POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi dinamica supporto cassetta porta munizioni su veicolo LTATV

Relatore

Prof. Mauro Velardocchia

Prof. Elvio Bonisoli

Ing. Antonio Tota

Candidato

Ten. Francesco Muscarà

Anno Accademico 2020/2021

Sommario

Introduzione 1
1. Analisi vibrazionale veicoli 3
1.1 Introduzione alla teoria dei segnali 3
1.2 Trasformata di Fourier 5
1.3. PSD e segnali random 11
2. Il mezzo 13
3. Il supporto 16
3.1. Versione V.1 16
3.2. Versione V.3 18
4. Introduzione alle PSD 20
5. Setup sperimentale 21
6. Tracciati di prova 22
6.1. Misurazioni presso CEPOLISPE 22
6.1.2. PSD dei segnali accelerometrici 23
6.2. Misurazioni presso Aris 26
6.2.1 PSD dei segnali accelerometrici 26
7. PSD per test di laboratorio accelerati 29
7.1 Danno equivalente delle PSD 29
7.2 Metodo di amplificazione delle PSD 31
8. Modellazione tramite Elementi Finiti 32
8.1 Introduzione agli elementi finiti 32
8.1.1 Funzionamento 33
8.1.2 Fasi per arrivare al modello 35
8.2. Il modello 35
8.2 Analisi statica 40
8.2.1 Mesh adattativa 41
8.3 Analisi in frequenza 45
8.3.1 Frequenze proprie 45
8.4 Validazione modello e applicazione PSD 51
8.4.1 Applicazione PSD sul modello 51
8.4.2 Impostazione vincoli e carichi 52

8.4.3 Validazione modello 53
8.4.4 Risultati 54
8.3.5 Trasmissività braccio/cassetta 55
8.4 Applicazione PSD cumulativa 56
Conclusioni 59
Ringraziamenti 60
Bibliografia 61

Introduzione

I veicoli militari ruotati sono di estrema importanza per funzioni di supporto, individuazione di obiettivi e trasporto materiali. A differenza dei veicoli cingolati, essi sono progettati per adattarsi al meglio a tutti i tipo di terreno, hanno solitamente dimensioni ridotte (minor impatto logistico) e richiedono meno manutenzione. I veicoli militari devono, inoltre, garantire potenza di fuoco, interoperabilità, grande mobilità e bassa vulnerabilità, caratteristiche non facili da racchiudere in un singolo veicolo. Per vulnerabilità, si intende la probabilità che alcune funzionalità del veicolo vengano perse, mettendo così a rischio l'esito della missione. Ridurre la vulnerabilità è estremamente importante per assicurare la sopravvivenza del mezzo e dei suoi occupanti. Solitamente essa si studia in termini di probabilità che si verifichino danni, soprattutto causati da esplosioni di mine e attacchi esterni.

Oltre alla vulnerabilità da eventi esterni, però, il funzionamento del mezzo è correlato alla durabilità dei suoi componenti. I veicoli militari presentano, al loro interno, numerose travi e mensole, costruite solitamente in acciaio, con lo scopo di sostenere dispositivi di qualsiasi tipo (radio, equipaggiamenti, munizionamento, ecc.), che spesso possono avere masse considerevoli. A causa dei terreni accidentati in cui questi veicoli si trovano ad operare, tali sostegni devono spesso sopportare stress, dovuti alle vibrazioni, molto elevati. Nello sfortunato caso che uno di questi supporti ceda, questo potrebbe comportare il fallimento della missione o, ancor peggio, mettere in pericolo gli occupanti. A tal proposito, l'analisi modale, ovvero lo studio del comportamento di una struttura quando viene sottoposta a vibrazioni, è estremamente importante in questo tipo di veicoli. Mediante tale analisi si definisce la risposta della struttura in progetto a forzanti con diversi contenuti armonici, con lo scopo di determinare gli stati di sforzo/deformazione ed evitare eventuali fenomeni di risonanza. Questo è fondamentale per evitare rotture e cedimenti.

Scopo di questa tesi è quello di andare a valutare il comportamento dinamico di un supporto per una cassetta porta munizioni montato su un LTATV (Light Tactical All Terrain Vehicle) su diversi tipi di terreno, definendo un tracciato ed un eventuale profilo di missione tipo del mezzo, con lo scopo di prevedere eventuali cedimenti e determinare i punti più critici. Per fare ciò verranno analizzati dei dati rilevati tramite acquisizioni accelerometriche su diversi tipi di terreno.

Tale supporto, durante le prime fasi di sperimentazione, è risultato essere particolarmente critico (arrivava a cedimento se sollecitato per un certo arco temporale su determinati tipi di terreno). Tale inconveniente è stato risolto apportando delle modifiche sullo stesso. In questa tesi verrà prima presentato il

mezzo con le sue caratteristiche generali, per poi passare alla descrizione del problema iniziale (sopra descritto) e a come è stato risolto. Successivamente, passerò all'analisi delle nuove acquisizioni accelerometriche, ricavandone le PSD e definendo un profilo di missione ideale da utilizzare per le simulazioni. Infine, presenterò il modello creato su Solidworks ed eseguirò delle simulazioni, con l'ausilio del tool Simulation, atte a verificare l'integrità del componente quando sollecitato con il profilo di missione ipotizzato.

1. Analisi vibrazionale veicoli

L'analisi vibrazionale dei veicoli terresti è un ambito estremamente importante della meccanica. Esso trova molteplici applicazioni nello studio dinamico di un mezzo, dal comfort alla stabilità. In particolare, questo tipo di analisi diventa fondamentale nei veicoli off-road, per garantire la stabilità e mantenere l'integrità del mezzo e dei suoi occupanti.

Analisi di questo tipo vengono condotte istallando degli accelerometri nei componenti o nelle parti che siamo interessati a studiare e successivamente manipolando il segnale acquisito per ricavarne informazioni utili.

Per fare ciò, occorre parlare prima e presentare in maniera generale le basi della teoria dei segnali, fondamentale per poter lavorare con segnali di tipo random.

1.1 Introduzione alla teoria dei segnali

La teoria dei segnali è un ambito dell'ingegneria che studia e definisce le proprietà matematiche e statistiche dei segnali. In generale, un segnale è una variazione nel tempo dello stato fisico di un sistema o di una grandezza fisica, come la tensione, l'intensità di corrente, la pressione o, nel nostro caso, l'accelerazione.

Esistono diversi tipi di segnali, ma tutti sono accomunati dal fatto di essere casuali, continui e quasi mai deterministici. Sono molto rari i casi in cui è possibile trovare un segnale non casuale, che segue un determinato andamento dettato da un'opportuna funzione: in generale, in natura, i segnali sono quasi sempre di tipo random. A tal proposito, la teoria dei segnali studia la rappresentazione dei segnali in modo da poter manipolarli e trattarli matematicamente. Per fare ciò, si ricorre all'uso della matematica astratta e, nel caso di segnali stocastici, alla teoria della probabilità. La teoria infatti suddivide i segnali in due diverse tipologie: segnali deterministici, in cui è possibile predire il valore in un qualsiasi istante temporale (ad esempio un segnale sinusoidale); segnali stocastici o aleatori, i cui valori non sono prevedibili, ma da cui è possibile ricavare soltanto proprietà statistiche. Nella figura seguente è possibile osservare la differenza tra le due tipologie di segnale.

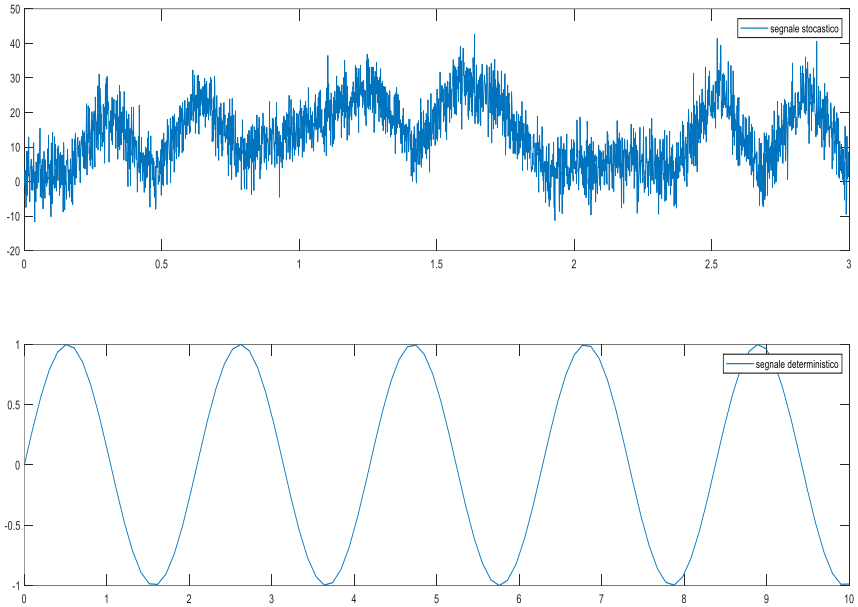


Figura 1.1. Confronto tra segnale random e segnale deterministico.

A livello pratico, per poter registrare un segnale (di qualsiasi natura esso sia) occorre utilizzare un trasduttore, che trasforma il segnale "Naturale" in un segnale elettrico, analizzabile poi con un calcolatore. Il corretto settaggio del trasduttore è di fondamentale importanza affinchè la misurazione sia corretta. Una delle grandezze più importante che bisogna settare in un trasduttore è la **frequenza di campionamento.**

Il campionamento è una tecnica utilizzata per convertire un segnale continuo nel tempo o nello spazio in un segnale discreto, valutandone l'ampiezza a intervalli temporali o spaziali regolari. In questo modo è possibile avere una stringa digitale che approssimi il segnale originale. Esso consiste nel misurare e registrare il valore del segnale analogico in diversi istanti temporali o posizioni nello spazio. Il tempo T che intercorre tra una valutazione e l'altra è detto intervallo temporale di campionamento. Il suo reciproco è la frequenza di campionamento.

$$f_c = \frac{1}{T}$$

Il teorema del campionamento definisce quale sia la frequenza minima di campionamento con una determinata caratterizzazione in frequenza, affinchè il segnale analogico possa essere ricostruito a valle a partire da quello discreto in input. Esso stabilisce che:

$$f_c > 2 * f_m$$

Dove f_c è la frequenza di campionamento e f_m è la massima frequenza dello spettro del segnale da campionare. Rispettando questa condizione, è allora possibile ricostruire il segnale analogico in ingresso senza perdere informazioni. Qualora invece tale condizione non venga rispettata, si riscontra un effetto conosciuto come **aliasing**, che comporta una distorsione del segnale analogico ricostruito.

In figura è riportato un esempio del fenomeno dell'aliasing: il segnale originale, in rosso, viene campionato con una frequenza di campionamento troppo piccola, generando così il segnale ricostruito blu.

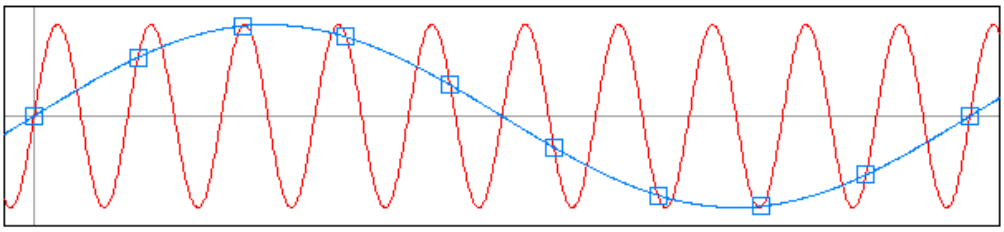


Figura 1.2. Fenomeno dell'aliasing.

Generalmente, per ricostruire un segnale che sia il più possibile fedele a quello naturale, è richiesto che la frequenza di campionamento sia 5-10 volte maggiore alla frequenza massima contenuta nel segnale campionato. Si definisce in questo modo la frequenza di Nyquist (f_n):

$$f_n = \frac{f_c}{2}$$

Di fondamentale importanza, soprattutto nella teoria dei segnali random, è l'analisi spettrale tramite la trasformata di Fourier, di cui parleremo nel capitolo successivo.

1.2 Trasformata di Fourier

In analisi matematica, a trasformata di Fourier è un operatore matematico che trasforma una funzione in un'altra funzione. Essa associa a una funzione i valori dei coefficienti di questi sviluppi lineari, dandone quindi una rappresentazione nel dominio delle frequenze, che viene spesso chiamato spettro della funzione.

Tralasciando la parte meramente matematica, che trascende l'argomenti di questa tesi, ci concentreremo sulla parte pratica e applicativa della trasformata di Fourier, come funziona, a cosa serve e perchè è così importante nell'analisi dei segnali. L'idea che sta alla base della trasformata di Fourier è quella di passare dal dominio del tempo a quello delle frequenze e viceversa (trasformata di Fourier inversa).

Qualsiasi segnale naturale, è sempre formato dalla somma di sinusoidi di diversa frequenza. Attraverso la trasformata, è possibile quindi scomporre il segnale originale nelle diverse sinusoidi che lo compongono.

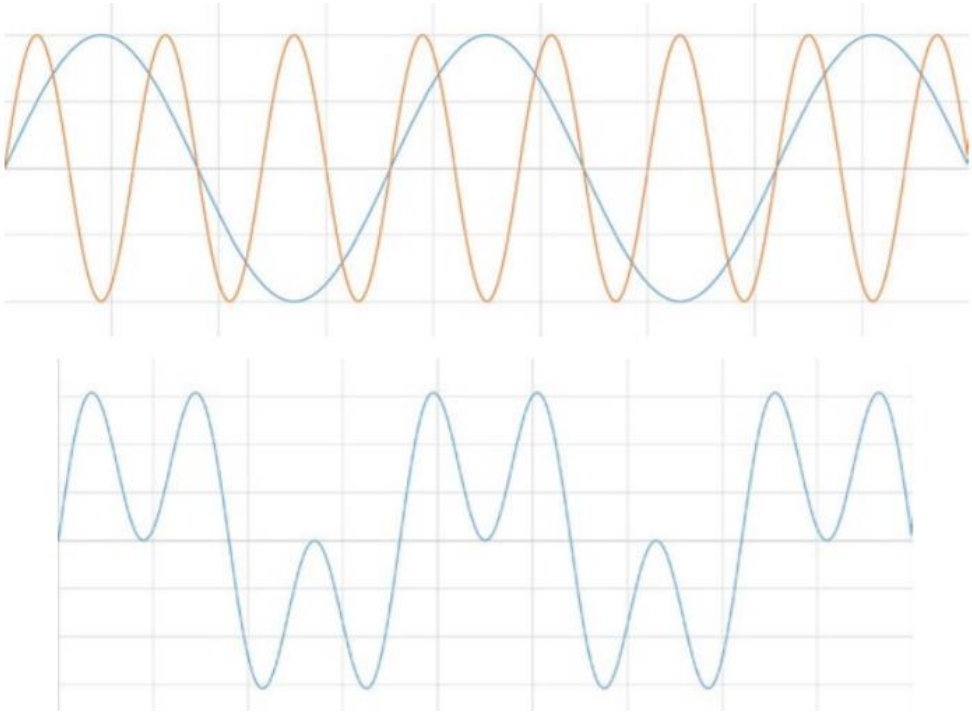


Figura 1.3. Sommando due segnali, si ottiene un nuovo segnale.

Prendiamo come esempio la figura 1.3. Il segnale originale (in rosso) è formato da cosinusoidi ad una frequenza di 10, 20, 30, 40 e 50 Hz. Applicando la trasformata di Fourier, è possibile osservare quali frequenti sono presenti nel segnale originale (asse x) e con quale ampiezza (asse y).

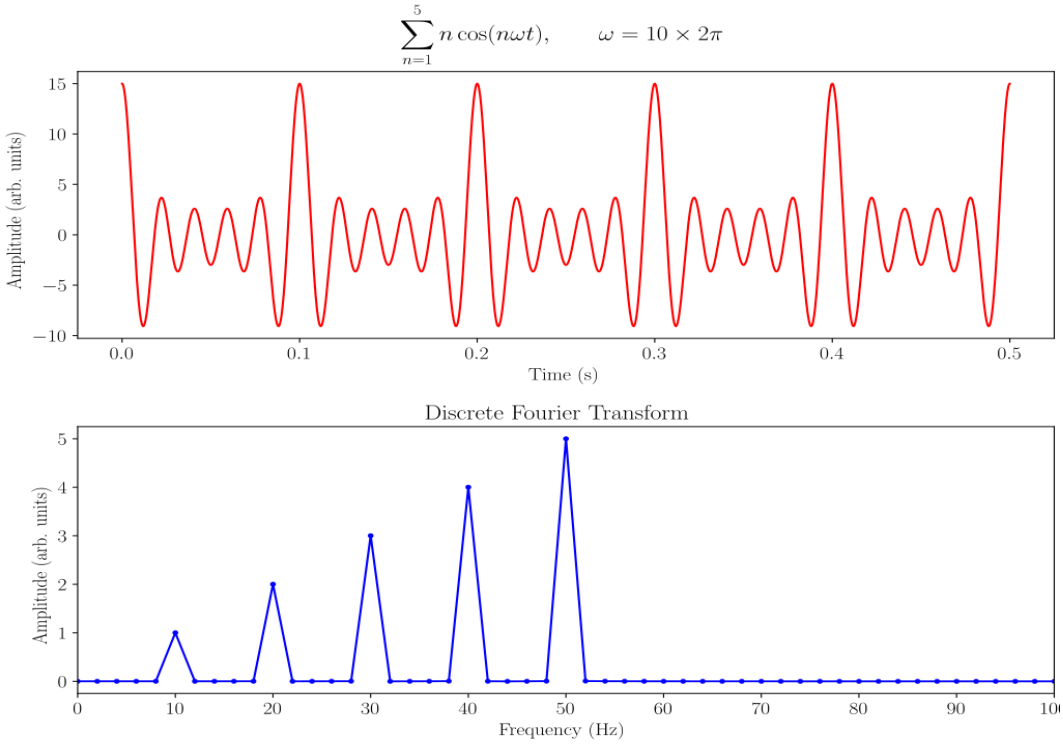


Figura 1.4

Questo può sembrare, inizialmente, poco utile per un segnale come quello mostrato in figura 1.3, in cui è possibile distinguere quasi ad occhio le frequenze di cui è esso è composto. Se prendiamo però il segnale in figura 1.5, diventa impossibile analizzare di quali frequenze è composto senza l'utilizzo della trasformata di Fourier, ed essendo che la maggior parte dei segnali sperimentali in natura sono di questo tipo, ecco che tale strumento diventa essenziale.

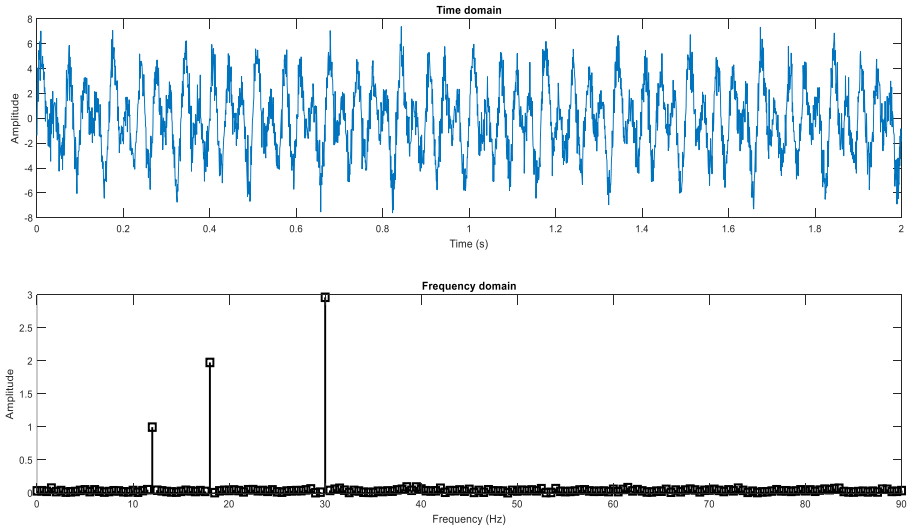


Figura 1.5

Osservando il segnale blu in figura 1.5 è impossibile ricavare informazioni sulle frequenze di cui è costituito. Applicando la trasformata di Fourier, si osserva che esso è formato da onde di frequenza 12, 18 e 30 Hz di ampiezza, rispettivamente, 1, 2 e 3 unità.

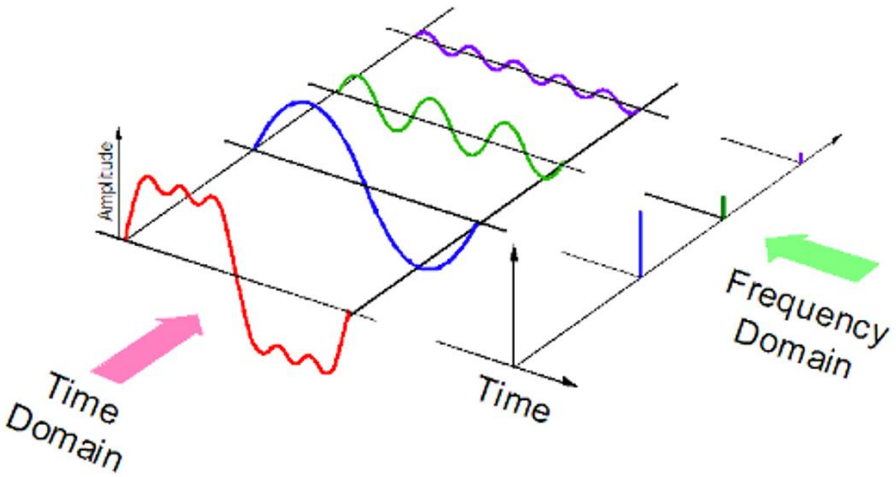


Figura 1.6

In figura 1.6 è riportato un altro esempio, utile a capire come tale operatore matematico lavora. Il segnale in rossa è formato dalla somma dei tre segnali in blu, verde e in viola. Applicando la trasformata di Fourier, si riesce ad individuare la frequenza e l'ampiezza di cui il segnale in rosso è formato.

Senza entrare troppo nel dettaglio, a livello matematico, la trasformata di Fourier non fa altro che confrontare il segnale originale con sinusoidi di diversa frequenza, analizzando quanto il segnale sinusoidale si discosta da quello originale.

Per il calcolo della trasformata di Fourier, è necessario fornire alcuni input al calcolatore:

- Segnale in ingresso (misurato dal trasduttore);
- Arco temporale della misurazione (in secondi);
- Frequenza di campionamento (in Hz);
- Risoluzione in frequenza;
- Overlap (in percentuale);
- Finestra di Hann.

I primi due (segnale in ingresso e vettore tempo) vengono solitamente dati come output dal trasduttore. Riguardo la frequenza di campionamento, essa è stata già introdotta nella sezione precedente. Definiamo ora le altre grandezze.

La **risoluzione in frequenza** indica la sensibilità dell'dominio in frequenza (asse x), cioè il numero di punti presenti sull'asse x. Essi vanno, solitamente, da 0 fino alla frequenza di Nyquist, definita come metà della frequenza di campionamento.

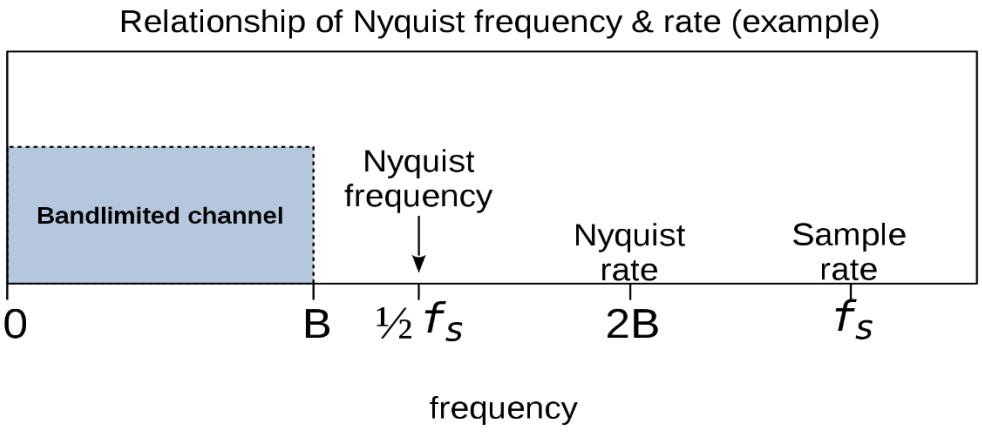


Figura 1.7

In figura 1.7 è possibile osservare le relazioni che intercorrono tra la banda di frequenze occupate dal segnale, la frequenza di Nyquist e la frequenza di campionamento.

Occorre adesso fare un accenno sull'**overlap**. Esso viene utilizzato per attenuare l'effetto bordo. Quando viene applicato un filtro nel segnale, capita che esso assuma valori strani alle estremità. In base al tipo di filtro, l'effetto bordo può produrre dati non interpretabili o completamente diversi se comparati al resto del segnale. Il modo più semplice per risolvere tale problema è impostare che il segnale vada a zero alle estremità, ma questo comporta un'importante perdita di informazioni. Per questo motivo viene utilizzato un overlap, ovvero gli intervalli in cui è suddiviso il segnale vengono sovrapposti, in modo che la trasformata calcolata sia la "Media" dell'intervallo precedente e del successivo. In questo modo si riesci ad attenuare notevolmente l'effetto bordo, senza perdere informazioni importanti.

Per minimizzare l'effetto bordo, si usano delle opportune **funzioni finestra,** utilizzate per ridurre l'ampiezza delle discontinuità agli estremi di ogni intervallo acquisito. Essa consiste nel moltiplicare la porzione di segnale per un'opportuna funzione (detta funzione finestra) con ampiezza che varia linearmente e gradualmente fino a zero agli est0remi. Questo permette al segnale di diminuire linearmente agli estremi, senza oscillazioni.

Esistono diversi tipi di funzioni finestra che si possono utilizzare, in base al tipo di segnale che si ha. Per capire bene come la diversa scelta della funziona finestra può influire sullo spettro in frequenza, bisogna entrare più nel dettaglio dell'argomento. Se andassimo a plottare lo spettro in frequenza di un intervallo del segnale, potremmo notare che esso è una funzione con un picco nella parte centrale, e diversi picchi, più bassi, ai lati, che tendono gradualmente a zero. L'altezza dei valori laterali dello spettro indica l'influenza che la funzione finestra ha sul segnale.

Scegliere la funzione finestra è un compito che può spesso essere molto complesso, poichè ognuno di esse ha le sue caratteristiche ed è più adatta a determinate applicazioni. Per sceglierla, occorre stimare il contenuto in frequenza del segnale:

- Se il segnale contiene molto rumore di fondo distante dalle frequenze di interesse, è opportuno scegliere una funzione finestra con un alto tasso di discesa laterale;
- Se il segnale contiene molto rumore vicino alla frequenza di interesse, scegliere una funzione con un massimo molto basso;
- Se le frequenze di interesse sono comprese in due o più segnali molto vicino tra di loro, la risoluzione in frequenza diventa molto importante. In questo caso, meglio scegliere una funzione con il picco centrale molto stretto e accentuato;
- Se siamo più interessati all'ampiezza di ogni frequenza rispetto al suo esatto valore nello spettro delle frequenze, scegliere una funzione con il picco centrale molto largo e ampio;
- In generale, una delle funzioni finestra più utilizzate che si adatta bene alla maggior parte dei casi è la finestra di Hann.

Oltre alla finestra di Hann, un'altra funzione molto utilizzata è quello di Hamming. Esse hanno entrambe un andamento sinusoidale e presentano un ampio picco centrale che decresce molto alle estremità. La finestra di Hann, però, raggiunge lo zero alle estremità, eliminando quindi qualsiasi tipo di discontinuità. La finestra di Hamming, invece, raggiunge valori molto bassi alle estremità, ma non nulli, conservando quindi ancora qualche discontinuità del segnale.

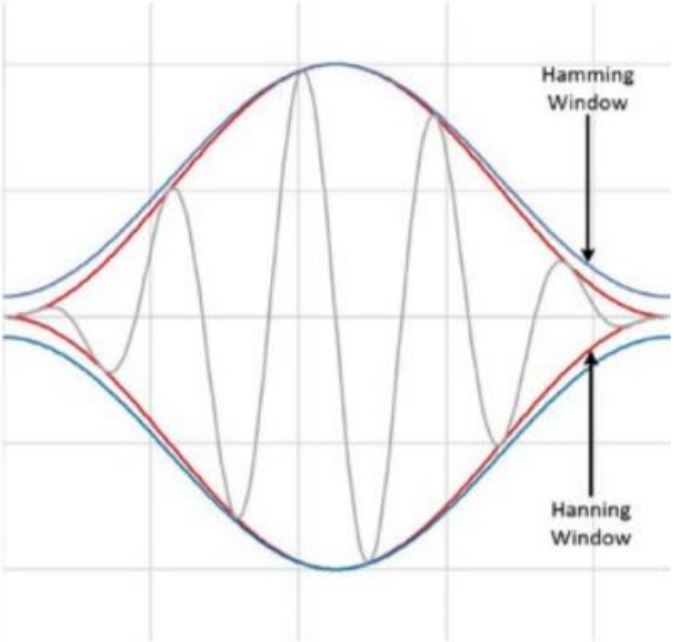


Figura 1.8. Confronto tra le due finestre: Hann e Hamming.

1.3. PSD e segnali random

Come accennato in precedenza, un segnale random è caratterizzato dall'essere irregolare, non deterministico e non ripetitivo. Conoscendo il valore di un punto di un segnale random non è possibile, in nessun modo, predire i punti precedenti o successivi. Si possono ipotizzare utilizzando metodi statistici, ma il margine di errore è elevato. Inoltre, tali segnali sono quelli che più spesso ci si trova a dover analizzare, poichè la maggior parte dei segnali in natura sono random. La **PSD** è lo strumento che più comunemente viene utilizzato per analizzare segnali random, determinandone le diverse armoniche ed eventuali frequenze di risonanza. In pratica, generare la PSD è solitamente il primo passo da fare per esaminare ed analizzare un segnale random.

La **PSD (Power Spectral Density)** di un segnale descrive la sua distribuzione di potenza nelle frequenze che compongono il segnale. Il principio di calcolo che sta dietro alle PSD è lo stesso della trasformata di Fourier, l'unica differenza è che invece di indicare l'ampiezza delle diverse frequenze che compongono il segnale, viene indicata la potenza. Per comprenderla meglio, andiamo ad analizzare le diverse grandezze di cui è composta:

- **Potenza**: l'ampiezza della PSD è il valore quadratico medio del segnale analizzato. Essa non è una potenza in termini "Fisici", poichè non è misurata in Watt o CV. Tuttavia, la potenza è proporzionale al quadrato medio di una determinata grandezza (come in elettrotecnica, la potenza è proporzionale al quadrato dell'intensità di corrente). Si può quindi affermare, appunto, che il quadrato di un determinato valore corrisponde alla sua potenza;

- **Spectral**: la PSD è funzione della frequenza. Essa rappresenta la distribuzione del segnale lungo lo spettro delle frequenze (come un arcobaleno rappresenta la distribuzione dei diversi colori che compongono la luce);

- **Density**: il valore della PSD è normalizzato rispetto a un singolo Hz della larghezza di banda

Ecco che l'unità di misura che ne deriva è, per una generica grandezza "G":

$$PSD = \left[\frac{G^2}{Hz}\right]$$

Ma perchè la **potenza**? Il valore quadratico medio di una grandezza (quindi la potenza) è una misura comoda per valutare l'intensità di un segnale. Inoltre, elevando la grandezza presa in considerazione al quadrato, la parte di segnale eventualmente negativa diventa positiva.

Perchè **spettrale**? Analizzare la distribuzione in frequenza di un segnale può fornire informazioni utili quando si studia il comportamento vibrazionale di un sistema, soprattutto per trovare eventuali frequenze risonanti.

E la **densità**? L'ampiezza della distribuzione in frequenza di un segnale dipende dal numero di bande considerato. Per poter valutare ogni frequenza indipendentemente dalla larghezza di banda considerata, la PSD viene divisa per la larghezza di banda.

2. Il mezzo

Il mezzo in questione è il veicolo tattico "Light Tactical All Terrain Veichle" (LTATV) prodotto da Aris, azienda Piemontese con sede a San Maurizio Canavese (TO). Esso deriva da un mezzo commerciale, opportunamente modificato per soddisfare le esigenze della Forza Armata Esercito.

Si tratta di una nuova tipologia di veicolo, che sta attirando l'attenzione di diverse Forze Armate in tutto il mondo. I vantaggi che derivano dal suo utilizzo sono molteplici: è piccolo, leggero, permette grande manovrabilità su terreni difficili, impraticabili con veicoli più pesanti; consente grande trasportabilità dal punto di vista logistico ed è facilmente modulabile.

Esso si adatta perfettamente alle procedure tecnico-tattiche delle forze speciali, consentendo anche il trasporto di carichi e feriti barellati. Il mezzo in questione verrà, infatti, dato in dotazione ai reparti del Comando Interforze per le Operazioni Speciali, in particolare al 9° Rgt. d'Assalto "Col Moschin", 17° Stormo Incursori dell'Aeronautica Militare e al Comando Operativo Incursori della Marina Militare.

Figura 2.1. Il LTATV.

Il veicolo è stato acquistato nella configurazione full-optional, che comprende:

- supporti oscillanti porta arma;
- luci oscurate militari;
- fari di profondità a led;
- faro di ricerca orientabile a led;
- proiettore IR per la visione notturna;
- supporto per barella militare;
- supporto per dispositivi elettronici;

- portazaini;
- taniche carburante;
- anelli “tie down” per l’ancoraggio sul velivolo;
- pedana laterale dx antisdrucciolo e anti-fango;
- dispositivi di attacco per l’elitrasporto;
- ruota di scorta;
- verricello elettrico anteriore;
- gancio traino.

Tali dispositivi rendono il veicolo completo ed autonomo per qualsiasi profilo di missione. Nella tabella seguente sono riportate le caratteristiche principali del veicolo.

MOTORE	3 cilindri, 900 cc, 172 CV
TRAZIONE	2WD/4WD con cambio CVT
TELAIO	In acciaio tubolare
MASSA	1075 kg
POSTI DISPONIBILI	4

Tabella 2.1. Caratteristiche principali del veicolo

Tale mezzo verrà impiegato in maniera completamente diversa rispetto ai mezzi convenzionali: è stato progettato per essere trasportato in elicottero (modello CH-47) portato il più vicino possibile all’obiettivo della missione, portare a termine la missione, ed essere recuperato dal velivolo per il rientro alla base. Si tratta di un utilizzo innovativo in quanto, fino ad oggi, i veicoli designati per portare a termine la missione dovevano raggiungere il luogo dell’operazione via terra, percorrendo spesso diverse centinaia di km.

Figura 2.2. Il LTATV appena sbarcato dal CH-47.

3. Il supporto

3.1. Versione V.1

Sul veicolo è presente un supporto per una cassetta munizioni standard NATO. Durante le prove effettuate presso il Centro Polifunzionale di Sperimentazione (CePoliSpe) dell'Esercito, con sede a Montelibretti (RM), sono stati riscontrati dei problemi con la prima versione (V.1) del supporto. In particolare, durante i test effettuati del personale dell'Esercito su pista in Macadam, con prove di fatica su un percorso di 700 km, si è riscontrata la rottura del suddetto supporto dopo 500 km del primo ciclo di prove. Esso è risultato vincolato in maniera insufficiente a contenere gli sbattimenti risultanti dalle sollecitazioni durante la guida off road. Di seguito è riportato il supporto prima e dopo la rottura.

Figura 3.1. Supporto prima della rottura.

Figura 3.2. Supporto dopo la rottura.

Come si può notare, il supporto ha ceduto in corrispondenza dell'unico vincolo, evidenziato in rosso in figura 3.1. La cassetta viene ancorata al braccio solo attraverso un perno centrale, nella parte superiore. Il bloccaggio viene garantito da una coppiglia di arresto (non presente in figura). Questa tipologia di ancoraggio, essendo labile, permette grandi oscillazioni verticali con conseguenti impatti.

Per risolvere il problema è stata creata una seconda versione della cassetta (V.2), caratterizzata dall'introduzione di saldature interne di rinforzo e dall'apposizione di un'aletta laterale con manettino, con lo scopo di diminuire le oscillazioni verticali.

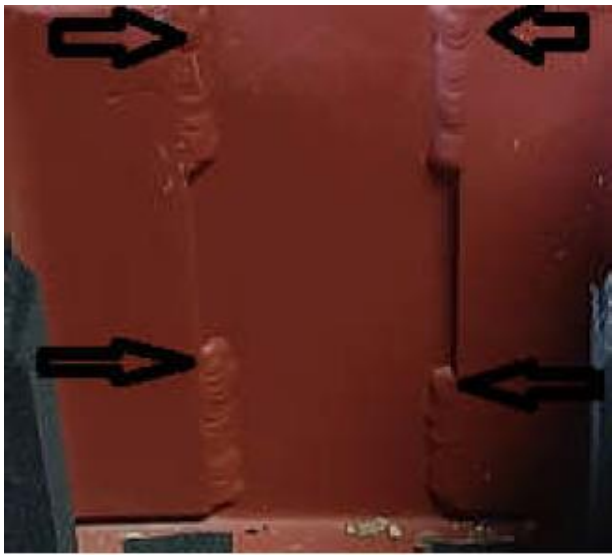


Figura 3.3. Versione V.2: particolare delle saldature di rinforzo.

Figura 3.4. Versione V.2: particolare del vincolo e del manettino.

In figura 3.3 e figura 3.4 è possibile notare, rispettivamente, le saldature di rinforzo apportate e il manettino precedentemente nominato. Tale supporto non ha presentato rotture durante i test effettuati al CePoliSpe, ma sono state registrate delle oscillazioni e sbattimenti eccessive. Si è quindi provveduto a realizzare una terza versione della cassetta.

3.2. Versione V.3

Per ridurre le oscillazioni si è provveduto a realizzare una terza versione della cassetta e relativa staffa di supporto, come mostrato in figura 3.5. In particolare, tale versione presenta un meccanismo di ancoraggio molto più solido, costituito dall'accoppiamento albero foro della prima versione, e da due guide prismatiche aggiuntive (una per lato), che si impegnano in un'apposita sede ricavata sul braccio. Questa nuova soluzione rende il vincolo molto più rigido, mantenendo comunque facilità di montaggio e sostituzione. La coppiglia di arresto, essenziale nella versione V.1, è presente solo come elemento di sicurezza, essendo la cassetta già saldamente ancorata tramite le guide laterali. Inoltre, sono state aggiunti degli inspessimenti angolari di rinforzo nella zona che nella prima versione risultava più critica.

Figura 3.5. Versione V.3: particolare degli inspessimenti di rinforzo e guide prismatiche.

In figura 3.5 sono evidenziati gli inspessimenti di rinforzo (parte superiore dell'immagine) e le guide prismatiche.

Di seguito un'immagine delle guide prismatiche (in alto a destra) in cui si va ad impegnare il supporto.

Figura 3.6. Staffa di sostegno del supporto.

Tale versione del supporto, definitiva, sarà l'oggetto di analisi della tesi.

4. Introduzione alle PSD

Le vibrazioni misurate sperimentalmente sono spesso di tipo "Random", con diversi contenuti in frequenza. La trasformata di Fourier classica si adatta perfettamente ad analizzare segnali con un numero limitato e ben definito di domini in frequenza; d'altro canto, le PSD (Power Spectral Density) sono invece utilizzate per segnali di tipo randomico. Esse sono calcolate moltiplicando ogni frequenza per sè stessa (ottenendo $(m/s^2)^2$) e dividendola per la risoluzione in frequenza ($(m/s^2)^2/Hz$). Questo ci permette di confrontare meglio segnali con contenuti in frequenza molto variabili.

Riguardo all'implementazione su software, per eseguire lo studio è stata utilizzata una funzione appositamente scritta che avendo come input il segnale misurato, il vettore tempo, la frequenza di campionamento e l'overlap fornisce la PSD del segnale. Su Matlab è anche possibile utilizzare un apposito comando (pwelch) che, con gli stessi input, calcola automaticamente le PSD. Di seguito è riportato un confronto tra i risultati forniti dai due metodi per le misurazioni effettuate sul braccio, in direzione z, sul tracciato in macadam, percorso a 50 km/h.

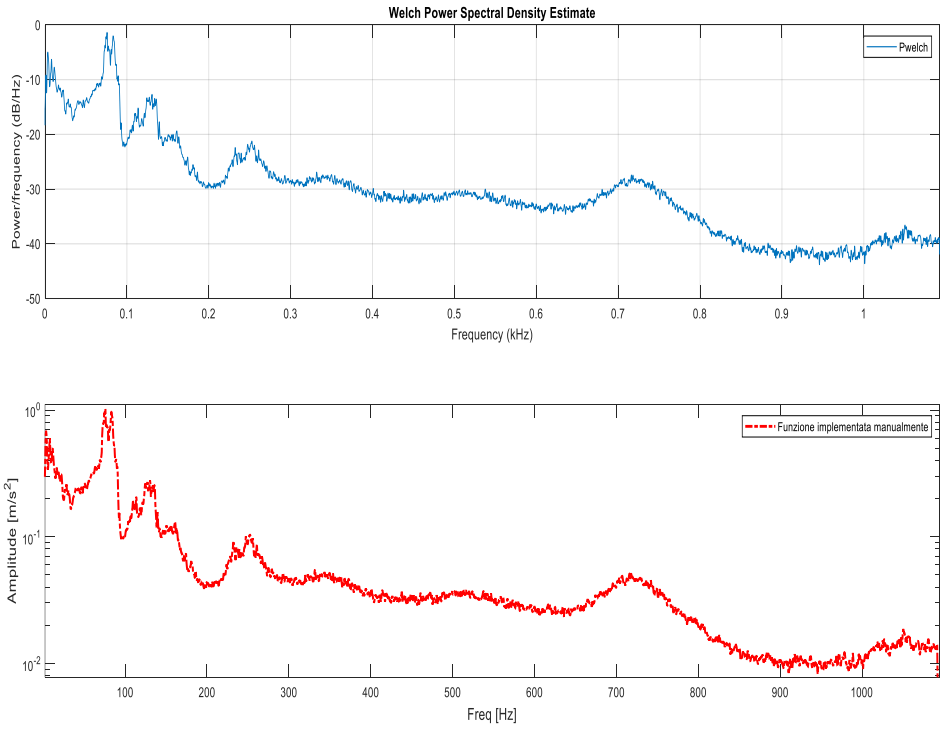


Figura 4.1. Confronto tra i due metodi.

I risultati sono molto simili, quindi è possibile utilizzare entrambi i metodi. Per comodità, in questo report verrà utilizzata la funzione implementata manualmente.

5. Setup sperimentale

Il supporto è stato testato in condizioni nominali, caricandolo quindi con una cassetta portamunizioni di massa circa 10 kg. Le accelerazioni sono misurate con accelerometri Crossbow, un box di acquisizione National Instrument, gestiti da software Norel (in dotazione ad Aris), con frequenza di acquisizione 2184.6 Hz. I sensori sono stati posizionati come mostrato nella parte sinistra della figura 5.1, mentre a destra è riportato il sistema di riferimento utilizzato.

Figura 5.1. Posizionamento sensori e sistema di riferimento adottato.

Gli accelerometri sono posizionati rispettivamente nella parte inferiore del supporto e nella parte inferiore del braccio. I segnali misurati acquisiti durante le prove sono elaborati mediante la trasformata di Fourier (FFT) perevidenziarne il loro contenuto in frequenza. Le power spectral density (PSD) sono calcolate sull'intera storia accelerometrica acquisita, mediando linearmente finestre di T=2 s con overlap del 97%. Finestra di Hann è applicata su ogni segmento della storia temporale. La risoluzione in frequenza delle PSD è 0.5 Hz.

6. Tracciati di prova

Le acquisizioni accelerometriche sono state rilevate nei due tracciati disponibili presso il CEPOLISPE di Roma e presso la pista di prova Aris di Lombardore (TO). A causa di un guasto tecnico non tutte le acquisizioni sono state effettuate presso l'anello in macadam del CEPOLISPE in Montelibretti.
Le due piste sono mostrate in figura 4.1. Esse sono visivamente abbastanza diverse sia come lunghezza che come tipo di superficie. La pista ARIS è molto più breve e presenta un un tracciato molto scosceso mentre la pista in macadam del CEPOLISPE è più lunga e regolare.

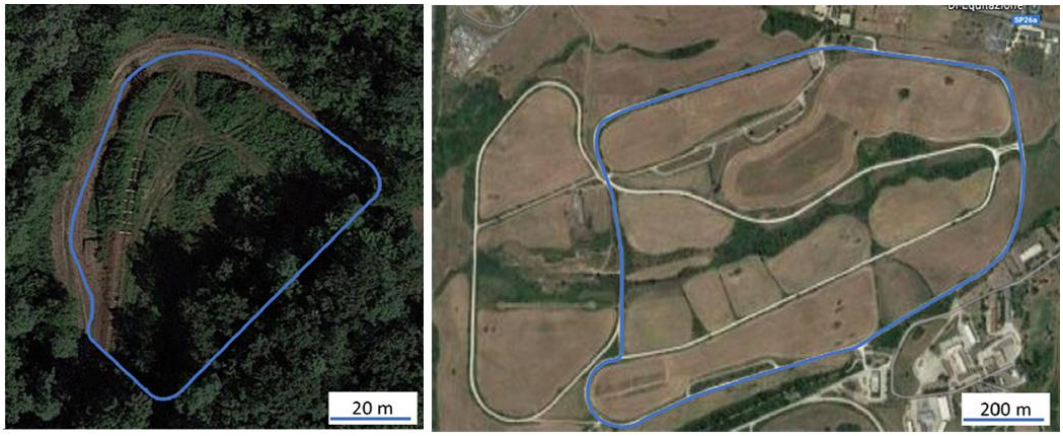


Figura 6.1. Piste di prova.

6.1. Misurazioni presso CEPOLISPE

A titolo di esempio, di seguito sono riportate le rilevazioni accelerometriche della pista in macadam percorsa a 50 km/h. La prima riga si riferisce al sensore posizionato sul braccio, la seconda sulla cassetta. E' interessante notare come tali dati non sono utili per analizzare il comportamento vibrazionale del supporto, a causa del forte rumore di fondo. Per questo motivo è necessario calcolarne la trasformata di Fourier (o la PSD) per avere dei dati utilizzabili e ricavarne delle informazioni utili.

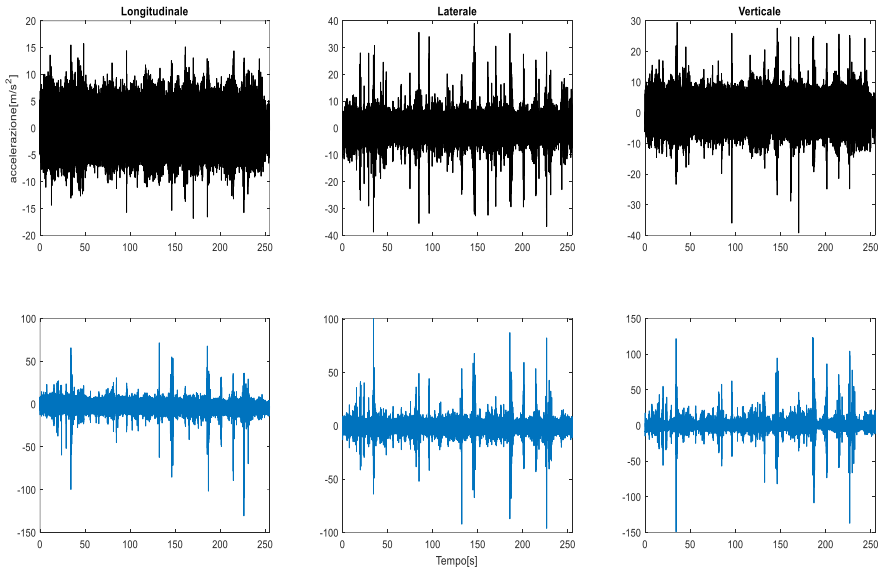


Figura 6.2. Acquisizioni macadam a 50 km/h

Le acquisizioni accelerometriche sul supporto per cassetta portamunizioni sono state eseguite sull'anello esterno della pista di prova Macadam del CEPOLISPE. Sono state effettuate due prove stazionarie: una a velocità moderata (circa50 km/h) ed una a velocità più sostenuta (70 km/h). Nella tabella seguente è riportato il sistema di riferimento dell'accelerometro rispetto a quello del veicolo (mostrato in figura 5.1).

Accelerometro	**Posizione**	**Orientamento rispetto a S.R. veicolo**		
		X	**Y**	**Z**
S1	Braccio	-x	+y	+z
S4	Cassetta	-x	+y	+z

Tabella 6.1. Sistema di riferimento sensori.

6.1.2. PSD dei segnali accelerometrici

Le PSD dei segnali acquisiti nella prova effettuata presso la pista del CEPOLISPE a Montelibretti sono riportate in Fig. 4.3. La prima riga del grafico riporta le PSD delle accelerazioni misurate dal sensore posizionato sul braccio, la seconda riga riporta le PSD delle vibrazioni misurate dal sensore posizionato all'altezza della cassetta. Le misure sono riportate rispetto al sistema di riferimento globale del veicolo. Nei grafici vengono confrontate due diverse velocità: velocità moderata (50 km/h) e sostenuta (70 km/h).

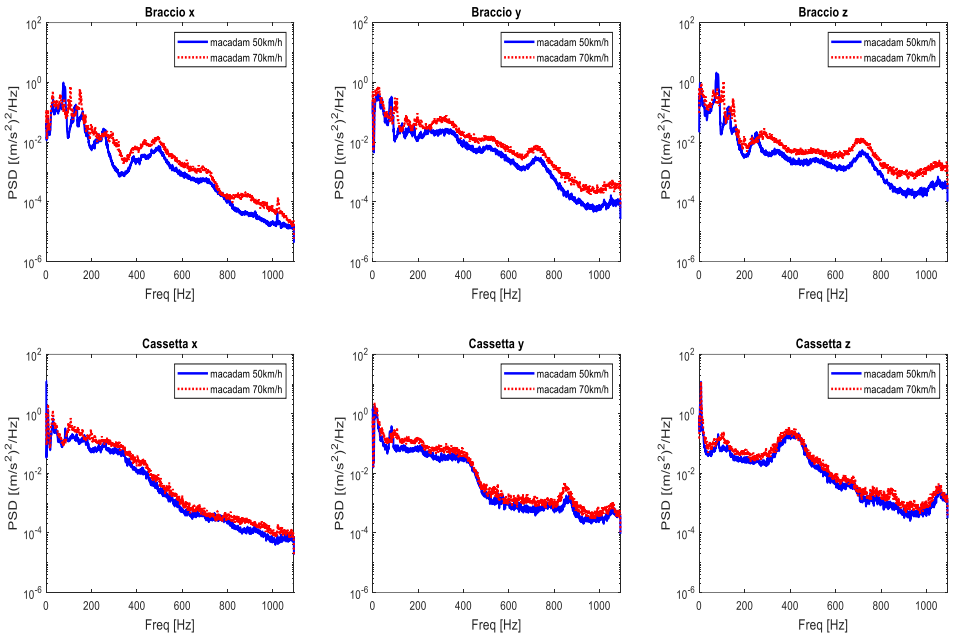


Figura 6.3. Acquisizioni presso CEPOLISPE.

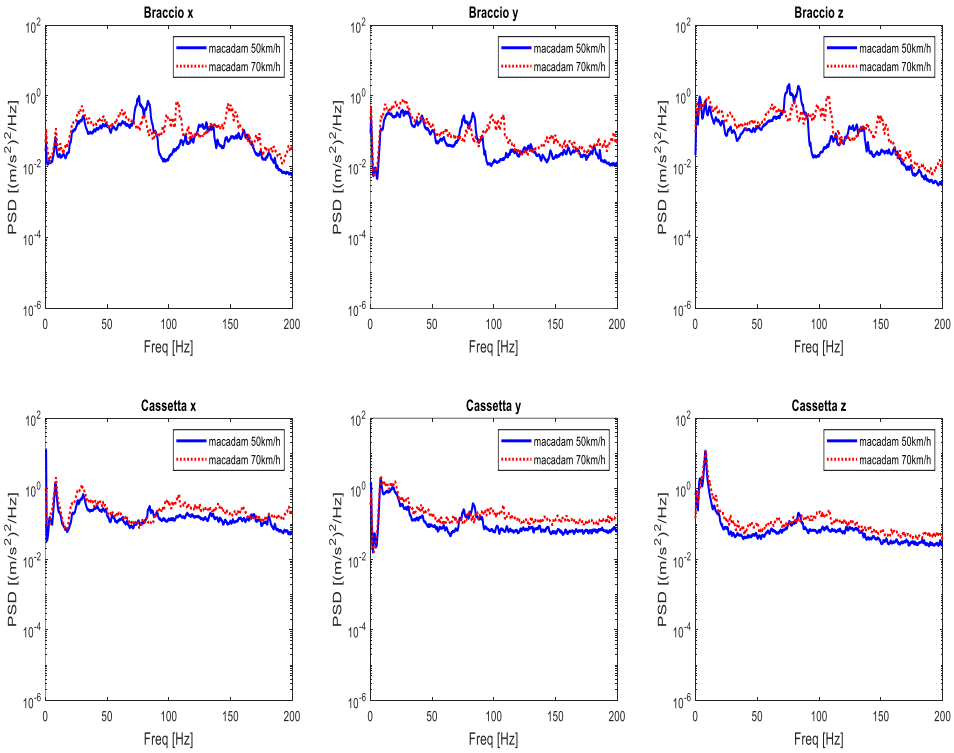


Figura 6.4. Acquisizioni presso CEPOLISPE: dettaglio primi 200 Hz.

Come atteso le PSD evidenziano maggiori ampiezze di oscillazione nella prova a velocità di percorrenza sostenuta rispetto alla prova a velocità moderata. Il contenuto in frequenza delle accelerazioni è limitato ai primi 200 Hz; a frequenze più alte le sollecitazioni vengono assorbite dal veicolo e presentano quindi ampiezze di ordini di grandezza inferiori il cui contributo si può ragionevolmente trascurare.

Dai grafici riportati si può osservare che la direzione che presenta le sollecitazioni più importanti è la direzione verticale (asse z).

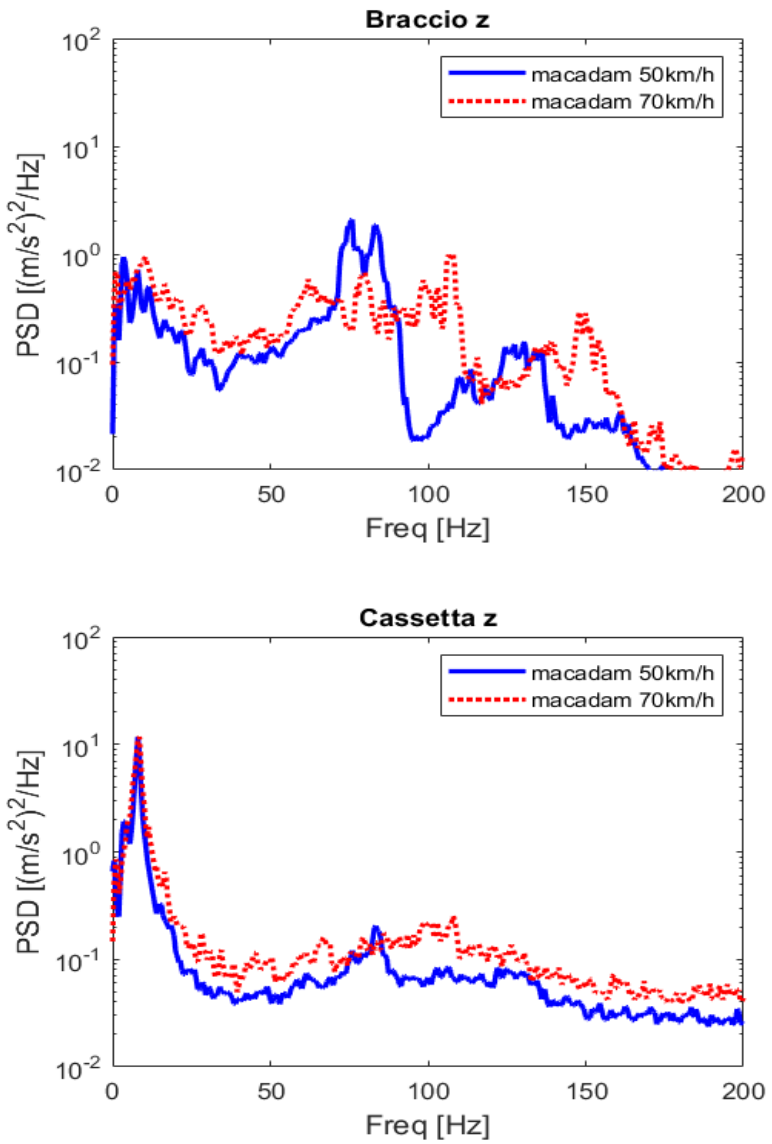


Figura 6.5. PSD in direzione verticale.

In figura 6.5 è riportato il dettaglio dei primi 200 Hz in direzione verticale. Si può osservare che si ha un massimo sulla cassetta di circa 11 $(m/s^2)^2/Hz$ ad una frequenza di 8 Hz.

6.2. Misurazioni presso Aris

Le acquisizioni accelerometriche sono state eseguite sull'anello esterno della pista Aris. Sono state effettuate due prove, una stazionaria a velocità circa costante e una a velocità più sostenuta con accelerazioni e decelerazioni brusche. L'orientamento dei sensori rispetto al sistema di riferimento veicolo è dettagliato in tabella 6.2.

Accelerometro	**Posizione**	**Orientamento rispetto a S.R. veicolo**		
		X	**Y**	**Z**
S1	Cassetta	-y	-x	-z
S3	Braccio	+x	+y	+z

Tabella 6.2. Sistema di riferimento sensori.

6.2.1 PSD dei segnali accelerometrici

Le PSD dei segnali acquisiti nella prova stazionaria sono riportate in figura 6.6. La prima riga del grafico riporta le PSD dei sensori sulla cassetta mentre la seconda le PSD sul braccio, entrambe nel sistema di riferimento veicolo.

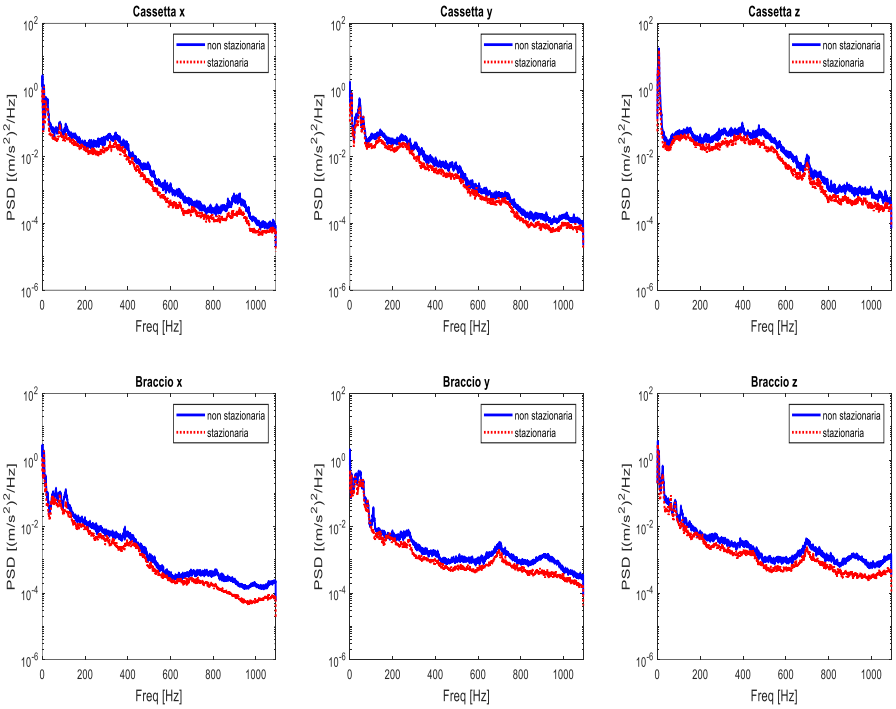


Figura 6.6. Acquisizioni presso Aris.

Si può osservare che, come accadeva per la pista del CEPOLISPE, anche in questo caso la direzione che presenta le sollecitazioni più importanti è quella verticale. In figura 6.6 è riportato il dettaglio dei primi 200 Hz lungo l'asse z.

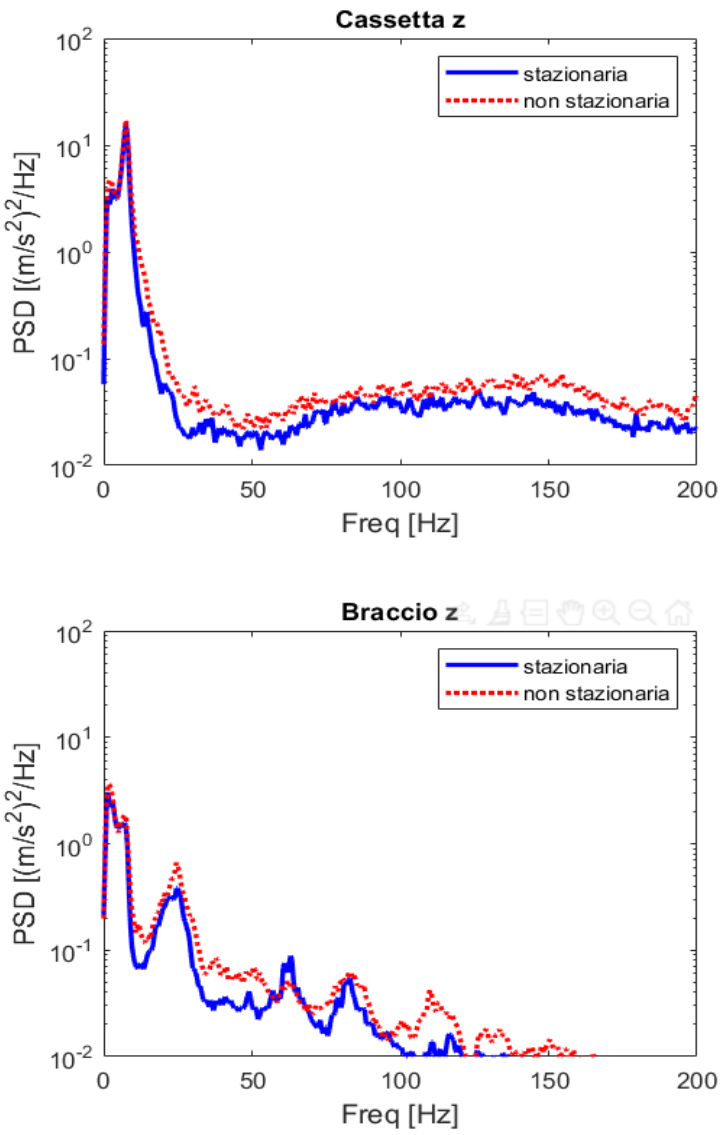


Figura 6.7. Dettaglio PSD in direzione verticale.

Il livello di accelerazione massimo è di circa 17 $(m/s^2)^2/Hz$ ad una frequenza di 7.5 Hz.

7. PSD per test di laboratorio accelerati

Durante la loro vita operativa, mezzi di questo tipo percorrono distanze molto lunghe in terreni spesso molto accidentati. Questo sottopone il veicolo e i suoi componenti a forti sollecitazioni per tempi molto lunghi. Per questo motivo, test random in laboratorio vengono spesso utilizzati per determinare il comportamento del materiale a determinati requisiti operativi, sottoponendolo ad opportuni profili vibrazionali, dette VSD (Vibrational Schedule Development). Le VSD combinano le acquisizioni accelerometriche di diversi profili stradali, simulando la reale storia vibrazionale a cui verrà sottoposto il veicolo durante la sua vita.

Per fare ciò deve essere definita una missione tipo che rappresenti al meglio il reale utilizzo del mezzo, anche detta LTVM (Life Cycle Environmental Profile). Il veicolo in questione è stato concepito per missioni a corto raggio e di breve durata, poichè, a differenza dei veicoli convenzionali (tipo VTLM) che devono raggiungere l'area di operazione via terra, percorrendo quindi spesso distanze di centinaia di km, il LTATV verrà trasportato il più vicino possibile all'obiettivo con un elicottero, riducendo quindi notevolmente la distanza da percorrere. Inoltre, presumibilmente, esso si troverà ad operare quasi sempre in teatro operativo, percorrendo quindi strade off-road o comunque non asfaltate. Utilizzando quindi i dati a disposizione, un profilo di missione teorico potrebbe essere il seguente:

- 40 km a 70 km/h su terreno macadam;
- 30 km a velocità moderata su terreno off-road (condizioni stazionarie pista Aris);
- 30 km a velocità sostenuta su terreno off-road (condizioni non stazionarie pista Aris).

Due metodi per il calcolo delle PSD test verranno di seguito confrontati: il time reduction and fatigue damage spectrum method e il PSD amplification method, proposto negli standard militari.

7.1 Danno equivalente delle PSD

Time reduction Il seguente metodo si basa sul concetto di danno equivalente: il veicolo, in un profilo di missione reale, viene sottoposto a determinati carichi per tempi molto lunghi, a seconda del profilo di missione scelto. Per ridurre i tempi di

prova nel simulare il comportamento reale del mezzo, le sollecitazioni vengono incrementate, riducendo i tempi di test. Il calcolo della PSD per il seguente metodo si basa sugli studi di Miner-Palmgren, che mette in relazione le PSD con i tempi di esposizione:

$$\frac{t_2}{t_1} = \sqrt[2]{\left(\frac{PSD_1}{PSD_2}\right)^m} \qquad (7.1)$$

Dove t_1 è il tempo equivalente del test, t_2 è il tempo reale di esposizione, PSD_1 è la sollecitazione equivalente per il test ridotto (amplificata), PSD_2 è quella misurata sperimentalmente e m è un coefficiente basato sulla curva di sollecitazione rispetto al numero di cicli del materiale. Per questa specifica applicazione, m è assunto m=0,8*1/b, dove b è l'esponente dell'equazione di Basquin, Manson e Coffin. Il fattore di esagerazione (pari al rapporto tra le PSD) è stato assunto pari a 4.

Fatigue damage spectrum method Tale metodo è stato presentato da Hendersen e Piersol per combinare le PSD di differenti prove in una PSD test. Esso è basato sul fatto che il danno totale causato da sollecitazioni di fatica può essere calcolato come la sommatoria dei danni dei singoli

test. Il livello di danno si può esprimere in funzione delle PSD attraverso un opportuno indice di danno (DP):

$$DP = f t_1 \sqrt{\left(\frac{PSD_1}{f\zeta}\right)^m} \qquad (7.2)$$

Dove tale indice è funzione della frequenza di eccitazione f, del coefficiente di smorzamento (assunto costante e pari a 0.05). E' quindi possibile determinare l'indice di danno totale:

$$DP_{tot=} \sum_{n=1}^{V} DP_i \qquad (7.3)$$

Dove V è il numero di test da combinare.

7.2 Metodo di amplificazione delle PSD

Tale metodo è quello proposto negli standard militari. Esso si basa sulle seguenti ipotesi: modello di Basquin e Palmgre-Miner per la relazione stress-numero di cicli; lo stress è proporzionale al quadrato medio (root mean square) dell'ampiezza di accelerazione. La PSD sarà quindi calcolata nel seguente modo:

$$PSD_{test} = \sqrt[m]{\left(\frac{\sum_i t_{1,i}\sqrt{PSD_{1,i}^{m}}}{t_{test}}\right)^{2}} \qquad (7.4)$$

Il profilo missione proposto ad inizio capitolo è stato implementato utilizzando il metodo mostrato nella sezione 5.2. Il tracciato, comprendente un totale di 100 km percorsi in circa 1.6 ore, è stato ridotto, tramite il metodo di amplificazione delle PSD, ad un tempo di 32 secondi. La PSD amplificata è riportata nel grafico seguente. Nell'analisi sono state considerate solo le accelerazioni rilevate sul braccio, che rappresentano l'input del sistema.

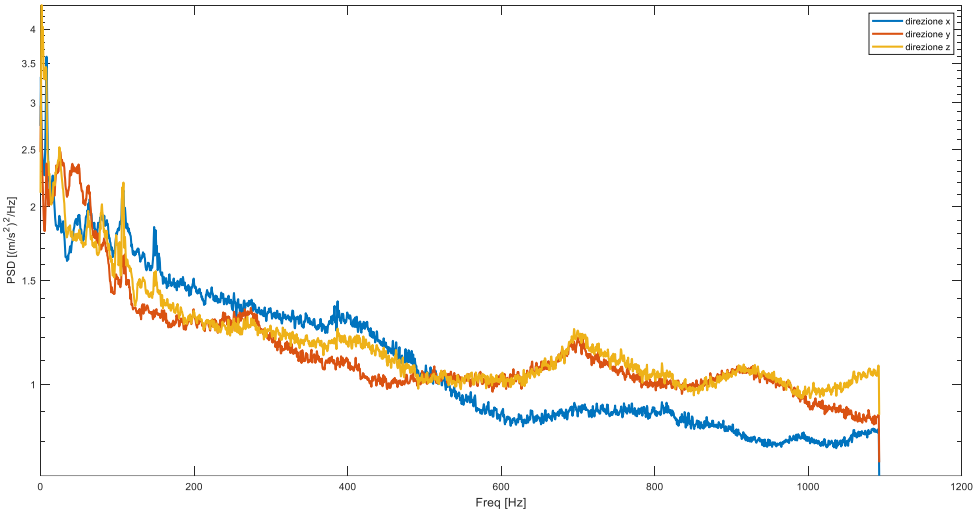


Figura 7.1. PSD per test di laboratorio accelerati.

8. Modellazione tramite Elementi Finiti

Terminata la parte di processamento ed analisi delle acquisizioni, definito il profilo di missione e calcolate le PSD cumulative, occorre passare alla parte di modellazione e simulazione. Lo scopo è quella di verificare, attraverso un modello riprodotto su Solidworks che sia più simile possibile al supporto reale, che esso possa supportare, senza rompersi, le sollecitazioni a cui è sottoposto. Lo studio verrà effettuato utilizzando il metodo di calcolo degli elementi finiti col software Solidworks Simulation.

8.1 Introduzione agli elementi finiti

Gli elementi finiti sono un metodo numerico assai versatile per la soluzione approssimata di equazioni in genere differenziali. Con gli elementi finiti si possono risolvere problemi di qualsiasi tipo: fluidodinamica, termodinamica, elettronica, magnetismo. Noi ci limiteremo a considerarli solamente per problemi di tipo strutturale, nei quali gli elementi finiti vengono impiegati per analizzare le tensioni e le deformazioni in componenti meccanici.

Prevedere con rapidità, semplicità ed economicità la deformata di un organo meccanico e le zone maggiormente sollecitate senza dover ricorrere a costosi prototipi o a complicati modelli analitici è sempre stato il sogno del progettista meccanico. Egualmente utile risulta poi poter effettuare un'analisi di sensibilità della struttura a variazioni di geometria e di costanti elastiche di materiale, poichè in questo modo si può migliorare ed ottimizzare il comportamento dell'organo meccanico che si sta analizzando.

Per stimare tensioni e deformazioni sono state sviluppate, soprattutto nell'ultimo secolo, diverse tecniche analitiche, alcune delle quali hanno anche fornito risultati esatti, applicabili però solamente a geometrie piuttosto semplici. Esistono anche delle tecniche sperimentali, come la fotoelasticità e l'estensimetria. La prima però richiede lunghi tempi di esecuzione e di elaborazione dati, mentre gli estensimetri forniscono dati interessanti solo se posizionati nei punti in cui si verifica la tensione massima, spesso non noti. Gli elementi finiti costituiscono quindi una valida alternativa numerica agli approcci analitici e sperimentali. Essi non forniscono quasi mai la soluzione esatta, ma possono descrivere geometrie, vincoli e materiali anche molto complessi.

8.1.1 Funzionamento

Il metodo degli elementi finiti (F.E.M) si applica a corpi fisici suscettibili di essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute. La caratteristica principale di tale metodo è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da primitive di forma codificata (generalmente triangoli. Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta essere espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma. Tipicamente si fa riferimenti a funzioni polinomiali, sicchè la soluzione complessiva del problema viene approssimata con una funzione polinomiale a pezzi. Il numero di coefficienti che identifica la soluzione su ogni elemento è dunque legato al grado del polinomio scelto. Questo, a sua volta, governa l'accuratezza della soluzione numerica trovata.

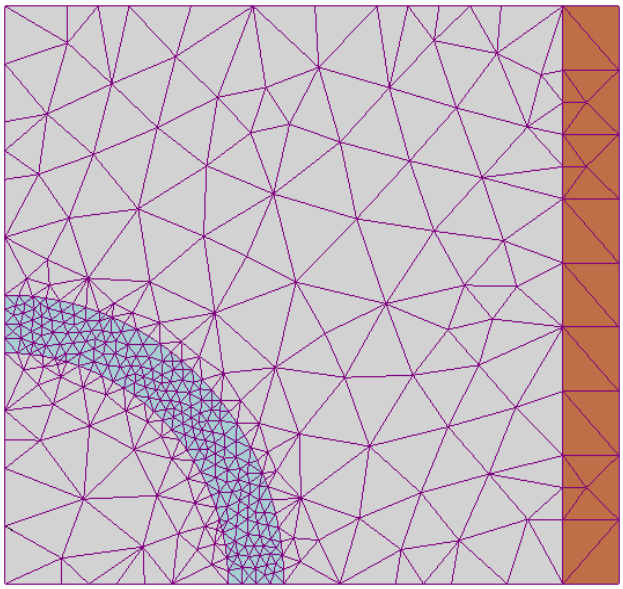


Figura 8.1. Esempio di mesh

In figura 8.1 è mostrato un esempio di griglia di calcolo o mesh: è interessante notare come la griglia sia più fitta vicino all'oggetto di interessa (consentendo così una maggior accuratezza di calcolo).

Per comprendere meglio tale argomento, possiamo procedere con un esempio.

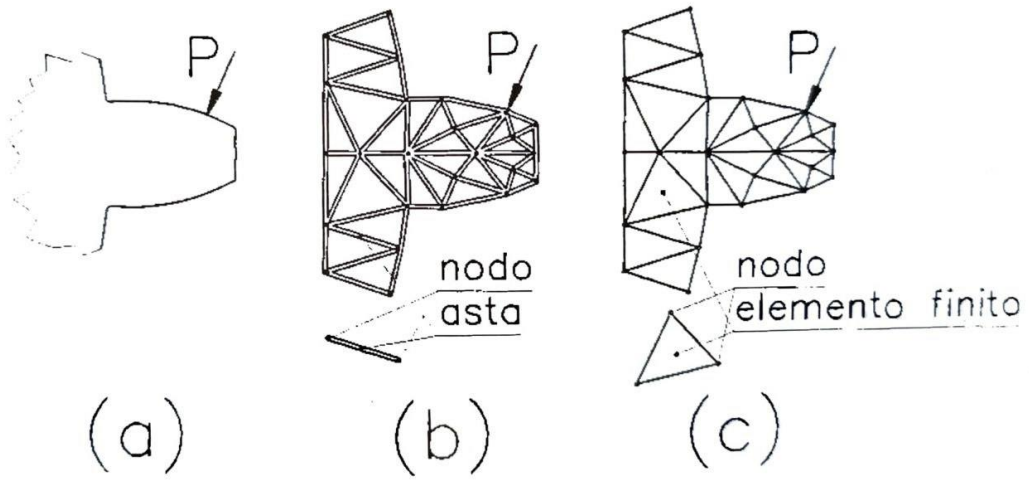


Figura 8.2. Discretizzazione dente ruota dentata.

Si pensi ad una struttura continua schematizzabile come piana, come un dente di ingranaggio, caricato da una forza concentrata P che simula l'ingranamento del dente (figura 8.2). La risoluzione analitica delle tensioni e deformazioni nel dente deve passare attraverso la soluzione delle equazioni differenziali di equilibrio. Siccome il calcolatore tratta essenzialmente numeri e non funzioni, è conveniente discretizzare il dente, cioè sostituire al dente una struttura discontinua, formata da segmenti che collegano punti detti nodi, creando così la mesh. In questo modo, il calcolatore risolve con relativa facilità una struttura reticolare.

Occorre quindi sviluppare un'opportuna teoria che chiarisca la regola da seguire nel discretizzare il dente, per fare in modo che il dente reticolare si comporti, quanto a tensioni e deformazioni, quasi come il dente iniziale continuo. Se si individua tale regola, si riesci a sostituire alla struttura iniziale continua, che il calcolatore non può trattare, una struttura discretizzata, che il calcolatore può risolvere con relativa facilità. Una volta chiarito questo meccanismo di discretizzazione, si riesce a costruire un sistema di equazioni algebriche che descrive la struttura formato, come ogni sistema di equazioni algebriche, dal vettore dei termini noti, dalla matrice dei coefficienti e dalle incognite. Nel nostro modello, i termini noti posso essere per esempio le forze, in genere note, pensate applicate ai nodi in cui convergono i segmenti, mentre le incognite sono gli spostamenti nodali e la matrice dei coefficienti raggruppa coefficienti di influenza che permettono di rappresentare, per ogni riga del sistema di equazioni algebriche, l'equazione di equilibrio di forza nodale della struttura discretizzata.

Così descritto, l'incognita primaria del problema sono gli spostamenti, in funzione dei quali vengono infatti descritte tutte le altre grandezze ed in particolare le forze nelle aste. Una volta calcolati gli spostamenti dei nodi, è possibile valutare le variazioni di lunghezza dei segmenti della mesh e di conseguenza i carichi presenti. La struttura sarà così risolta, in termini di carichi e spostamenti.

8.1.2 Fasi per arrivare al modello

Per arrivare al modello finale si seguono delle fasi ben definite:

- Modellazione: occorre passare dal sistema fisico ad un modello matematico, che astrae alcuni aspetti di interesse del sistema fisico, focalizzando l'attenzione su poche variabili aggregate di interesse e filtrando le rimanenti (per esempio, nei calcoli strutturali non si prendono in considerazione le interazioni a livello molecolare). Il sistema verrà poi suddiviso in elementi finiti ai quale verrà applicato un modello matematico.

- Discretizzazione: in una simulazione numerica è necessario passare da un numero infinito di gradi di libertà (corpo continuo) ad un numero finito (corpo discretizzato). La discretizzazione ha proprio lo scopo di ottenere un modello discreto caratterizzato da un numero finito di gradi di libertà. Viene inserito un errore dato dalla discordanza con la soluzione esatta, tale errore può essere valutato se esiste un modello matematico confrontabile o misurandolo sperimentalmente.

8.2. Il modello

In figura 8.3 è riportato il modello creato tramite Solidworks. partendo dal disegno in figura 8.4.

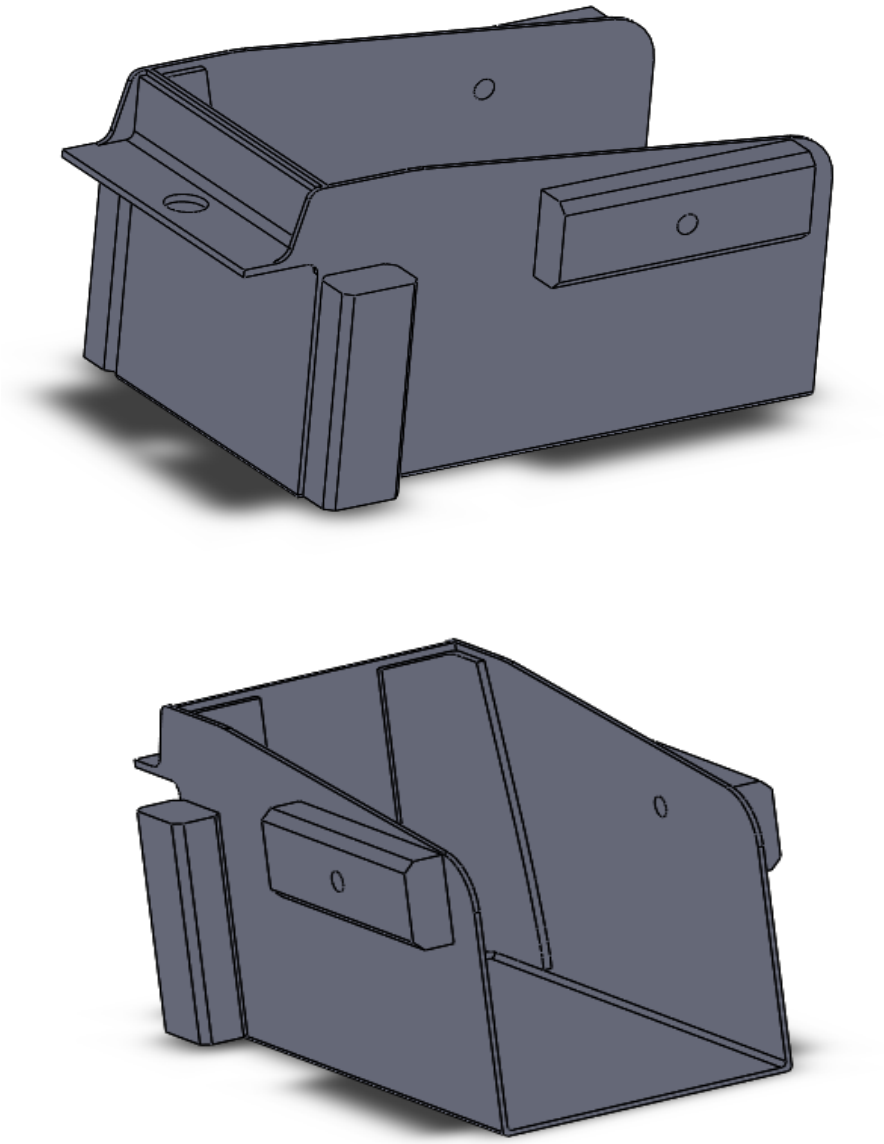


Figura 8.3. Il modello creato con Solidworks

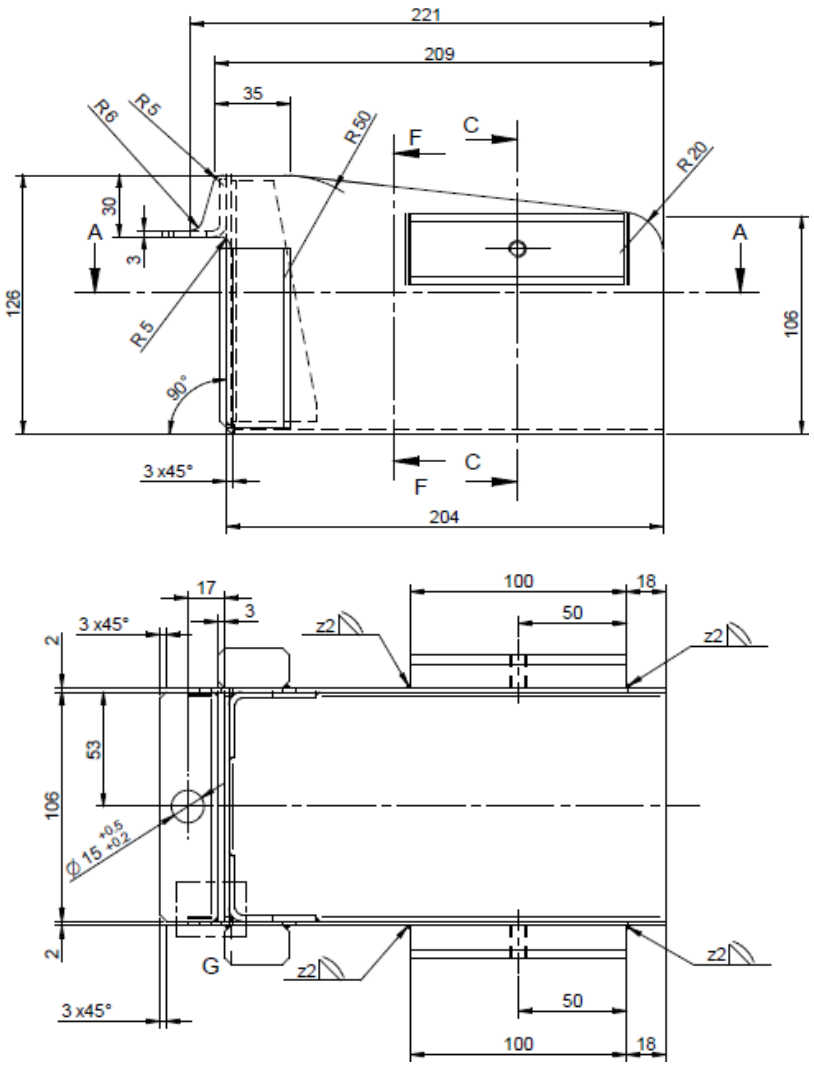


Figura 8.4. Disegno quotato del supporto

Il supporto è realizzato in acciaio AISI 304, le cui caratteristiche sono riportate in tabella:

Proprietà	Valore	Unità
Modulo elastico	1.9e+011	N/m^2
Coefficiente di Poisson	0.29	N/A
Modulo di taglio	7.5e+010	N/m^2
Densità di massa	8000	g/cm3
Resistenza alla trazione	517017000	N/m^2
Snervamento	206807000	N/m^2
Coefficiente di espansione termica	1.8e-005	1/K
Conducibilità termica	16	W/(m*K)
Calore specifico	500	J/(kg*K)

Tabella 8.1. Proprietà Acciaio AISI 304.

Una volta realizzato il modello e definito il materiale, prima di procedere con le simulazioni, occorre definire i vincoli, i carichi e realizzare la mesh.

I **vincoli** utilizzati devono simulare nel modo più accurato possibile i vincoli reali del supporto.

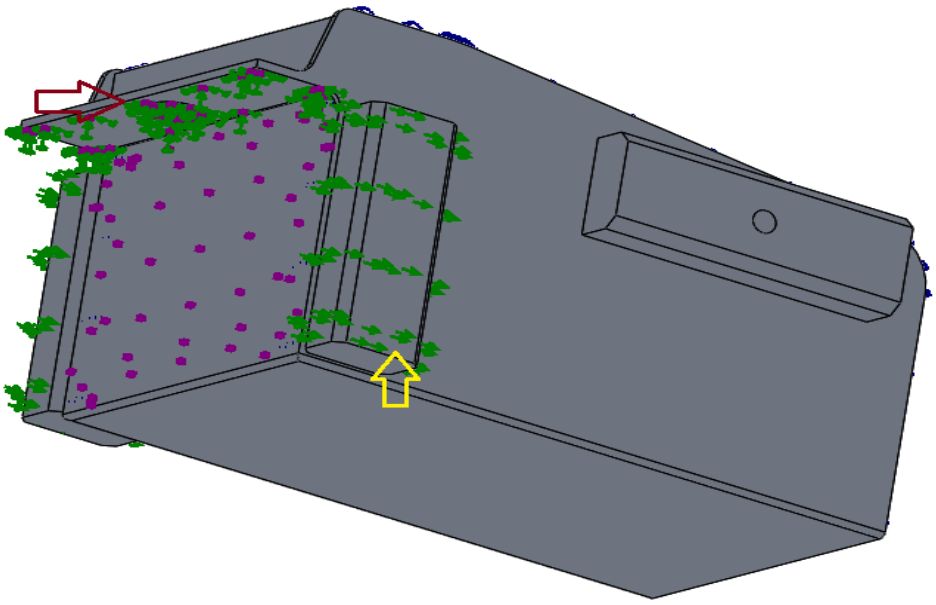


Figura 8.5. Modello supporto: particolare dei vincoli.

Il modello è stato vincolato utilizzato un vincolo fisso nel punto in cui il supporto è imbullonato (indicato in figura dalla freccia in marrone), mentre è stato utilizzato un vincolo a carrello/pattino, nel punto in cui sono presenti le guide prismatiche (indicate in figura dalla freccia in giallo).

Per quanto riguarda il **carico**, per simulare la massa della cassetta è stata applicata una forza di 100 N (la cassetta porta munizioni ha massa di circa 10 kg) nella parte inferiore del supporto (frecce viola), mentre per simulare la rigidezza della cassetta (che impedisce alla parte laterale del supporto di deformarsi verso l'interno) sono stati applicati dei connettori a molla di rigidezza pari a 20000 $(N/m)/m^2$.

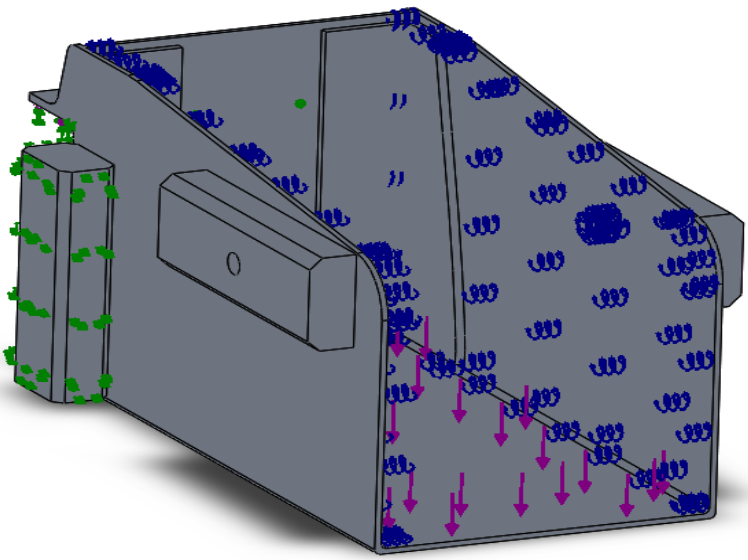


Figura 8.6. Connettori a molla e carico applicato.

Infine, occorre definire la **mesh**. Il tool Simulation di Solidworks crea automaticamente la mesh lungo tutto il modello, bisogna solo indicare la qualità della discretizzazione che si vuole ottenere: mesh più fitte permettono di realizzare simulazioni più precise e accurate, ma richiedono maggior potenza di calcolo, quindi tempi di processamento più lunghi; d'altra parte, mesh meno fitte, più grossolane, richiedono una minor potenza di calcolo, ma lo studio sarà meno accurato. Occorre quindi trovare un compromesso tra accuratezza della simulazione e potenza di calcolo. La soluzione migliore è quella di realizzare una mesh media su tutto il componente, rendendola più fitta solamente nei punti critici, dove potrebbero verificarsi cedimenti e rotture. Tali parti del componente, critiche, possono essere scelte in base all'esperienza e al buon senso del progettista oppure, in questo caso, è stata scelta la zona in cui è avvenuta la rottura nei primi test sulla

versione V.1. In figura 8.7 è possibile apprezzare la differenza tra le due densità della meshatura.

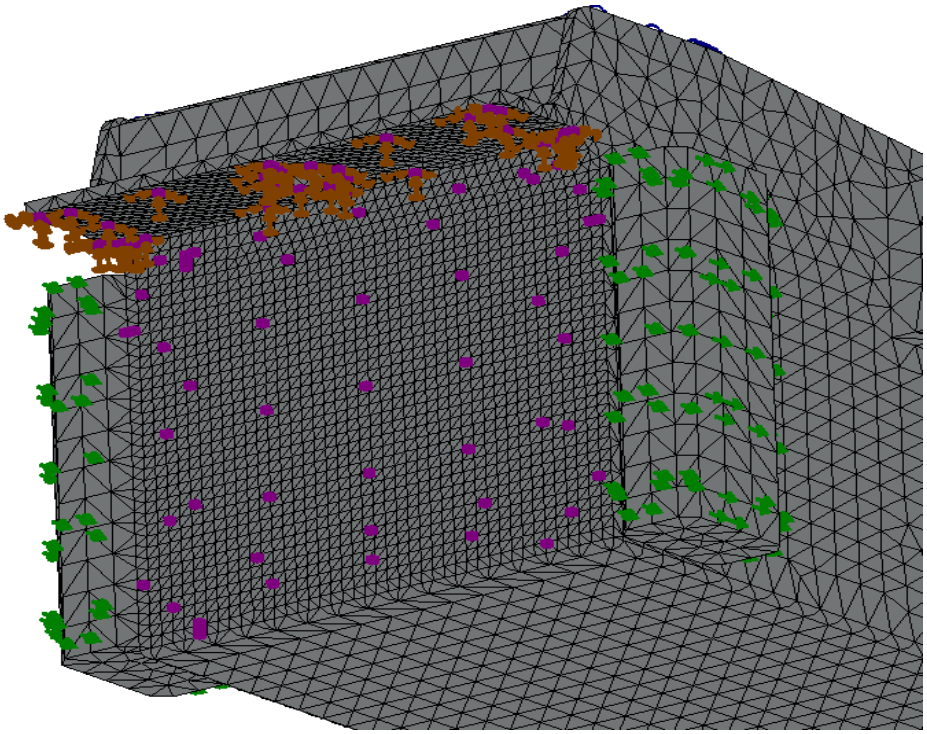


Figura 8.7. Differenza tra le due mesh: nella zona di rottura la griglia è più densa rispetto al resto del modello.

8.2 Analisi statica

Il primo studio da effettuare è un'analisi statica del componente: quindi veicolo fermo e cassetta portamunizioni inserita nel supporto. In figura 8.8 sono riportati i risultati delle sollecitazioni (calcolate col criterio di Von Mises).

Come ci si poteva aspettare, le tensioni in gioco nel componente sono circa due ordini di grandezza inferiori rispetto alle tensioni di snervamento. Il punto più sollecitato è situato nella parte inferiore del supporto, cui corrisponde una tensione di 7.249e+006 N/m^2.

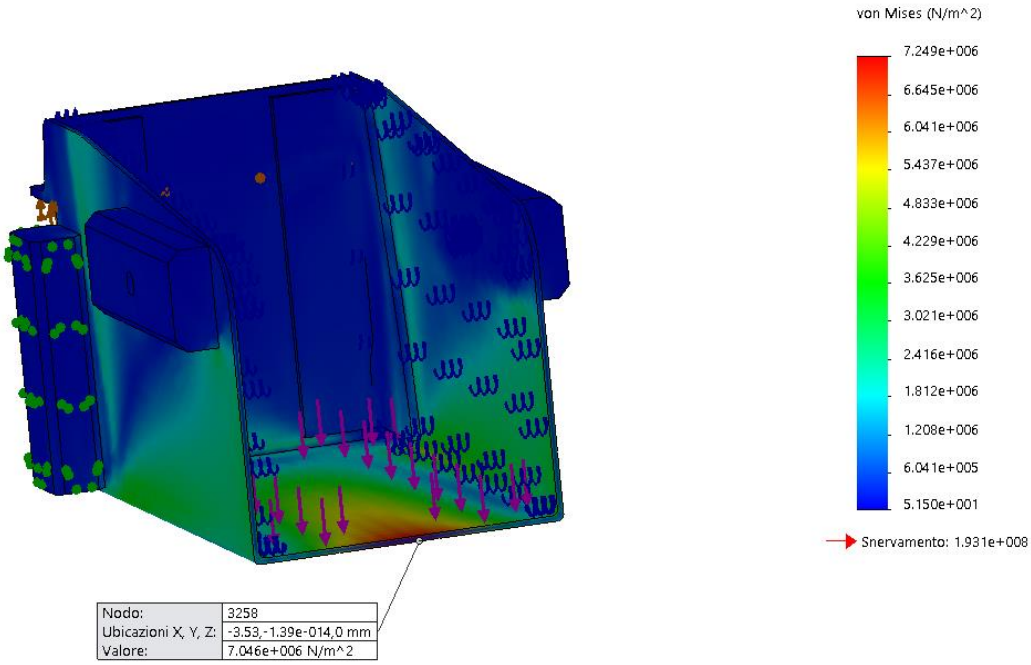


Figura 8.8. Risultati analisi statica: particolare del punto più sollecitato.

8.2.1 Mesh adattativa

Occorre ora effettuare un piccolo approfondimento su uno strumento che il tool Simulation ci mette a disposizione, quello della mesh adattiva. Abbiamo già parlato in precedenza di quanto sia complicato definire una griglia ottimale, che abbia un buon compromesso tra potenza computazionale necessaria (quindi tempi di calcolo) e accuratezza dei risultati. Solidworks permette di creare mesh diverse nello stesso modello, più fitte nelle zone di interesse, ma questo è utile solo se sappiamo a priori quali sono le parti più critiche del componente.

Per risolvere questo problema, ci viene in aiuto uno strumento estremamente utile, ovvero quello della **mesh adattativa**. Il funzionamento è molto semplice: partendo dalla mesh iniziale (da me definita), il software crea dei loop di analisi e ad ogni loop la mesh viene adattata ai risultati precedenti, quindi viene infittita nei punti dove serve maggior accuratezza di calcolo mentre vengono tolti dei nodi dove non serve.

Occorre però fare attenzione al fatto che il metodo vada a convergenza. Questo è dovuto al calcolo matematico, poichè possono verificarsi punti di singolarità: la mesh diventa gradualmente più fitta e le tensioni tendono ad infinito. In questo caso basta semplicemente limitare i loop, quindi finire prima l'iterazione. E' possibile verificare se il metodo converge oppure no stampando il grafico che riporta i valori di tensione massima raggiunta nei diversi loop. Di seguito è riportato un confronto

tra grafico in divergenza (figura 8.9) e grafico convergente (figura 8.10) con le relative griglie di discretizzazione del modello.

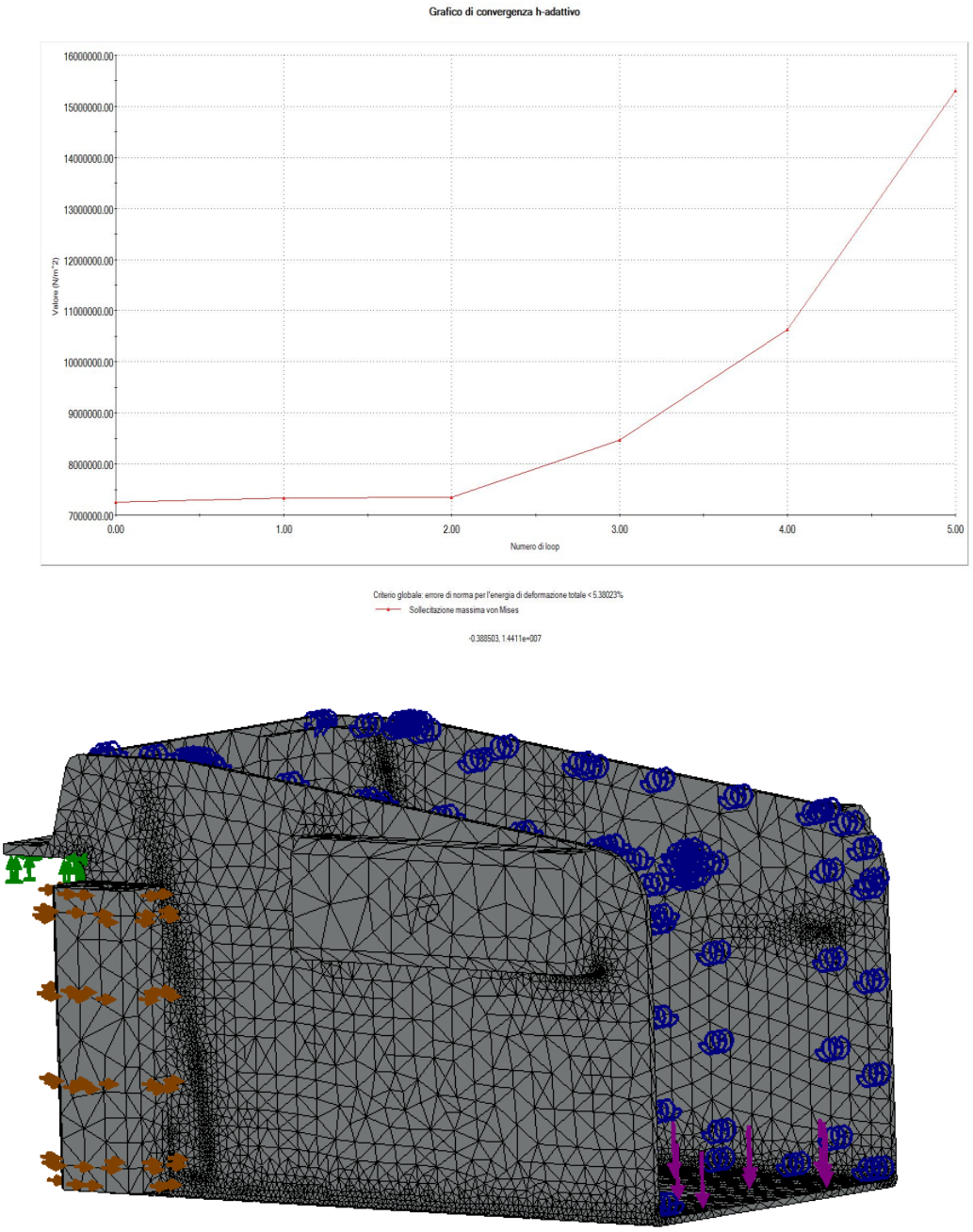
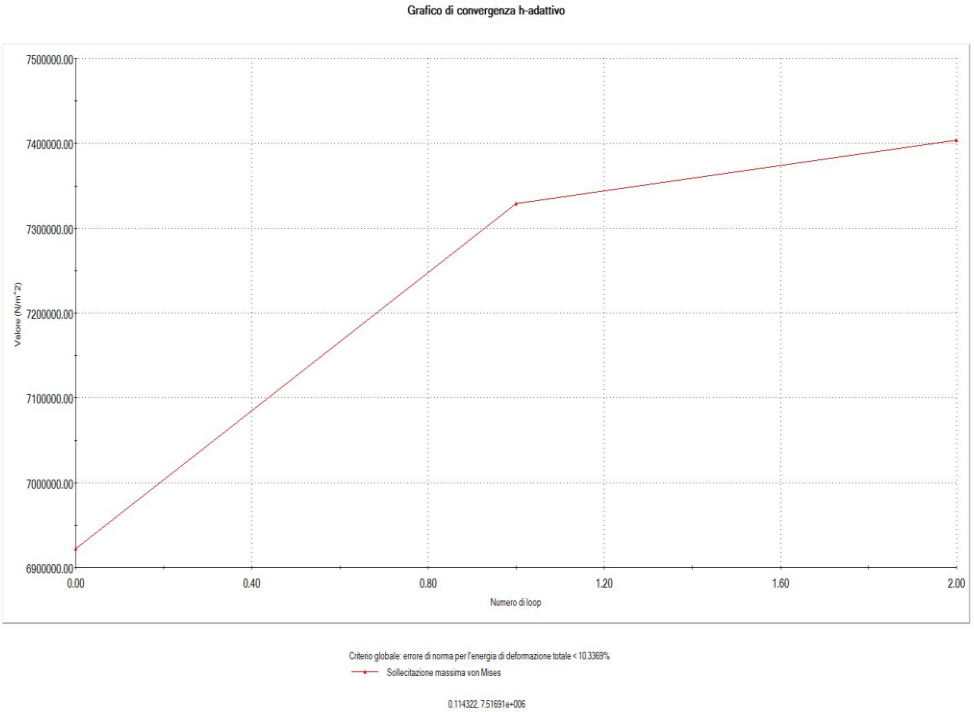


Figura 8.9. Modello divergente: il grafico diverge, continuando con le iterazioni tenderebbe ad infinito.



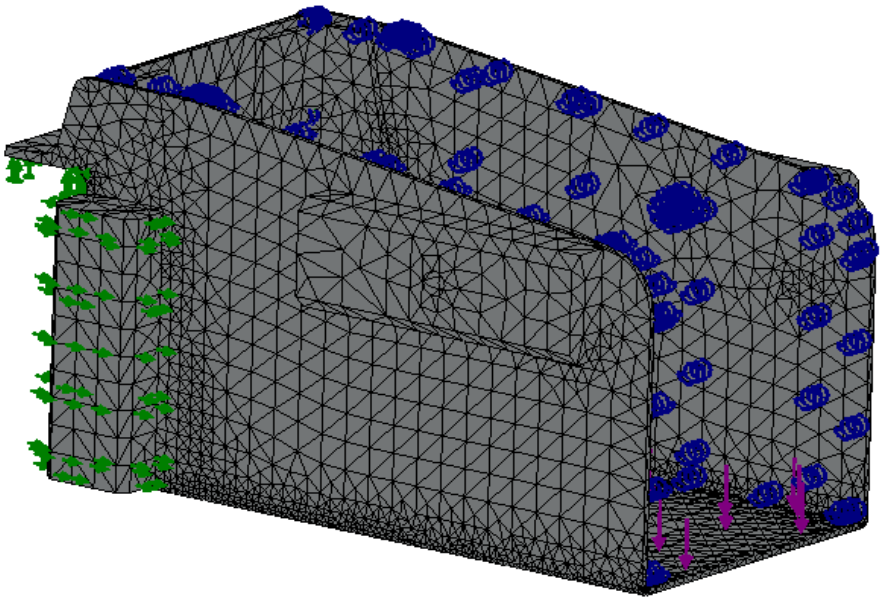


Figura 8.10. Modello convergente: già dopo due iterazioni il grafico converge.

E' interessante notare come già osservando la griglia in figura 8.9, si può intuire che qualcosa non vada: i triangoli della meshatura diventano via via più piccoli, tendendo quasi a convergere in un punto (di singolarità). Nel modello in figura 8.10, invece, la griglia diventa gradualmente più fitta, senza però infittirsi troppo.

Di seguito sono riportati i valori calcolati dall'analisi statica utilizzando una mesh adattativa.

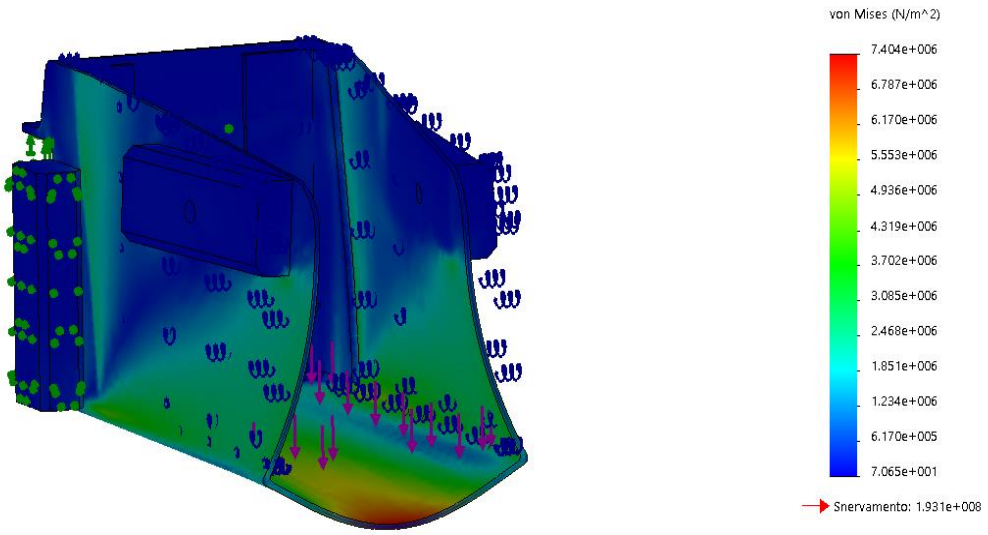


Figura 8.11. Analisi con mesh adattativa.

Il valore massimo di tensione è di 7.404e+006 N/m^2, leggermente superiore rispetto allo studio precedente, ma ancora notevolmente sotto il limite di snervamento.

8.3 Analisi in frequenza

Procediamo adesso con la parte più importante, ovvero l'analisi in frequenza. Poichè il supporto è risultato essere critico quando sottoposto a vibrazioni, tale studio è di estrema importanza. Nella prima parte andremo a determinare quali sono le frequenze proprie (o di risonanza) del modello. Successivamente, andremo ad applicare al modello le sollecitazioni calcolate tramite la PSD cumulativa nel capitolo 7, determinando se il supporto cede oppure no se sottoposto al profilo di missione ipotizzato nello stesso capitolo.

8.3.1 Frequenze proprie

Ogni oggetto o struttura possiede delle frequenze proprie o di risonanza; ad ogni frequenza propria è associata una determinata forma, detta modale, che il modello tende ad assumere quando vibra a quella frequenza. In tal caso, se il componente viene sottoposto a vibrazioni di frequenza pari ad una delle frequenze naturali esso entra in risonanza. Con questo termine viene indicato un fenomeno fisico che si verifica quando un sistema oscillante forzato viene sottoposto a sollecitazione periodica di frequenza pari alla frequenza propria del sistema stesso; questo porta ad una progressiva amplificazione dell'oscillazione stessa, con conseguenze spesso disastrose.

Per questo motivo, determinare quali sono le frequenze di risonanza di un oggetto è estremamente importante, proprio per evitare che il componente si trovi a lavorare ad una di queste frequenze durante la sua vita. Tramite il tool Simulation di Solidworks è possibile, impostando i vincoli e le condizioni di carico del componente, determinare quali sono le sue frequenze proprie. Poichè nello studio condotto la frequenza di campionamento è stata di 2184 Hz, è stato possibile rilevare armoniche fino a circa 1000 Hz (frequenza di Nyquist). Determinando le prime 10 frequenze proprie si è appurato che l'ottavo modo di vibrare aveva una frequenza propria associata di 1008 Hz. Quindi, ai fini della simulazione, verranno utilizzati i primi 8 modi di vibrare. Di seguito sono riportati i risultati ottenuti per il corpo in analisi vincolato e libero.

Analisi corpo vincolato:

Numero di modalità	Frequenza [Hz]	Periodo [s]
1	95,056	0.01052
2	105,89	0.0094439
3	438,9	0.0022784
4	464,77	0.0021516
5	544,51	0.0018365
6	634,62	0.0015757
7	804,74	0.0012426
8	938,13	0.001066

Tabella 8.2. Frequenze proprie del modello vincolato.

Nella figura seguente, sono riportate le forme modali in ordine: la prima modalità in alto a sinistra, l'ultima in basso a destra.

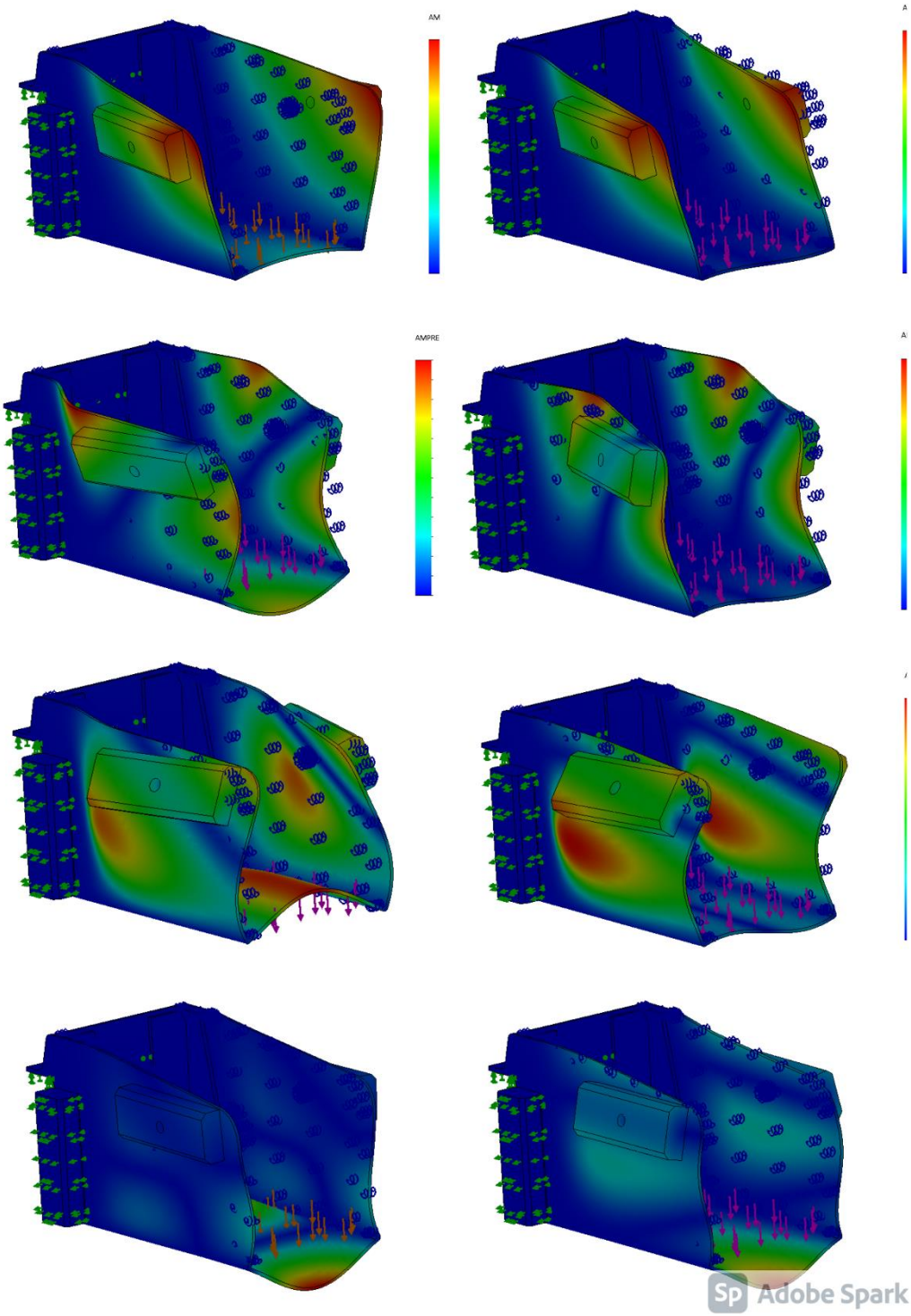


Figura 8.12. Forme modali supporto vincolato: in ordine da sinistra a destra.

Analisi corpo libero:

Numero modalità	Frequenza [Hz]	Periodo [Hz]
1	92.889	0.010766
2	167.34	0.005976
3	271.51	0.0036831
4	436.59	0.0022905
5	472.5	0.0021164
6	569.37	0.0017563
7	683.66	0.0014627
8	799.38	0.001251
9	922.85	0.0010836

Tabella 8.3. Frequenze proprie del modello libero.

In tabella 8.3 non sono presenti i primi 6 modi di vibrare (riportati in figura 8.13) che corrispondono, essendo il corpo non vincolato, ai movimenti di traslazione e rotazione lungo le 3 direzioni.

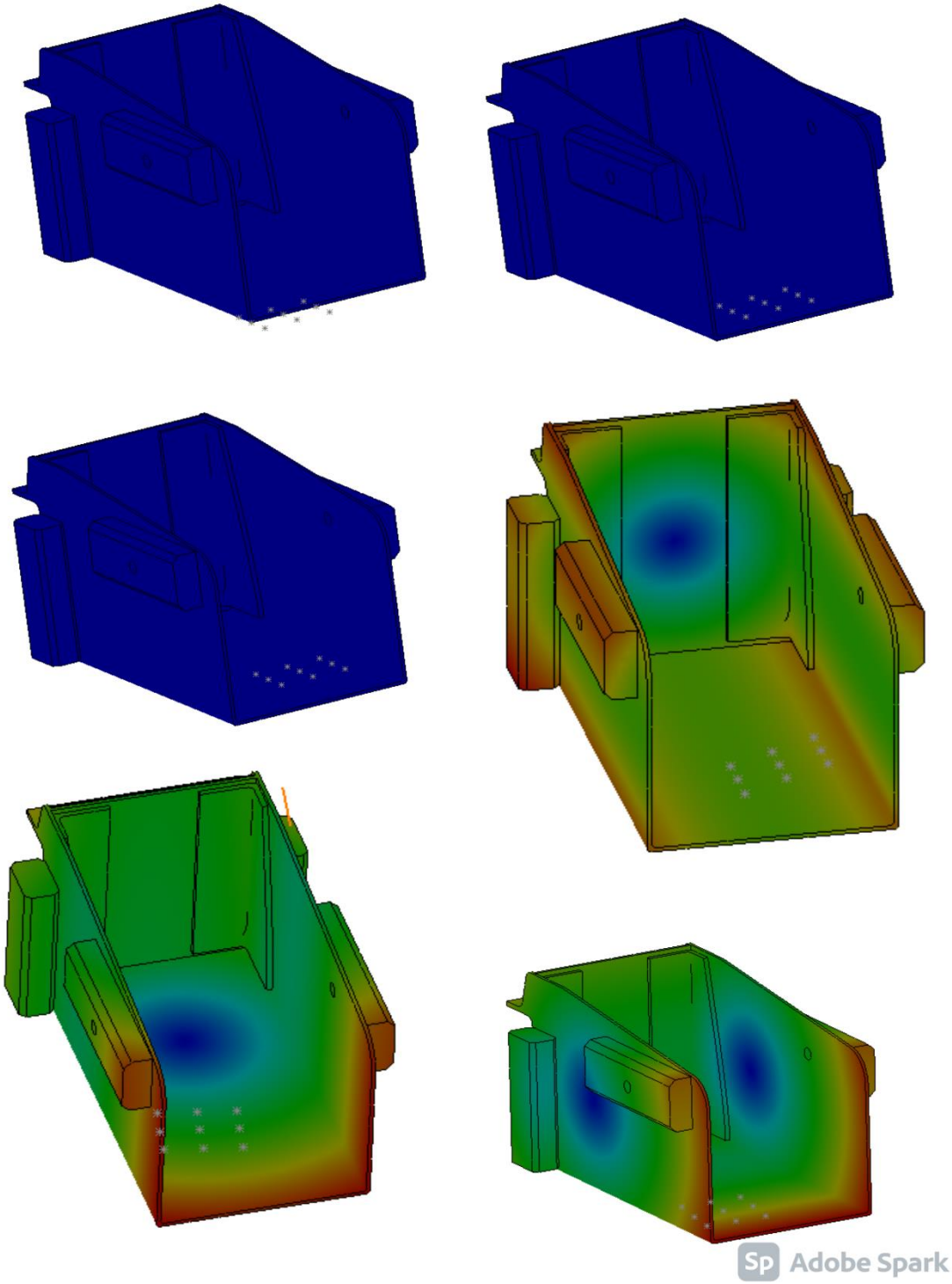


Figura 8.13. Prime sei forme modali analisi corpo libero: traslazione e rotazione lungo i tre assi

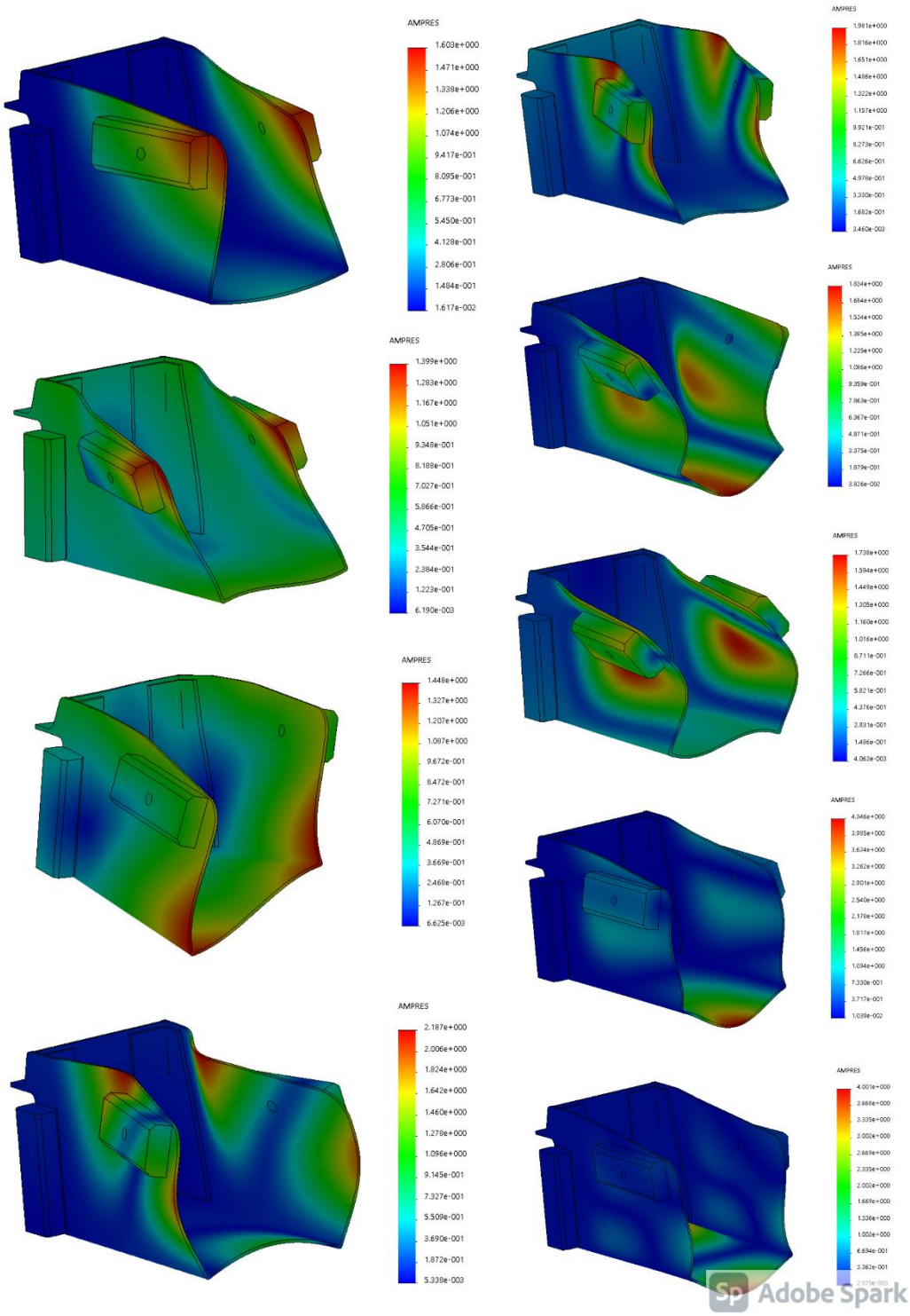


Figura 8.14. Forme modali supporto libero: in ordine in colonna.

8.4 Validazione modello e applicazione PSD

Occorre adesso validare il modello, ovvero verificare che il modello creato rispecchi nel modo più accurato possibile il supporto reale. Questo studio è fondamentale per verificare se i vincoli sono stati impostati correttamente e se le forze e i carichi corrispondono al caso reale. Per fare ciò, verrà utilizzato il seguente approccio: il modello verrà sollecitato attraverso una PSD acquisita sul braccio (in input), successivamente verrà letta la PSD sul supporto calcolata dal software (output). Infine, avendo a disposizione le PSD reali sia sul braccio che sul supporto, verrà confrontata quella calcolata dal software con quella acquisita realmente: se i risultati coincidono, il modello allora è valido. Procederemo ora, come prima cosa, con l'applicazione delle PSD sul modello Solisworks.

8.4.1 Applicazione PSD sul modello

Verranno di seguito elencati e definiti i passaggi da eseguire per effettuare delle analisi dinamiche a vibrazioni random implementando le PSD sul modello in Solidworks Simulation:

- Aperto il modello sul software, bisogna effettuare un'analisi dinamica, nello specifico scegliere analisi random (terza opzione);
- Come per qualsiasi tipo di analisi, bisogna definire i vincoli, eventuali connettori e il materiale;
- Andare su carichi esterni, a questo punto possiamo scegliere "Eccitazione base selezionata" o "Eccitazione base uniforme": la prima applicherà le PSD su un singolo vincolo (da noi scelto), la seconda le applicherà su tutti i vincoli presenti sul supporto. Aperta l'opzione scelta, bisogna selezionare il tipo di studio che si vuole effettuare (accelerazione) definire l'unità di misura e la direzione che si vuole analizzare. Quindi, nella finestra "Variazione con frequenza" selezionare "Curva", e cliccare su modifica. Qui ci verrà chiesto di definire il profilo di PSD, in funzione della frequenza, che si vuole applicare: a questo punto possiamo digitare manualmente noi i punti e creare il grafico, oppure possiamo caricare una matrice (ottenuta eventualmente tramite matlab): la matrice fornita deve avere due colonne (frequenza sulla prima, ampiezza PSD sulla seconda) e deve essere in formato .DAT. Caricata la curva possiamo salvarla e passare allo step successivo;
- Nel menù a sinistra, cliccare col tasto destro sullo studio che si sta effettuando (prima voce), selezionare proprietà, definire il numero di

frequenze proprie che si vogliono analizzare e nella seconda opzione in alto (Opzioni di vibrazione casuale) definire il limite superiore di frequenza che si vuole analizzare (importante, altrimenti il software darà errore durante lo studio);

- Infine, occorre definire lo smorzamento e creare la mesh.

Nel nostro caso, la simulazione è stata effettuata impostando lo studio con i seguenti input:

- Lo studio è stato effettuato con le PSD acquisite sul braccio del tracciato in macadam del CePoliSpe percorso a 70 km/h (figura 6.3, capitolo 6);
- Il range di frequenze è stato limitato ai primi 1092 Hz (frequenza di Nyquist);
- Si è utilizzato lo smorzamento di Rayleigh con coefficienti α=0.019 e β=0.005;

Di seguito sono indicati i vincoli e i carichi impostati per eseguire l'analisi.

8.4.2 Impostazione vincoli e carichi

Per eseguire le simulazioni si è cercato di ricreare delle condizioni il più simili possibili a quelle riscontrate nel supporto reale:

- Le guide prismatiche sono state considerate come pattini/carrelli, ed essendo anche loro parte dell'ancoraggio del supporto al veicolo, le PSD in input sono state applicate anche ad esse;
- Nel punto in cui il supporto è imbullonato, è stata creata una corona circolare che simula la zona su cui il bullone esercita pressione. E'opportuno sottolineare un aspetto importante: tale vincolo è lo stesso su cui andranno poi implementate le PSD (è il punto in cui il supporto è vincolato, quindi input delle vibrazioni). Poichè il software non permette di sollecitare un singolo vincolo (in questo caso un incastro) con più PSD in direzioni diverse, esso è stato creato come somma di tre carrelli lungo le tre direzioni, in questo modo è possibile caricare una PSD per ogni carrello (quindi per ogni direzione), simulando quindi quelle che sono le condizioni di sollecitazione reali.

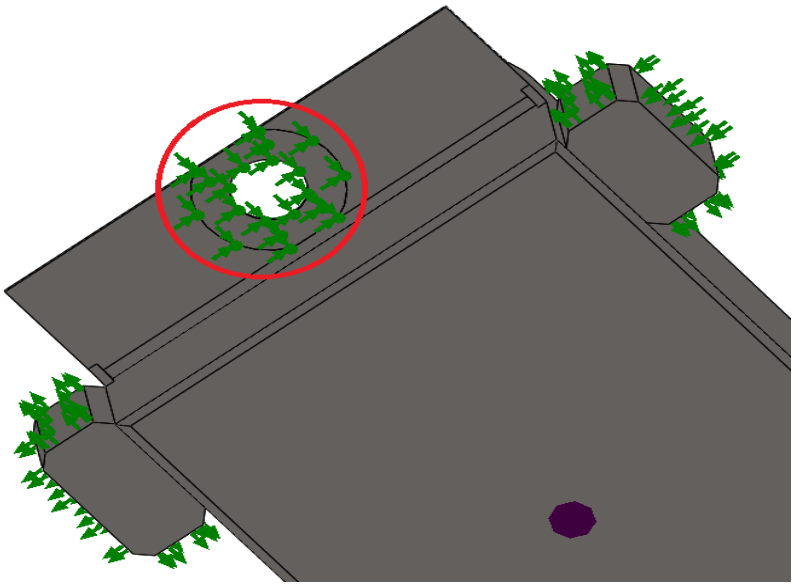


Figura 8.15. Particolare del vincolo

- Come per le simulazioni precedenti, la rigidezza della cassetta portamunizioni è stata simulata tramite una molla di rigidezza pari a 20000 (N/m)/m^2;
- E' stata aggiunta una massa distribuita di 10 kg per simulare la massa della cassetta;

8.4.3 Validazione modello

Occorre, infine, procedere con la validazione del modello, ovvero verificare che il modello rispecchi nel modo più simile possibile il supporto reale. Per fare ciò, verranno applicate le PSD reali rilevate sul braccio come "Input" sul modello ed, eseguita la simulazione, si leggerà la risposta in frequenza sul supporto come output. Se il modello è valido, quest'ultima dovrà essere uguale (o comunque simile) alla PSD rilevata sulla cassetta.

Le PSD in output sono state rilevate sulla parte inferiore della cassetta (dove era posizionato il sensore): a tal fine, per simulare al meglio il comportamento del sensore, che rileva le accelerazioni attraverso una superficie di contatto col supporto e non in un singolo punto, nel modello sono stati posizionati 9 punti, equidistanti, nella stessa zona su cui era collegato il sensore. Su tali punti sono state rilevate le PSD e il risultato finale è stato ottenuto effettuando la media matematica.

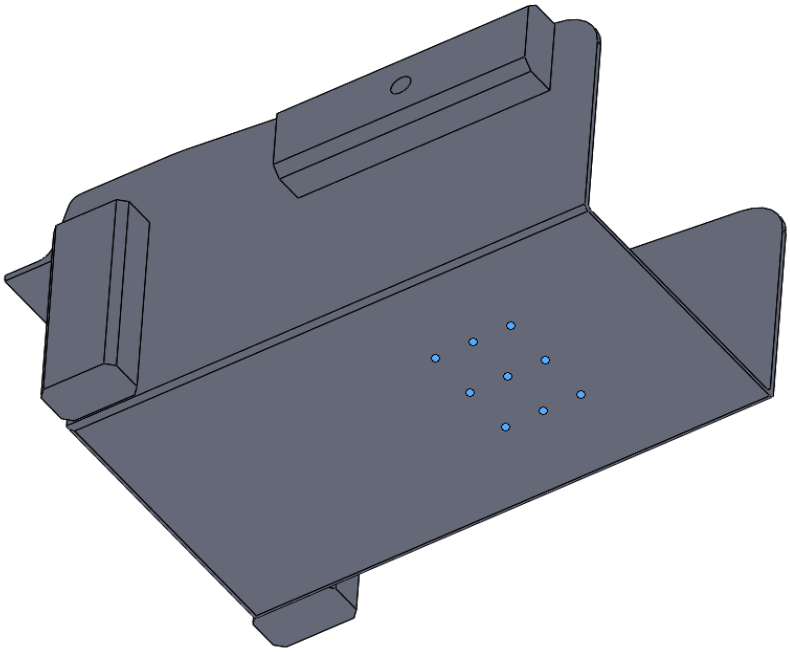


Figura 8.16. Punti di lettura delle PSD.

8.4.4 Risultati

Nella figura seguente sono riportati i risultati ottenuti.

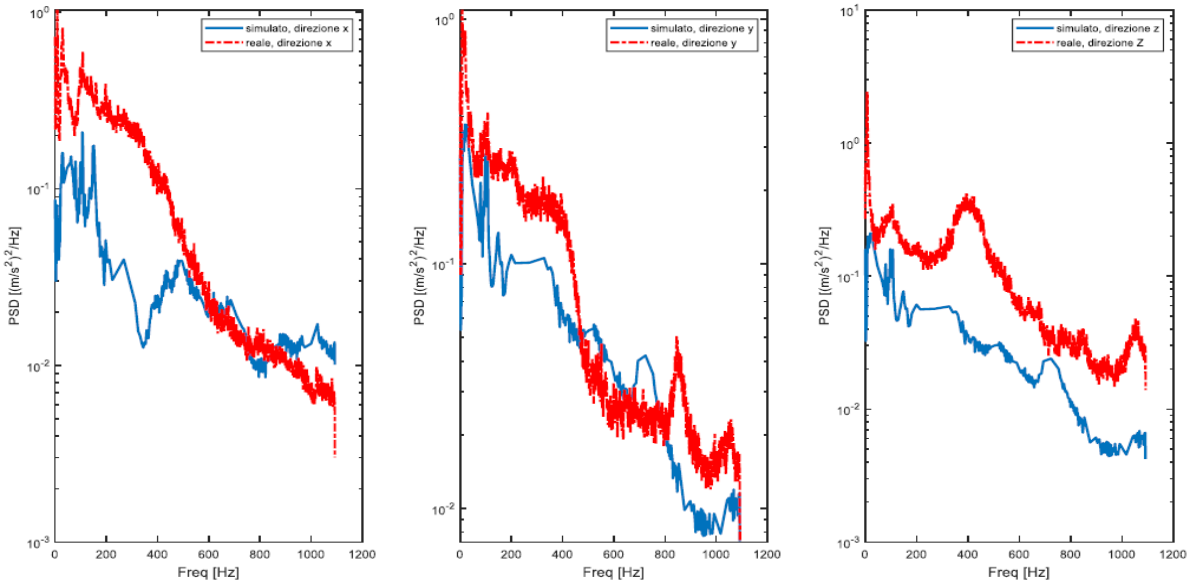


Figura 8.17. Risultati lungo le tre direzioni: in rosso la PSD reale, in blu quella simulata.

In figura 8.17 è possibile osservare il confronto tra le due PSD, sperimentale e reale. Le curve non sono perfettamente coincidenti, ma il risultato, essendo frutto di una prima fase di validazione del modello, è comunque soddisfacente: le curve sono coerenti con l'andamento generale (decrescente alle alte frequenze) della PSD; i

picchi presenti nei primi 200 Hz, in tutte e tre le direzioni (dovuti probabilmente a dei punti di risonanza) coincidono in entrambe le curve (figura 8.18).

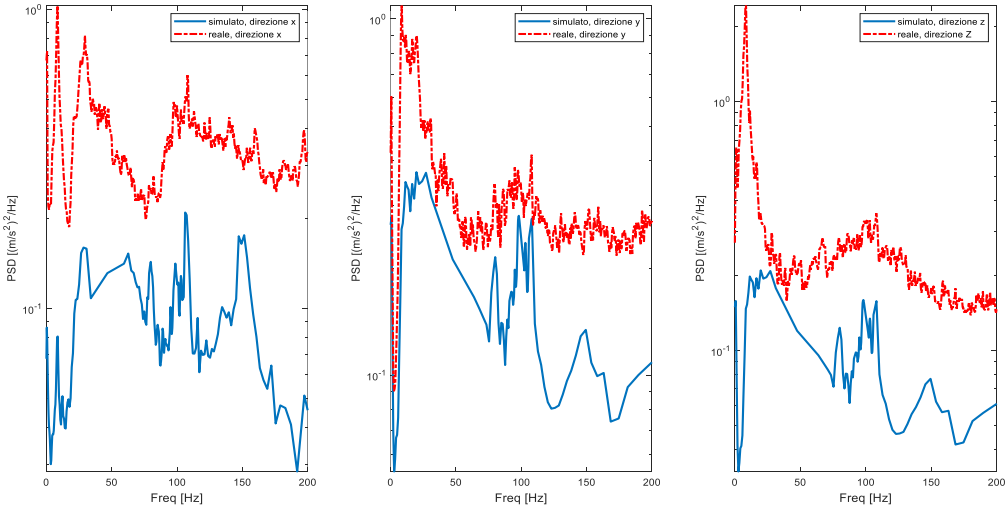


Figura 8.18. Particolare dei primi 200 Hz.

Le differenze di andamento sono riconducibili alle approssimazioni che sono state fatte:

- Non è stata considerata la presenza della cassetta, che influisce in maniera rilevante sull'inerzia del sistema;
- Si è ipotizzato che le regioni vincolari (saldature, connessioni a vite) abbiano un comportamento elastico. In realtà non è così, poichè si tratta per la maggior parte di vincoli non olonomi (contatti) e con perdite;
- Occorrerebbe, inoltre, effettuare uno studio più accurato sullo smorzamento per definire in maniera precisa i coefficienti di Rayleigh.

8.3.5 Trasmissività braccio/cassetta

Successivamente è stata eseguita un'analisi di trasmissibilità tra la PSD reale in input e l'output sperimentale. La trasmissibilità delle vibrazioni tra braccio e cassetta è utile a comprendere il livello di amplificazione delle vibrazioni trasmesse dal braccio al punto di misura sulla cassetta.
Le frequency response functions (FRFs) sono calcolate sull'intera storia accelerometrica acquisita, mediando linearmente finestre di T=2 s con overlap del 97%. Nella figura seguente sono riportate le ampiezze della funzione di trasferimento trasmissibilità.

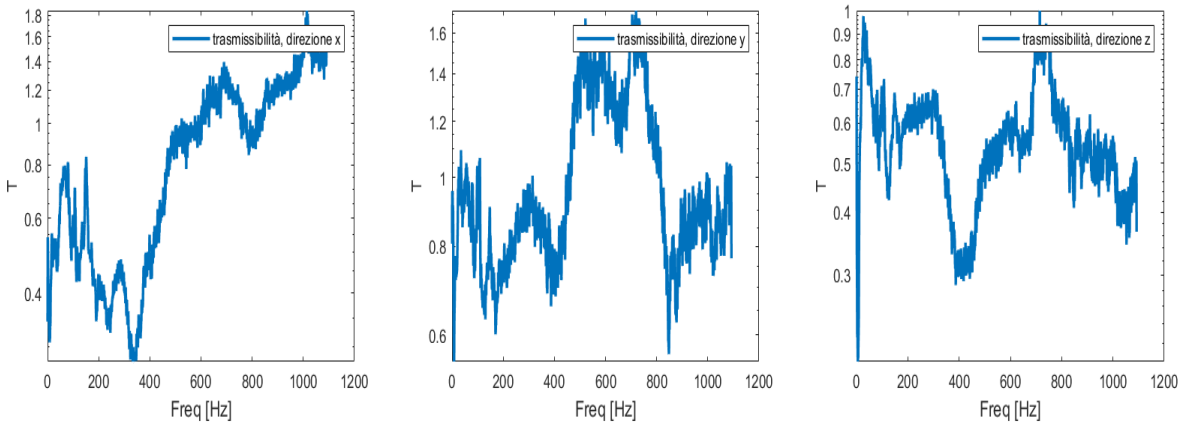


Figura 8.19. Trasmissibilità braccio reale/cassetta sperimentale.

8.4 Applicazione PSD cumulativa

Validato il modello, si è proceduto ad effettuare una prima verifica di vita a fatica del supporto. A tal fine esso è stato sollecitato con la PSD cumulativa calcolata nel capitolo 7, in figura 7.1. Di seguito sono riportati i risultati.

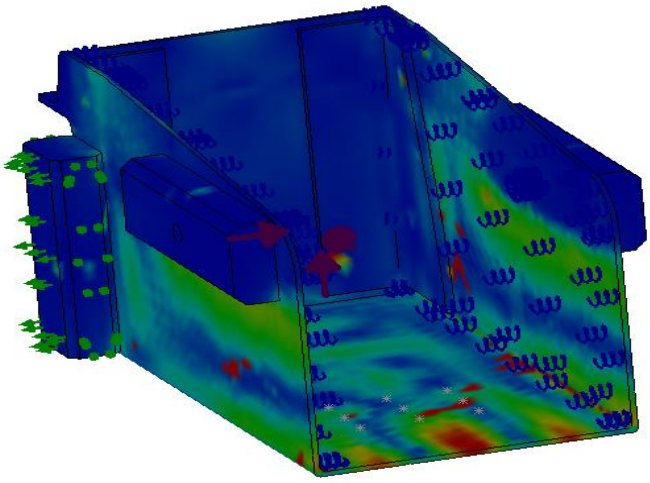


Figura 8.20. Risultato della simulazione

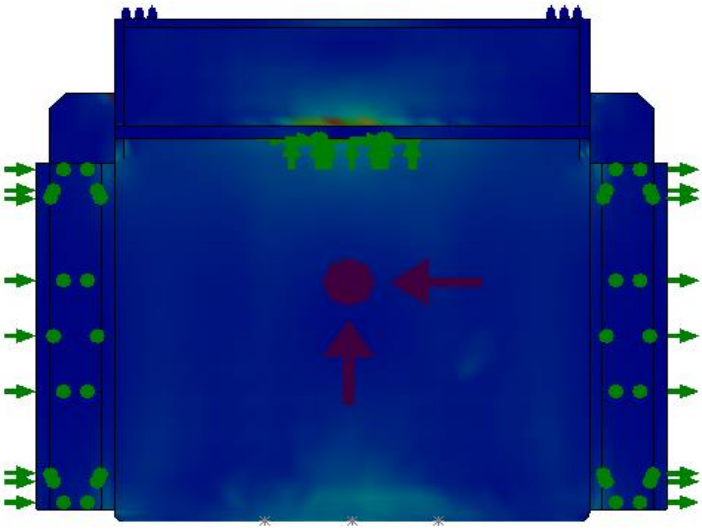


Figura 8.21. Vista posteriore: il supporto non risulta più critico nella zona che arrivava a rottura nella versione V.1.

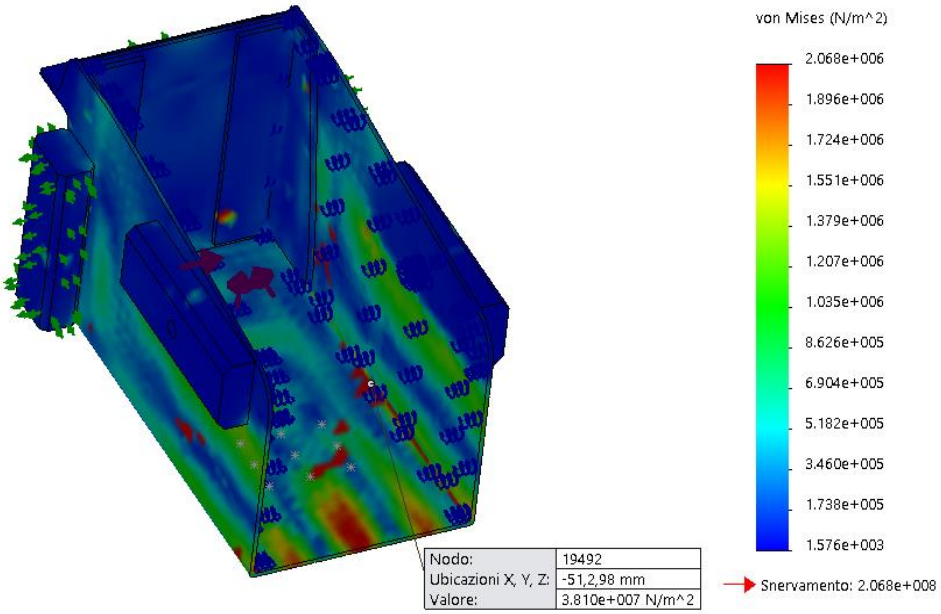


Figura 8.22. Vista dal basso: gli spigoli laterali risultano essere particolarmente sollecitati.

Nelle figure precedenti sono riportati i risultati della simulazione. Da questa prima analisi si evince che la zona che nella prima versione del supporto arrivava a rottura, non risulta particolarmente critica in questa versione (figura 8.20). D'altra parte, la zona più sollecitata risulta adesso essere lo spigolo inferiore, che risulta comunque essere circa un ordine di grandezza sotto il limite di snervamento, ma su cui comunque bisognerà prestare particolare attenzione.

Conclusioni

Per concludere, possiamo affermare che l'analisi dinamica ed in frequenza di corpi soggetti a vibrazioni è estremamente importante per studiarne il loro comportamento ed evitarne rotture e cedimenti. Abbiamo visto come, in particolare, la Power Spectral Density risulta essere molto più utile rispetto alla trasformata di Fourier classica per questo tipo di analisi.

E' stato analizzato il modello del supporto, dimostrando che esso rispecchia in maniera abbastanza fedele il supporto reale, ma deve essere ancora oggetto di studio per essere validato completamente.

Si è dimostrato che la versione V.3 risolve i problemi di rottura che si erano riscontrati nella prima versione, ma occorre porre attenzione ad altre zone che risultano ora essere particolarmente sollecitate (eventuale intervento con modifiche progettuali).

Un futuro sviluppo della tesi potrebbe essere quello di incrementare l'accuratezza del modello, aggiungendo allo studio la cassetta e considerando i vincoli reali.

Inoltre, definito il profilo di missione tipo, si potrebbe effettuare un ciclo di vibrazioni da eseguire al banco, avente un livello di danno equivalente pari alla prova di percorrenza che si effettuerebbe normalmente, ma di durata decisamente inferiore, ottenendo quindi un duplice vantaggio in termini di costi e tempo.

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Velardocchia, il Prof. Bonisoli, il Prof. Lisitano, l'Ing. Tota e l'Ing. Venturini per l'aiuto e il tempo dedicatomi.

Ringrazio la famiglia, gli amici, conoscenti e tutte le persone che mi sono state vicine e mi hanno sostenuto nel raggiungimento di questo obiettivo.

Un grazie, infine, alla Forza Armata Esercito, per la preziosa opportunità fornitami.

Bibliografia

1. Fasana A, Marchesiello S., Meccanica delle Vibrazioni, Torino, Clut, 2006
2. Lisitano D., Acquisizioni accelerometriche su cassetta portamunizioni e braccio porta arma
3. Manuale Tecnico TM-226, Aris
4. Strozzi A., Costruzione di Macchine, Pitagora Editore, Bologna, 1996
5. Strozzi A., Distruzione di Macchine, Pitagora Editore, Bologna, 1996
6. Velardocchia M., Bonisoli E., Lisitano D., PSD profiles for dynamic and durability tests of military off-road vehicle racks