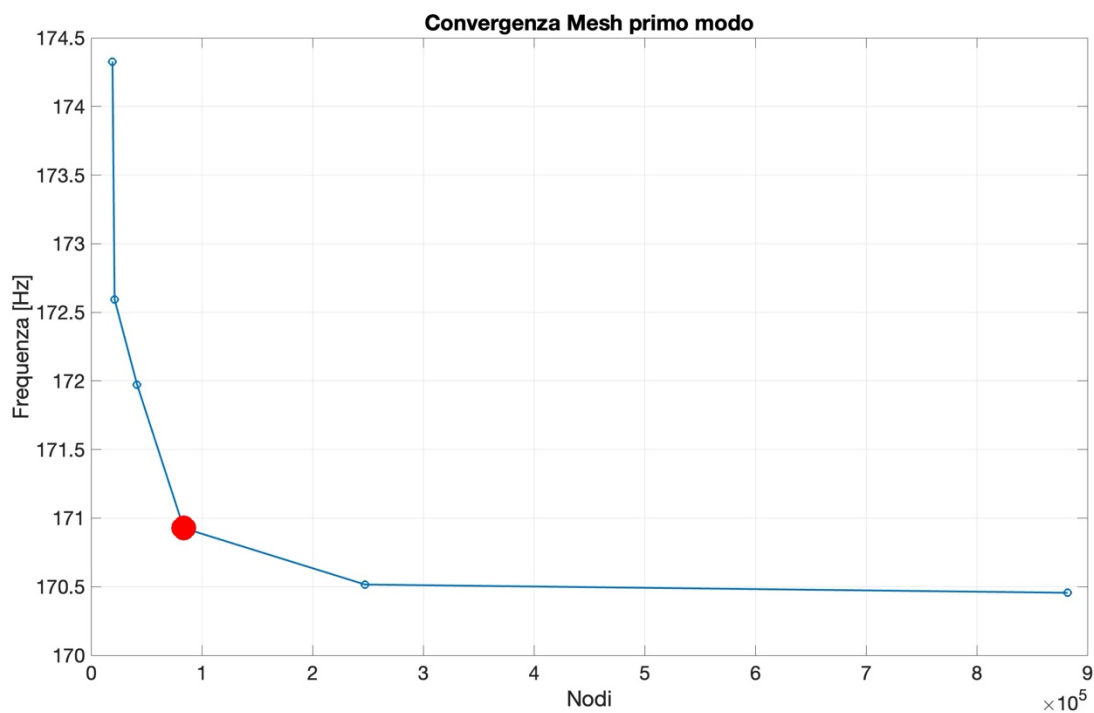


Figura 5.1.2- Convergenza mesh del primo modo

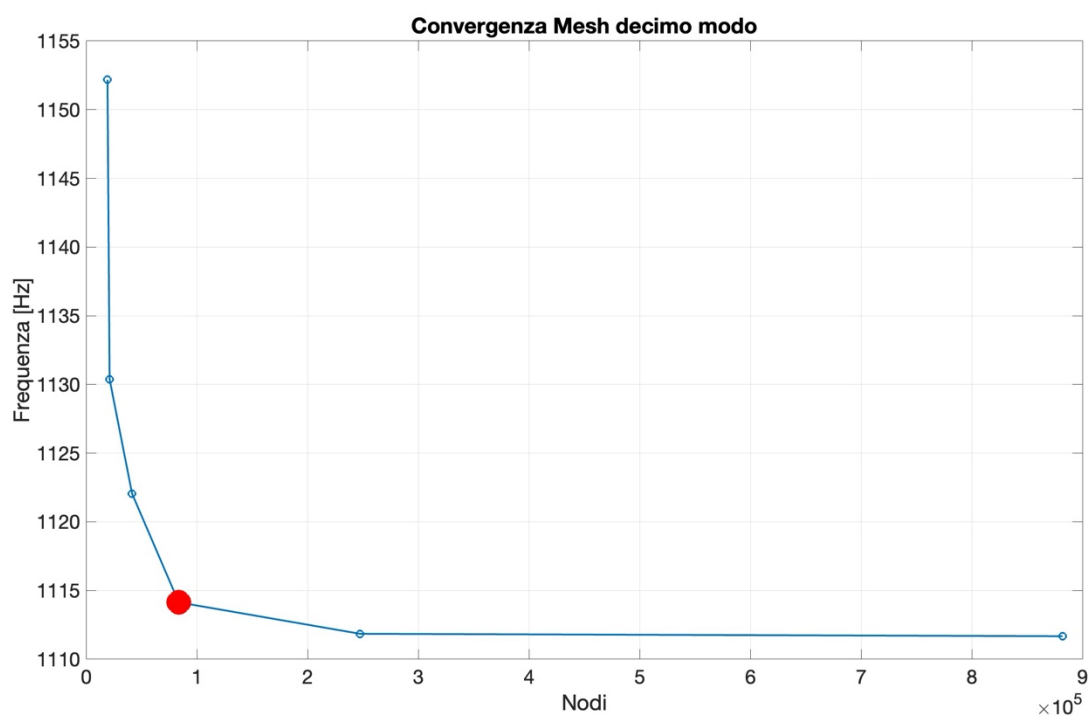


Figura 5.1.3- Convergenza mesh del decimo modo

6. Accelerometro e funzionamento dello shaker

In questo capitolo verranno descritti il principio di funzionamento e le caratteristiche dell'accelerometro utilizzato, oltre al funzionamento dello shaker. Saranno inoltre illustrate i componenti principali dell'intero sistema e il funzionamento del controllore.

6.1 Accelerometro

Un accelerometro è un sensore che misura l'accelerazione, cioè quanto velocemente cambia la velocità di un oggetto. All'interno dell'accelerometro è presente una piccola massa collegata al materiale piezoelettrico. Quando il corpo sul quale è montato l'accelerometro subisce un'accelerazione, la massa tende a muoversi per inerzia, sollecitando il materiale piezoelettrico. La deformazione così generata produce un segnale elettrico proporzionale all'accelerazione subita. Questo segnale viene poi condizionato e amplificato dall'elettronica integrata, nel caso degli accelerometri IEPE, per fornire una tensione facilmente misurabile, generalmente espressa in millivolt per unità di accelerazione (mV/g) [8].

L'accelerometro utilizzato è un Dytran modello 3055D2 (Figura 6.1.1), un sensore piezoelettrico.

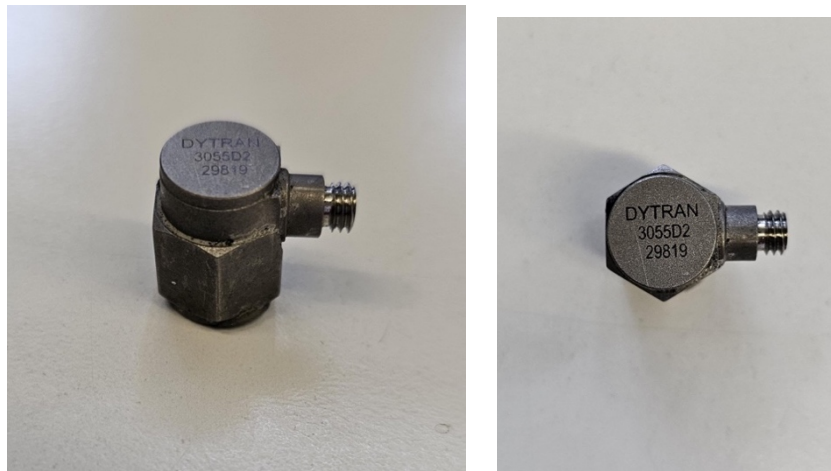


Figura 6.1.1- Accelerometro Dytran 3055D2

Nella Tabella 6.1.1 di seguito sono riportate le principali caratteristiche dell'accelerometro [9].

Tabella 6.1.1– caratteristiche accelerometro Dytran 3055D2

Massa accelerometro	0,01 Kg
Materiale	Titanio
Range di frequenza	1 a 10000 Hz
Frequenza di risonanza	>36kHz
Massima accelerazione	3924 m/s ²
Temperatura di utilizzo	-55° a 121°
Sensività	100mV/g

6.2 Shaker e definizione dei test vibrazionali

Il sistema è composto principalmente da quattro parti:

1. Il **controllore**: è un componente fondamentale per controllare il profilo di vibrazione, il suo compito è di far mantenere le accelerazioni volute da normativa durante tutto il test.



Figura 6.2.1 - controllore crystal

2. **L'amplificatore:** un amplificatore è un dispositivo elettronico che ha la funzione di aumentare l'ampiezza di un segnale. In altre parole, prende un segnale in ingresso (che può essere troppo debole per un utilizzo pratico) e lo rende più forte in uscita, senza modificarne la forma.



Figura 6.2.2 - Amplificatore

3. **Elettro ventilatore di raffreddamento:** lo shaker si raffredda grazie a un flusso d'aria generato da un ventilatore esterno, che aspira l'aria attraverso condotti nella parte superiore del dispositivo. L'aria raffredda prima l'armatura e poi le bobine, prima di uscire attraverso un condotto collegato al ventilatore. Un pressostato controlla che il flusso d'aria sia sufficiente.

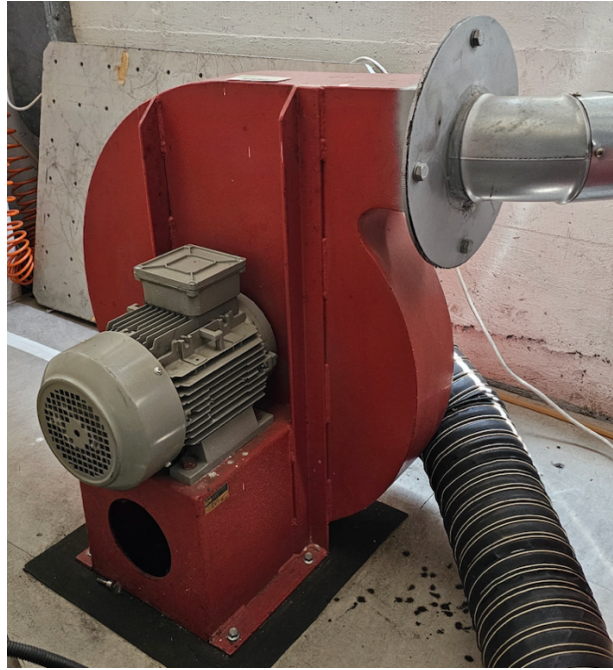


Figura 6.2.3 - Ventilatore di raffreddamento

4. Lo **shaker**: Si tratta di un macchinario elettrodinamico utilizzato per eccitare il sistema nella direzione Z (verticale), seguendo un profilo di accelerazione o spostamento in funzione della frequenza. È composto da due elementi principali: il corpo e l'armatura. L'armatura è sospesa all'interno del corpo e contiene una bobina che, attraversata da corrente alternata, interagisce con un campo magnetico generando un movimento controllato. Questo movimento produce le vibrazioni necessarie per i test. Il carico da testare viene fissato sulla tavola posta sopra l'armatura. Il sistema è progettato per convertire l'energia elettrica in movimento meccanico e viene raffreddato ad aria per evitare surriscaldamenti.



Figura 6.2.4 - Shaker

L'accelerometro viene montato sulla base dello shaker (Figura 6.2.5), cioè sulla piattaforma vibrante su cui è fissato il cubo. Una volta avviato il test, il sistema inizia a generare vibrazioni secondo un segnale casuale controllato, e sullo schermo del computer compare in tempo reale un grafico (Figura 6.2.6) con l'andamento della PSD (Power Spectral Density) in funzione della frequenza. Questo grafico mostra tipicamente 6 linee:

- La linea verde rappresenta il livello di PSD target, cioè il valore richiesto dal test;
- Le linee arancioni sono le soglie di allarme
- Le linee rosse indicano il limite critico. Se, durante il test, il valore misurato dall'accelerometro supera la soglia critica, il sistema di controllo arresta immediatamente lo shaker per evitare danni al campione o all'apparecchiatura.
- La linea blu rappresenta il valore di PSD effettivamente misurato in tempo reale durante il test. Essa è ottenuta a partire dal segnale acquisito dall'accelerometro montato sulla base dello shaker e indica come la potenza del segnale di accelerazione si distribuisce in funzione della frequenza.

I valori che si vedono in alto a sinistra, ovvero Ctrl. RMS e Target RMS rappresentano la radice quadrata dell'integrale della PSD su tutta la banda di frequenza del test, è una misura complessiva della potenza del segnale di accelerazione che il campione sta subendo durante il test. Il controller del sistema fa in modo che la curva blu (la PSD misurata) segua il più possibile la curva verde (la PSD target), e nel farlo, cerca anche di mantenere il valore RMS globale uguale a quello previsto dal profilo di riferimento.



Figura 6.2.5- Posizionamento accelerometro alla base dello shaker

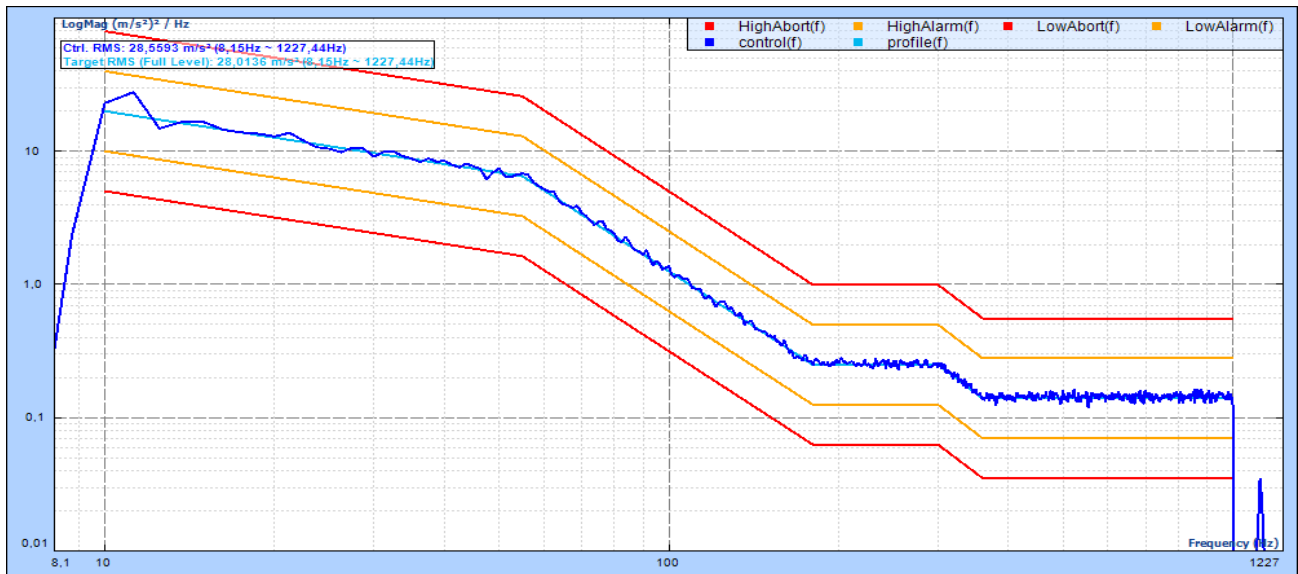


Figura 6.2.6- Profilo PSD-Frequenza

Il profilo vibratorio che lo shaker deve seguire è stabilito da un target (Figura 6.2.7) che viene definito dalla normativa CS00056. La PSD rappresenta la distribuzione dell'energia delle vibrazioni in funzione della frequenza, ed è espressa in $[(\frac{m}{s^2})^2 / Hz]$. In altre parole, indica quanta energia vibrazionale deve essere presente per ciascuna banda di frequenza. Il controller del sistema genera questo segnale e lo modula in modo che il contenuto energetico segua fedelmente la curva PSD imposta dalla normativa. Il segnale viene poi inviato allo shaker sotto forma di comando elettrico e lo shaker lo converte in movimento fisico, producendo le vibrazioni desiderate. Durante tutto il test, l'accelerometro misura costantemente la risposta del sistema e invia i dati al software di controllo, che li confronta con il profilo target. Se ci sono scostamenti significativi, il sistema interviene regolando il segnale in ingresso per riportare la vibrazione entro i limiti richiesti. Questo meccanismo di confronto continuo e correzione si chiama controllo in retroazione e garantisce che il componente venga sottoposto a sollecitazioni coerenti con quelle previste dalla specifica tecnica.

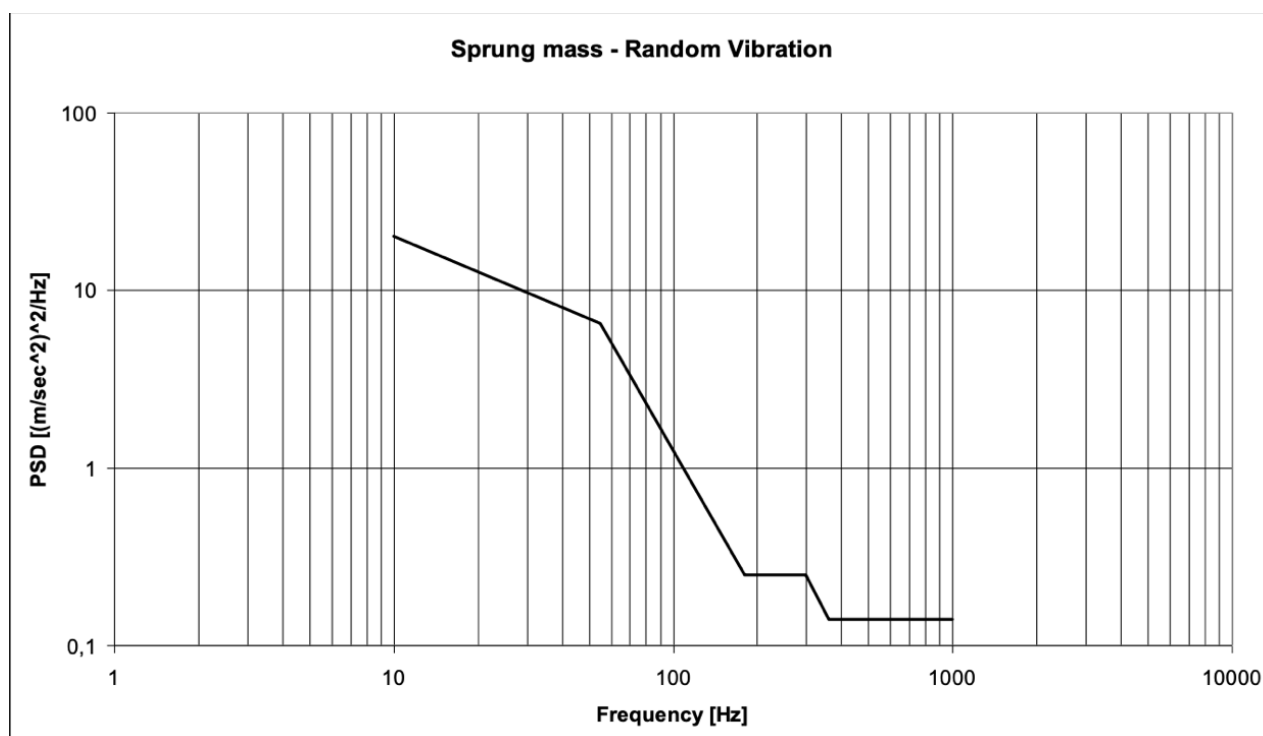


Figura 6.2.7 - Profilo PSD-Frequenza

Nella tabella 6.2.1 sono rappresentati i valori del profilo presente in Figura 6.2.7

Tabella 6.2.1-Valori profilo PSD-frequenza

	Frequency [Hz]	Power spectral density (PSD) [(m/s ²) ² /Hz]	Power spectral density (PSD) [G ² /Hz]
Random Vibration profile for Class V2, V3	10	20.00	0.2080
	55	6.50	0.0676
	180	0.25	0.0026
	300	0.25	0.0026
	360	0.14	0.0015
	1 000	0.14	0.0015
	RMS acceleration	27.78 m/s²	2.84 G

È possibile anche valutare come il sistema risponde alle varie frequenze. Il software è in grado di generare anche una FRF. La FRF è una funzione che esprime il rapporto tra la risposta del sistema (in termini di accelerazione) e l'eccitazione applicata (in termini di forza o spostamento). L'osservazione della FRF della Struttura Cubica (SC) consente di individuare le frequenze di risonanza, cioè quelle in cui il sistema amplifica significativamente le vibrazioni. Durante l'applicazione del profilo vibratorio definito dalla normativa CS00056, la PSD dell'eccitazione viene controllata alla base dello shaker e garantisce che il segnale generato rispetti il profilo target.

Tuttavia, a causa della presenza di risonanze nella SC, la risposta locale della struttura può risultare notevolmente amplificata in corrispondenza di alcune frequenze.

Tale fenomeno è descritto dalla relazione [10]:

$$PSD_{risposta}(f) = |H(j\omega)|^2 \cdot PSD_{input}(f) \quad (6.1.2)$$

Dove:

- $PSD_{risposta}(f)$ è l'energia vibratoria che arriva effettivamente al punto misurato
- $H(j\omega)$ è la funzione di trasferimento
- $PSD_{input}(f)$ è lo spettro erogato allo shaker, conforme al profilo target

È molto importante sottolineare che l'equazione (6.1.1) è valida solamente nel caso in cui il sistema sia lineare, ipotesi adottata nel mio caso studio.

Tuttavia, nelle misure effettuate sperimentali, sono stati utilizzati due accelerometri, uno di controllo alla base della SC e uno di misura nei punti studiati. Essendo che in questo caso i dati a disposizione sono un'accelerazione in ingresso e un'accelerazione misurata in un punto, ci si può ricondurre alla trasmissibilità, e l'equazione (6.1.1) diventa:

$$PSD_{risposta}(f) = |T(\omega)|^2 \cdot PSD_{input}(f) \quad (6.1.2)$$

Dove:

- $T(\omega)$ è la trasmissibilità misurata come $\frac{A_{output}(\omega)}{A_{input}(\omega)}$

Ciò implica che, anche se il profilo nominale dell'eccitazione rispetta quanto richiesto dalla normativa, la presenza di risonanze nella struttura può causare un'amplificazione significativa della risposta locale.

In particolare, nelle frequenze in cui la trasmissibilità presenta picchi, anche una modesta eccitazione può tradursi in una risposta molto più intensa, poiché la densità spettrale di potenza nel punto misurato risulta proporzionale al quadrato del modulo della trasmissibilità.

Questo comporta che il profilo vibratorio applicato venga, di fatto, amplificato nelle zone risonanti della struttura, rendendo il test più severo rispetto a quanto previsto dal profilo nominale. È quindi essenziale considerare tali amplificazioni nella valutazione del comportamento dinamico del componente e nella validazione del progetto.

Quando si avvia il test, l'accelerometro montato sulla base dello shaker comincia a misurare l'accelerazione reale, cioè il segnale vibratorio effettivamente generato. Il controller trasforma questo segnale nel dominio della frequenza, attraverso la FFT (Fast Fourier Transform) [11], e calcola così la PSD reale. Questa PSD viene confrontata con quella prescritta dalla normativa, e se ci sono delle discrepanze, il controller modifica il segnale in ingresso allo shaker per correggere l'uscita. Nei primi istanti del test può capitare che alcune frequenze mostrino delle accelerazioni superiori al target. Questo accade perché, inizialmente, il sistema non ha ancora raccolto abbastanza dati per stimare con precisione la PSD reale. In altre parole, il controllore ha bisogno di un certo numero di finestre temporali per costruire uno spettro affidabile e iniziare a correggere. Dopo un breve periodo, il controller riesce a regolare il segnale in modo tale che l'accelerazione misurata (e quindi la PSD effettiva) si avvicini al profilo target imposto dalla normativa. Quando invece il sistema non riesce a contenere questi picchi, ad esempio perché il campione ha una risposta in risonanza troppo amplificata o perché lo shaker ha raggiunto i suoi limiti meccanici, allora l'accelerazione a quella frequenza supera le soglie di allarme o di arresto impostate nel sistema. Queste soglie sono definite per proteggere sia il campione sia lo shaker stesso, e se vengono superate, il test si blocca automaticamente.

Quindi in conclusione, il controller confronta continuamente la PSD misurata con la PSD target e modifica il segnale per mantenere il test entro i limiti. Se l'errore è troppo grande o persistente, entra in gioco la protezione di sistema, che può bloccare il test.

Il controllore è in grado di effettuare un test chiamato "Resonant Search and Dwell Tests". Il controllore dello shaker non misura direttamente la funzione di risposta in frequenza (FRF), bensì misura la trasmissibilità tra la base dello shaker e la struttura in prova, perché è più semplice dotare il banco di due accelerometri piuttosto che di una cella di carico. Durante la fase di ricerca delle

risonanze, il sistema eccita la struttura con un'onda sinusoidale a frequenza variabile e calcola la trasmissibilità individuando i picchi che corrispondono alle frequenze di risonanza. La trasmissibilità si ottiene confrontando il segnale di risposta misurato su un punto della struttura con un segnale di riferimento misurato altrove, generalmente alla base della struttura stessa, ovvero sul piatto dello shaker. Quando si utilizzano accelerometri, la trasmissibilità viene definita come il rapporto tra l'accelerazione misurata su un punto della struttura (canale di risposta) e quella misurata sullo shaker (canale di riferimento)

Alla fine del test, tuttavia, il grafico che viene restituito all'operatore è rappresentato nella forma di una FRF simulata, perché questa visualizzazione rende immediatamente riconoscibili i picchi modali e permette di confrontare i risultati con quelli di un'analisi modale teorica. In sostanza, il controllore trasforma la trasmissibilità misurata in un equivalente di FRF: i valori del rapporto accelerazione/accelerazione vengono logaritmizzati e riportati come se fossero ampiezze di risposta in frequenza, semplificando così il confronto tra dati sperimentali e curve FRF ottenute da modelli o da misure con forza nota. In questo modo, pur avendo lavorato con la trasmissibilità, l'utente finale ha a disposizione il classico grafico FRF, con i suoi picchi di risonanza perfettamente individuabili. Per ottenere risultati significativi, è cruciale posizionare correttamente gli accelerometri. Il sensore di riferimento deve essere montato in un punto rappresentativo del moto del piatto dello shaker, generalmente al centro. Gli accelerometri di risposta, invece, devono essere posizionati in zone della struttura dove ci si aspetta una forte risposta modale: queste zone variano in base al modo proprio che si intende osservare. Se un accelerometro viene posizionato in un nodo modale (cioè un punto in cui la deformata è nulla per quel modo), esso non rileverà alcuna risonanza, rendendo inefficace la misura.

7. Studio del sistema cubico con le piastre

Come spiegato nel Capitolo 3, le piastre svolgono un ruolo molto importante perché permettono di testare più componenti contemporaneamente. In questo capitolo vengono mostrate diverse combinazioni di posizionamento delle piastre sul cubo, al fine di capire il comportamento e di valutare quali sono le combinazioni ottimali al fine del test.

7.1 Definizione del modello

Nella parte di sinistra della Figura 7.1.1 è presente il cubo con cinque piastre montate. Questo tipo di set-up viene utilizzato solamente quando ci sono molti componenti da sottoporre al test, ma quando si hanno solamente uno o due pezzi, per velocizzare il montaggio e lo smontaggio solitamente si montano solo le piastre necessarie, lasciando scoperti alcuni lati del cubo.

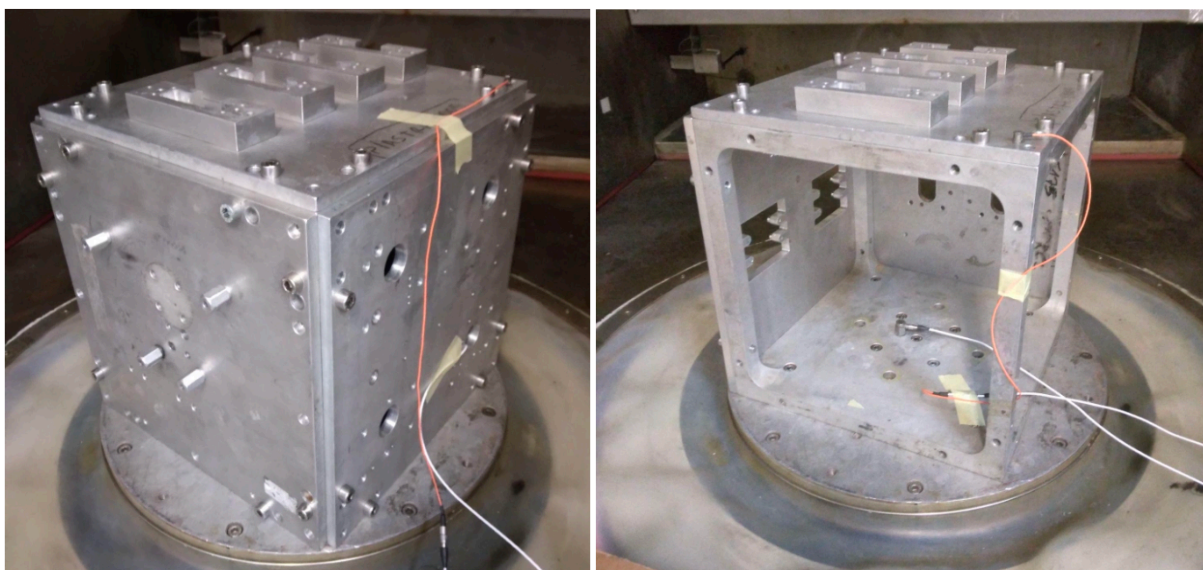


Figura 7.1.1- Cubo con cinque piastre (a sinistra) e tre piastre (a destra)

Per lo studio in esame sono state utilizzate cinque piastre (Figura 7.1.2) per eseguire simulazioni finalizzate a determinare le frequenze proprie della SC in tutte le possibili combinazioni di posizionamento, partendo dall'impiego di una singola piastra fino ad arrivare all'utilizzo simultaneo di tutte e cinque. Le caratteristiche delle piastre sono riportate nella Tabella 7.1.1: sono tutte realizzate con lo stesso materiale, avente una densità di 269000 kg/m^3 . Sebbene i fori presenti nelle piastre abbiano un'influenza trascurabile sulla rigidezza, sono stati comunque considerati nelle simulazioni, poiché la loro presenza modifica significativamente la massa complessiva delle piastre.

Tabella 7.1.1– Caratteristiche delle piastre

	Piastra 1	Piastra 2	Piastra 3	Piastra 4	Piastra 5
Dimensione [mm]	300x300x10	300x300x11	300x300x10,5	300x300x10	300x300x10
Massa reale [kg]	2,385	2,403	2,424	2,446	2,47
Massa simulazione [kg]	2,412	2,377	2,433	2,460	2,477
Differenza massa	1,12 %	1,1 %	0,38 %	0,56%	0,30%
Materiale	Alluminio 6061	Alluminio 6061	Alluminio 6061	Alluminio 6061	Alluminio 6061

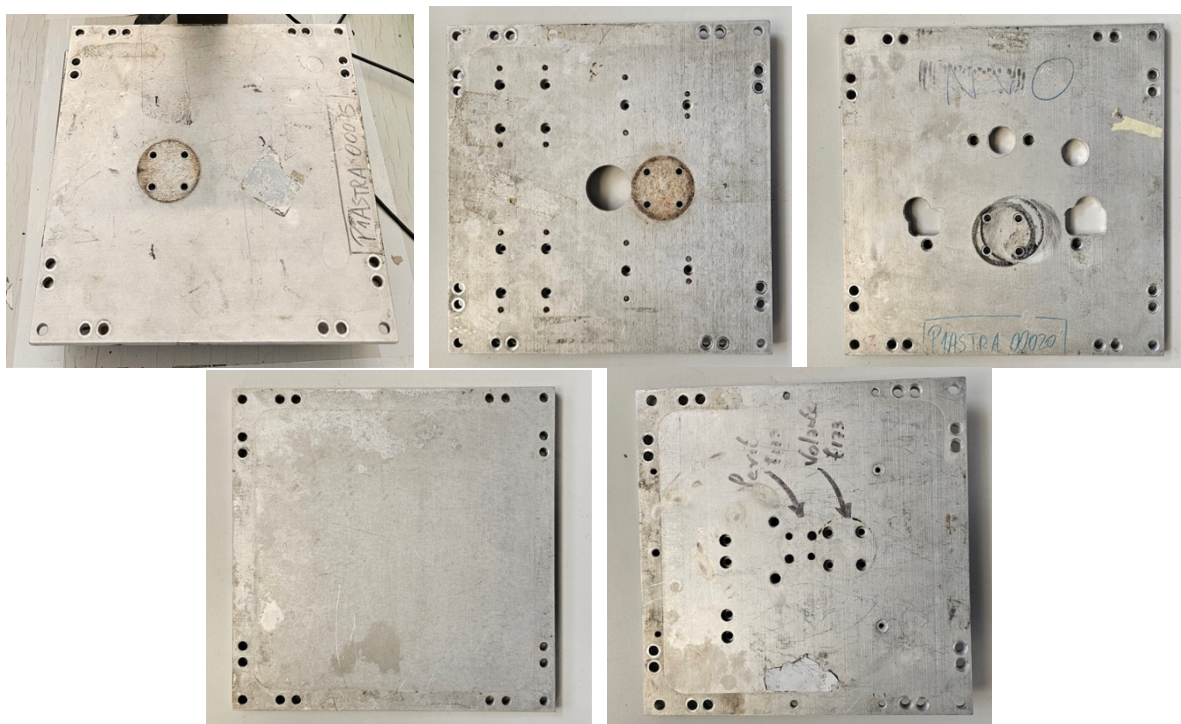


Figura 7.1.2- Piastre 1-5

7.2 Impostazione dei vincoli

Le piastre sono collegate mediante delle viti passanti che fanno presa direttamente alla SC, per ogni piastra ci sono otto viti M8. Con le stesse considerazioni fatte per il vincolo del cubo sul piatto vibrante, anche le piastre nelle simulazioni sono vincolate come se fossero bloccate su tutto l'appoggio che hanno sui lati del cubo.

7.3 Frequenze naturali della SC con le piastre

Per la determinazione delle frequenze naturali, sono state eseguite simulazioni analoghe a quelle effettuate per la sola SC e anche in questo caso è stata adottata una mesh del secondo ordine con spigoli curvi. Considerando che le analisi precedenti hanno mostrato come la variazione percentuale dei risultati, al ridursi della dimensione della mesh, sia estremamente contenuta, è stata impiegata una funzionalità del software chiamata “affinamento mesh adattiva” [12]. Questa modalità consente una convergenza automatica della mesh, andando ad affinare la mesh nelle zone più critiche, basata su due parametri principali: il numero massimo di iterazioni e la tolleranza di convergenza dei risultati. Il processo di affinamento si interrompe non appena si verifica una delle due condizioni. Ad esempio, se vengono impostate un massimo di 10 iterazioni e una tolleranza del 3%, il processo si arresta al raggiungimento di una di esse. Tuttavia, se si raggiunge il limite di iterazioni senza soddisfare la soglia di tolleranza, la simulazione si interrompe comunque, anche in assenza di una vera convergenza. Per questo motivo è fondamentale assicurarsi che la condizione di tolleranza venga soddisfatta prima del limite massimo di iterazioni. Nelle simulazioni svolte, questa condizione è sempre stata rispettata, grazie all'elevata precisione garantita dalla tipologia di mesh adottata. In tutti i casi è stata impostata una dimensione della mesh di 30mm, con dieci iterazioni e una tolleranza di convergenza del 3%. Il vantaggio di sfruttare questa impostazione e di avere dei risultati molto precisi, con dei tempi di calcolo ridotti.

Di seguito, nei capitoli successivi sono riportate le simulazioni di tutte le combinazioni di posizionamento delle piastre sulla SC.

7.3.1 Configurazione SC più una piastra posta lateralmente

Per questo primo studio (Figura 7.3.1.1), sono state effettuate delle simulazioni partendo con una dimensione assoluta della mesh da 50mm, passando a una da 15mm e infine a 5mm. Questo processo è stato effettuato solo in questo primo caso per dimostrare l'affidabilità del tool di affinamento automatico della mesh proposto da Fusion 360. Nella tabella 7.3.1.1 sono presenti tutte le frequenze naturali di questo sistema al variare della precisione della mesh, l'ultima riga è dedicata ai risultati ottenuti con la convergenza automatica del software, ottenuta dopo 3 iterazioni. Si nota come le differenze percentuali delle frequenze degli ultimi 3 studi sono tutte al di sotto del 3-5%, confermando così l'affidabilità del tool.

Tabella 7.3.1.1– Frequenze naturali SC + piastra laterale

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
11409	5837	234,07	238,10	452,78	739,84	831,67	928,88	1011,24	1240,61
47613	24980	215,78	220,66	412,20	691,70	803,76	864,49	958,66	1078,99
79935	42579	215,90	222,28	416,89	695,14	800,14	855,31	951,12	1078,66
50872	27829	217,17	222,50	415,94	688,83	807,08	861,57	956,50	1089,58

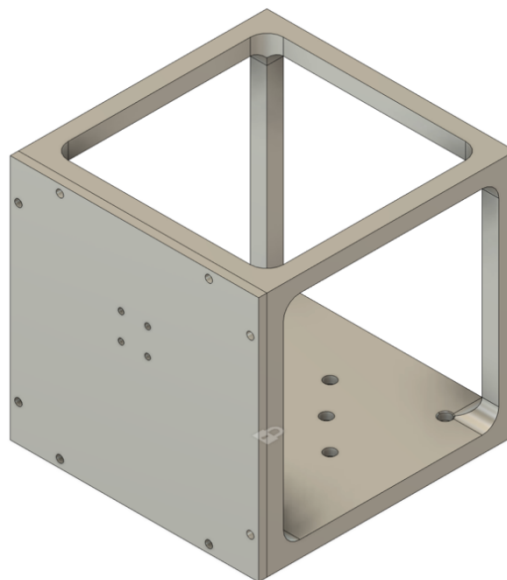


Figura 7.3.1.1- Configurazione SC + piastra laterale

7.3.2 Configurazione SC più una piastra posta superiormente

In questa configurazione, a differenza della precedente, la piastra è posizionata nella faccia superiore del cubo (Figura 7.3.2.1). La piastra va ad aggiungere massa al sistema, ma dal punto di vista della

rigidezza non incide particolarmente, andando così ad abbassare le frequenze naturali dei primi modi del sistema.

Tabella 7.3.2.1- Frequenze naturali SC + piastra superiore

Frequenze naturali [Hz]									
Nodi	Elementi	1	2	3	4	5	6	7	8
29050	15693	127,32	127,52	183,92	609,61	1000,84	1002,66	1019,49	1473,38

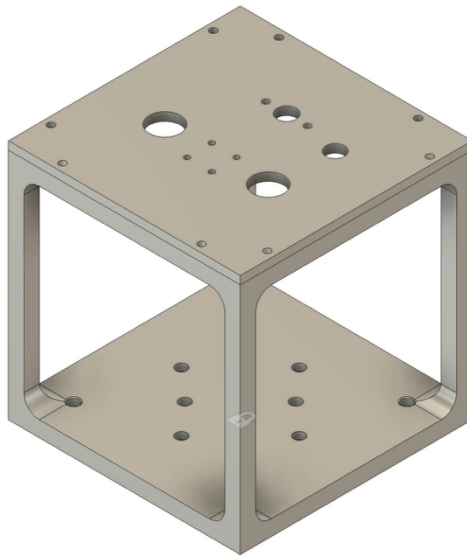


Figura 7.3.2.1- Configurazione SC + piastra superiore

7.3.3 Configurazione SC più due piastre laterali adiacenti

In questa configurazione le piastre sono posizionate in modo adiacente come in Figura 7.3.3.1. In questo modo garantiscono una maggiore rigidezza al sistema, andando così ad alzare i valori delle frequenze naturali rispetto al caso della singola piastra (Tabella 7.3.3).

Tabella 7.3.3.1– Frequenze naturali SC + due piastre adiacenti

Frequenze naturali [Hz]									
Nodi	Elementi	1	2	3	4	5	6	7	8
70572	38024	256,77	397,23	718,60	893,36	925,54	1019,25	1099,56	1206,88

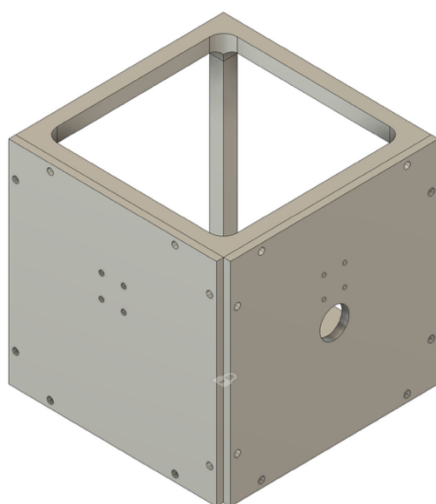


Figura 7.3.3.1- Configurazione SC + 2 piastre adiacenti

7.3.4 Configurazione SC più due piastre laterali in posizione opposta

In questa configurazione, (Figura 7.3.4.1) le due piastre sono disposte in maniera opposta sui lati del cubo. In questo caso il comportamento è simile al precedente, garantendo un'ottima rigidezza.

Tabella 7.3.4.1– Frequenze naturali SC + 2 piastre opposte

Nodi	Elementi	MODI							
		1	2	3	4	5	6	7	8
67520	36182	243,40	458,59	703,54	997,21	1013,87	1093,07	1222,90	1338,48

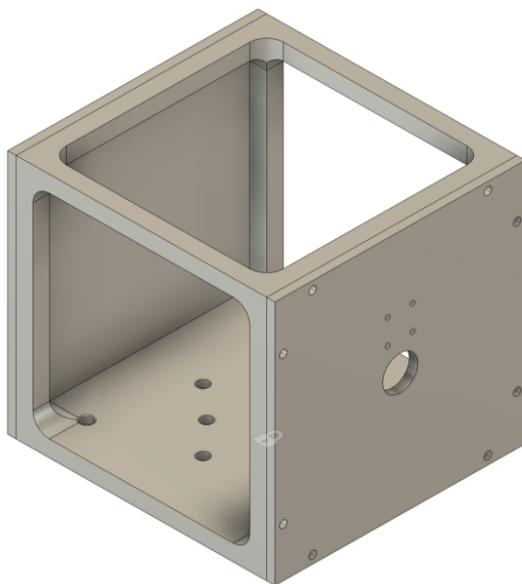


Figura 7.3.4.1- Configurazione SC + 2 piastre opposte

7.3.5 Configurazione SC più due piastre: una posta lateralmente e una superiormente

In questa configurazione (Figura 7.3.5.1), nonostante siano presenti due piastre, il sistema non si comporta in modo ottimale, la piastra disposta superiormente non comporta guadagni in termine di rigidità, ma solamente in massa, facendo diminuire così le frequenze naturali dei primi modi del sistema. (Tabella 7.3.5.1).

Tabella 7.3.5.1– Frequenze naturali SC + due piastre

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
71298	38325	181,74	183,59	650,13	924,49	999,69	1150,10	1173,82	1408,34

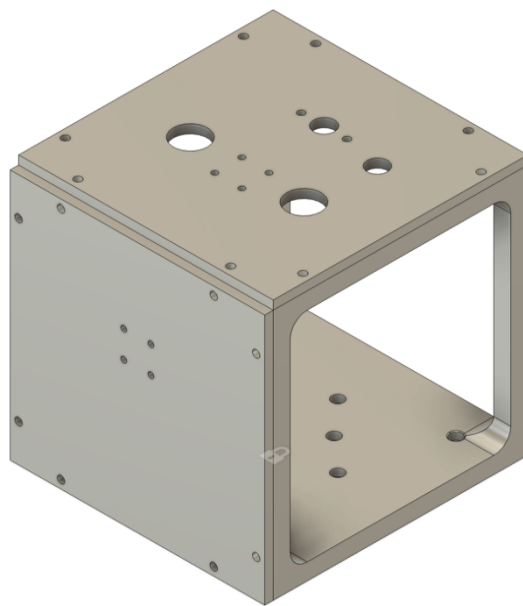


Figura 7.3.5.1- Configurazione SC + due piastre

7.3.6 Configurazione SC più tre piastre: due adiacenti e una posta superiormente

In questa versione di configurazione (Figura 7.3.6.1), sono presenti tre piastre, due disposte in modo adiacente e una sulla faccia superiore del cubo. In questo caso la piastra posta superiormente va ad aumentare la massa del sistema, ma non la rigidità. In conclusione, le frequenze proprie del sistema si abbassano come da Tabella 7.3.6.1.

Tabella 7.3.6.1– Frequenze naturali SC + tre piastre

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
90916	48482	216,01	721,09	756,53	947,38	1183,07	1193,26	1380,46	1484,96

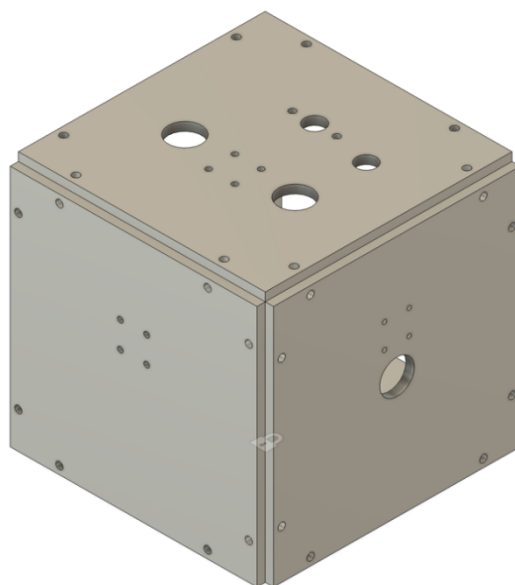


Figura 7.3.6.1- Configurazione SC + tre piastre

7.3.7 Configurazione SC più tre piastre adiacenti

Nella Figura 7.3.7.1 è presente un'alternativa di posizionamento delle tre piastre, in questo caso sono posizionate tutte e tre adiacenti tra di loro. Come nel caso di doppie piastre adiacenti, questa configurazione va a conferire una buona rigidezza al sistema aumentando notevolmente le frequenze naturali del sistema (Tabella 7.3.7.1).

Tabella 7.3.7.1– Frequenze naturali SC + tre piastre adiacenti

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
95114	50998	380,64	705,72	963,63	997,89	1068,80	1220,92	1326,42	1410,58

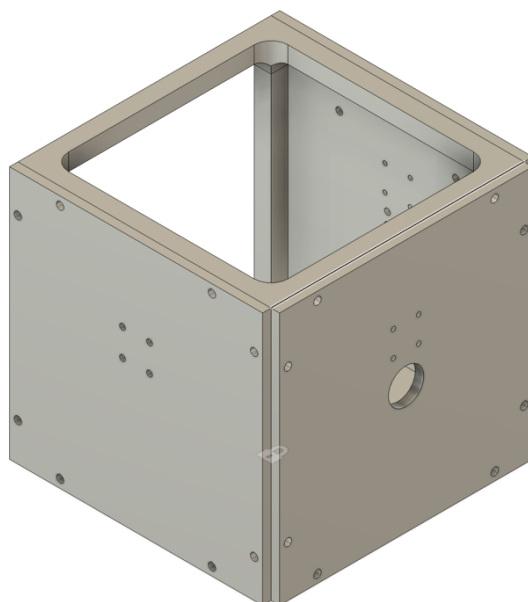


Figura 7.3.7.1- Configurazione SC + tre piastre adiacenti

7.3.8 Configurazione SC più tre piastre: due opposte e una posta superiormente

Questa configurazione (Figura 7.3.8.1) è un'altra versione di posizionamento delle tre piastre. I risultati, visibili in Tabella 7.3.8.1, sono abbastanza simili al caso precedente.

Tabella 7.3.8.1– Frequenze naturali SC + tre piastre

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
95905	51296	227,61	727,25	1005,29	1063,09	1134,45	1140,47	1228,08	1599,50

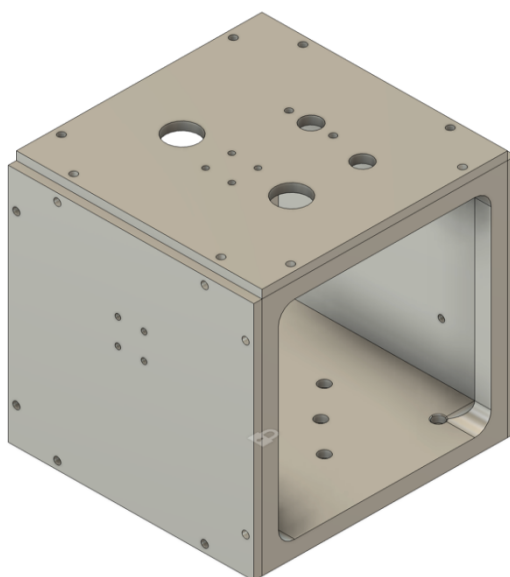


Figura 7.3.8.1- Configurazione SC + tre piastre

7.3.9 Configurazione SC più quattro piastre adiacenti

Questo set-up (Figura 7.3.9.1) porta ad avere una rigidezza molto elevata, nella Tabella 7.3.9.1 si nota come le frequenze naturali del sistema sono piuttosto elevate. Questo ci suggerisce che è un'ottima configurazione del sistema per eseguire il test.

Tabella 7.3.9.1– Frequenze naturali SC + quattro piastre adiacenti

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
253304	141033	717,75	904,01	908,24	1174,29	1232,23	1321,42	1455,91	1458,11

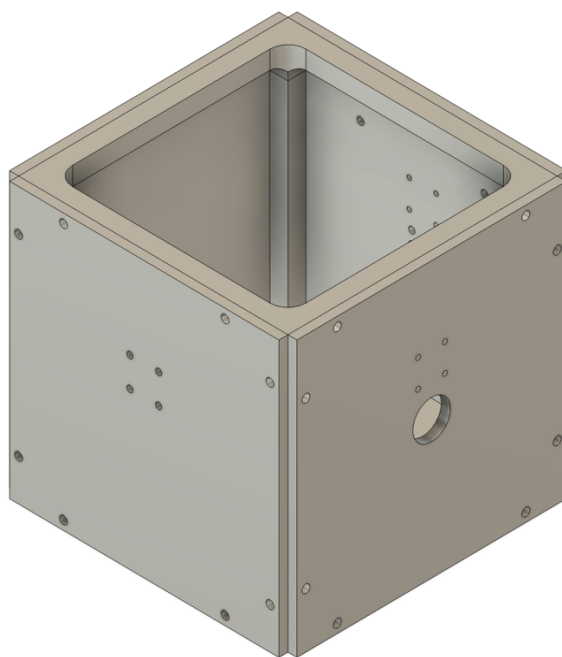


Figura 7.3.9.1- Configurazione SC + quattro piastre

7.3.10 Configurazione SC più quattro piastre: tre adiacenti e una posta superiormente

In questa variante delle quattro piastre (Figura 7.3.10.1), tre sono adiacenti mentre una è posta superiormente. Le frequenze si abbassano perché la piastra posta superiormente non incide sull'aumento della rigidità.

Tabella 7.3.10.1– Frequenze naturali SC + quattro piastre

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
111741	59195	593,83	828,55	1017,18	1133,36	1169,08	1317,93	1427,72	1590,63

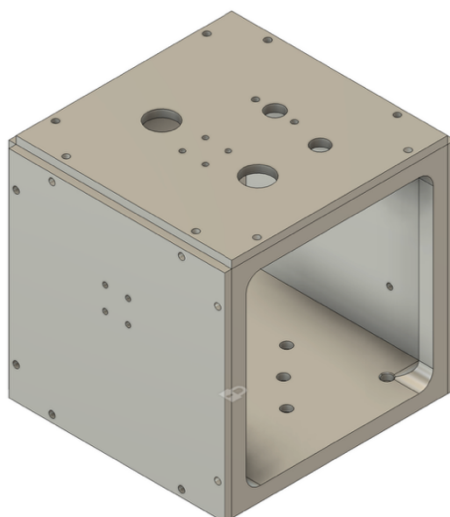


Figura 7.3.10.1- Configurazione SC + quattro piastre

7.3.11 Configurazione SC più cinque piastre

Questa è l'ultima configurazione possibile, sono posizionate tutte e cinque le piastre sul cubo come da Figura 7.3.11.1. Anche questa configurazione porta ad avere delle frequenze naturali molto alte, il che ci suggerisce che è un ottimo set-up per poter svolgere i test. La frequenza massima della prova è di 1000Hz, il primo modo calcolato attraverso la simulazione si verifica a 986 Hz; quindi, in questo caso è molto probabile non avere comportamenti particolari della struttura durante la prova.

Tabella 7.3.11.1– Frequenze naturali SC + cinque piastre

Nodi	Elementi	Frequenze naturali [Hz]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
297894	164857	986,90	991,63	1025,48	1045,30	1305,56	1326,53	1336,19	1722,12

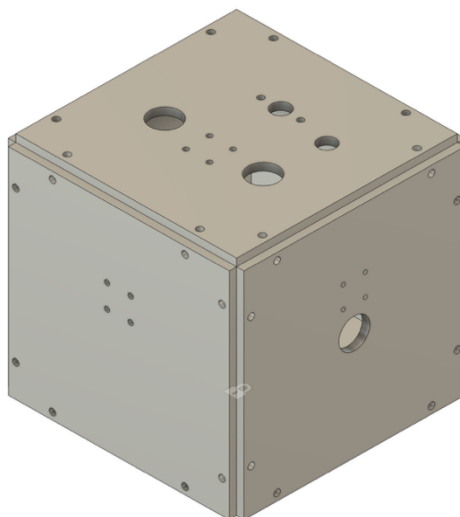


Figura 7.3.11.1- Configurazione cubo + cinque piastre

8. Confronto tra le varie configurazioni

In questo capitolo vengono fatte delle considerazioni sulle varie configurazioni facendo riferimento ai modi che superano la soglia limite dei 1000 Hz. Questa soglia è importante perché è il limite massimo raggiunto durante il test, quindi idealmente, con le ipotesi attuate in queste simulazioni, le configurazioni che non hanno delle frequenze proprie al di sotto di questa soglia sarebbero quelle ottimali da utilizzare.

Per semplificare la trattazione dei risultati, le varie configurazioni vengono chiamate nel seguente modo:

- Config 1: Configurazione SC più una piastra posta lateralmente
- Config 2: Configurazione SC più una piastra posta superiormente
- Config 3: Configurazione SC più due piastre laterali adiacenti
- Config 4: Configurazione SC più due piastre laterali in posizione opposta
- Config 5: Configurazione SC più due piastre: una posta lateralmente e una superiormente
- Config 6: Configurazione SC più tre piastre: due adiacenti e una posta superiormente
- Config 7: Configurazione SC più tre piastre adiacenti
- Config 8: Configurazione SC più tre piastre: due opposte e una posta superiormente

- Config 9: Configurazione SC più quattro piastre adiacenti
- Config 10: Configurazione SC più quattro piastre: tre adiacenti e una posta superiormente
- Config 11: Configurazione SC più cinque piastre

Nella Tabella 8.1 sono riassunte tutte le frequenze proprie delle differenti configurazioni.

Tabella 8.1– Frequenze naturali in Hz del sistema

MODI	1	2	3	4	5	6	7	8
config 1	217,17	222,50	415,94	688,83	807,08	861,57	956,50	1089,58
config 2	127,32	127,52	183,92	609,61	1000,84	1002,66	1019,49	1473,38
config 3	256,77	397,23	718,60	893,36	925,54	1019,25	1099,56	1206,88
config 4	243,40	458,59	703,54	997,21	1013,87	1093,07	1222,90	1338,48
config 5	181,74	183,59	650,13	924,49	999,69	1150,10	1173,82	1408,34
config 6	216,01	721,09	756,53	947,38	1183,07	1193,26	1380,46	1484,96
config 7	380,64	705,72	963,63	997,89	1068,80	1220,92	1326,42	1410,58
config 8	227,61	727,25	1005,29	1063,09	1134,45	1140,47	1228,08	1599,50
config 9	717,75	904,01	908,24	1174,29	1232,23	1321,42	1455,91	1458,11
config 10	593,83	828,55	1017,18	1133,36	1169,08	1317,93	1427,72	1590,63
config 11	986,90	991,63	1025,48	1045,30	1305,56	1326,53	1336,19	1722,12

Come si osserva dalla Tabella 8.1, aumentando il numero di piastre, le frequenze naturali tendono a salire, questo perché si rende il sistema sempre più rigido e di conseguenza la prima frequenza propria del sistema tende ad aumentare. Di seguito, nella Figura 8.1 è mostrato un grafico che chiaramente mostra come le configurazioni con più piastre hanno pochi modi al di sotto della soglia limite dei 1000Hz imposta da normativa, e quindi considerando un sistema con un vincolo ideale come impostato per questa prima parte di analisi, ci consiglierebbe di utilizzare una configurazione con più piastre.

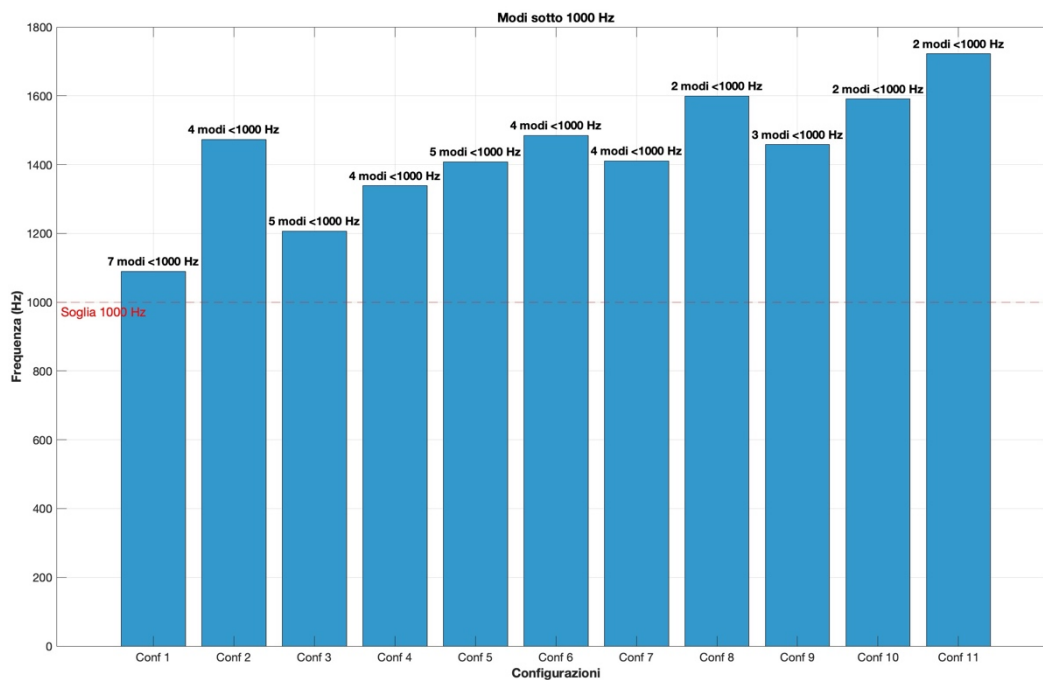


Figura 8.1– Confronto tra le varie configurazioni

Una tendenza comune a tutte le configurazioni è definita dal fatto che i primi modi di vibrare rappresentano delle flessioni o torsioni a livello globale, invece, quando si osservano i comportamenti dei modi superiori, le deformazioni spesso sono locali.

Nel caso in cui vengono installate più piastre sulla struttura, il comportamento modale cambia in modo significativo rispetto ai casi con una piastra. La struttura diventa infatti molto più rigida, sia globalmente che localmente. Questa rigidità elevata rende il sistema più omogeneo, eliminando le differenze marcate tra le varie zone della struttura.

Nella Figura 8.2 è presente un confronto grafico, riferito alla configurazione 1, tra il primo modo di vibrare (immagine di sinistra), e il sesto modo di vibrare (immagine di destra). Si osserva che nell'immagine di sinistra la deformazione è a livello globale, la SC si sta flettendo verso un lato. Mentre nell'immagine di destra la deformazione è a livello locale, la SC si deforma in punti precisi.

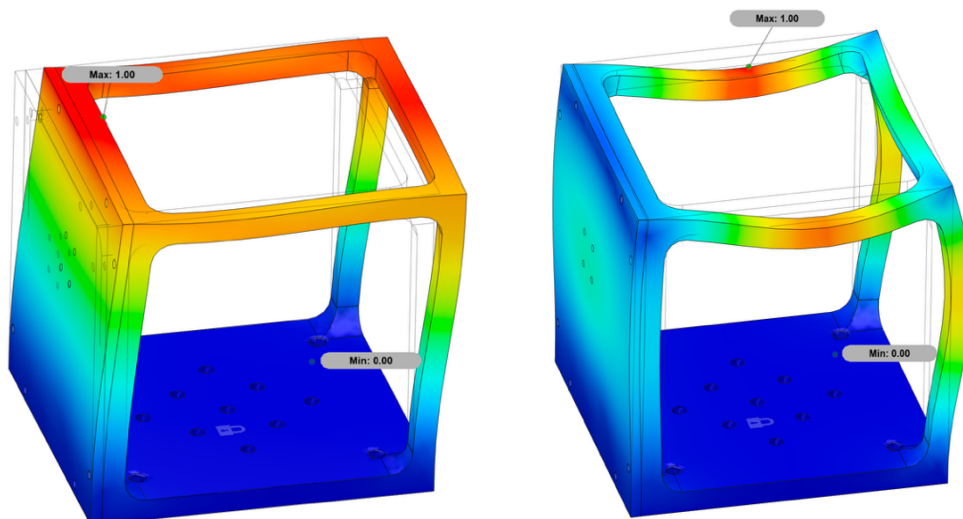


Figura 8.2– Confronto deformazione tra modo uno e modo sei (configurazione 1)

Nella Figura 8.3 il confronto è fatto sempre nel caso della singola piastra, ma posizionata sulla faccia superiore del cubo. Si nota anche qua, come nel caso precedente, che la deformazione è globale nel primo modo, mentre localizzata in determinati punti al sesto modo.

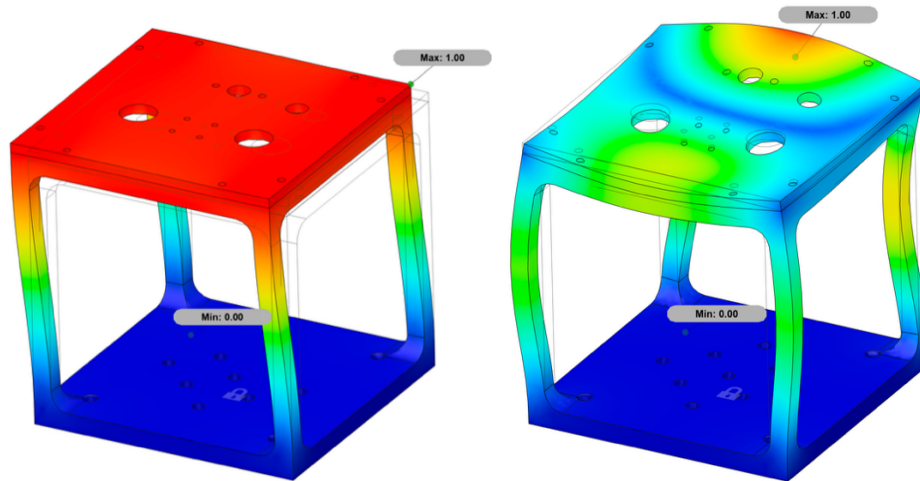


Figura 8.3– Confronto deformazione tra modo uno e modo sei (configurazione 2)

9. Conclusioni delle analisi numeriche

Dall'analisi modale effettuata sulle diverse configurazioni, emerge un comportamento chiaro: nei primi modi di vibrare, le configurazioni con piastre laterali mostrano frequenze naturali più alte rispetto a quelle con piastre poste superiormente. Questo perché i modi più bassi rappresentano tipicamente deformazioni globali, come flessioni o torsioni, e l'inserimento di piastre sui lati irrigidisce maggiormente la struttura rispetto a una piastra posta sulla sommità, che invece ha un impatto più limitato sulla rigidità globale.

Nel caso della configurazione con quattro o cinque piastre, la struttura diventa globalmente molto più rigida e omogenea. In particolare, con cinque piastre, quasi tutte le frequenze naturali risultano superiori ai 1000 Hz, ovvero al limite massimo di interesse per i test. Questo rende tale configurazione particolarmente efficace nel prevenire risonanze indesiderate nel range operative.

Tuttavia, per trarre conclusioni definitive sulla configurazione più adatta dal punto di vista dinamico, è necessario valutare anche quali modi di vibrare siano effettivamente attivabili dalla sollecitazione prevista. In altre parole, è fondamentale considerare il fattore di partecipazione della massa lungo la direzione di interesse, che nel nostro caso è l'asse Z. Se per esempio un certo modo si attiva solamente in direzione X o Y, durante il test svolto sullo shaker non verrà mai attivato e di conseguenza non creerà problemi. Solo i modi con contributo significativo lungo Z possono influenzare la risposta dinamica del Sistema. Per questo motivo, nel capitolo successivo verrà effettuata un'analisi dei fattori di partecipazione della massa, al fine di identificare quali modi siano realmente coinvolti nella risposta dinamica lungo z e quindi determinare con maggiore precisione quale configurazione risulti più efficace e bilanciata in termini di rigidità, massa e comportamento dinamico.

10. Considerazione sui fattori di partecipazione della massa

Il fattore di partecipazione della massa rappresenta una misura quantitativa di quanto ciascuna forma modale contribuisca al movimento globale della struttura in una data direzione, in risposta a un'azione dinamica esterna. Quando una struttura è sottoposta a forze dinamiche, come vibrazioni da

macchinari, la risposta della struttura non avviene in modo arbitrario, ma si organizza secondo le sue forme modali naturali, ovvero i modi in cui la struttura tende spontaneamente a vibrare. Tuttavia, non tutte le forme modali sono influenzate allo stesso modo da uno stimolo esterno: solo quelle che “intercettano” una quantità significativa della massa della struttura nella direzione della forza applicata rispondono con un'ampiezza significativa. È qui che entra in gioco il fattore di partecipazione della massa. A livello matematico (e a livello software), questo fattore è calcolato nel seguente modo [13]:

$$\Gamma_{i,d} = \{\phi_i^T\}[M]\{r_d\} \quad (10.1)$$

Dove:

- $\Gamma_{i,d}$ è il fattore di partecipazione
- ϕ_i^T è il vettore della modalità i trasposto
- M è la matrice di massa
- r_d è un vettore unitario direzionale che vale 1 sul grado di libertà corrispondente alla direzione d e 0 sugli altri

Attraverso questo fattore si definisce:

$$M_{i,d}^{eff} = \Gamma_{i,d}^2 \quad (10.2)$$

Dove:

- $M_{i,d}^{eff}$ è il **fattore di partecipazione della massa**, cioè l'effettiva massa associata alla modalità i in direzione d

Infine, si ricava:

$$\%MPF = \left(\frac{M_{i,d}^{eff}}{M_{tot}} \right) \cdot 100 \quad (10.3)$$

Dove:

- $\%MPF$ è la percentuale di massa totale del modello che partecipa lungo una certa direzione una data forma modale
- M_{tot} è la massa totale del sistema

11. Confronto tra prove sperimentali e numeriche della SC

Durante le prove vibrazionali di validazione, non tutte le configurazioni di piastre possibili del SC vengono effettivamente utilizzate. Ad esempio, l'impiego di una singola piastra montata sul cubo non viene mai considerata, mentre l'utilizzo di tre o quattro piastre vengono adottate in quanto garantiscono una buona rigidità al sistema e permettono di accelerare i tempi del test. Solitamente cinque piastre non vengono mai adottate perché il montaggio della piastra sul retro della SC è scomodo.

In questo capitolo verranno analizzate le configurazioni più comuni, confrontando i risultati delle prove sperimentali con quelli delle simulazioni numeriche. Verrà inoltre discusso l'effetto che ciascuna configurazione può avere sul profilo di risposta dinamica, in particolare nelle zone del cubo in cui vengono fissati i componenti.

Le considerazioni riportate finora valgono principalmente per i test su componenti di piccole dimensioni e massa trascurabile, i quali non alterano significativamente la distribuzione di massa del sistema e, di conseguenza, non influenzano in modo rilevante il comportamento dinamico della SC.

In questi casi, i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche, che non tengono conto della presenza del componente, risultano comunque affidabili e rappresentativi.

Ad esempio, componenti come alzacristalli, e-latch (tasti per aprire le porte) oppure i satelliti (componenti per gestire l'aria condizionata all'interno del veicolo) non modificano in maniera marcata il comportamento dinamico complessivo mentre quando vengono testati componenti più ingombranti e pesanti, come ad esempio i volantini, l'effetto sull'inerzia e sulla rigidità locale può essere significativo. In tali casi, la presenza del componente deve essere tenuta in conto nel modello, poiché può alterare sensibilmente la risposta dinamica del sistema cubico. Questo aspetto verrà trattato più nel dettaglio nei capitoli successivi. Nella Figura 11.1 sono cerchiati dei componenti di piccole dimensioni e piccola massa che non vanno a modificare il comportamento del SC.



Figura 11.1– Esempio di piccoli componenti [14]

11.1 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso della sola SC

In questo capitolo viene proposto il confronto tra la simulazione numerica e quella sperimentale nel caso del solo cubo. Nella tabella 11.1.1 sono presenti le frequenze e i fattori di partecipazione della massa lungo le tre direzioni X, Y e Z calcolati numericamente.

Tabella 11.1.1– Frequenze e fattori di partecipazione della massa ottenuti numericamente

	Frequenza [Hz]	X	Y	Z
1	171,63	17,10	9,79	0
2	171,66	9,79	17,10	0
3	217,75	0	0	0
4	376,17	0	0	0
5	619,53	0	0	0
6	763,48	0	0	9,82
7	782,77	0	0	0
8	835,26	0	0	0
9	835,41	0	0	0
10	1119,20	1,01	0,10	0
	somma	27,10	26,10	9,82

Nella Figura 11.1.1 è mostrato il set-up della prova sperimentale. Sono stati impiegati due accelerometri:

- uno collegato al cavo bianco, posizionato alla base della SC, utilizzato come accelerometro di controllo;
- uno di misura, installato sulla barra libera come visibile in figura.



Figura 11.1.1- Set-up del test

L'accelerometro di misura è un Dytran modello 3032A (Figura 11.1.2), anch'esso un sensore piezoelettrico.



Figura 11.1.2- Accelerometro Dytran 3032A

Nella tabella 11.1.2 di seguito sono riportate le principali caratteristiche dell'accelerometro [14].

Tabella 11.1.2– caratteristiche accelerometro Dytran 3032A

Massa accelerometro	0,0015 Kg
Materiale	Titanio
Range di frequenza	1 a 10000 Hz
Frequenza di risonanza	>80kHz
Massima accelerazione	3924 m/s ²
Temperatura di utilizzo	-51° a 121°
Sensività	10mV/g

L'accelerometro di controllo ha il compito di regolare il movimento dello shaker, assicurando che la vibrazione imposta corrisponda al profilo target del test. In questo caso, si tratta di un test di tipo random sweep, con una accelerazione nominale di 1g e un intervallo di frequenza compreso tra 10 Hz e 1000 Hz, come illustrato nella Figura 11.1.3.

Il profilo riportato in Figura 11.1.3 mostra:

- la linea verde, che rappresenta il profilo ideale da seguire;
- la linea blu, corrispondente al segnale letto dall'accelerometro di controllo, che, in condizioni ottimali, si sovrappone quasi perfettamente al profilo ideale;
- la linea azzurra, che indica il segnale dell'accelerometro di misura posto sulla struttura.

È evidente come, in corrispondenza di determinate frequenze, la linea azzurra si discosti visibilmente da quella blu e verde, segnalando la presenza di risonanze strutturali: in quei punti, la struttura amplifica il segnale di ingresso, generando una risposta più intensa di quella imposta.

Questo tipo di prova è noto come sweep test. Si tratta di una procedura in cui la frequenza del segnale di eccitazione aumenta progressivamente all'interno di un intervallo definito. Lo scopo principale è identificare le frequenze di risonanza del sistema, cioè quelle in cui si verificano picchi significativi nella risposta strutturale. Analizzando il rapporto tra il segnale di controllo e quello di misura, è possibile tracciare la trasmissibilità del sistema, che viene mostrata in Figura 11.1.4.

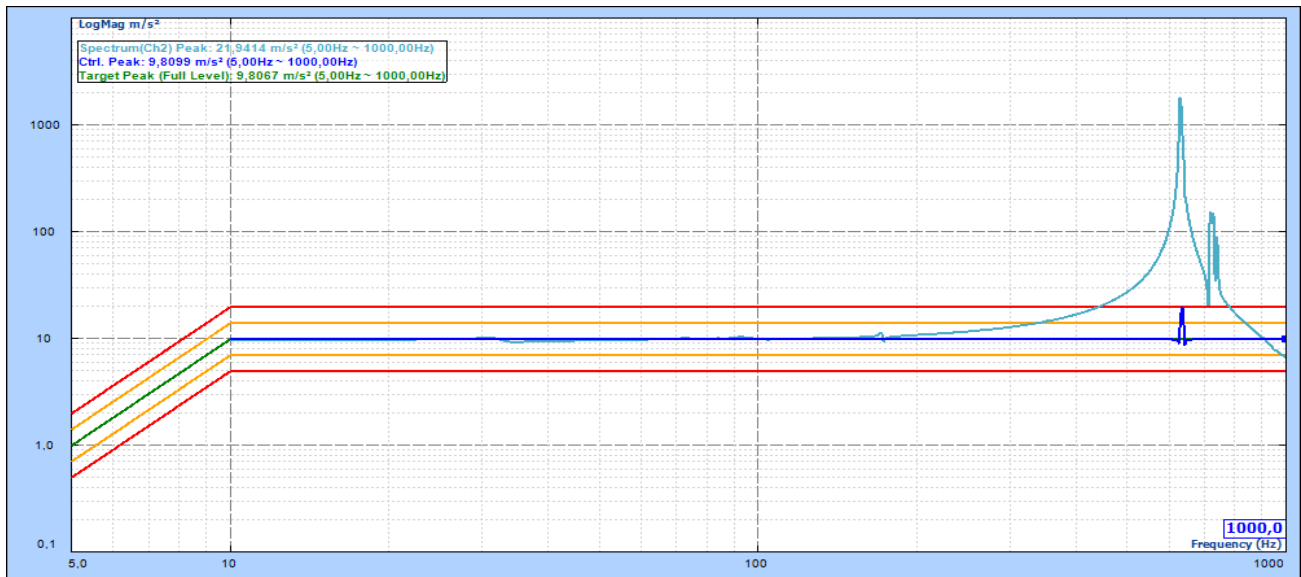


Figura 11.1.3– Profilo del test

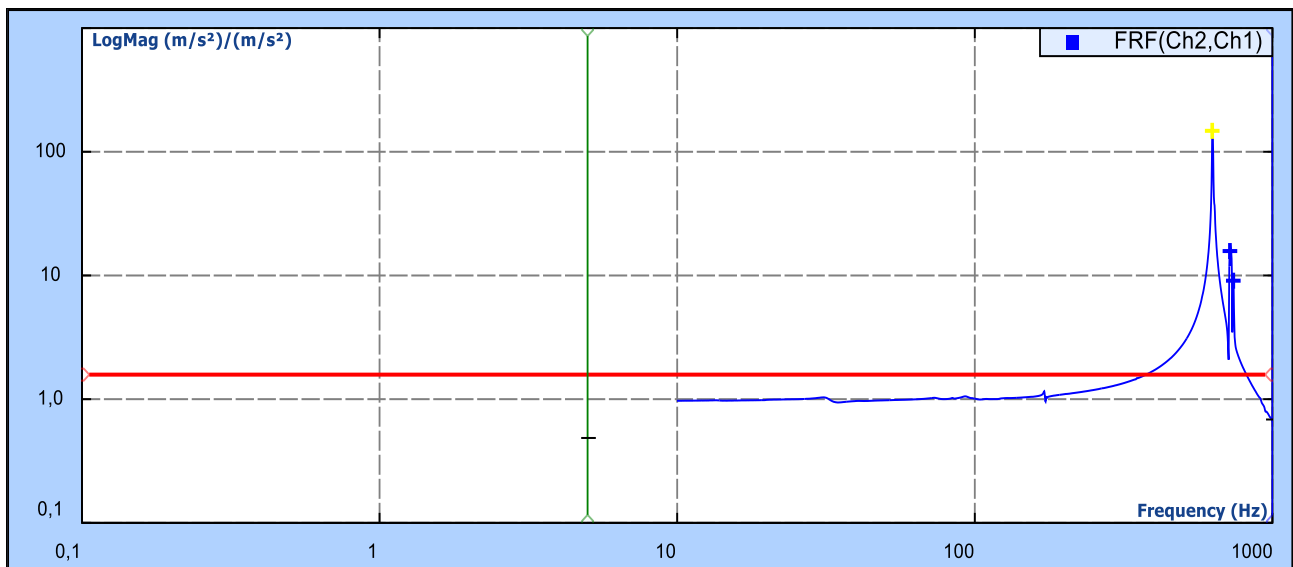


Figura 11.1.4– Trasmissibilità

La posizione dell'accelerometro è stata scelta sulla base delle simulazioni numeriche, in modo da posizionarlo in un punto in cui fosse massima la deformazione lungo la direzione Z. Il primo modo che presenta una deformazione prevalente lungo Z è il sesto: i modi precedenti (dal primo al quinto) rappresentano principalmente flessioni o torsioni nel piano X-Y. Anche i modi 7, 8 e 9 mostrano deformazioni lungo la direzione Z; tuttavia, come evidenziato dalla tabella dei fattori di partecipazione di massa, il contributo in Z risulta nullo. Questo è dovuto al fatto che tali modi presentano una distribuzione simmetrica della deformazione: un lato del cubo si muove verso l'alto (Z positivo), mentre l'altro si muove verso il basso (Z negativo), annullando di fatto il contributo netto di massa che si sposta lungo l'asse Z. Nei modi simmetrici di questo tipo, le masse si muovono in direzioni opposte lungo Z, generando spostamenti locali ma senza movimento netto del centro di massa lungo quell'asse. Per questo motivo, il *fattore di partecipazione alla massa* in Z risulta nullo anche se localmente ci sono deformazioni in quella direzione. Le deformazioni sono rappresentate nella Figura 11.1.5 seguente e si nota come le deformazioni dei modi 7,8 e 9 sono simmetriche, mentre il modo 6 possiede dei lati che rimangono nella stessa posizione.

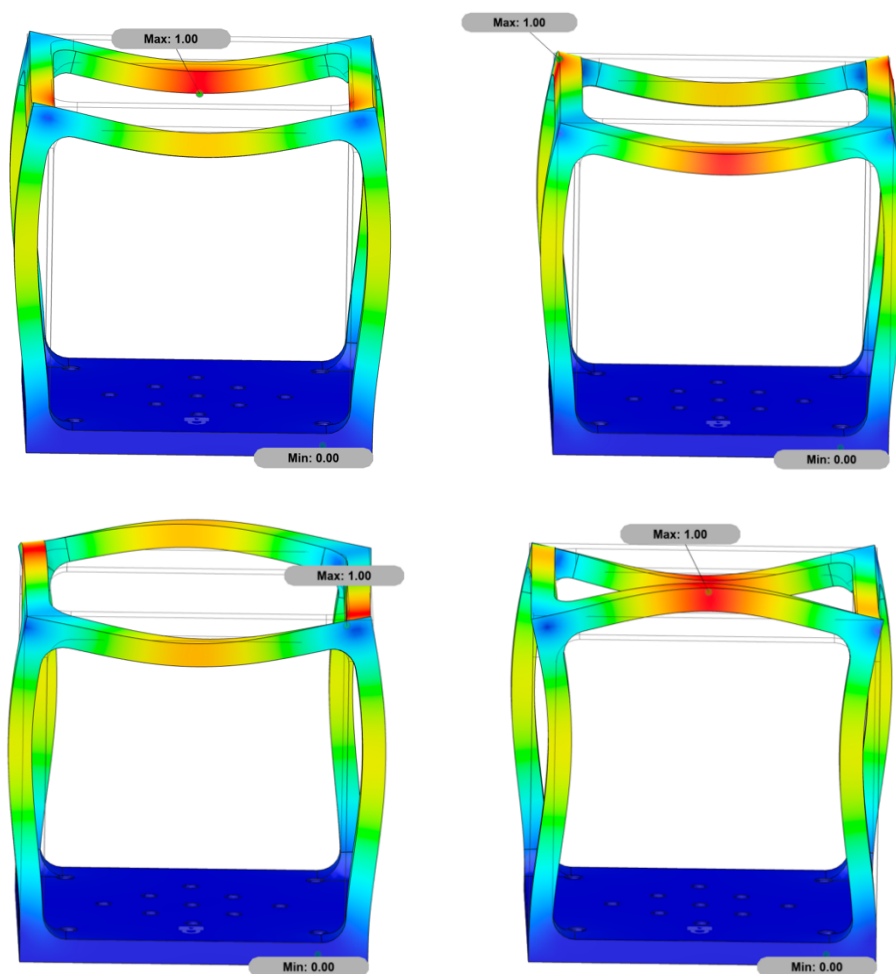


Figura 11.1.5– Deformazioni modi 6-7-8-9

I colori che rappresentano le deformazioni indicano in modo qualitativo le zone di massima e minima deformazione, ma non corrispondono ai valori assoluti di spostamento. In particolare, le aree colorate in rosso, associate a valori positivi, indicano che la struttura si deforma nel verso positivo dell'asse Z, mentre le aree in blu, con valori negativi, indicano una deformazione nel verso negativo dell'asse Z. In Figura 11.1.6 un esempio di legenda.

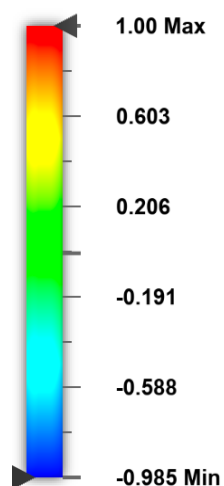


Figura 11.1.6– Legenda deformazioni

Di seguito sono riportate le frequenze ricavate sperimentalmente dalla Figura 11.1.4.

Tabella 11.1.3– Frequenze di risonanza lette sperimentalmente

Index	Frequenza [Hz]	Rapp. Ampiezza	Fase	Q	Phase slope
1	627,62	147,67	-102,2	114,15	-1
2	719,91	15,75	-177,33	49,761	1
3	738,78	9,08	148,3	114,52	-1

Nella Tabella 11.1.3 sono presenti i seguenti dati:

1. Frequenza: è la frequenza naturale (o frequenza risonante) del sistema per quel modo, cioè dove si verifica un picco nella risposta in frequenza
2. Rapporto di Ampiezza: è il rapporto di ampiezza tra la risposta (accelerazione) e l'eccitazione (forza) a quella frequenza. Valori elevati indicano una forte amplificazione.
3. È la fase (in gradi) della risposta rispetto all'ingresso, alla frequenza corrispondente. A risonanza, la fase cambia rapidamente. Quindi la fase misura lo sfasamento temporale tra ingresso e uscita
4. Q: è il fattore di qualità, indica quanto è smorzato il modo. Più alto è il Q, più “sottosmorzato” è il sistema, e più affilata è la risonanza

Confrontando le frequenze ottenute numericamente (Tabella 11.1.1) con quelle ricavate sperimentalmente (Tabella 11.1.3), si osservano differenze percentuali significative. Le frequenze sperimentali sono state associate ai modi numerici che presentano una deformazione lungo l'asse Z. In particolare, il modo 9 presenta una frequenza numerica coincidente con quella dell'8, poiché si tratta di un modo simile per forma modale, ma localizzato su un'altra coppia di aste del cubo.

Tabella 11.1.4– Differenza tra risultati numerici e sperimentali

	Frequenza Numerica [Hz]	Z	Frequenza Sperimentale [Hz]	Diff. %
1	171,63	0		
2	171,66	0		
3	217,75	0		
4	376,17	0		
5	619,53	0		
6	763,48	9,82	627,62	17,79
7	782,77	0	719,91	8,03
8	835,26	0	738,78	11,55
9	835,41	0		
10	1119,20	0		

Poiché le differenze tra le frequenze sperimentali e quelle numeriche risultano piuttosto elevate, si è ipotizzato che l'approssimazione iniziale adottata per i vincoli, ovvero il vincolo completo dell'intera faccia inferiore del cubo, fosse eccessivamente semplificata rispetto alla reale condizione al contorno del sistema. Per questo motivo, sono state effettuate altre simulazioni numeriche applicando un vincolo più rappresentativo. Questa analisi viene trattata nel capitolo successivo.

11.1.1 Aggiornamento dei vincoli del modello

In questo capitolo vengono riassunti i nuovi valori delle simulazioni numeriche considerando nuovi tipi di vincolo alla SC. I vincoli sono stati applicati in modo più realistico: vincolando solamente gli spigoli inferiori dei fori per le viti di fissaggio, come si vede in Figura 11.1.1.1.

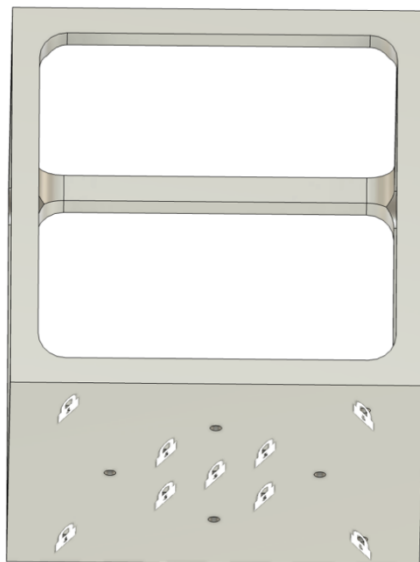


Figura 11.1.1.1– Vincoli più realistici

Nella Tabella 11.1.1.1 sono riportate le frequenze considerando vincoli applicati esclusivamente nei punti in cui la struttura risulta effettivamente vincolata. Si osserva che l'andamento generale rimane sostanzialmente invariato rispetto al caso precedente.

Confrontando le frequenze ottenute numericamente e sperimentalmente, emerge che proprio il sesto modo è responsabile di una marcata amplificazione delle accelerazioni. Sperimentalmente, è stata rilevata una frequenza di 627,62 Hz con un rapporto di amplificazione pari a 147. Numericamente, invece, la frequenza risulta pari a 647,55 Hz se si considerano solo i punti effettivamente vincolati tramite viti.

Questi risultati confermano che l'ipotesi formulata nel Capitolo 4.3 conduce a un andamento coerente, ma con differenze significative quando si vincola l'intera superficie, discostandosi dalla realtà sperimentale. Al contrario, vincolando solamente i punti realmente fissati, si ottiene un risultato molto più vicino a quello sperimentale, con una discrepanza nella frequenza del modo 6 di circa il 3%.

Tabella 11.1.1.1– Differenza tra risultati numerici e sperimentali

	Frequenza Numerica [Hz]	Z	Frequenza Sperimentale [Hz]	Diff. %
1	154,14	0		
2	154,17	0		
3	200,45	0		
4	360,72	0		
5	615,94	0		
6	647,55	14,89	627,62	3,1
7	729,34	0	719,91	1,29
8	734,91	0	738,78	0,53
9	735,12	0		
10	1055,39	0		

Nei successivi capitoli, le frequenze ricavate numericamente nelle varie configurazioni, si riferiscono già al modello con i vincoli aggiornati. Per tanto è possibile, facendo dei confronti con il Capitolo 7.3, notare come il vincolo varia sensibilmente le frequenze proprie del sistema.

11.2 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di utilizzo di quattro piastre

Di seguito viene illustrato il caso di utilizzo di quattro piastre (Figura 11.2.1): tre piastre laterali adiacenti e una piastra posizionata sulla faccia superiore della SC. Questa configurazione rappresenta una delle più comuni nelle prove condotte in laboratorio, poiché consente di testare lo stesso componente lungo i tre assi principali (X, Y e Z) senza dover modificare il set-up tra una prova e l'altra. Ad esempio, il componente può essere montato in verticale sulla piastra superiore (asse Z), in orizzontale su un lato (asse X), e sull'altro lato ruotato di 90° (asse Y).

In questa configurazione, l'accelerometro è stato posizionato nell'intorno del punto di massima deformazione, identificato tramite l'analisi modale numerica. Come mostrato in Figura 11.2.2, il terzo modo presenta una significativa deformazione lungo l'asse Z proprio in quella zona, rendendola ideale per l'acquisizione dei dati di risposta dinamica. Si precisa che durante queste analisi sperimentali non si cerca di descrivere il comportamento globale della struttura, perché l'attrezzatura di laboratorio non lo consente, bensì il comportamento di determinati punti. In questo caso si è scelto il punto di massima deformazione della piastra centrale, nonché il punto in cui vengono ancorati i relativi componenti da sottoporre al test.

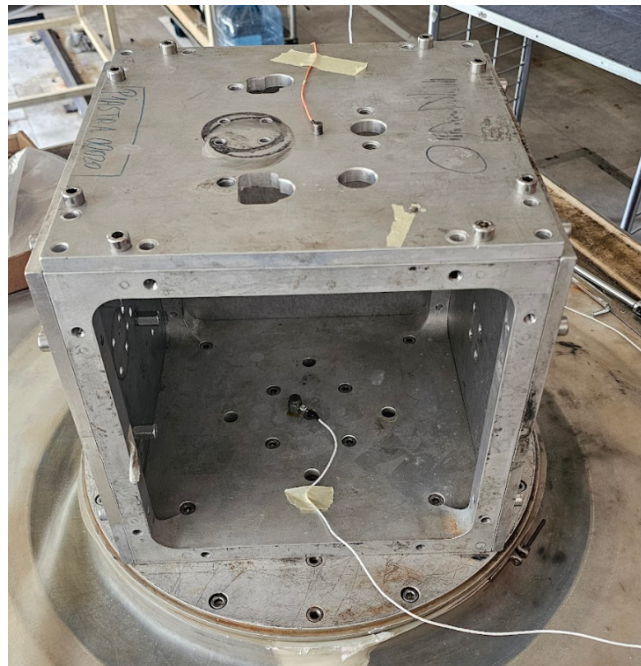


Figura 11.2.1– Set-up quattro piastre

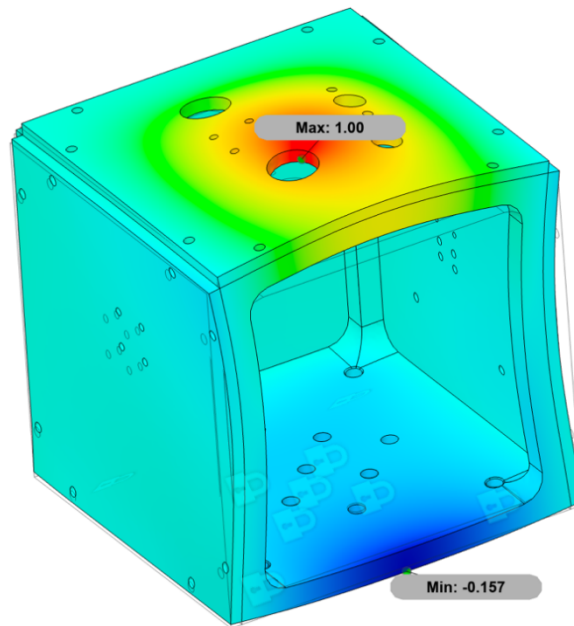


Figura 11.2.2– Deformazione modo 3

Nella Figura 11.2.3 sottostante è presente il grafico che mostra i segnali letti dai due canali, quello blu il segnale di controllo, mentre quello azzurro il segnale di misura. Si nota che sono presenti dei picchi, il che indicano risonanze.

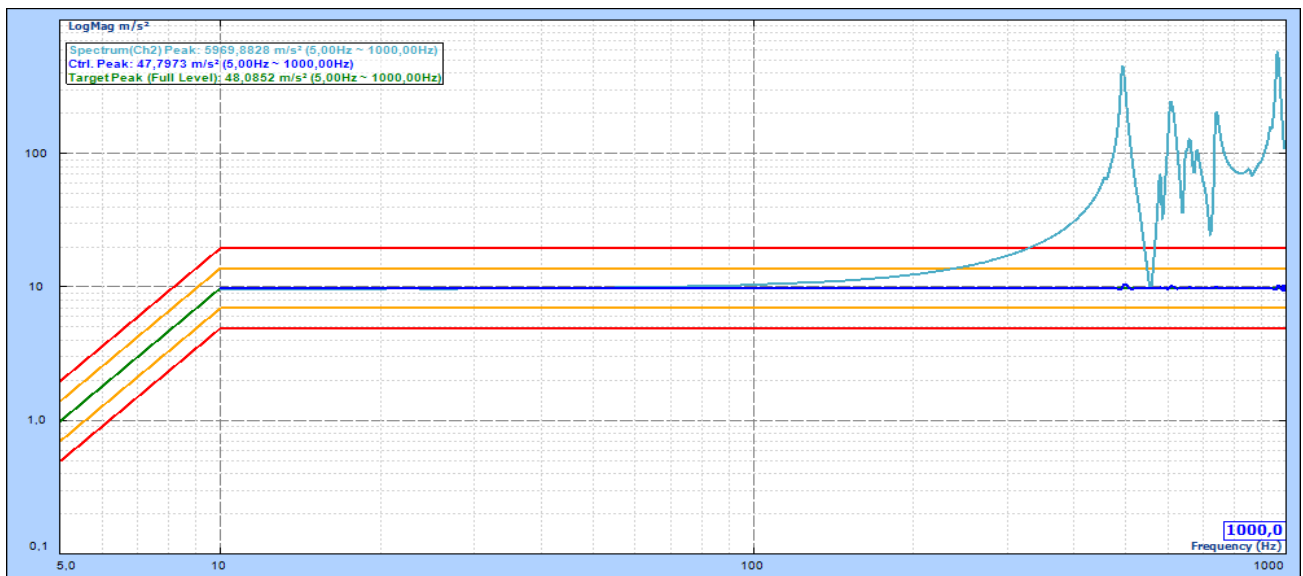


Figura 11.2.3– Profilo del test

Nella Figura 11.2.4 è rappresentato l'andamento della trasmissibilità, i valori delle frequenze di risonanza sono riportati nella Tabella 11.2.1

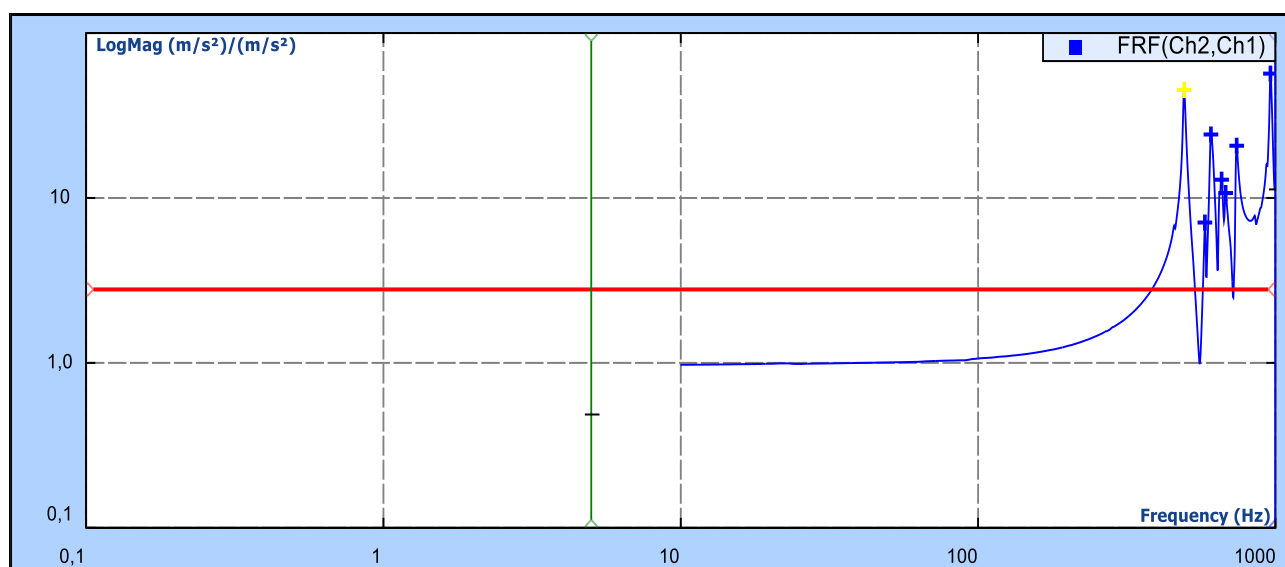


Figura 11.2.4– Trasmissibilità

Tabella 11.2.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentalmente

Index	Frequency(Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	443,35	45,159	-113,9	55,096	-1
2	579,23	7,0954	-77,226	76,23	-1
3	606,85	24,261	-107,99	39,252	-1
4	659,26	12,905	-144,66	31,921	-1
5	680,06	10,711	-152,75	35,269	-1
6	740,7	20,732	-145,79	46,796	-1
7	998	56,752	66,901	65,91	-1

Di seguito, sono riportati i valori delle frequenze naturali del sistema ricavate numericamente.

Tabella 11.2.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente

		%MPF		
	Frequenza [Hz]	X	Y	Z
1	281,43	0,00	47,79	0,00
2	424,85	45,32	0,00	0,82
3	699,39	5,81	0,00	32,77
4	779,79	0,00	6,43	0,00
5	1048,76	0,10	0,00	5,70
6	1093,97	0,00	0,47	0,00
7	1198,52	0,28	0,00	33,06
8	1210,82	1,09	0,00	1,17
	somma	52,59	54,70	73,52

Nella Tabella 11.2.4 è riportato un confronto tra le frequenze naturali ottenute numericamente e le frequenze risonanti ricavate sperimentalmente. Si osserva che, pur essendo le differenze percentuali contenute, esse risultano leggermente più marcate rispetto al caso del solo cubo.

Questa discrepanza è attribuita alla maggiore complessità strutturale introdotta dalle piastre, in particolare per quanto riguarda i vincoli meccanici tra piastre e cubo. Nella simulazione numerica, infatti, tali interfacce sono state modellate come perfettamente vincolate, mentre nella realtà possono presentare giochi meccanici o fissaggi non perfetti, influenzando così la risposta dinamica del sistema.

Inoltre, si nota che alcune frequenze sperimentali, in particolare la seconda, la terza e la quarta riportate in Tabella 11.2.1 (rispettivamente 579,23 Hz, 606,85 Hz e 659,26 Hz), non trovano un corrispondente diretto nelle frequenze numeriche. La mancata corrispondenza tra alcune frequenze sperimentali e quelle numeriche, come anticipato, è spiegata dal fatto che i modi rilevati sperimentalmente in quella fascia di frequenza potrebbero essere modi locali, generati da accoppiamenti non rigidi tra le piastre e il cubo. Nella modellazione numerica, come già detto, queste interfacce sono spesso semplificate come connessioni perfettamente rigide, il che porta a trascurare comportamenti dinamici più complessi legati a micromovimenti o giochi meccanici reali. Di conseguenza, alcuni modi possono emergere solo nelle prove sperimentali.

In conclusione, il confronto mostra una buona corrispondenza per i modi principali. Il fatto che i modi più significativi siano stati correttamente individuati, conferma che il modello numerico è affidabile a intercettare le frequenze che portano ad avere i più alti amplitude ratio, ovvero i modi che portano maggiormente fuori target il test.

Sebbene questa prima parte dell'analisi sia focalizzata sullo studio del comportamento dinamico del cubo nei suoi punti di massima deformazione, e sia stata condotta principalmente per la validazione del modello numerico, i risultati ottenuti rimangono validi anche in presenza di oggetti leggeri montati sulle piastre nei punti di misura (oggetti da pochi grammi). Da questi risultati si evince già che andando a montare dei piccoli componenti nella zona centrale della piastra si hanno dei fattori di amplificazione delle accelerazioni anche oltre le 50 volte, il che si traduce in un valore di PSD completamente diverso rispetto al target imposto dalla normativa.

Tabella 11.2.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali

	Frequenza Numerica [Hz]	Z	Frequenza Sperimentale [Hz]	Diff. %
1	281,43	0,00		
2	424,85	0,82	443,35	4,1
3	699,39	32,77	680,06	2,8
4	779,79	0,00	740,7	5
5	1048,76	5,70	998	5
6	1093,97	0,00		
7	1198,52	33,06		
8	1210,82	1,17		

11.3 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di tre piastre adiacenti

Questa configurazione viene adottata nei casi in cui nessun componente deve essere testato lungo l'asse Z dello shaker. Di conseguenza, la piastra superiore viene rimossa, e il test prosegue utilizzando tre piastre disposte in modo adiacente, come mostrato in Figura 11.3.1.

Anche in questo caso, l'accelerometro di controllo è stato posizionato nel punto di massima deformazione, individuato tramite l'analisi modale numerica, seguendo lo stesso criterio applicato nella configurazione precedente. Nella Figura 11.3.2 è riportata la forma modale associata al sesto modo proprio, che evidenzia una deformazione significativa proprio in corrispondenza di quel punto, giustificando così la scelta della posizione del sensore.



Figura 11.3.1– Set-up quattro piastre

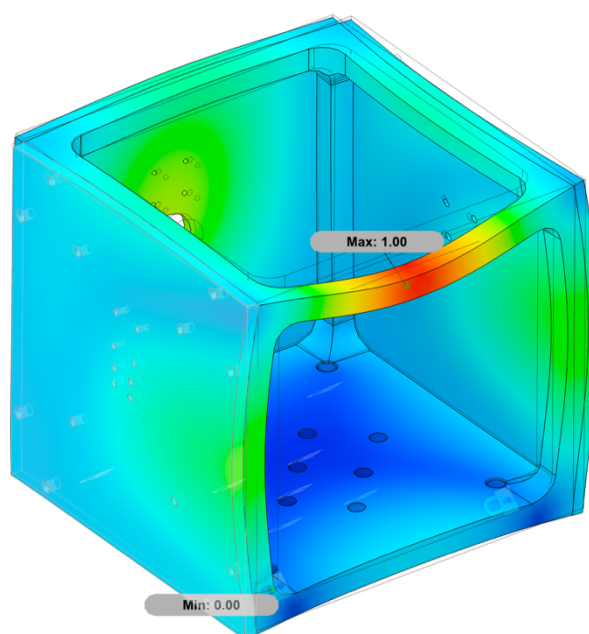


Figura 11.3.2– Set-up quattro piastre

L'analisi è stata condotta in una zona del cubo che non verrà mai utilizzata per il montaggio di componenti, come chiaramente si evince dalla Figura 11.3.2. L'area selezionata si trova in un punto geometricamente critico, dove l'analisi numerica ha mostrato una massima deformazione locale, pur in assenza di funzioni strutturali legate al montaggio.

La scelta di eseguire la misura proprio in questo punto non è legata all'utilizzo operativo, ma risponde all'esigenza di validare il modello numerico nel modo più efficace possibile, andando a confrontare i risultati nel punto di massima amplificazione dinamica. È stato infatti osservato che, a certe

frequenze, il comportamento in questa zona risulta particolarmente amplificato rispetto alla base del cubo, offrendo così una condizione ottimale per evidenziare eventuali discrepanze tra simulazione e test reale

Anche in questo caso è mostrato in Figura 11.3.3 il profilo del test con i due segnali letti dagli accelerometri di controllo e di misura. Nella Figura 11.3.4 invece è rappresentato l’andamento della trasmissibilità.

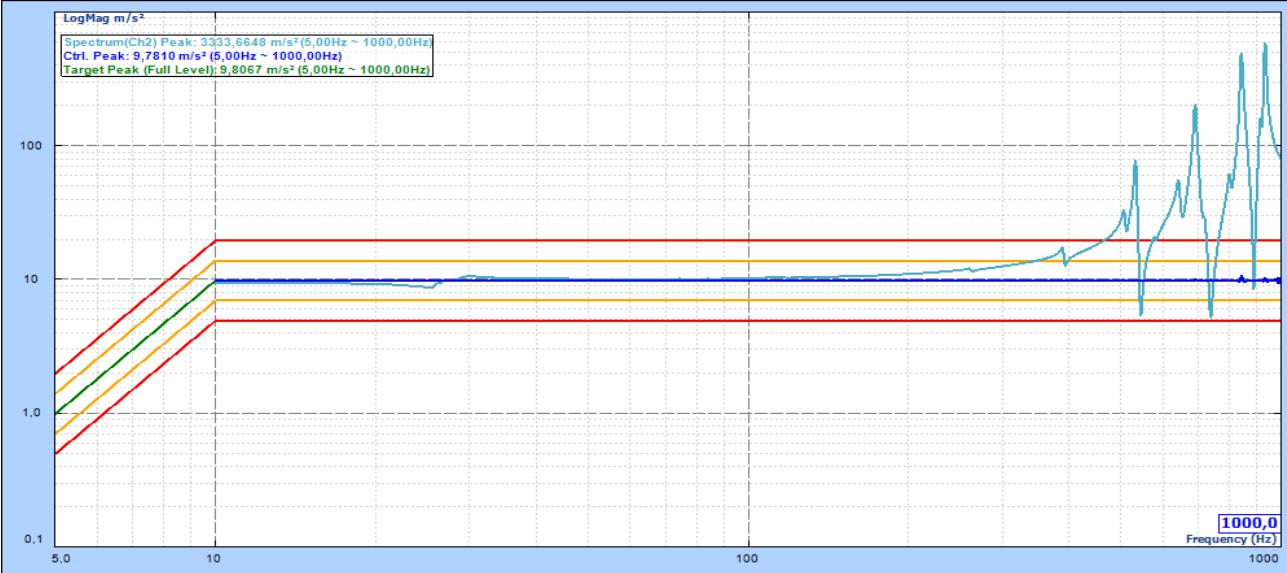


Figura 11.3.3– Profilo del test

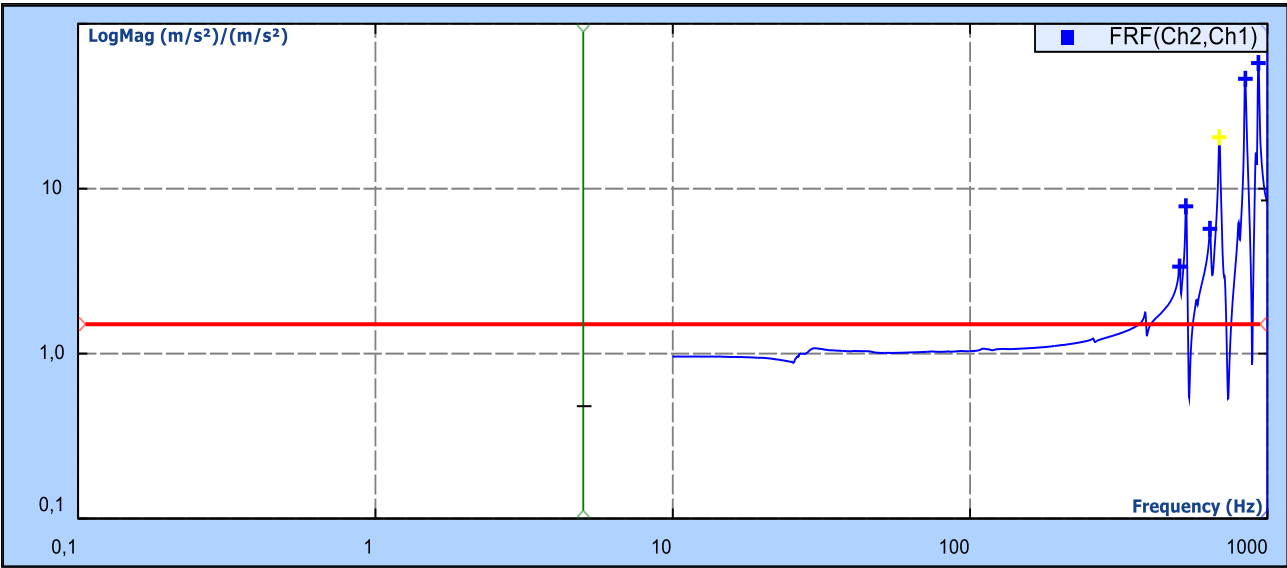


Figura 11.3.4– Trasmissibilità

Di seguito nella Tabella 11.3.1 sono riportati i valori delle frequenze di risonanza ricavate posizionando l’accelerometro nel punto di massima deformazione, ovvero sul lato libero della struttura. Nella Tabella 11.3.2 sono riportati invece i valori ricavati numericamente.

Tabella 11.3.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentalmente

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	506,29	3,369	-24,526	22,407	-1
2	531,81	7,8164	-102,21	77,308	-1
3	640,75	5,7092	-47,833	37,854	-1
4	698,92	20,502	-116,3	74,269	-1
5	843,04	46,378	-143,05	77,776	-1
6	932,58	57,772	-156,39	87,476	-1

Tabella 11.3.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente

		MPF %		
	Frequenza [Hz]	X	Y	Z
1	299,73	0,000	34,497	0,000
2	508,31	36,472	0,008	0,373
3	534,34	0,039	4,917	0,000
4	732,31	3,423	0,008	0,753
5	818,76	0,000	8,771	0,008
6	851,15	4,945	0,010	18,674
7	1104,43	0,001	0,093	0,009
8	1194,45	0,001	0,000	18,042
	somma	44,882	48,304	37,858

Nella seguente Tabella 11.3.3 sono riportate le differenze tra le analisi numeriche e quelle sperimentali. Anche qua, come nel caso precedente, il modo 3 e il modo 6 non hanno una corrispettiva frequenza numerica per gli stessi motivi elencati sopra.

Tabella 11.3.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali

	Frequenza Numerica [Hz]	Z	Frequenza Sperimentale [Hz]	Diff. %
1	299,73	0,000		
2	508,31	0,373	506,29	0,4
3	534,34	0,000	531,81	0,5
4	732,31	0,753	698,92	4,6
5	818,76	0,008		
6	851,15	18,674	843,04	0,7
7	1104,43	0,009		
8	1194,45	18,042		

11.4 Confronto tra prova sperimentale e numerica nel caso di tre piastre: due adiacenti e una posta superiormente

In questo ultimo capitolo dedicato al confronto, viene analizzata un'ulteriore configurazione di piastre, che rappresenta l'evoluzione del caso presentato nel Capitolo 11.3. In quella situazione, una

delle piastre laterali ha completato il proprio ciclo di test e viene quindi rimossa dal cubo. La configurazione risultante prevede il posizionamento di una piastra superiore e due piastre laterali disposte su lati opposti, in modo da mantenere una certa simmetria strutturale durante la prova (Figura 11.4.1).

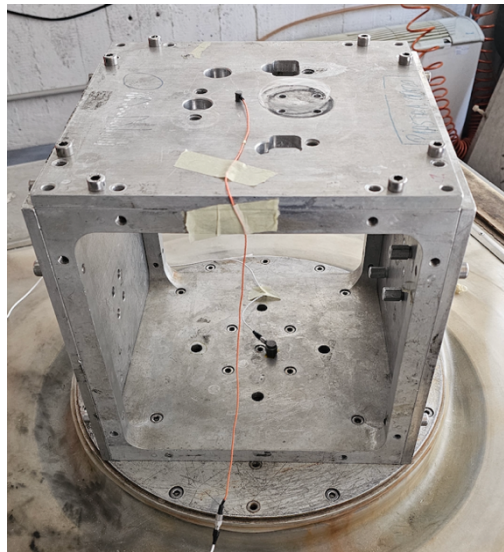


Figura 11.4.1– Set-up tre piastre

Anche in questo caso, come nei precedenti, l'accelerometro è stato posizionato nel punto di massima deformazione, in modo da facilitare l'identificazione delle frequenze di risonanza. Questa scelta consente di ottenere una risposta dinamica più marcata, rendendo più evidenti i picchi associati ai modi propri del sistema.

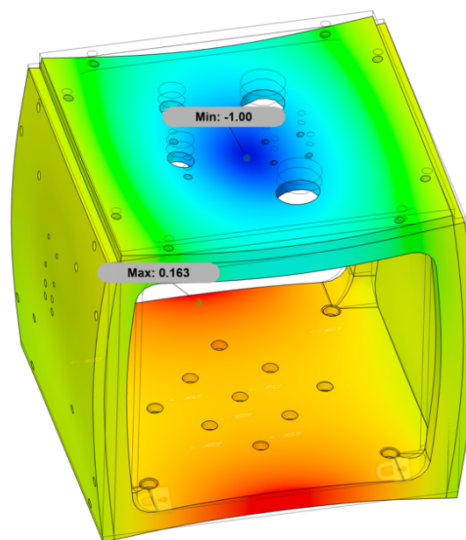


Figura 11.4. 2– Punto di massima deformazione

Nella Figura 11.4.3 e Figura 11.4.4 sono rappresentati rispettivamente l'andamento del profilo del test con i profili letti dai due accelerometri e il grafico della trasmissibilità riferiti al caso in questione.

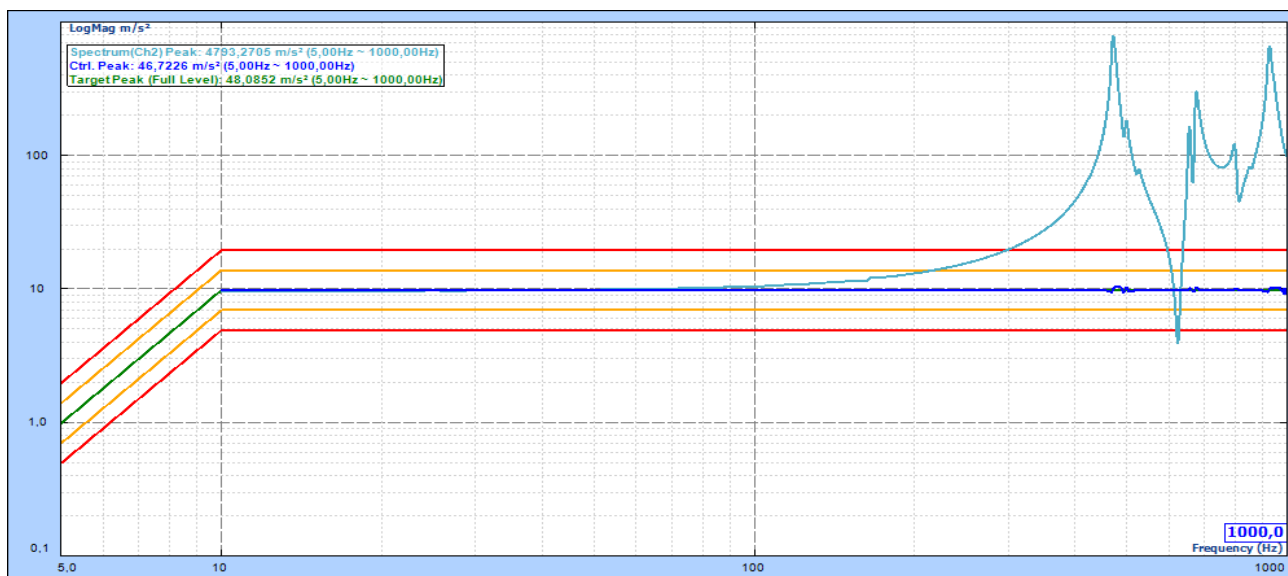


Figura 11.4.3– Profilo del test

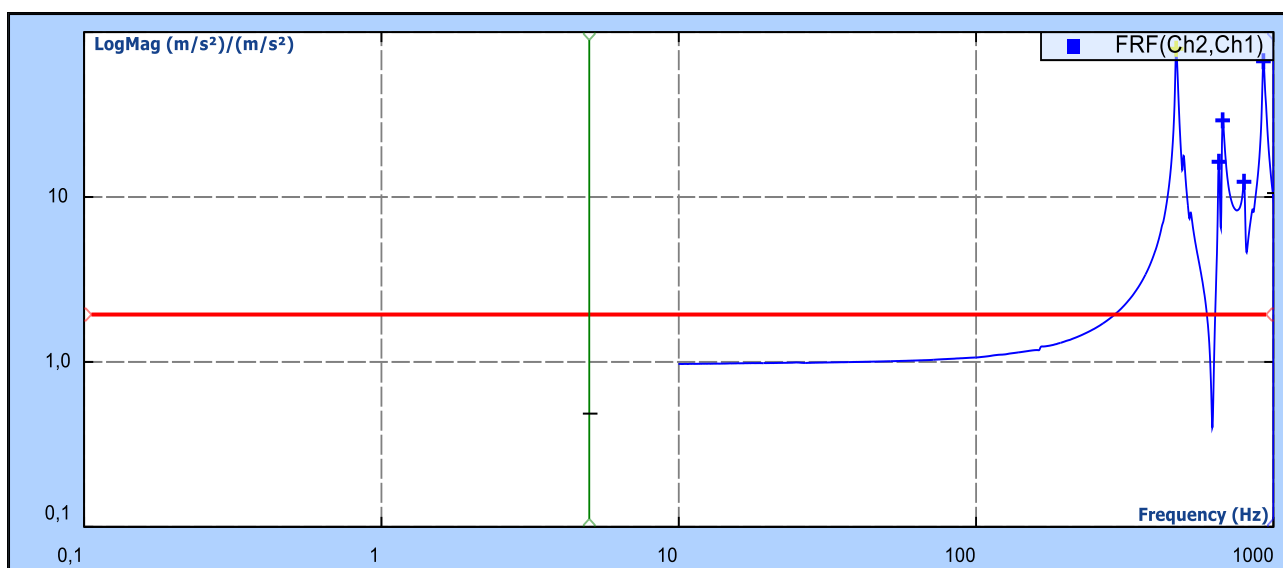


Figura 11.4.4– Trasmissibilità

Nella Tabella 11.4.1 sono riportati i valori delle frequenze di risonanza ricavate sperimentalmente. Mentre nella Tabella 11.4.2 sono indicati i valori delle frequenze naturali ricavate numericamente

Tabella 11.4.1– Valori delle risonanze ricavati sperimentali

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	530,89	79,215	-114,63	56,514	-1
2	630,85	16,354	-121,92	77,844	-1
3	674,8	29,154	-136,71	47,613	-1
4	796,37	12,368	134,78	26,87	-1
5	925,37	66,551	72,785	50,334	-1

Tabella 11.4.2– Valori delle risonanze ricavati numericamente

	Frequenza [Hz]	MPF %		
		X	Y	Z
1	154,67	0,000	53,349	0,000
2	425,85	44,491	0,000	0,000
3	553,19	0,000	0,000	32,731
4	600,05	0,000	0,000	0,124
5	900,69	0,003	2,344	0,020
6	1106,55	6,989	0,000	0,369
7	1107,32	0,169	0,001	11,366
8	1175,36	0,001	1,309	4,212
	somma	51,653	57,003	48,822

Di seguito è riportato un confronto tra le frequenze ricavate numericamente e quelle sperimentalmente, anche questa volta sono state individuati i modi con il fattore di amplificazione maggiore, confermando ancora una volta che il modello numerico è in grado di intercettare i modi che posseggono la maggior amplificazione delle accelerazioni, cioè quelli che vanno a modificare maggiormente il profilo richiesto dalla normativa a quelle determinate frequenze.

Tabella 11.4.3– Confronto tra risultati numerici e sperimentali

	Frequenza Numerica [Hz]	Z	Frequenza Sperimentale [Hz]	Diff. %
1	154,67	0,000		
2	425,85	0,000		
3	553,19	32,731	530,89	4,3
4	600,05	0,124	630,85	5
5	900,69	0,020	925,37	2,8
6	1106,55	0,369		
7	1107,32	11,366		
8	1175,36	4,212		

12. Conclusioni delle analisi sperimentali

Nel contesto di un test di vibrazione random con profilo PSD controllato alla base dello shaker, come quello mostrato in Figura 12.1, la posizione delle risonanze all'interno della banda di eccitazione ha un'influenza significativa sulla risposta in accelerazione dei componenti montati sulla SC.

Poiché il controllo del test viene effettuato alla base, mentre i componenti sono posizionati sulla SC, le risposte locali in accelerazione possono essere significativamente amplificate in corrispondenza di modi propri strutturali. Inoltre, a parità di AR, una risonanza che cade a frequenze più basse, come 100 Hz, comporta una PSD reale molto maggiore rispetto a una risonanza a frequenze alte, come 800 Hz, semplicemente perché l'input energetico del profilo PSD target è più elevato nella parte bassa dello spettro. Le simulazioni sperimentali condotte nei punti di massima deformazione risultano generalmente in linea con quelle numeriche ottenute dal modello FEM, con alcune discrepanze limitate a modi particolari, dovuti a semplificazioni del modello numerico, ma in ogni caso le risonanze con forti amplificazioni, vengono sistematicamente individuate. Questo conferma che il

modello numerico è affidabile per identificare i modi più pericolosi, ovvero quelli che possono trasmettere al componente accelerazioni elevate rispetto a quelle misurate alla base.

Le analisi precedenti hanno permesso di validare efficacemente il modello numerico, identificando i modi più critici del sistema. Tuttavia, non è stata ancora valutata la risposta in accelerazione nei punti reali di fissaggio con i volanti. Questa verifica sarà oggetto dell'ultima parte dello studio, dove il comportamento dinamico verrà analizzato con i volanti effettivamente montati sul cubo.

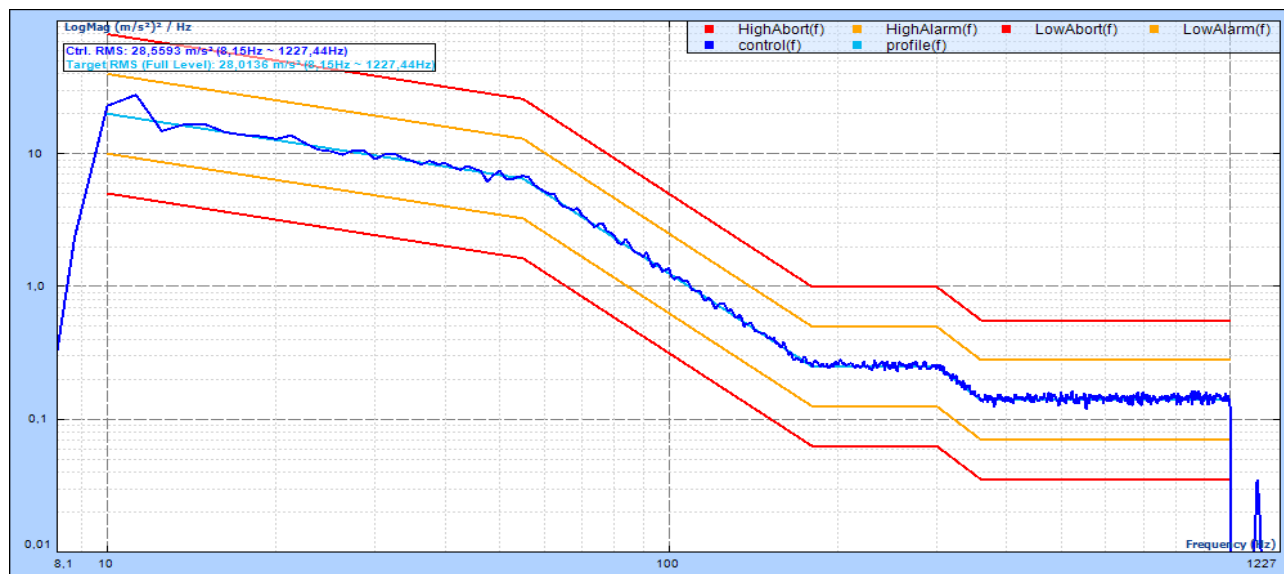


Figura 12.1– Profilo della PSD secondo normativa cs00056

Un'ulteriore verifica è stata condotta installando sul sistema componenti di massa ridotta, come un piccolo interruttore (elatch). L'obiettivo era valutare se tali elementi potessero influenzare in modo significativo il comportamento dinamico del sistema rispetto alla configurazione di riferimento, costituita dalle sole piastre senza componenti sovrapposti.

I risultati del test hanno dimostrato che l'aggiunta di questi componenti leggeri non comporta variazioni apprezzabili nel profilo vibrazionale. Il profilo di trasmissibilità ottenuto è risultato praticamente sovrapponibile a quello della configurazione di base (solo le piastre senza i componenti), sia in termini di frequenze di risonanza che di *amplitude ratio*. Questo conferma che, trattandosi di oggetti con massa dell'ordine di pochi grammi, la loro influenza sull'inerzia complessiva del sistema è trascurabile. Di conseguenza, tali componenti non alterano il comportamento dinamico del sistema.

In conclusione, i componenti leggeri, non modificano in modo apprezzabile il comportamento dinamico del sistema, e per questo motivo è possibile fare riferimento alla configurazione base con le sole piastre come caso rappresentativo. Al contrario, come verrà analizzato nel capitolo successivo, l'aggiunta di componenti massivi come i volanti altera significativamente la risposta del sistema, rendendo necessaria una nuova validazione specifica per valutare correttamente gli effetti introdotti da tali masse. In Figura 12.2 è mostrato lo svolgimento di un test reale condotto su alcuni tasti installati sulla struttura, mentre in Figura 12.3 è riportato l'andamento relativo al profilo della PSD. Come si può osservare, il profilo ottenuto risulta quasi perfettamente sovrapponibile a quello della configurazione con le sole quattro piastre, descritto nel Capitolo 11.2. Infatti, i picchi in azzurro misurati dall'accelerometro di controllo risultano gli stessi ottenuti nel grafico della trasmissibilità nel caso delle sole piastre. Questo conferma nuovamente che l'aggiunta di componenti leggeri, come i tasti, non altera in modo significativo il comportamento dinamico del sistema. Quindi nel momento in cui i tasti verranno montati nella parte superiore, a determinate frequenze subiranno delle amplificazioni delle accelerazioni anche di quasi 60 volte superiori.



Figura 12.2– esempio di piccoli tasti montati sulla SC

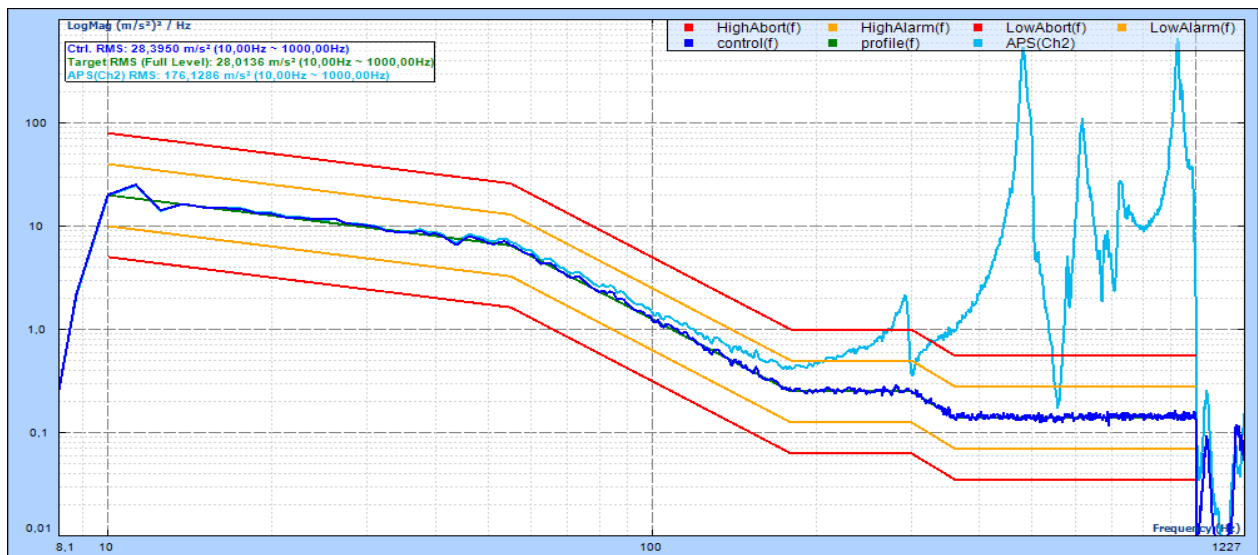


Figura 12. 3– Profilo della PSD

Tuttavia, la situazione è ancora più grave dal momento in cui la PSD reale dipende dal quadrato del modulo della trasmissibilità (6.1.2). In Tabella 12.1 sono rappresentati schematicamente tutti i valori di PSD che il punto misurato subisce. Si osserva come i valori rispetto al target sono di diversi ordini di grandezza più grandi, portando ad avere una PSD nel punto di misura che va dalle 16 alle 1000 volte maggiore rispetto al target. Questo risultato ci porta a concludere che nel momento in cui si vanno a testare dei componenti di piccole dimensioni sulla piastra superiore, in determinate frequenze il profilo target sarà altamente compromesso, portando a delle sollecitazioni molto più elevate rispetto a quelle richieste dalla normativa.

Tabella 12.1– Valori PSD reali sul punto di misura

Modi	1	2	3	4	5	6	7
Frequenze	443,35	579,23	606,85	659,26	680,06	740,70	998,00
AR misurato	45,16	7,10	24,26	12,91	10,71	20,73	56,75
PSD target	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
PSD reale	285,51	7,05	82,40	23,32	16,06	60,17	450,91
PSD target limite	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
Rapporto PSD reale/PSD target limite	679,78	16,78	196,20	55,51	38,24	143,27	1073,60

13. Analisi con i volanti montati

Dopo aver validato il modello numerico attraverso l'analisi modale e il confronto con i risultati sperimentali, diventa ora fondamentale estendere lo studio al comportamento dinamico della SC una volta che vengono montati i volanti. Questi componenti, per loro natura pesanti, ingombranti e sbalzati rispetto alla struttura principale, sono in grado di alterare significativamente la risposta dinamica del sistema. Nelle fasi precedenti non è stato possibile valutare con precisione l'amplificazione delle accelerazioni in ogni singolo punto di fissaggio dei volanti, anche perché questi punti non erano ancora stati caratterizzati con la presenza fisica del carico. I volanti verranno posizionati nelle stesse configurazioni previste per i test di vibrazione e verranno equipaggiati con un accelerometro posizionato direttamente sul nodo di fissaggio, cioè nel punto in cui il componente è collegato sia al cubo sia, successivamente al veicolo. Questo è il punto in cui le vibrazioni imposte dal test devono essere trasmesse e monitorate con maggiore attenzione. I volanti montati lateralmente sono posizionati leggermente oltre la metà dell'altezza della piastra, in modo da evitare il contatto tra la corona del volante e il pianale dello shaker durante i test in direzione Y. Sebbene questa zona si trovi in prossimità di una delle aree più rigide del sistema, grazie alla continuità strutturale delle piastre laterali, la presenza di un mozzo sporgente, su cui i volanti sono fissati, introduce un effetto leva che può alterare la risposta attesa. Questo sbalzo comporta un incremento della flessibilità locale che può facilitare l'insorgenza di fenomeni di amplificazione, anche in regioni che strutturalmente dovrebbero essere stabili. Per questo motivo, i livelli di accelerazione misurati in questi punti potrebbero risultare più elevati del previsto, nonostante la posizione teoricamente favorevole. Al contrario, il volante posto centralmente sulla faccia superiore potrebbe essere soggetto a significative amplificazioni, come suggerito già dai risultati numerici del caso con quattro piastre, dove si è osservata una maggiore deformabilità in quella zona.

Le analisi sono state trattate utilizzando la configurazione con quattro piastre come mostrata nel Capitolo 11.2. Si tratta della configurazione più comunemente utilizzata all'interno del laboratorio per questo tipo di test, in particolare quando vengono montati tre volanti contemporaneamente. La scelta di utilizzare esclusivamente questa configurazione nasce anche da considerazioni pratiche: altre configurazioni alternative non vengono impiegate in contesto reale e, di conseguenza, non avrebbe senso analizzare il comportamento dinamico in condizioni che non trovano riscontro nell'uso sperimentale effettivo.

13.1 Descrizione dell'elemento testato

Il componente oggetto di studio è il volante della Ferrari SF90, rappresentativo della nuova generazione di volanti adottati dalla casa di Maranello. Questo design innovativo introduce modifiche funzionali rilevanti. Il medesimo layout evoluto è stato implementato anche su altri modelli recenti

come la Ferrari 296 GTB, Purosangue e Roma, con leggere variazioni estetiche e ottimizzazioni ergonomiche.

Una delle principali novità introdotte con questa generazione riguarda il ritorno a comandi meccanici, abbandonando l'approccio capacitivo impiegato in precedenza. Questo cambiamento, recentemente confermato anche nella presentazione della Ferrari Amalfi, risponde a precise esigenze di affidabilità e feedback tattile durante la guida sportiva.

Il volante è un'interfaccia critica tra pilota e veicolo, motivo per cui ogni modifica, anche minima, impone la ripetizione dei test di validazione. In particolare, ogni volta che viene lanciato un nuovo modello, oppure si interviene con aggiornamenti strutturali, funzionali o estetici sul volante, è necessario ripetere la campagna di prove per assicurare che il componente mantenga le prestazioni attese in termini di robustezza, funzionalità e sicurezza.

Nel caso specifico, le validazioni proseguono per accertare il corretto funzionamento del volante a seguito del passaggio da tecnologia capacitiva a meccanica. Un aspetto fondamentale di questi test riguarda il comportamento del sistema sotto sollecitazione vibratoria. Le vibrazioni, infatti, rappresentano un rischio potenziale in quanto possono generare attivazioni indesiderate dei comandi, oppure, nei casi peggiori, causare il distacco, lo scollamento o la rottura di componenti interni, compromettendo la sicurezza e l'affidabilità del veicolo.

Pertanto, il processo di validazione modale e strutturale si configura come un passaggio obbligato e ricorrente per garantire che il volante, anche in presenza di modifiche tecnologiche, continui a soddisfare i requisiti qualitativi e prestazionali richiesti da Ferrari. Nella Figura 13.1 è presente un'evoluzione del volante di nuova generazione. Si osserva come nella prima generazione la mostrina dei comandi è completamente piatta, passando poi a una mostrina con delle scanalature ritornando poi nell'ultima foto ai comandi meccanici.



Figura 13.1.1– Evoluzione dei volanti [15,16,17]

Per analizzare il comportamento dinamico del sistema e valutare le accelerazioni indotte sul volante, sono stati condotti sia test sperimentali sia simulazioni numeriche. Nel caso delle simulazioni, si è resa necessaria una semplificazione del modello: una rappresentazione fedele e dettagliata del volante

reale risulterebbe infatti troppo complessa e onerosa per l'esecuzione di un'analisi modale efficace. Come descritto nel capitolo precedente, si è quindi optato per una modellazione semplificata, rappresentando il volante con una geometria semplificata che mantiene le caratteristiche principali utili all'analisi pur riducendo la complessità computazionale.

13.2 Configurazione con un volante

In questo capitolo vengono presentati i risultati di un test vibrazionale condotto con un volante installato sulla parte superiore della SC. L'accelerometro, inizialmente posizionato al centro della piastra superiore (Figura 13.2.1), punto in cui si osserva la massima deformazione del sistema, è stato successivamente spostato sul mozzo (Figura 13.2.2), per analizzare le accelerazioni trasmesse in una zona strutturalmente più significativa e per valutare l'effetto dovuto dal mozzo.



Figura 13.2.1– Accelerometro posizionato al centro della piastra

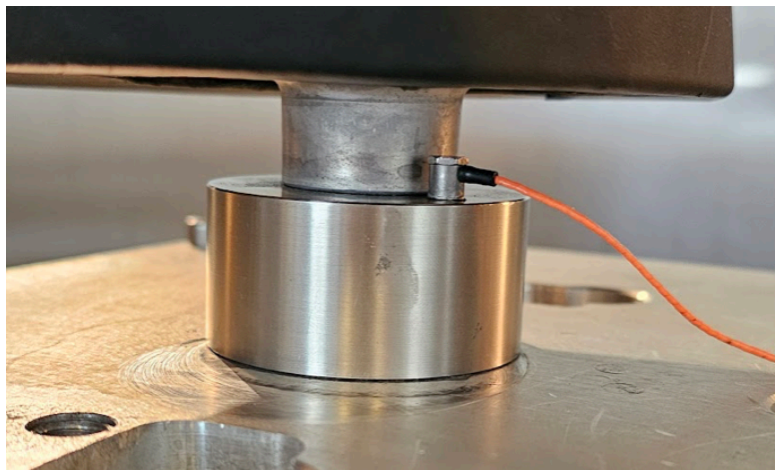


Figura 13.2.2– Accelerometro posizionato sul mozzo

Il mozzo in Figura 13.2.3 riveste un ruolo cruciale nel sistema: si tratta di un componente in acciaio che consente l'interfaccia meccanica tra il volante e il cubo. Il volante, infatti, non è montato direttamente sulla struttura del cubo, ma è fissato al mozzo. Quest'ultimo è dotato di una chiavetta sul quale il volante viene installato e bloccato tramite un dado, simulando in modo fedele il montaggio reale sul piantone sterzo del veicolo.

Il posizionamento dell'accelerometro sul mozzo permette di analizzare quali accelerazioni effettive vengano trasmesse al volante durante il test. Idealmente, ci si aspetterebbe che le accelerazioni

rilevate in questa posizione coincidano con quelle misurate alla base, ovvero dal sensore di controllo. Tuttavia, come discusso nei capitoli precedenti, ciò non avviene a causa della complessità dinamica introdotta dal sistema e dalla massa del componente stesso.

Successivamente, si confronta la risposta dinamica del sistema con il volante montato rispetto alla configurazione di riferimento, costituita dalle sole quattro piastre senza alcun componente sovrapposto. L'aggiunta del volante, che ha una massa significativa di circa 2,5 kg, altera sensibilmente il profilo di risposta, provocando una variazione nei modi propri e una riduzione dei fattori di amplificazione delle accelerazioni. Al contrario, nel caso in cui vengano installati componenti leggeri, come alzacristalli, piccoli tasti o satelliti di comando, il comportamento dinamico rimane pressoché invariato. Questo perché la loro massa, essendo dell'ordine di pochi grammi, è trascurabile rispetto alla massa complessiva del sistema e non influisce significativamente sulla sua risposta vibratoria.



Figura 13.2.3– Mozzo

Di seguito, nella Figura 13.2.4 e Figura 13.2.5 vengono mostrati i due grafici relativi alla trasmissibilità con l'accelerometro di misura montato rispettivamente prima sulla piastra e poi direttamente sul mozzo. Mentre nella Tabella 13.2.1 e Tabella 13.2.2 sono rappresentati numericamente i valori delle frequenze di risonanza.

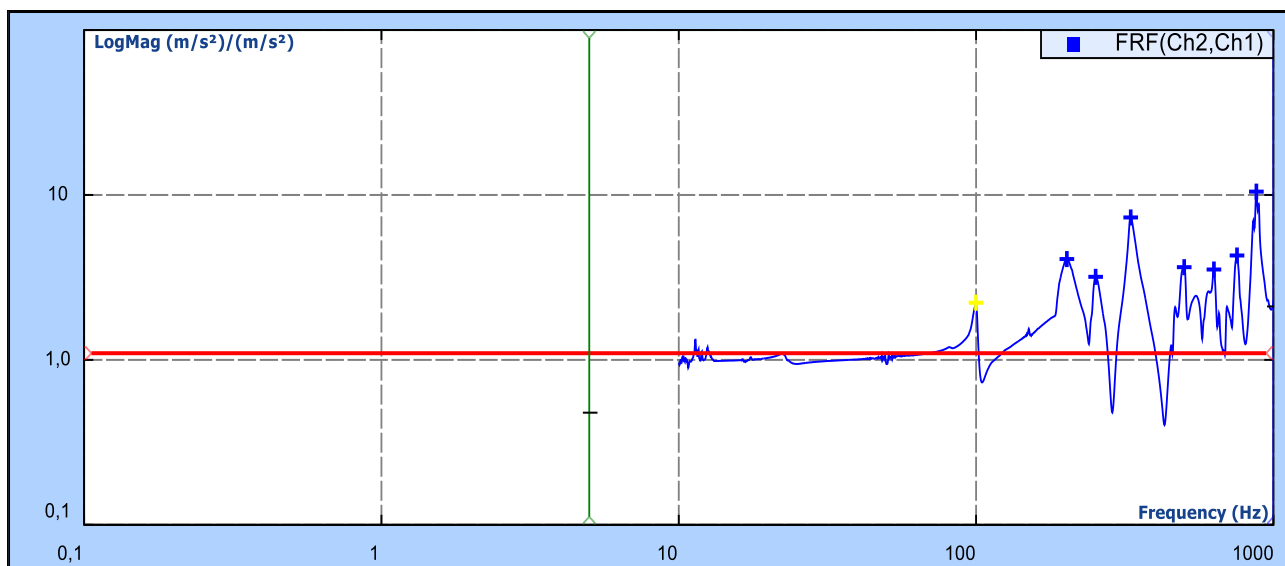


Figura 13.2.4– Trasmissibilità caso con accelerometro posizionato sulla piastra

Tabella 13.2.1– Frequenze di risonanza caso con accelerometro posizionato sulla piastra

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	99,90	2,2207	-48,53	19,827	-1
2	201,99	4,0859	-35,958	7,9397	-1
3	252,35	3,1885	-63,561	15,202	-1
4	331,16	7,3064	-89,925	17,963	-1
5	501,07	3,6486	-132,93	22,407	-1
6	630,88	3,5315	176,5	15,116	1
7	754,24	4,2956	148,91	26,826	-1
8	876,41	10,478	80,91	31,069	-1

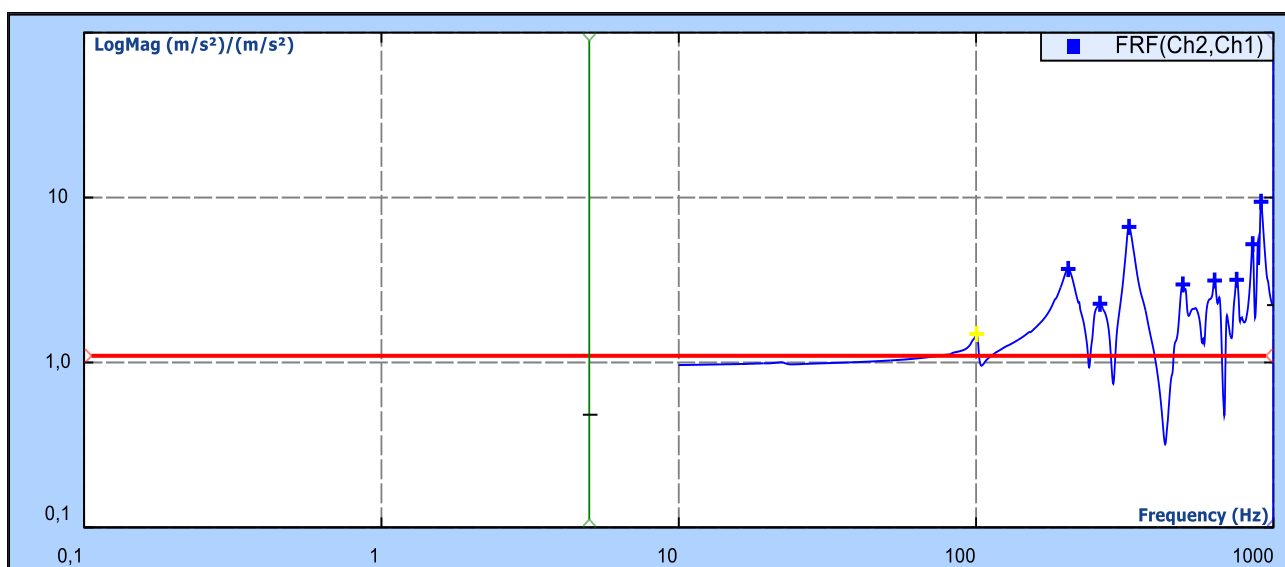


Figura 13.2.5– Trasmissibilità caso con accelerometro posizionato sul mozzo

Tabella 13.2.2– Frequenze di risonanza caso con accelerometro posizionato sul mozzo

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	100,42	1,4875	-17,904	2,415	-1
2	204,09	3,6896	-46,353	7,304	-1
3	260,99	2,2698	-61,245	8,32	-1
4	326,90	6,638	-91,711	16,279	-1
5	495,91	2,9719	-100,5	17,047	-1
6	634,15	3,139	-170,91	9,9472	-1
7	752,29	3,1712	173,14	25,623	-1
8	851,81	5,2132	120,89	46,541	-1
9	908,75	9,4263	81,659	41,606	-1

Dall'osservazione dei grafici e delle tabelle riportate in precedenza emergono tre considerazioni fondamentali:

1. Differenza tra accelerazione target e misurata

Le accelerazioni rilevate dall'accelerometro di misura, posizionato sulla piastra, risultano significativamente diverse rispetto a quelle target imposte alla base del sistema. In entrambi i grafici si osservano numerosi picchi, che corrispondono alle frequenze di risonanza del sistema. Questo comportamento evidenzia fin da subito che, in corrispondenza di tutte le otto frequenze di risonanza identificate, il test non rispetta fedelmente le condizioni previste dalla normativa di riferimento. In tali condizioni risonanti, con il set-up adottato, il volante è soggetto ad amplificazioni dinamiche che lo espongono ad accelerazioni sensibilmente superiori rispetto a quelle nominali. In particolare, si registra un *amplitude ratio* massimo dell'ordine di 10, indicando che in quei punti il componente può ricevere sollecitazioni dieci volte superiori rispetto al valore target imposto alla base del sistema.

2. Equivalenza tra misure su piastra e su mozzo

In questo scenario specifico, con la misura effettuata sul mozzo posto superiormente alla SC, il confronto tra le misure acquisite sulla piastra superiore del cubo e quelle ottenute direttamente sul mozzo mostra una sostanziale sovrapposizione dei risultati. Ciò suggerisce che il mozzo, pur essendo un'interfaccia meccanica tra volante e piastra, non introduce modifiche rilevanti nel profilo dinamico del sistema. In altre parole, la sua presenza non altera la risposta vibratoria percepita, almeno in termini di ampiezza e frequenza delle risonanze. Questa osservazione è evidente sia nei grafici sovrapposti sia nei valori numerici delle tabelle, che risultano pressoché identici.

3. Effetto del volante sulla dinamica del sistema

Confrontando i risultati con e senza il volante montato, si nota una riduzione marcata nei valori di *amplitude ratio* e una variazione delle frequenze di risonanza. Questo comportamento era atteso: il volante, con una massa di circa 2,5 kg, introduce un'inerzia significativa senza apportare un incremento equivalente in rigidità. L'aggiunta di massa concentrata in un punto non rigido del sistema comporta infatti un abbassamento delle frequenze naturali e una maggiore smorzatura delle vibrazioni, con conseguente attenuazione dei picchi di risonanza. Questo conferma che il volante altera sensibilmente la risposta dinamica del sistema, a differenza di componenti più leggeri, la cui influenza risulta trascurabile. Da questo punto di vista si ottiene un risultato migliore in quanto si vanno ad attenuare gli AR e di conseguenza ci si discosta meno dal profilo target

13.3 Quattro piastre più due volanti

In questo capitolo viene analizzato il comportamento dinamico del sistema con due volanti montati contemporaneamente, come illustrato in Figura 13.3.1. L'obiettivo dell'analisi è valutare l'influenza della presenza di un secondo volante sulla risposta vibratoria complessiva del sistema.

In una prima fase, l'accelerometro è stato posizionato sul mozzo del volante superiore per verificare in che misura l'aggiunta di un secondo volante potesse alterare il profilo vibrazionale in quel punto specifico. Successivamente, il sensore è stato spostato sul secondo volante, installato lateralmente al cubo (Figura 13.3.2).

Sebbene il volante laterale sia montato in una zona strutturalmente molto rigida, circa a metà della piastra, e ci si aspetti quindi un comportamento vibrazionale simile a quello rilevato alla base della SC (zona di controllo), la presenza del mozzo a sbalzo introduce effetti non trascurabili. Infatti, il braccio di leva generato dalla configurazione a sbalzo comporta comunque alterazioni nel profilo vibrazionale, evidenziando un comportamento più complesso del previsto. In particolare, si osserva la comparsa di un modo proprio con un *amplitude ratio* che raggiunge valori fino a 7, segno che anche in aree ad alta rigidezza la geometria del collegamento può influenzare significativamente la risposta dinamica.



Figura 13.3.1– Set-up della prova con accelerometro fissato sul mozzo superiore



Figura 13.3.2– Posizionamento accelerometro sul volante laterale

Confrontando la configurazione in Figura 13.3.1, dove l'accelerometro è stato posizionato sul mozzo del volante superiore, con quella relativa al set-up con un solo volante, si osserva che il comportamento dinamico del sistema rimane sostanzialmente invariato. Infatti, le frequenze di risonanza principali coincidono, ad eccezione dei modi 7 e 8, presenti nella configurazione con un solo volante ma non rilevati nel caso a doppio volante.

Un'altra differenza significativa riguarda il valore massimo dell'*amplitude ratio*, che si riduce da circa 10 a circa 8. Questo conferma che l'aumento della massa complessiva del sistema, dovuto all'aggiunta del secondo volante, comporta un'ulteriore attenuazione dei picchi di accelerazione. Tale effetto è coerente con il comportamento atteso di un sistema dinamico in cui si incrementa l'inerzia senza un corrispondente aumento della rigidità, con conseguente smorzamento delle risposte risonanti.

Nella Figura 13.3.3 è rappresentato l'andamento della trasmissibilità riferito al caso con l'accelerometro posizionato sul mozzo del volante posizionato superiormente.

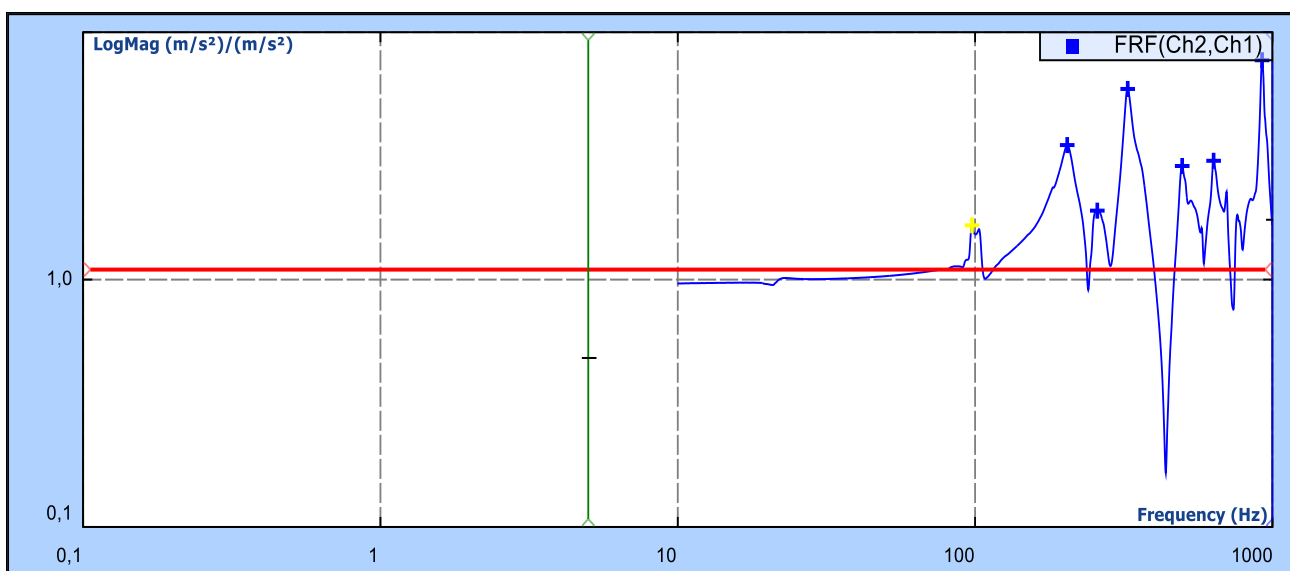


Figura 13.3.3– FRF con accelerometro sul mozzo del volante superiore

Tabella 13.3.1– Frequenze di risonanza

Index	Frequency(Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	97,60	1,6574	-2,8812	7,3426	-1
2	204,09	3,4977	-46,432	6,8	-1
3	257,63	1,9	-54,869	8,236	-1
4	326,06	5,8964	-88,678	14,615	-1
5	497,2	2,8789	-92,825	14,325	-1
6	634,15	3,0218	-145,88	15,226	-1
7	922,98	7,702	95,223	35,733	-1

La Figura 13.3.4 invece mostra l'andamento della trasmissibilità relativa al volante posizionato lateralmente. Come evidenziato anche nella Tabella 13.3.2, le frequenze di risonanza risultano differenti rispetto al caso precedente, in cui l'accelerometro era posizionato sul mozzo superiore. In questa configurazione, invece, il sensore è montato lateralmente su un mozzo in configurazione a sbalzo, ovvero sporgente rispetto al piano della piastra. Questo dettaglio costruttivo modifica significativamente la risposta dinamica locale: la presenza di un braccio di leva meccanico, generato dalla distanza tra il punto di misura e la linea di vincolo della struttura, aumenta la flessibilità effettiva in quella zona. Di conseguenza, i modi propri attivati e le frequenze di risonanza percepite

risultano diversi, proprio perché il punto non si comporta più come parte solidale della piastra, ma come un'estensione parzialmente libera soggetta a maggiori deformazioni.

Un aspetto particolarmente significativo riguarda le basse frequenze, ovvero quelle in cui il profilo normativo presenta un contenuto energetico (PSD) più elevato. In questa zona, gli *amplitude ratio* rilevati sono molto contenuti, indicando che, in corrispondenza delle frequenze più energetiche, la risposta del sistema è più vicina a quella desiderata. Ciò suggerisce che, almeno in banda bassa, il profilo vibrazionale trasmesso al volante laterale risulta sufficientemente fedele al profilo imposto dalla normativa.

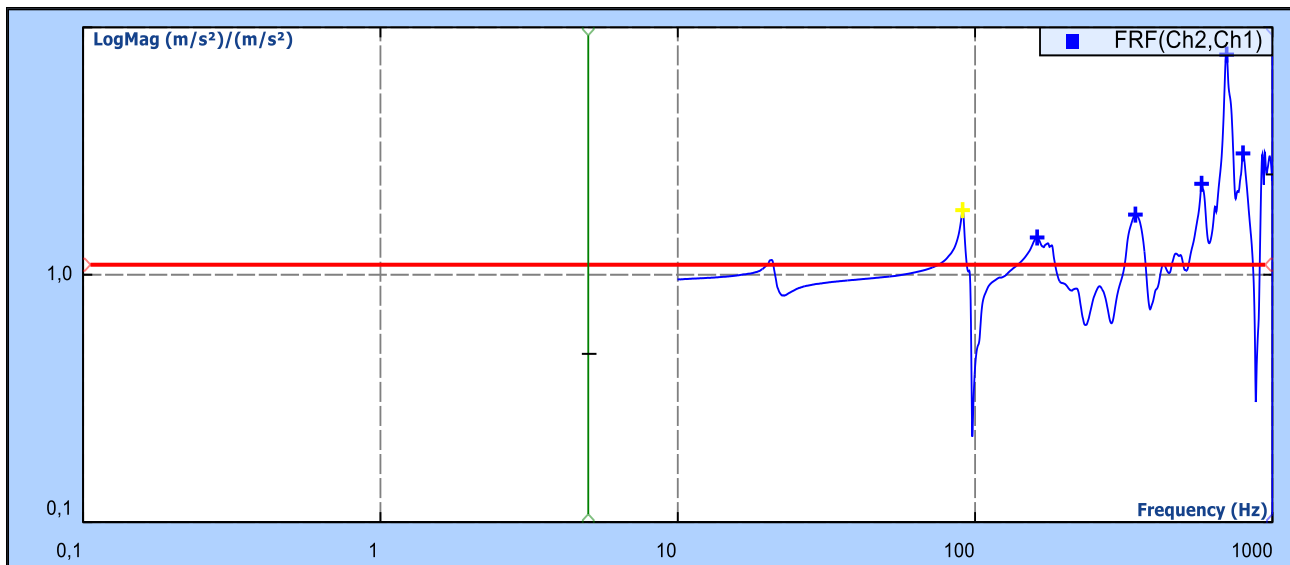


Figura 13.3.4– FRF con accelerometro sul mozzo del volante laterale

Tabella 13.3.2– Frequenze di risonanza

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	90,78	1,8243	-30,517	12,235	-1
2	161,68	1,4145	-11,167	2,6248	-1
3	346,06	1,75	-20,725	7,0958	-1
4	577,73	2,3311	-33,416	14,402	-1
5	701,51	7,7607	-84,991	27,41	-1
6	796,37	3,0924	-122,81	15,601	-1

13.4 Quattro piastre più tre volanti

Nel passo successivo dell'analisi, sono stati installati tre volanti sul sistema: uno in posizione superiore e due lateralmente opposti, come mostrato in Figura 13.4.1. Questa configurazione aumenta significativamente la massa complessiva del sistema, mentre la rigidità percepita a livello della struttura portante rimane invariata, poiché i volanti laterali, montati a sbalzo, non contribuiscono in modo diretto alla rigidità del cubo.

Come conseguenza dell'aumento di massa non accompagnato da un corrispondente aumento di rigidità, si osserva una generale attenuazione della risposta vibratoria nella zona superiore. In particolare, posizionando l'accelerometro sul mozzo del volante superiore, il valore massimo del Amplitude Ratio (AR) si riduce a circa 3,5, rispetto ai 7 osservati nella configurazione a due volanti. Questo comportamento è coerente con l'atteso effetto smorzante introdotto dalla maggiore inerzia distribuita del sistema.

Diversamente, posizionando il sensore su uno dei volanti laterali, si rileva un aumento del valore massimo di AR, che passa da 7,8 (nella configurazione a due volanti) a circa 8,4. Questo risultato apparentemente controintuitivo può essere attribuito a un maggiore disaccoppiamento dinamico tra le masse laterali e la struttura principale: l'aggiunta di un secondo volante laterale introduce nuove vie di trasmissione dell'energia vibratoria e può accentuare risonanze locali dovute all'interazione tra i due volanti a sbalzo. Inoltre, la simmetria della configurazione potrebbe favorire la comparsa di modi propri in cui le masse laterali oscillano in opposizione di fase, amplificando localmente l'ampiezza della risposta vibratoria.

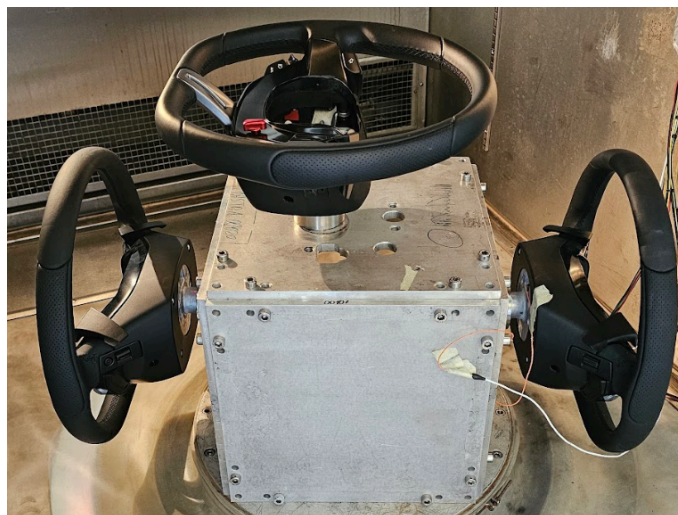


Figura 13.4.1– Set-up della prova

In questo caso, a differenza di tutte le configurazioni precedenti, i picchi presentano valori di Amplitude Ratio (AR) relativamente bassi, in particolare alle basse frequenze (<100 Hz). Questo comportamento è vantaggioso, poiché in tale intervallo il sistema richiede un'elevata quantità di energia per soddisfare la PSD target, e AR elevati comporterebbero un'amplificazione significativa della risposta, data la dipendenza quadratica della PSD rispetto all'AR.

Anche alle alte frequenze, i valori di AR rimangono abbastanza contenuti, tuttavia in queste bande di frequenze, la PSD target è pari a $0,14 \left[\left(\frac{m}{s^2} \right)^2 / Hz \right]$, e un AR massimo di 3,5 produce una PSD effettiva che arriva ad essere circa 12 volte superiore alla target locale.

Di seguito in Figura 13.4.2 è rappresentato l'andamento della trasmissibilità riferito al caso con l'accelerometro posizionato sul mozzo del volante superiore.

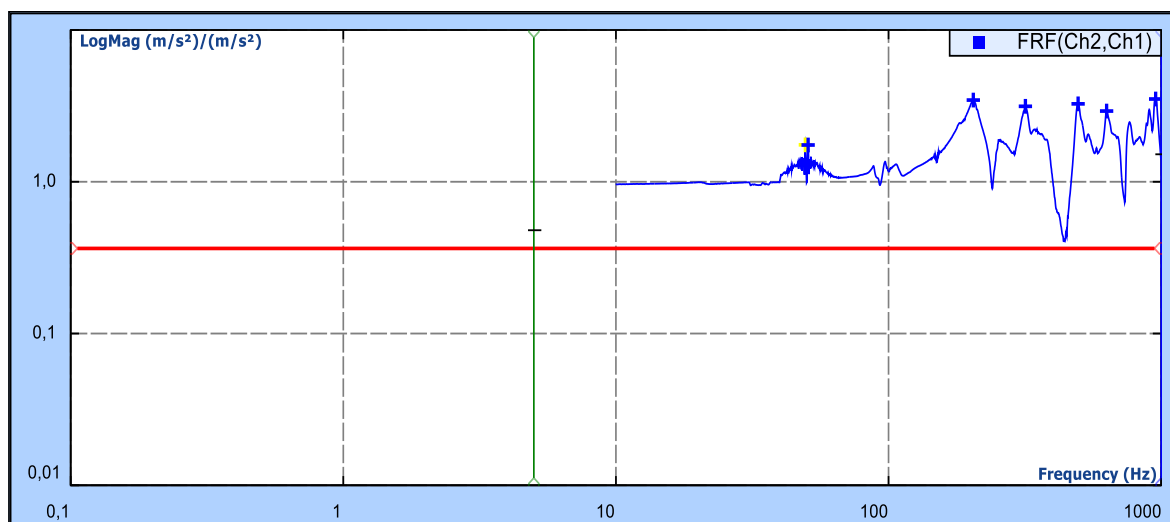


Figura 13.4.2– Trasmissibilità con accelerometro sul mozzo del volante superiore

Nella Tabella 13.4.1 sono riportati i valori delle frequenze di risonanza.

Tabella 13.4.1– Frequenze di risonanza

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	49,54	1,7512	39,1	76,446	1
2	50,71	1,7468	-35,829	79,489	-1
3	204,62	3,4535	-50,726	6,2322	-1
4	317,73	3,1413	-87,948	12,067	-1
5	495,91	3,2614	-94,832	15,441	-1
6	630,88	2,9233	-138,84	12,978	-1
7	954,56	3,5096	88,857	24,974	-1

Di seguito, nella Figura 13.4.3 e nella Tabella 13.4.2, sono riportati il grafico e i valori delle risonanze andando a posizionare l'accelerometro su mozzo del volante laterale.

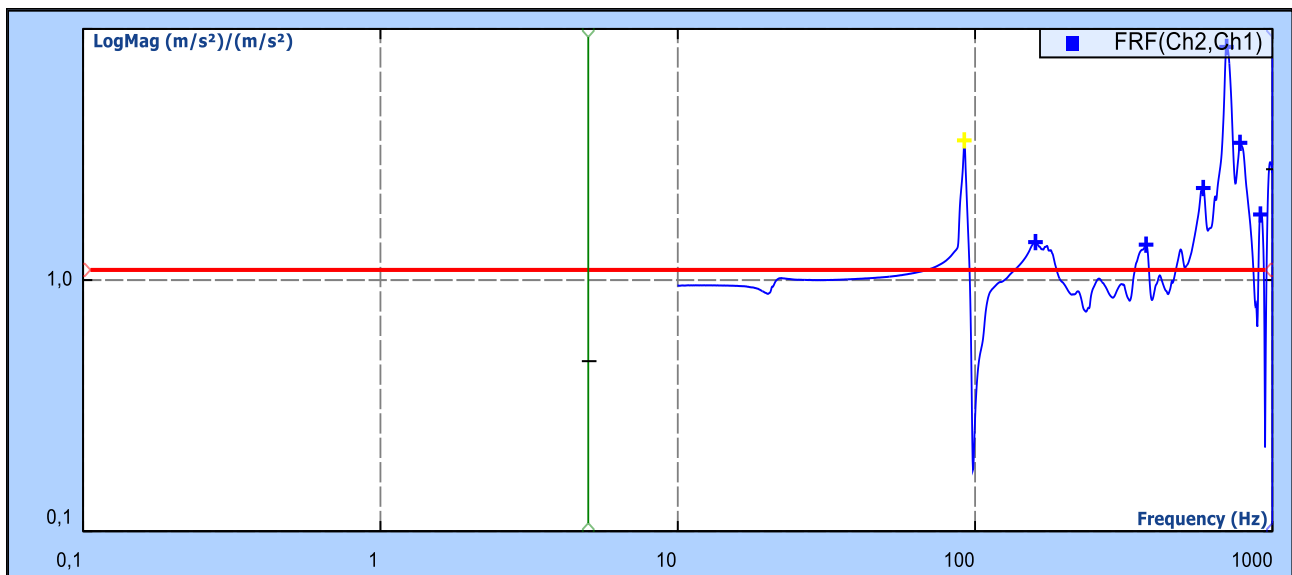


Figura 13.4.3– Trasmissibilità con accelerometro sul mozzo del volante laterale

Tabella 13.4.2– Frequenze di risonanza

Index	Frequency (Hz)	Amplitude ratio	Phase	Q	Phase slope
1	91,96	3,5999	-65,53	33,56	-1
2	159,60	1,4165	-10,174	2,3593	-1
3	375,94	1,3838	-32,935	7,9955	-1
4	585,26	2,326	-36,366	12,761	-1
5	701,51	8,4805	-76,233	21,614	-1
6	778,04	3,5202	-119,95	13,211	-1
7	911,11	1,825	-129,84	27,226	-1

Dopo aver analizzato separatamente il comportamento dinamico del sistema nelle configurazioni con uno, due e tre volantini montati, tramite rappresentazioni grafiche delle trasmissibilità e tabelle di sintesi dei valori modali, nel prossimo capitolo si propone una lettura dei risultati ottenuti.

14. Conclusioni analisi sperimentali

Ogni risonanza del sistema si manifesta a una determinata frequenza, alla quale corrisponde un valore di potenza spettrale (PSD) previsto dal profilo di test random.

Il profilo PSD target, come indicato nella Tabella 14.1, assegna valori costanti o lineari in funzione della frequenza. Tra due frequenze specificate, il valore di PSD varia linearmente, e può essere determinato per ogni modo tramite interpolazione lineare.

In riferimento ai criteri di accettabilità del profilo vibrazionario adottato (Class V2/V3), la PSD di risposta del sistema può superare il valore target entro margini ben definiti. In particolare, esistono due limiti superiori di tolleranza:

- Un primo limite, chiamato limite di allarme è fissato a +141,254% rispetto al valore nominale della PSD;
- Un secondo limite, chiamato limite di stop del test, più permissivo, pari a +199,526% del valore nominale.

Il limite di stop definisce una soglia oltre la quale la risposta vibratoria è considerata non conforme. La tabella seguente riporta i valori esatti di PSD target per ciascuna frequenza chiave del profilo, assieme ai due limiti superiori calcolati:

Tabella 14.1– Frequenze di risonanza

Frequenza [Hz]	PSD target [(m/s ²) ² /Hz]	Limite superiore 1 (+141,254%)	Limite superiore 2 (+199,526%)
10	20.00	48.25	59.91
55	6.50	15.68	19.47
180	0.25	0.60	0.75
300	0.25	0.60	0.75
360	0.14	0.34	0.42
1000	0.14	0.34	0.42

Di seguito è riportata la formula utilizzata per l'interpolazione dei valori nella tabella:

$$PSD(f) = PSD_1 + \left(\frac{PSD_2 - PSD_1}{f_2 - f_1} \right) \cdot (f - f_1) \quad (14.1)$$

Dove:

- $PSD(f)$ è la PSD che interpolata
- PSD_1 è la PSD associata alla prima frequenza
- PSD_2 è la PSD associata alla seconda frequenza
- f_1 è la prima frequenza
- f_2 è la seconda frequenza
- f è la frequenza su cui vogliamo individuare il valore esatto di PSD

Per esempio, per calcolare il valore della PSD a 49 Hz la formula è:

$$PSD(49) = 20 + \left(\frac{6,5 - 20}{55 - 10} \right) \cdot (49 - 10) = 8,3 \left(\frac{m}{s^2} \right)^2 / Hz$$

Per valutare l'effetto amplificativo del sistema, si calcola quindi una PSD reale per ciascun modo secondo l'equazione (6.1.2).

Questa analisi consente di identificare i modi più critici, ovvero quelli in cui la vibrazione amplificata risulta più elevata rispetto al livello desiderato, potenzialmente eccedendo i limiti di accettabilità del profilo vibratorio previsto.

14.1. Comparativa con la misura sul mozzo superiore

L'analisi comparativa tra le tre configurazioni testate (Tabella 14.1.1), con uno, due e tre volanti, evidenzia chiaramente come la risposta dinamica del sistema sia fortemente influenzata sia dalla quantità di massa aggiunta, sia dalla distribuzione di quest'ultima sul cubo. L'introduzione progressiva di massa tende a ridurre l'Amplitude Ratio (AR) nei modi superiori e a eliminare del tutto alcune risonanze localizzate, come i modi 7 e 8, presenti esclusivamente nella configurazione con un solo volante.

La configurazione con un solo volante rappresenta il caso dinamicamente più instabile, caratterizzato da elevate amplificazioni modali, in particolare nei modi 4, 8 e 9. La PSD reale in questi casi raggiunge valori critici, come nel modo 9, dove si osserva una PSD reale di $12,45 \left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$ a fronte di una PSD target di appena 0,14, generando una risposta oltre 88 volte superiore al valore di riferimento. Questo dato non solo supera ampiamente il limite massimo consentito dal profilo (+199,526%, cioè 0,42), ma evidenzia una condizione completamente fuori specifica, con implicazioni gravi in termini di sovra test, instabilità strutturale e potenziale danneggiamento del prodotto.

Con l'aggiunta di un secondo volante, si osserva un primo miglioramento generalizzato: l'Amplitude Ratio tende a ridursi, portando con sé un abbattimento della PSD reale, che in alcuni modi scende anche del 30%–40% rispetto alla configurazione a un solo volante. Tuttavia, il modo 9 rimane ancora critico, con una PSD reale di quasi 60 volte superiore al valore target. Anche in questo caso si oltrepassano abbondantemente entrambi i limiti di accettabilità, segno che l'aumento della massa da solo non è sufficiente a garantire la conformità del test.

È solo con la configurazione a tre volanti che il sistema raggiunge una condizione di risposta più controllata e coerente con i limiti imposti dal profilo di test, pur rimanendo sempre al di fuori dei limiti consentiti. I modi critici delle configurazioni precedenti risultano fortemente attenuati, la maggior parte delle PSD reali si mantiene attorno la soglia dei $2 \left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$. Anche nel modo 9, uno dei più problematici, la PSD reale scende a $1,73 \left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$, valore ancora superiore al limite massimo accettabile ma circa sette volte inferiore rispetto al caso a un solo volante. Sebbene 12 volte superiore al target, rappresenta comunque un progresso netto in termini di controllo dinamico.

Ciononostante, questa apparente ottimizzazione introduce una nuova criticità. L'aumento della massa comporta un abbassamento della frequenza del primo modo, che nella configurazione a tre volanti scende fino a circa 49,5 Hz, ovvero in una fascia in cui la PSD target è molto elevata. Anche se l'AR in questo caso è moderato, la combinazione con un'elevata energia a bassa frequenza produce una PSD reale di circa $25 \left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$, che risulta quasi 3 volte superiore al valore target, ma rientra nel limite massimo di accettabilità.

A differenza di ciò che accade nei modi superiori (sopra i 360 Hz), dove la PSD teorica è molto più bassa, anche una risposta moderata può generare una sovramodulazione inaccettabile. È proprio questo rapporto tra PSD reale e target, e non solo il valore assoluto, a costituire l'indicatore più affidabile di conformità dinamica.

In sintesi, la configurazione con un solo volante montato in posizione superiore conferma la sua inadeguatezza per un utilizzo controllato del sistema. Non solo genera numerosi modi, ma mostra

i peggiori scostamenti relativi rispetto ai valori target, superando abbondantemente i limiti anche nei modi superiori.

Nella Tabella 14.4. sono riassunti tutti i valori di frequenze di risonanza, di AR e di PSD target e Reale misurate in $\left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$.

Tabella 14.1.1– Riassunto generale

Modo	Freq1 [Hz]	Freq2 [Hz]	Freq3 [Hz]	AR1	AR2	AR3	PSD1 Target	PSD2 Target	PSD3 Target	PSD1 reale	PSD2 reale	PSD3 reale
1	100.42	97.60	49.54	1.487	1.657	1.751	4.229	4.370	8.138	9.35	12.00	24.95
2	204.09	204.09	204.62	3.690	3.498	3.454	0.250	0.250	0.250	3.40	3.06	2.98
3	260.99	257.63	–	2.270	1.900	–	0.250	0.250	–	1.29	0.90	–
4	326.90	326.06	317.73	6.638	5.896	3.141	0.201	0.202	0.217	8.84	7.03	2.15
5	495.91	497.20	495.91	2.972	2.879	3.261	0.140	0.140	0.140	1.24	1.16	1.49
6	634.15	634.15	630.88	3.139	3.022	2.923	0.140	0.140	0.140	1.38	1.28	1.20
7	752.29	–	–	3.171	–	–	0.140	–	–	1.41	–	–
8	851.81	–	–	5.213	–	–	0.140	–	–	3.81	–	–
9	908.75	922.98	954.56	9.426	7.702	3.510	0.140	0.140	0.140	12.45	8.30	1.73

Di seguito una spiegazione della tabella:

- Freq1 – Freq2 – Freq3: sono le frequenze di risonanza delle tre configurazioni, rispettivamente con uno, due e tre volanti
- AR1 – AR2 – AR3: sono gli amplitude ratio riferiti ai tre casi studio di configurazione
- PSD1 – PSD2 – PSD3 target: sono i valori target che si leggono alla base della SC, e che si vorrebbero avere su tutta la struttura
- PSD1 – PSD2 – PSD3 reale: sono i valori di PSD effettivamente letti nel punto di misura (sul mozzo)

14.2 Comparativa con la misura sul mozzo del volante laterale

Anche in questa seconda configurazione, con l'accelerometro spostato sul mozzo a sbalzo lateralmente al cubo, il confronto tra le configurazioni a 2 e 3 volanti evidenzia differenze significative nella risposta vibrazionale. Rispetto alle misure condotte sui volanti posizionati superiormente alla SC, questa zona presenta una dinamica più complessa, dovuta alla geometria del collegamento a sbalzo.

Nel primo modo, entrambi i casi presentano PSD reali estremamente elevate ed è evidente che entrambe le configurazioni superano anche il limite massimo consentito, con la configurazione a 3 volanti che arriva a oltre 4 volte il limite superiore più permissivo.

Nel secondo modo, la situazione appare più controllata, entrambe le configurazioni rientrano nei limiti accettabili, seppur nella fascia superiore di tolleranza.

Per il modo tre, entrambe le configurazioni rientrano nei limiti massimi consentiti, mentre per il modo quattro entrambe sono non conformi.

Il modo cinque rappresenta invece una zona decisamente critica per entrambi i casi. Con una PSD target molto bassa, troviamo un superamento tra 20 e 25 volte i limiti massimi accettabili. Qui la criticità è dovuta unicamente all'alto Amplitude Ratio, in una banda dove l'energia in ingresso è molto contenuta. Il comportamento strutturale locale del mozzo laterale a sbalzo sembra amplificare fortemente la risposta, rendendo questo modo particolarmente delicato da gestire.

Nel sesto modo la situazione migliora leggermente, anche se i valori sono decisamente superiori al consentito (3–4 volte), l'intensità vibrazionale è meno marcata rispetto ai picchi precedenti. Infine, nel settimo modo, presente solo nella configurazione a 3 volanti, anche se la PSD reale supera

leggermente il limite massimo, lo fa in modo contenuto, risultando la meno problematica tra le eccedenze osservate.

Tabella 14.2.1– Riassunto generale

Modo	Freq2 [Hz]	Freq3 [Hz]	AR2	AR3	PSD2 target	PSD3 target	PSD2 reale	PSD3 reale
1	90.78	91.96	1.824	3.600	4.71	4.65	15.68	60.29
2	161.68	159.60	1.415	1.417	1.17	1.27	2.33	2.55
3	346.06	375.94	1.750	1.384	0.17	0.14	0.51	0.27
4	577.73	585.26	2.331	2.326	0.14	0.14	0.76	0.76
5	701.51	701.51	7.761	8.481	0.14	0.14	8.43	10.07
6	796.37	778.04	3.092	3.520	0.14	0.14	1.34	1.74
7	–	911.11	–	1.825	–	0.14	–	0.47

Nel confronto tra le configurazioni a 2 e 3 volanti, analizzate con l’accelerometro posizionato sul mozzo laterale a sbalzo, emerge un quadro articolato, in cui nessuna delle due soluzioni risulta pienamente conforme ai limiti imposti dal profilo di test su tutto lo spettro frequenziale. Entrambe presentano frequenze critiche fuori specifica, che risultano problematici per via della combinazione tra elevati Amplitude Ratio e profilo PSD locale sfavorevole.

Se si considera l’intero comportamento dinamico del sistema, si può osservare che:

- La configurazione a 2 volanti presenta un numero maggiore di modi entro i limiti
- La configurazione a 3 volanti introduce due picchi molto marcati

In assenza di una configurazione “ottimale”, questa scelta si basa su una valutazione complessiva del comportamento modale e sull’efficacia della risposta globale rispetto agli obiettivi del test. Saranno comunque necessarie, per entrambe le configurazioni, strategie di mitigazione localizzate, come l’introduzione di smorzatori selettivi o modifiche geometriche, per garantire la piena conformità nei punti più critici del profilo.

Considerando quanto emerso dalle configurazioni precedenti, si è deciso di proseguire con ulteriori test sperimentali per approfondire l’influenza della massa e della sua distribuzione sulla risposta vibrazionale del sistema.

Nel capitolo successivo verranno presentate nuove configurazioni:

- una prima con quattro volanti montati contemporaneamente
- una seconda configurazione con soli due volanti montati in modo opposto
- una terza configurazione con tre volanti, due montati adiacenti e uno superiormente
- una quarta configurazione con un solo volante montato lateralmente (caso quasi mai utilizzato)

Queste prove consentiranno di completare l’analisi comparativa e verificare l’effettiva efficacia delle varie soluzioni rispetto al profilo vibratorio target.

14.3 Nuove configurazioni

Proseguendo l’analisi iniziata nel capitolo precedente, si presentano in questa sezione nuove configurazioni sperimentali, con l’obiettivo di esplorare più a fondo l’effetto della massa aggiuntiva e della sua distribuzione geometrica sulla risposta dinamica del sistema.

Le configurazioni proposte rappresentano un’estensione delle prove condotte con uno, due, tre, e quattro volanti e includono:

- una prima configurazione con quattro volanti montati contemporaneamente, nella quale ci si attende un’ulteriore attenuazione delle vibrazioni, in particolare nei modi a bassa frequenza, per effetto dell’aumento di massa globale;

- una seconda configurazione con due volanti montati in posizione opposta, pensata per verificare il comportamento della struttura in condizioni di simmetria, ma con una massa totale inferiore;
- una terza configurazione con tre volanti, di cui due adiacenti su un lato e uno montato superiormente, che introduce un disequilibrio laterale utile a valutare la sensibilità del sistema a distribuzioni non simmetriche;
- una quarta configurazione, meno frequente in pratica, con un solo volante montato lateralmente, utilizzata come caso limite per comprendere la risposta strutturale in presenza di una condizione fortemente sbilanciata.

Per ragioni di chiarezza espositiva e per non appesantire la trattazione, non verranno riportati i grafici di trasmissibilità e le tabelle di dettaglio per ogni singola configurazione, come fatto nei capitoli precedenti. Al contrario, i risultati saranno presentati in forma sintetica tramite cinque tabelle riassuntive, che permetteranno di confrontare in modo immediato le frequenze risonanti, gli Amplitude Ratio (AR), le PSD target, le PSD limiti e le PSD reali.

Per ciascuna prova è stata realizzata un'immagine del set-up sperimentale, utile a comprendere la geometria della configurazione e il posizionamento dei volanti e degli accelerometri. Nella Figura 14.3.1 sono raccolti i set-up relativi alle quattro configurazioni analizzate, così da offrire un riferimento visivo immediato per l'interpretazione dei risultati.

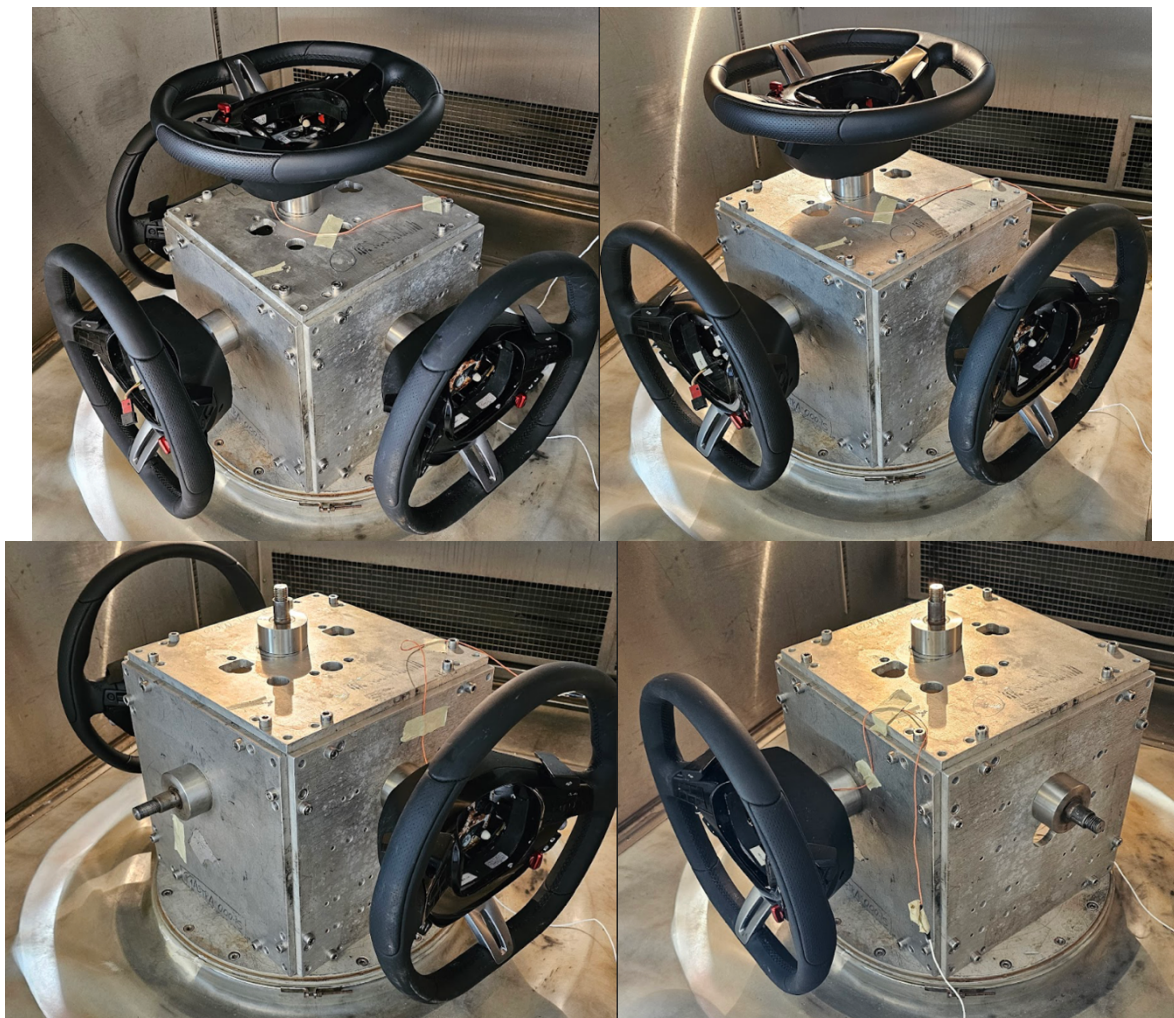


Figura 14.3.1– Set-Up con quattro, tre, due e un volante

Per semplificare la lettura e il confronto tra le diverse configurazioni testate, ciascuna prova è stata identificata con un'etichetta numerica, da Caso 1 a Caso 8. Ogni caso rappresenta una combinazione specifica di numero di volanti montati e posizione dell'accelerometro di misura. La nomenclatura adottata è la seguente:

- Caso 1.1: 4 volanti – accelerometro laterale
- Caso 1.2: 4 volanti – accelerometro frontale
- Caso 1.3: 4 volanti – accelerometro superiore
- Caso 2.1: 3 volanti – accelerometro laterale
- Caso 2.2: 3 volanti – accelerometro frontale
- Caso 2.3: 3 volanti – accelerometro superiore
- Caso 3: 2 volanti opposti – accelerometro laterale
- Caso 4: 1 volante laterale – accelerometro laterale

In questo contesto, la dicitura “laterale”, “frontale” e “superiore” si riferisce alla posizione del mozzo su cui è stato montato l'accelerometro di misura: rispettivamente sul lato del cubo, sul lato ma orientato frontalmente, oppure nella parte superiore della struttura. Per maggiori dettagli sulla posizione esatta degli accelerometri nelle varie prove, si rimanda al Capitolo 13.2 e Capitolo 13.3, dove sono rappresentati nel dettaglio i posizionamenti.

Nella Tabella 14.3.1 sono riassunte tutte le frequenze ricavate sperimentalmente per ognuna delle configurazioni di volanti e posizione degli accelerometri. Si precisa che l'indice del modo (es. modo 1, modo 2, ecc.) si riferisce all'ordine crescente delle frequenze risonanti per ciascuna configurazione, e non implica una corrispondenza diretta tra i modi delle diverse configurazioni. Ad esempio, il modo 1 di una configurazione rappresenta il primo modo di vibrare per quella specifica configurazione, che può differire per forma e significato dal modo 1 di un'altra configurazione.

Si può osservare come i casi che hanno un maggior numero di frequenze di risonanza nel relativo punto di misura sono il Caso 1.2 e il Caso 4. Prendendo in considerazione il Caso 1.2 si può notare come sia conveniente dal punto di vista delle frequenze di risonanza, adottare il Caso 2.2 che anch'esso è riferito a una misura presa sul volante posto frontalmente. Mentre per il Caso 4 è sicuramente conveniente ricondursi al Caso 1.1 o al Caso 3.

Questi ragionamenti sono stati fatti prendendo in considerazione esclusivamente il numero di modi misurati in quel punto; tuttavia, non è il parametro sicuramente più importante a cui far riferimento. Nelle tabelle successive ci saranno dei confronti con le PSD effettive nei punti di misura.

Tabella 14.3.1– Frequenze ricavate sperimentalmente per ogni configurazione

Frequenze											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	91,486	160,02	375,94	690,7	969,5	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	83,131	91,249	161,68	349,66	433,46	570,3	624,38	701,51	922,98	-	-
Caso 1.3	203,57	316,91	497,2	630,88	756,2	930,17	-	-	-	-	-
Caso 2.1	88,459	160,85	351,48	688,92	922,98	964,5	-	-	-	-	-
Caso 2.2	84,214	160,85	349,66	437,97	570,3	626	703,33	897,07	-	-	-
Caso 2.3	100,94	204,09	253,01	325,22	497,2	630,88	752,29	911,11	-	-	-
Caso 3	91,249	159,6	318,55	431,22	692,49	-	-	-	-	-	-
Caso 4	19,16	83,131	98,108	160,85	347,86	397,97	451,79	501,07	561,51	703,33	840,86

Nella Tabella 14.3.2 ci sono i valori di AR misurati, è un dato molto importante perché permette di poter ricavare il valore di PSD reale, che è quello essenziale per fare delle considerazioni sulle configurazioni che permettono di svolgere il test entro i limiti. Se si osserva questo dato, si nota che nel Caso 1.1 c'è il maggior valore di AR tra tutti i casi, ben 11,37. Il che significa che in quella determinata frequenza, nel punto di misura (ovvero con l'accelerometro posto lateralmente), si ha un'amplificazione dell'accelerazione imposta alla base della SC di oltre le 11 volte. Anche il Caso 2.1, presenta a 688,9 Hz un AR di 10,99, il che porta a una PSD reale in quel punto molto elevata. Stesso ragionamento per il Caso 2.2 a 692 Hz e per il Caso 8 alla frequenza di 703 Hz.

Tabella 14.3.2– AR misurato tramite accelerometro di misura

AR misurato											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	5,72	1,53	1,53	11,37	2,26	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	1,69	1,51	1,37	1,68	1,22	2,08	2,72	8,65	2,31		
Caso 1.3	3,89	2,30	2,90	3,35	1,80	1,79	-	-	-	-	-
Caso 2.1	2,28	1,56	2,03	10,99	1,84	2,06	-	-	-	-	-
Caso 2.2	1,67	1,37	1,70	1,17	2,12	2,68	7,30	2,00	-	-	-
Caso 2.3	1,67	3,72	1,60	3,95	2,96	3,34	1,82	2,38	-	-	-
Caso 3	7,11	1,46	1,59	3,22	10,62	-	-	-	-	-	-
Caso 4	1,26	1,50	1,72	1,36	1,81	2,42	1,72	1,50	2,05	9,63	2,59

Nella Tabella 14.3.4 sono rappresentati i valori di PSD target ideali calcolati secondo interpolazione lineare tramite l'equazione (14.1), mentre nella Tabella 14.3.4 compaiono i valori di PSD massimi consentiti.

Tabella 14.3.3– PSD target calcolata tramite interpolazione lineare

PSD target											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	4,68	1,25	0,14	0,14	0,14	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	5,09	4,69	1,17	0,16	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	-	-
Caso 1.3	0,25	0,22	0,14	0,14	0,14	0,14	-	-	-	-	-
Caso 2.1	4,83	1,21	0,16	0,14	0,14	0,14	-	-	-	-	-
Caso 2.2	5,04	1,21	0,16	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	-	-	-
Caso 2.3	4,20	0,25	0,25	0,20	0,14	0,14	0,14	0,14	-	-	-
Caso 3	4,69	1,27	0,22	0,14	0,14	-	-	-	-	-	-
Caso 4	9,29	5,09	4,34	1,21	0,16	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14

Tabella 14.3.4– PSD target calcolata tramite interpolazione lineare

PSD target massimi											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	14,03	3,75	0,42	0,42	0,42	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	15,28	14,06	3,50	0,48	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	-	-
Caso 1.3	0,75	0,66	0,42	0,42	0,42	0,42	-	-	-	-	-
Caso 2.1	14,48	3,62	0,47	0,42	0,42	0,42	-	-	-	-	-
Caso 2.2	15,12	3,62	0,48	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	-	-	-
Caso 2.3	12,61	0,75	0,75	0,61	0,42	0,42	0,42	0,42	-	-	-
Caso 3	14,06	3,81	0,65	0,42	0,42	-	-	-	-	-	-
Caso 4	27,86	15,28	13,03	3,62	0,49	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42

Nella Tabella 14.3.5 sono presenti i valori di PSD reale, ovvero l'effettiva energia vibratoria che i punti di ancoraggio dei volanti sentono. Questi numeri sono molto importanti, perché grazie a loro è possibile effettuare dei confronti tra le diverse configurazioni e definire quale tra queste vada ad amplificare in modo meno marcato il profilo del test.

Tabella 14.3.5– PSD reale

PSD reale											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	152,74	2,91	0,33	18,09	0,72	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	14,59	10,70	2,19	0,45	0,21	0,60	1,04	10,48	0,75	-	-
Caso 1.3	3,78	1,16	1,17	1,58	0,45	0,45	-	-	-	-	-
Caso 2.1	25,20	2,92	0,64	16,92	0,47	0,59	-	-	-	-	-
Caso 2.2	13,97	2,27	0,46	0,19	0,63	1,00	7,47	0,56	-	-	-
Caso 2.3	11,77	3,46	0,64	3,17	1,22	1,56	0,47	0,79	-	-	-
Caso 3	237,01	2,71	0,54	1,45	15,80	-	-	-	-	-	-
Caso 4	14,65	11,38	12,91	2,24	0,53	0,82	0,41	0,32	0,59	13,00	0,94

Nella Tabella 14.3.6 è presente un confronto tra tutte le configurazioni testate, anche quelle presenti nel capitolo 14.1 e 14.2. Di seguito è nuovamente rappresentata la nomenclatura utilizzata dal Caso 1.1 al Caso 4 e quella per le configurazioni utilizzate inizialmente:

- Caso 1.1: 4 volanti – accelerometro laterale
- Caso 1.2: 4 volanti – accelerometro frontale
- Caso 1.3: 4 volanti – accelerometro superiore
- Caso 2.1: 3 volanti, uno posto superiormente e due a lato adiacenti– accelerometro laterale
- Caso 2.2: 3 volanti, uno posto superiormente e due a lato adiacenti – accelerometro frontale
- Caso 2.3: 3 volanti, uno posto superiormente e due a lato adiacenti – accelerometro superiore
- Caso 3: 2 volanti opposti – accelerometro laterale
- Caso 4: 1 volante laterale – accelerometro laterale
- Caso A: 1 volante posto superiormente alla SC - accelerometro superiore
- Caso B: 2 volanti, uno posto superiormente e uno a lato - accelerometro superiore
- Caso C: 3 volanti, uno posto superiormente e due lateralmente opposti - accelerometro superiore

- Caso D: 2 volanti, uno posto superiormente e uno a lato - accelerometro laterale
- Caso E: 3 volanti, uno posto superiormente e due lateralmente opposti - accelerometro laterale

Per il set-up delle prove precedenti si rimanda ai Capitoli 14.1 e 14.2.

Tabella 14.3.6– Rapporto tra PSD reale e PSD target

PSD reale/ PSD target											
	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6	Modo 7	Modo 8	Modo 9	Modo 10	Modo 11
Caso 1.1	32,67	2,33	2,35	129,23	5,12	-	-	-	-	-	-
Caso 1.2	2,86	2,28	1,88	2,83	1,48	4,31	7,40	74,85	5,32	-	-
Caso 1.3	15,12	5,29	8,39	11,25	3,25	3,22	-	-	-	-	-
Caso 2.1	5,22	2,42	4,10	120,87	3,37	4,23	-	-	-	-	-
Caso 2.2	2,77	1,88	2,88	1,36	4,48	7,17	53,32	4,01	-	-	-
Caso 2.3	2,80	13,86	2,56	15,57	8,74	11,15	3,33	5,65	-	-	-
Caso 3	50,56	2,13	2,52	10,34	112,85	-	-	-	-	-	-
Caso 4	1,58	2,24	2,97	1,86	3,27	5,85	2,95	2,25	4,20	92,83	6,70
Caso A	2,21	13,60	5,16	43,98	8,86	9,86	10,07	27,21	88,93	-	-
Caso B	2,75	12,24	3,60	34,80	8,29	9,14	59,29	-	-	-	-
Caso C	3,07	11,92	9,91	10,64	8,57	12,36	-	-	-	-	-
Caso D	3,33	1,99	3,00	5,43	60,21	9,57	-	-	-	-	-
Caso E	12,97	2,01	1,93	5,43	71,93	12,43	3,36	-	-	-	-

Nella Tabella sopra è rappresentato il rapporto tra la PSD reale e la PSD target; i valori che sono maggiori di tre significa che si trovano al di sopra anche del limite massimo consentito (+199%) di conseguenza non sono accettabili dal punto di vista normativo; questi valori sono individuati dalle celle rosse all'interno della tabella. Viceversa, quelli minori di tre sono conformi alla normativa perché rientrano nei limiti consentiti: si nota che ci sono due tipi di evidenziazioni diverse, questo per sottolineare i modi che sono al di sotto del primo limite (verde più scuro) e quelli che sono compresi tra il primo limite e il secondo (verde più chiaro).

Attraverso questa tabella è possibile trarre delle conclusioni sulle varie configurazioni, portandoci ad affermare che nessuna delle configurazioni proposte è conforme alla normativa. Tuttavia, si osserva come alcune configurazioni portano ad avere la conformità del test fino a una certa frequenza:

- Caso 1.2: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 433 Hz
- Caso 2.2: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 437 Hz
- Caso 2.3: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 101 Hz
- Caso 4: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 160 Hz
- Caso A: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 100 Hz
- Caso B: è in conformità alla normativa fino alla frequenza di 97 Hz

Tutte le altre congiurazioni non citate, partono con dei valori che sono già al di fuori di ogni limite consentito.

Essendo che dal punto di vista della normativa se un valore è al di fuori del range massimo consentito non è accettabile, il fatto che a una certa frequenza abbiamo un valore di PSD che è quattro volte oppure trenta volte maggiore è insignificante, per questo motivo che l'analisi non è stata fatta considerato che alcune configurazioni abbiano dei valori di PSD di 10-20-30 volte superiori rispetto ad altri che sfiorano "solo" di 3-4 volte: entrambe risultato al di fuori dei limiti consentiti.

Osservando la Tabella 14.3.6 si possono però individuare delle configurazioni ottimali per eseguire i test, anche se non conformi al 100% con la normativa. Per esempio, per effettuare il test lungo l'asse X o Y è consigliabile utilizzare la configurazione come nel Caso 1.2 che porta una conformità fino alla frequenza di 433 Hz. Questo implicherebbe l'utilizzo di quattro volanti, di cui quello da testare posizionato nella faccia frontale della SC, mentre gli altri tre vengono utilizzati come masse sismiche. Invece per effettuare la prova lungo l'asse Z è consigliabile la configurazione come nel caso 2.3 che è conforme fino a 101 Hz. Anche in questo caso servono due volanti che svolgono la funzione di massa sismica che quindi vengono sacrificati per far effettuare il test nel miglior modo possibile al volante posizionato nella faccia superiore della SC. È ovvio che effettuare i test in questo modo è impossibile perché richiederebbe moltissimo tempo a disposizione in quanto si andrebbe a testare un volante per volta.

15. Modello numerico dei volanti

In questo ultimo capitolo viene analizzato il modello numerico con i volanti simulati. Per ridurre la complessità dei calcoli e i tempi di elaborazione, i volanti sono stati schematizzati come masse concentrate, applicate nel loro baricentro e collegate rigidamente al mozzo. Il modello presenta alcune semplificazioni dovute ai limiti del software Fusion 360: ad esempio, il mozzo è vincolato rigidamente alla piastra, mentre nella realtà l'unione avviene tramite viti. Allo stesso modo, la massa concentrata è collegata con un vincolo rigido, che sostituisce in modo semplificato il collegamento reale costituito da dado e rondella. Di conseguenza, la catena elastica reale volante – mozzo – piastra introduce rigidezze in serie che abbassano le frequenze rilevate e porta ad avere delle grosse discrepanze con i risultati numerici. Nelle simulazioni sarebbe necessario introdurre un'interfaccia tra le varie parti con delle rigidezze equivalenti opportunamente tarate.

Dall'analisi modale numerica emerge chiaramente che il mozzo si comporta come un collegamento a sbalzo; infatti, in certi modi propri esso mostra una deformazione locale di piegamento, come si osserva in Figura 15.1 nella configurazione con un solo volante.

Le analisi numeriche vengono impiegate con finalità prevalentemente qualitative: da un lato per evidenziare l'andamento delle frequenze naturali al crescere della massa applicata (ovvero con l'aumento del numero di volanti), dall'altro per verificarne gli ordini di grandezza. Come primo risultato si osserva che, passando da una configurazione con un solo volante a quella con quattro volanti (Caso 4), le frequenze naturali tendono a ridursi. Nella Tabella 15.1 è riportato il confronto tra i valori ottenuti, da cui emerge una diminuzione della prima frequenza naturale di circa il 20%.

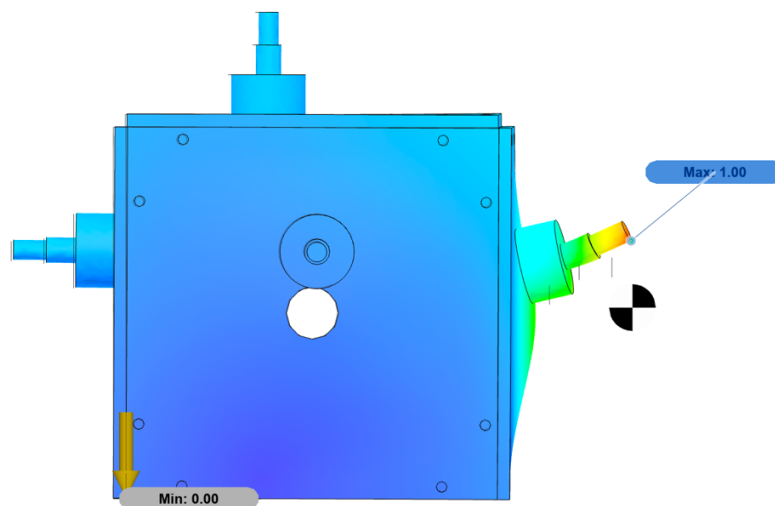


Figura 15. 1 – Deformazione mozzo

Tabella 15. 1 - Confronto frequenze naturali Caso 4 e Caso 1

Caso 4 (un volante)	Caso 1 (quattro volanti)
217,55 Hz	179,72 Hz
223,14 Hz	207,30 Hz
258,76 Hz	214,10 Hz
395,29 Hz	239,53 Hz
534,93 Hz	248,56 Hz
680,43 Hz	264,37 Hz
756,11 Hz	277,73 Hz
796,27 Hz	290,33 Hz
819,18 Hz	334,64 Hz
1039,79 Hz	404,73 Hz
	432,54 Hz
	570,83 Hz
	759,96 Hz
	787,83 Hz
	911,76 Hz
	1063,26 Hz

Per il confronto tra analisi numeriche e analisi sperimentali, si è scelto di prendere in considerazione la configurazione con quattro volanti (Figura 15.2), confrontando le frequenze misurate nel Caso 1.1, Caso 1.2 e Caso 1.3 con quelle ottenute tramite simulazioni numeriche. La scelta di questi tre casi consente di ottenere un quadro generale in modo tale da avere le frequenze di risonanza in ogni nodo volante. Come già anticipato, non si riscontra una corrispondenza diretta tra i risultati sperimentali e quelli numerici: le semplificazioni introdotte nel modello, così come possibili imperfezioni di montaggio (ad esempio viti non serrate correttamente), generano scostamenti significativi. A ciò si aggiunge il fatto che le misure sono state effettuate in soli tre punti della struttura, condizione che non permette una caratterizzazione completa del comportamento globale.

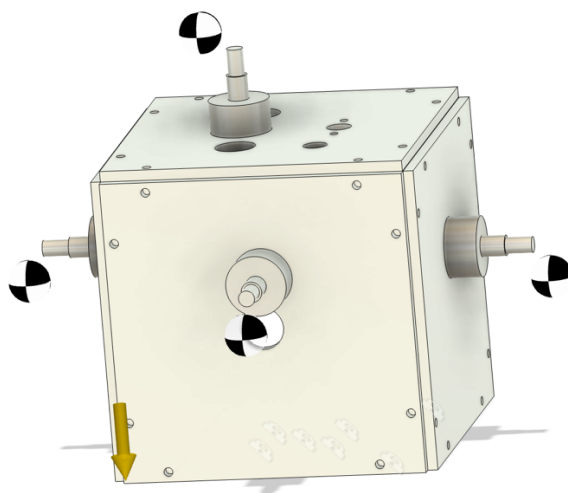


Figura 15.2 – Modello con quattro volanti

Di seguito nella Tabella 15.2 sono riportate le frequenze di risonanza ricavate sperimentalmente e le frequenze naturali ricavate numericamente. Le frequenze sperimentali rappresentate sono un raggruppamento delle tre misure effettuate nei tre nodi volanti. Si osserva come, non c'è una corrispondenza 1:1 delle frequenze. Sperimentalmente sono state rilevate delle basse frequenze che sono molto probabilmente dovute alle elasticità introdotte dai vincoli.

Tabella 15.2 - Confronto frequenze naturali Caso 4 e Caso 1

	Frequenze Sperimentali [Hz]	Frequenze Numeriche [Hz]
1	83,13	179,72
2	91,37	207,30
3	160,85	214,10
4	203,57	239,53
5	316,91	248,56
6	349,66	264,37
7	375,94	277,73
8	433,46	290,33
9	497,20	334,64
10	570,30	404,73
11	624,38	432,54
12	630,88	570,83
13	690,70	759,96
14	701,51	787,83
15	756,20	911,76
16	922,98	1063,26
17	930,17	
18	969,50	

In conclusione, si può affermare che il modello numerico conferma l'abbassamento delle frequenze naturali all'aumentare del numero dei volanti come ci si aspettava, tuttavia la semplificazione dei vincoli e dei volanti rappresentati come un punto materiale porta ad avere delle grosse differenze in termini di frequenze rispetto a quelle ricavate sperimentalmente. In futuro per migliorare il modello bisogna tarare opportunamente le rigidità imposte dai vincoli e avere una rappresentazione più dettagliata dei volanti in modo tale da tenere conto anche delle inerzie che vanno a influenzare il comportamento dinamico della struttura.

16 Conclusioni

L'obiettivo del presente lavoro di tesi è stato quello di capire come la SC andasse a modificare il profilo PSD target imposto alla base dello shaker. I test vibrazionali all'interno del processo di validazione ricoprono un ruolo davvero importante poiché consentono di verificare se un componente è in grado di resistere alle sollecitazioni meccaniche derivante dal suolo stradale, come vibrazioni derivanti da strade disconnesse, strade sterrate, gradini, dossi e molte altre condizioni che inducono vibrazioni al veicolo. In particolare, inizialmente è stato realizzato un modello numerico in grado di

rappresentare al meglio la SC, si è dimostrato come questo sia stato in grado di intercettare i modi di vibrare che hanno una maggiore amplificazione delle accelerazioni misurate nel punto di massima deformazione della struttura. Questo modello, quindi, ricopre una grande funzione nel momento in cui si vuole verificare come la struttura si deforma e quindi capire quali sono le frequenze più pericolose nel caso in cui vengano testati componenti di piccole dimensioni e piccola massa poiché quest'ultimi modificando in modo trascurabile l'inerzia del sistema e non necessitano di essere rappresentati nel modello in quanto trascurabili.

Successivamente si è passati a effettuare delle misure sperimentali montando sulla SC i volanti in diverse configurazioni per capire come andassero a modificare il profilo target e quale tra queste sarebbe stata la migliore configurazione. Si è scelto di testare il volante proprio perché è un componente molto complicato, sia dal punto di vista elettronico che meccanico perché dispone di diversi componenti e quindi si riteneva opportuno fare uno studio con questi componenti montati. Le misure sono state prese sul nodo volante, punto in cui si vuole che i valori di PSD siano uguali a quelli target. Questo lavoro è stato molto importante perché in futuro si potrebbero cercare delle soluzioni per attenuare le risonanze, proprio per rendere il profilo come da normativa. Molte volte si riscontrano dei problemi come rotture di alcune parti, false attivazioni, o malfunzionamenti di alcuni interruttori dopo il test e non si sa se queste cose sono dovute al test che in alcune frequenze va ad amplificare di molto la PSD voluta oppure se realmente è un difetto del componente e quindi necessita di una revisione da parte dell'R&D.

Le attività svolte nel corso di questo lavoro hanno permesso di arrivare a delle conclusioni nel dire se il test effettuato è realmente conforme alla normativa. Come spiegato nel Capitolo 14.3, non esiste alcuna configurazione che permette di avere il profilo in conformità nei punti di misura in tutto il range di frequenza del test. Esistono solo una configurazione che permette di avere una conformità fino a un massimo di 437 Hz.

Si conclude dicendo che il test viene effettuato in maniera non adeguata, portando a dei valori di PSD reale nei punti di misura che sono altamente diversi rispetto i limiti massimi consentiti, andando così a compromettere i test vibrazionali. Questo è un fattore molto importante da considerare in futuro per cercare delle soluzioni alternative in modo tale da essere sicuri che i problemi riscontrati sui prodotti in seguito a questo test non siano dovuti alle amplificazioni del profilo indotte dalla SC, ma siano effettivamente dei problemi dei componenti stessi.

Bibliografia

- [1] La Repubblica, “Al volante della Ferrari Purosangue: la prima volta della sportiva a ruote alte”, https://www.repubblica.it/motori/sezioni/prodotto/2023/03/08/news/al_volante_della_ferrari_purosangue_la_prima_volta_della_sportiva_a_ruote_alte-391007937/
- [2] Quattroruote, “Purosangue, che debutto: è la Ferrari più importante da decenni”, disponibile a: https://www.quattroruote.it/news/eventi/2022/12/05/best_of_2022_purosangue_che_debutto_e_la_ferrari_piu_importante_da_decenni.html
- [3] FCA, CS.00056 – Environmental specification for electrical/electronic (E/E) components, Harmonized document, 27-Dec-2015
- [4] Motor1.com, “Suzuki Jimny Defender: la mini G-Class”, disponibile a: <https://www.motor1.com/news/276459/suzuki-defender-g-class-ki7>
- [5] Autodesk, “Fusion 360 – Guida in linea”, disponibile a: <https://help.autodesk.com/view/fusion360/ITA>
- [6] Carbonaro N., “Misure in campo biomedico”, Lecture Notes, Università degli Studi di Cagliari, 2012, disponibile a: https://people.unica.it/nicolacarbonaro/files/2012/04/1_Misure-in-campo-biomedico_4.pdf
- [7] Fasana A., Marchesiello S., Meccanica delle vibrazioni, CLUT, 2006
- [8] Arar S., “Introduction to Piezoelectric Accelerometers with Integral Electronics (IEPE)”, All About Circuits, disponibile a: <https://www.allaboutcircuits.com/technical-articles/introduction-to-piezoelectric-accelerometers-with-integral-electronics-piezo-electric-iepe-sensor/>
- [9] PCB Piezotronics, “Model 3055D2 – Accelerometer”, Datasheet, available at: https://www.universityofgalway.ie/media/publicsub-sites/engineering/files/3055D2_ds-ACCELEROMETER.pdf Irvine T., “Power Spectral Density (PSD)”, Endaq Technical Articles, disponibile a: <https://endaq.com/pages/power-spectral-density>,
- [10] Thermo Fisher Scientific – Sentek, “How to Select a Vibration Testing System”, Technical Reference Material, disponibile a: <https://assets.thermofisher.com/TFS-Assets/ANZ/Reference-Materials/sentek-how-select-vibration-testing-system.pdf>
- [11] <https://help.autodesk.com/view/fusion360/ITA/?guid=SIM-ADAPTIVE-REFINEMENT-CONCEPT>
- [12] Ansys Innovation Space, “Lesson 4 – Mode Participation Factor and Effective Mass”, Course Material, 2020, disponibile a: https://innovationspace.ansys.com/courses/wp-content/uploads/sites/5/2020/10/Lesson4_ModeParticipationFactorAndEffectiveMass.pdf
- [13] Ferrari S.p.A., “Ferrari SF90 Stradale”, disponibile a: <https://www.ferrari.com/it-IT/auto/sf90-stradale>
- [14] PCB Piezotronics, “Model 3032A – Miniature Low-Profile Accelerometer”, Datasheet, disponibile a: https://www.a-tech.ca/Product/Series/1086/3032A_Miniature_Low-Profile_Accelerometer/?tab=1
- [15] STZ Luxury Rent, “Ferrari SF90 Stradale – Volante (Image)”, disponibile a: https://stzluxuryrent.it/wp-content/uploads/2022/09/SF90_STRADALE_VOLANTE.jpg
- [16] La Repubblica, “Ferrari Purosangue – Press Photo (Image)”, disponibile a: <https://www.repstatic.it/content/nazionale/img/2023/03/07/184354458-587cb7be-ccaf-4628-abc9-5d187b0a74b9.jpg>
- [17] AlVolante.it, “Ferrari Amalfi – 2025 Presentation (Image)”, disponibile a: https://immagini.alvolante.it/sites/default/files/styles/image_gallery_big/public/news_galleria/2025/07/ferrari-amalfi-2025-07_17.jpg

