POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione dinamica con metodi FEM del sistema di accumulo in un veicolo ibrido elettrico per applicazioni agricole

Relatori:

Prof. Aurelio Somà

Prof. Francesco Mocera

Candidato:

Salvatore Martelli

Anno Accademico 2020/2021

Indice

Indice delle figure 2
Indice delle tabelle 4
Capitolo 1: Introduzione. 5
Capitolo 2: Stato dell'arte sui pacchi batterie. 7
2.1: Cella elettrochimica. 8
2.2: Modulo. 11
2.3: Componentistica elettrica ed elettronica. 12
2.4: Sistema di raffreddamento e di riscaldamento. 13
2.5: Battery Case. 13
Capitolo 3: Richiami teorici: Analisi FEM dinamica[5]. 15
3.1: Equazioni della dinamica. 15
3.2: Matrice di smorzamento. 16
3.3: Analisi Modale. 17
3.4: Sovrapposizione Modale. 17
Capitolo 4: Caso di studio. 19
4.1: Considerazioni sulle vibrazioni applicate ai pacchi batterie. 19
4.2: Caso di studio. 19
4.3: Modello FEM. 23
Capitolo 5: Analisi frequenze naturali e prove di sovraccarico. 31
5.1: Dimensionamento statico supporti antivibranti. 33
5.2: Analisi risultati Caso 1. 35
5.3: Analisi risultati Caso 2. 39
5.4: Analisi risultati Caso 3. 43
5.4: Analisi complessiva risultati modello base. 47
5.5: Modello ottimizzato. 48
Capitolo 6: Virtual Field Test. 54
6.1: Prototipo virtuale. 55
6.2: Field Test 1. 58
6.3: Field Test 2. 62
6.4: Field Test 3. 65
6.5: Field Test 4. 68
6.6: Analisi risultati complessiva field test. 72
Capitolo 7: Conclusioni finali. 74
Riferimenti Bibliografici. 76

Indice delle figure

Figura 1 Esempio di prototipo di trattore ibrido: Farmtrac 6090 E Hybrid Concept Tractor.....6
Figura 2 Esempio di un pacco batterie per applicazioni veicolistiche.....7
Figura 3 Articolazione di un pacco batterie nei diversi sottosistemi. 7
Figura 4 Confronto tra diverse tipologie di celle[2]. 9
Figura 5 Esempio di cella cilindirca, prismatica e a sacchetto. 9
Figura 6 Struttura "jelly rolls" (a sinistra), "Stacked electrode" (a destra)[3]. 10
Figura 7 Rappresentazione schematica del modulo di un pacco batterie[4].....11
Figura 8 Schema componentistica elettrica ed elettronica di un pacco batterie[4].....12
Figura 9 Esempi di battery Case.....14
Figura 10 Rappresentazione grafica smorzamento proporzionale.....17
Figura 11 Esempio dei primi tre modi di vibrare di una trave. 18
Figura 12 Esempio di un trattore da frutteto.....20
Figura 13 Rappresentazione schematica con ingombri di un modulo del pacco batterie 20
Figura 14 Rappresentazione schematica con ingombri dell'azionamento del pacco batterie. 21
Figura 15 Posizione del Pacco batterie all'interno del veicolo.....21
Figura 16 Struttura Battery case e ripartizione del suo volume interno. 22
Figura 17 Posizione supporti antivibranti.....22
Figura 18 Modello geometrico del sistema pacco batterie. 23
Figura 19 Esempi di applicazione del comando "Contact-Bonded".....24
Figura 20 Tipologie di supporti antivibranti e loro modellazione agli elementi finiti. 24
Figura 21 Elemento SHELL281. 25
Figura 22 Risultati analisi convergenza spostamento verticale.....28
Figura 23 Risultati analisi convergenza prima frequenza naturale. 28
Figura 24 Risultati analisi tensione massima tensione.....29
Figura 25 Mesh Pacco batterie. 29
Figura 26 Andamento Temporale del carico impulsivo. 32
Figura 27 Punti di applicazione della forza (in rosso) e dei vincoli (in nero). 32
Figura 28 Esempio di supporto antivibrante DVA.1.....33
Figura 29 Confronto frequenze naturali Caso 1. 35
Figura 30 Caso 1, K=3300N/mm: a) 1° modo di vibrare, b) 3°modo di vibrare. 36
Figura 31 Distribuzione tensioni Caso 1 con K=3300N/mm. 37
Figura 32 Individuazione nodo centrale e laterale per studio ampiezza oscillazione. 38
Figura 33 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Caso 1. 38

Figura 34 Confronto frequenze naturali Caso 2. 39
Figura 35 Caso 2, K= 2200N/mm: a) 1° modo di vibrare, b)3°modo di vibrare. 40
Figura 36 Distribuzione tensioni Caso 2 con K= 2200 N/mm. 41
Figura 37 Andamento tensione massima in funzione del tempo, Caso 2 con K= 3300N/mm. ...42
Figura 38 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Caso 2. 43
Figura 39 Confronto Frequenze naturali Caso 3. 44
Figura 40 Caso 3, K= 3300N/mm: a)2° modo di vibrare, b) 1° modo di vibrare. 45
Figura 41 Distribuzione tensioni Caso 3, K= 3300N/mm. 46
Figura 42 Risultati ampiezza oscillazione Caso 3. 47
Figura 43 Cover Pacco batterie. 48
Figura 44 Rappresentazione nervature e relative dimensioni. 49
Figura 45 Modello ottimizzato, K= 3300N/mm: a)1° modo di vibrare, b) 6° modo di vibrare. ..50
Figura 46 Distribuzione tensioni modello ottimizzato, K= 3300N/mm. 51
Figura 47 Andamento Tensione massima in funzione del tempo, modello ottimizzato, K= 3300N/mm. 51
Figura 48 Confronto ampiezza osicllazione piastra supporto azionamento tra modello base e modello ottimizzato. 52
Figura 49 Tipico Circuito di prova per testare il comportamento dinamico del trattore[8] 54
Figura 50 Posizione dei diversi sottosistemi all'interno del modello multibody. 57
Figura 51 Esempio di andamento della coppia erogata nel tempo nel corso di un field test 58
Figura 52 Modello multibody trattore ibrido. 58
Figura 53 Rappresentazione grafica Field Test 1. 59
Figura 54 Risultati simulazione multibody Field Test 1. 59
Figura 55 Tensioni massime Field Test 1. 60
Figura 56 Tensione massima Field Test 1. 60
Figura 57 Spostamento relativo pacco batterie-telaio Field Test 1. 61
Figura 58 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 1. 61
Figura 59 Rappresentazione grafica Field Test 2. 62
Figura 60 Risultato simulazione multibody Field Test 2. 62
Figura 61 Tensioni massime Field Test 2. 63
Figura 62 Spsotameto relativo pacco batterie - telaio Field Test 2. 64
Figura 63 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 2. 64
Figura 64 Rappresentazione grafica Field Test 3. 65
Figura 65 Risultati Simulazion multibody Field Test 3. 66
Figura 66 Tensione massima Field Test 3. 66
Figura 67 Distribuzione Tensioni Field Test 3. 67

Figura 68 Spostamento relativo pacco batterie - telaio Field Test 3. 67
Figura 69 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 3. 68
Figura 70 Rappresentazione grafica Field Test 4. 69
Figura 71 Risultati Simulazione multibody Field Test 4. 69
Figura 72 Tensione massima Field Test 4. 70
Figura 73 Tensione massima Field Test 4. 70
Figura 74 Spostamento relativo pacco batterie - telaio Field Test 4. 71
Figura 75 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 4. 71

Indice delle tabelle

Tabella 1 Parametri simulazione test. 26
Tabella 2 Risultati Analisi di convergenza. 27
Tabella 3 N° di elementi e nodi del sistema in esame per ciascun macro-caso 30
Tabella 4 Dati geometrici del sistema per analisi di sovraccarico. 32
Tabella 5 Dati nominali supporti antivibranti. 34
Tabella 6 Risultato dimensionamento statico supporti antivibranti. 34
Tabella 7 Risultati analisi modale Caso 1. 35
Tabella 8 Risultati tensioni prova sovraccarico Caso 1. 36
Tabella 9 Risultati spostamento massimo verticale prova sovraccarico Caso 1. 37
Tabella 10 Risultati analisi modale Caso 2. 39
Tabella 11 Risultati tensioni prova di sovraccarico Caso 2. 40
Tabella 12 Risultati spsostamento massimo verticale prova di sovraccarico Caso 2. 42
Tabella 13 Risultati analisi modale Caso 3. 44
Tabella 14 Risultati tensioni prova di sovraccarico Caso 3. 45
Tabella 15 Risultati spostamento massimo verticale prova sovraccarico Caso 3. 46
Tabella 16 Risultati analisi modale modello ottimizzato. 49
Tabella 17 Confronto frequenze narturali tra modello ottimizzato e modello base. 50
Tabella 18 Risultati tensioni modello ottimizzato prova di sovraccarico. 50
Tabella 19 Risultati spostamento massimo verticale prova di sovraccarico modello ottimizzato. 52
Tabella 20 Caratteristiche dimensionali trattore da frutteto. 56
Tabella 21 Suddivisione masse nei vari sottosistemi che compongono il trattore da frutteto. 56
Tabella 22 Dati dosso Field Test 1. 59
Tabella 23 Dati Dosso Filed Test 3. 65
Tabella 24 Obiettivi di progetto virtual field test. 72
Tabella 25 Risultati complessivi virtual field test. 72

Capitolo 1: Introduzione.

La lotta e il contrasto ai cambiamenti climatici può essere definita come la più importante sfida per l'uomo dei prossimi 50 anni.

Uno dei settori maggiormente coinvolti è quello legato al trasporto e alla mobilità delle cose e delle persone, il cui compito è quello di diventare sempre più sostenibile sia dal punto di vista ambientale, in maniera tale da contrastare il fenomeno delle emissioni di sostanze inquinanti, sia dal punto di vista economico, in maniera tale da rendere accessibili le nuove tecnologie a disposizione alla più ampia platea possibile.

A tal proposito, tutto il settore veicolistico, dalle automobili che percorrono le strade di tutti i giorni, sino alle macchine movimento terra, per centrare i target imposti da norme e accordi internazionali, in termini di riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti, sta ponendo sempre più la propria attenzione verso la produzione e messa in commercio di veicoli elettrici ibridi (HEV e PHEV) o di veicoli completamente elettrificati (EV). Non fa eccezione neanche il mondo agrario, il quale rappresenta il secondo maggior contribuente in termini di produzione di sostanze nocive per l'ambiente.

Sebbene il concetto di mobilità elettrica sia diventato familiare solo a partire dalla seconda decade degli anni '2000, tale tecnologia ha origini molto meno recenti: infatti i primi esempi di veicolo a trazione elettrica risalgono alla prima metà dell'800. Tale tecnologia fu successivamente messa da parte principalmente per due ragioni:

- Livello tecnologico insufficiente per garantire un grado appropriato in termini di prestazioni e autonomia;
- Elevata disponibilità dei combustibili fossili e convenienza economica delle tecnologie ad esse connesse.

Al giorno d'oggi, a distanza di tantissimi anni, il concetto di propulsione elettrica non è stato solo ripreso, ma ha assunto un ruolo dominante in tutto il settore industriale. Le motivazioni, che giustificano tali scelte, possono essere così riassunte:

- Riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti garantendo al tempo stesso un pari o superiore livello prestazionale;
- Sostanziale plateau tecnologico raggiunto nell'ambito dei motori a combustione interna (ICE), con conseguente difficoltà nel creare nuovi scenari di innovazione tecnologica;
- Sviluppo esponenziale di tutto ciò che riguarda il settore della trazione elettrica, in particolar modo le celle.

L'obiettivo di tutto questo è quello di rimpiazzare i tradizionali sistemi di propulsione con quelli di natura ibrida o esclusivamente elettrica.

Attualmente, anche il settore delle macchine agricole, seppur con qualche ritardo, cerca di prendere parte a questo processo evolutivo. La problematica principale, riguardante lo sviluppo di macchine agricole a propulsione elettrica, concerne l'elevato aumento di massa che il veicolo si troverebbe ad avere, rispetto ai veicoli con propulsione diesel tradizionale. Studi precedenti, infatti, sottolineano come l'aumento di massa si aggiri tra il 36% e il 99% [1]. Tale problema, infatti, ha costituito per molto tempo un importante ostacolo nello sviluppo di veicoli agricoli per le seguenti ragioni:

- Pressione elevata esercitata dal veicolo sul terreno;
- Riduzione velocità massima raggiungibile dal veicolo;
- Elevato consumo di energia.

Tuttavia, in seguito agli ultimi sviluppi tecnologici, soprattutto per quanto riguarda le celle costituenti il pacco batteria, si sta insistendo sullo sviluppo di trattori ibridi sfruttando sia l'azione del motore termico sia quella del motore elettrico.

Figura 1 Esempio di prototipo di trattore ibrido: Farmtrac 6090 E Hybrid Concept Tractor.

In tale contesto s'inserisce questo progetto di tesi.

Lo scopo della tesi è quello della progettazione e dell'analisi del comportamento dinamico, da un punto di vista esclusivamente meccanico, di un pacco batterie per applicazioni agricole.

All'interno di tale progetto di tesi, partendo da considerazioni legate allo stato dell'arte dei pacchi batterie, si procederà, partendo da un modello base di riferimento, al dimensionamento meccanico di tale sistema, attraverso una serie di simulazioni mediante software di simulazione agli elementi finiti e multibody.

Oltre che per il pacco batterie in esame, tale lavoro si configura anche come un possibile percorso da seguire per il dimensionamento di componenti simili, anche se destinati ad altro utilizzo (ad esempio macchine movimento terra).

Capitolo 2: Stato dell'arte sui pacchi batterie.

Prima di entrare nello specifico con la trattazione della progettazione dinamica, risulta utile spiegare cosa è un pacco batterie e gli elementi che lo compongono.

Un pacco batteria è, per definizione, un insieme di celle, le quali vengono utilizzate per immagazzinare e rilasciare l'energia necessaria per alimentare i motori elettrici.

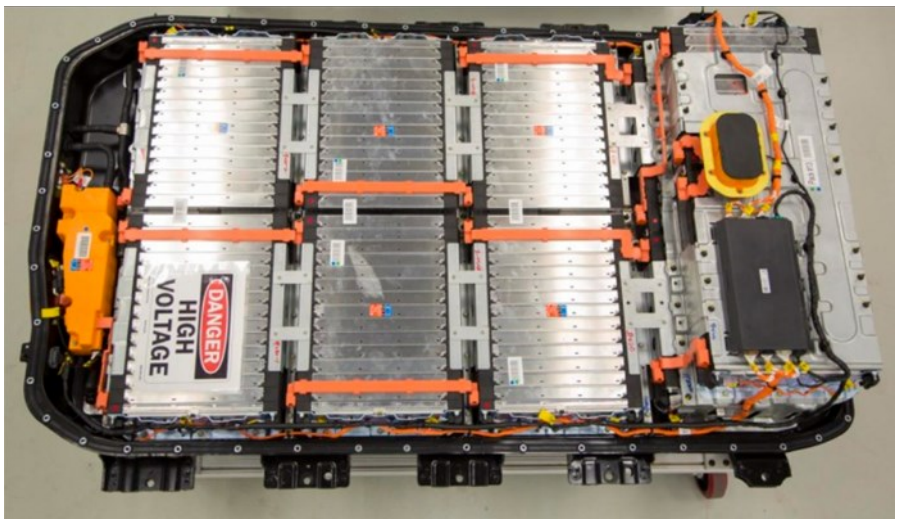

Figura 2 Esempio di un pacco batterie per applicazioni veicolistiche.

Un pacco batteria è un sistema molto complesso, la cui progettazione è frutto del compromesso di un campo di conoscenze eterogeneo: elettrico, elettronico, meccanico, termico.

La corretta progettazione di un pacco batterie è di fondamentale importanza, non solo dal punto di vista prestazionale, ma anche e soprattutto dal punto di vista della sicurezza, in quanto un eventuale danno potrebbe comportare danni ingenti oltre che sul componente stesso e ciò che lo circonda, anche sulle persone presenti all'interno del veicolo o che si trovano ad interagire e interfacciarsi con esso.

Un pacco batterie non è composto esclusivamente dalle celle, ma si articola in diversi sottosistemi:

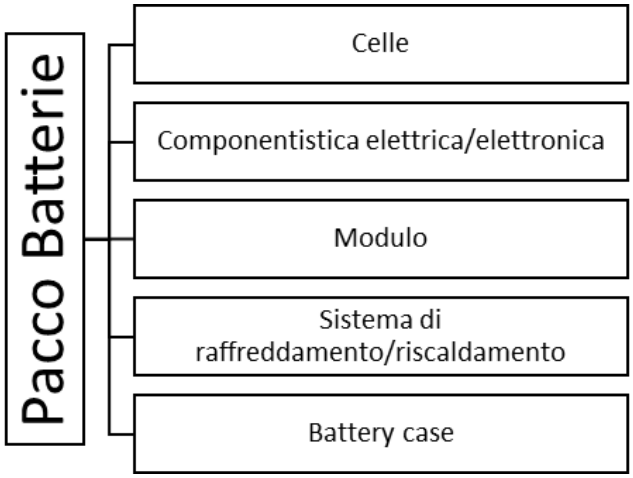

Figura 3 Articolazione di un pacco batterie nei diversi sottosistemi.

Nei paragrafi successivi, tali sottosistemi verranno brevemente descritti.

2.1: Cella elettrochimica.

La cella elettrochimica, chiamata anche semplicemente cella, rappresenta il mattone fondamentale di un pacco batterie.

La funzione della cella è quella di convertire l'energia chimica in essa contenuta in energia elettrica. Quest'ultima viene utilizzata per alimentare il motore elettrico responsabile della trazione del veicolo. Una cella elettrochimica è composta da due elettrodi (catodo e anodo) immersi in una soluzione elettrolita, tra i quali si sviluppa una reazione di ossidoriduzione nel momento in cui gli elettrodi vengono collegati tramite un circuito elettrico esterno. La reazione di ossidoriduzione si traduce quindi nell'erogazione di energia elettrica da parte della cella stessa.

Le caratteristiche principali di una cella sono le seguenti:

- Tensione Nominale: misurata in Volt [V], rappresenta la differenza di potenziale elettrico presente tra gli elettrodi della cella; non è costante ma presenta un range di funzionamento.
- Capacità nominale della cella: misurata in Ampère-ora [Ah], esprime in maniera indiretta l'energia che può essere immagazzinata all'interno della cella stessa;
- C-rate: è un parametro normalizzato che permette di definire la corrente di scarica di una cella e di confrontarla con quella di altre celle;
- Densità di energia: espressa in Watt-ora per chilogrammo [Wh/kg], indica la quantità di energia massima immagazzinabile dalla cella rispetto alla massa posseduta.

Un pacco batterie contiene un numero elevato di celle, connesse tra di loro in serie o in parallelo, a seconda delle prestazioni che si vogliono raggiungere.

La tensione nominale del pacco batterie può essere ricavata mediante la seguente equazione:

$$V_{BP} = V_C \cdot n_s \quad (2.1)$$

Dove:

- V_{BP}: Tensione nominale del pacco batterie [V];
- V_C: Tensione nominale della cella [V];
- n_s: Numero di celle connesse in serie.

La potenza del pacco batterie può essere espressa mediante la semplice relazione:

$$P_{BP} = V_{BP} \cdot I \quad (2.2)$$

Dove:

- P_{BP}: Potenza elettrica erogata dal pacco batterie [W];
- V_{BP}: Tensione del pacco batterie [V];
- I: Corrente elettrica [A];

A parità di Tensione del Pacco batterie se si vuole aumentare il valore della corrente I occorre avere anche delle celle connesse in parallelo tra di loro.

Al giorno d'oggi, esistono in commercio diverse tipologie di celle dal punto di vista elettrochimico, ovvero a seconda della reazione chimica che esse sfruttano per trasformare l'energia chimica in energia elettrica. Dalla natura della chimica sfruttata dalla cella per la produzione di energia elettrica dipendono fortemente le prestazioni della cella stessa. Si passa dalle classiche celle al Piombo acido, a quelle Nichel-Cadmio (NiCd) fino a quelle al Nichel-Metal-Idruro (NiMH).

Nell'ambito della trazione elettrica le celle più prestanti risultano essere quelle agli ioni di litio (Li-Ion) o quelle di più recente sviluppo ai polimeri di litio (LiPo), sulle quali risulta utile soffermarsi.

Le celle gli ioni di litio sono attualmente quelle maggiormente utilizzate nell'ambito della mobilità elettrica e non solo. Infatti, esse rappresentano il miglior compromesso in termini di densità di energia, densità di potenza, bassa manutenibilità, prestazioni costanti per quasi tutta la vita delle celle stesse. Inoltre, esse non sono soggette all'effetto memoria, ovvero quel fenomeno in che si verifica quando la cella viene messa in carica sempre al medesimo livello di scarica, con conseguente creazione di un falso valore di fine scala pari a quel medesimo livello di scarica.

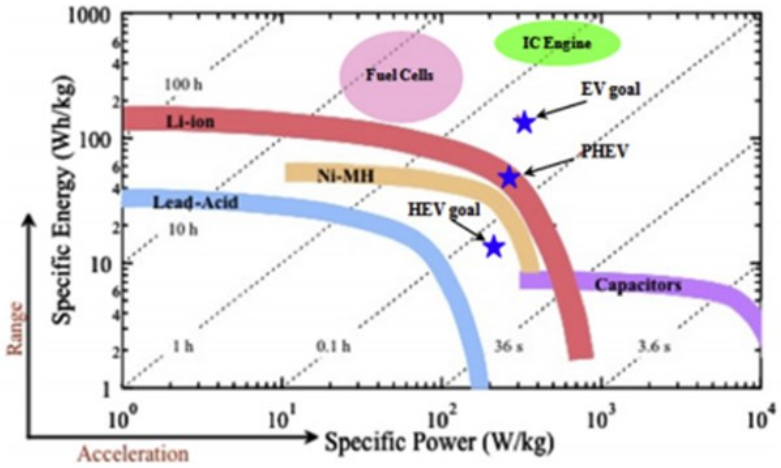

Figura 4 Confronto tra diverse tipologie di celle[2].

D'altro canto, il problema legato all'utilizzo delle celle Li-Ion riguarda la sicurezza, a causa dell'elevata densità di energia combinata con l'uso di una soluzione elettrolita estremamente infiammabile che potrebbe causare il fenomeno del thermal runaway o reazioni di natura esplosiva. Altri svantaggi, non strettamente tecnici, ma correlabili comunque a tale tipo di celle sono il costo relativamente elevato e la difficoltà nel processo di smaltimento.

Le celle Li-Ion sono generalmente composte da:

- Anodo in grafite;
- Catodo in ossido di litio (ad es. LNMC, LMO o LFP);
- Soluzione elettrolita composta da un sale di litio disciolto in solvente organico.

Per quanto riguarda la forma (Figura 5), sul mercato sono disponibili:

- Celle di forma cilindrica;
- Celle prismatiche con case rigido (generalmente in alluminio);
- Celle a sacchetto o "Pouch cell".

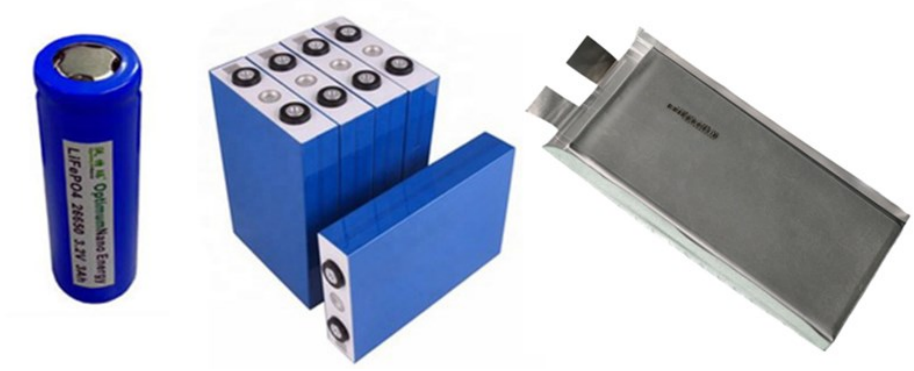

Figura 5 Esempio di cella cilindirca, prismatica e a sacchetto.

In quanto a struttura interna, invece, questa può essere di due tipi (Figura 6):

- "Jelly rolls" consistente negli elettrodi positivo e negativo avvolti a spirale e separati tra di loro da un sottile strato di materiale polimerico, in genere polietilene o polipropilene;
- "stacked electrode" in cui si hanno degli elettrodi di forma laminare impilati gli uni sugli altri.

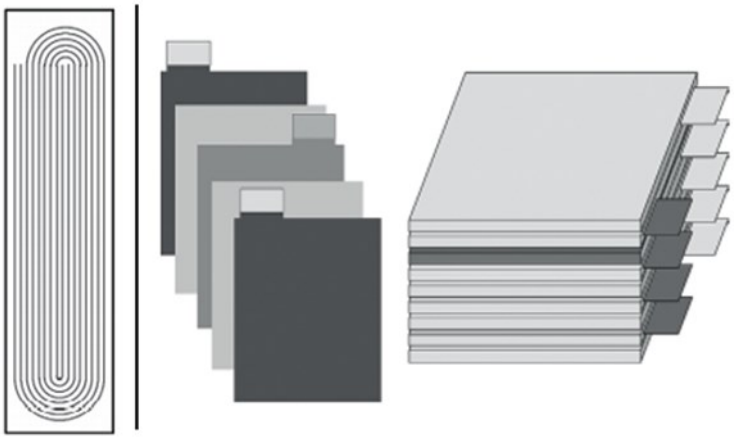

Figura 6 Struttura "jelly rolls" (a sinistra), "Stacked electrode" (a destra)[3].

Dal punto di vista prestazionale, le celle Li-Ion presentano le seguenti caratteristiche:

- Densità di energia compresa tra i 200 Wh/kg e i 250 Wh/kg;
- Temperature di esercizio tra i -40°C e i 60°C;
- Piena capacità delle celle assicurata tra gli 8 e i 10 anni (una cella viene definita esausta, nel momento in cui questa non è in grado più di accumulare almeno l'80% della capacità iniziale).

Le celle Litio-Polimero, dette anche LiPo o Li-Poly, rappresentano l'evoluzione delle celle Li-Ion.

La principale differenza tra le celle Li-Ion e LiPo è costituita dal fatto che quest'ultime presentano il sale di litio contenuto in un composito di polimero solido, anziché all'interno di un solvente organico liquido. I vantaggi di questa modifica sono essenzialmente tre:

- Dal punto di vista della sicurezza perché si abbandona la soluzione elettrolita altamente infiammabile;
- La presenza del polimero consente maggiori libertà in riferimento alla forma della cella.
- Il polimero solido risulta chimicamente più stabile della soluzione elettrolita liquida.

Tali vantaggi si traducono in un minor degrado temporale delle celle LiPo rispetto alle Li-Ion e in incremento di circa il 20%, a parità di volume, della capacità della cella stessa.

Tuttavia, anche questa tipologia di celle presenta degli svantaggi rispetto alle Li-Ion, i quali possono essere così riassunti:

- Infiammabilità immediata in caso di foratura della cella;
- Deterioramento ottenuto della cella all'aumentare dei cicli di carica e scarica;
- Necessità di caricatore specifico, pena caricamento lento o danneggiamento della cella stessa.

In definitiva, non si può affermare quali tra queste tipologie di celle sia la migliore, ma la scelta di una tipologia a discapito dell'altra va effettuata a seconda delle esigenze che bisogna soddisfare (ad esempio lunghezza dell'arco temporale di utilizzo, target di massa etc.).

2.2: Modulo.

Nel seguente paragrafo s'illustreranno le caratteristiche e la funzionalità del modulo (Figura 7), detto anche Battery Module.

All'interno del Pacco Batteria, le celle non sono connesse tutte insieme fra di loro, ma sono suddivise in moduli in maniera tale da agevolare manutenibilità e sicurezza stessa dell'intero assieme. Normalmente i moduli contengono un numero di celle tali che la tensione complessiva del modulo stesso sia uguale o inferiore ai 60 VDC, restando, quindi, nel campo della bassa tensione. In questo modo, ciascun modulo potrà essere maneggiato con maggiore sicurezza e senza fare ricorso ad ulteriori e costose attrezzature.

I singoli moduli che compongono il pacco batterie vengono generalmente connessi in serie e l'attività di ciascuno di essi viene monitorata e gestita mediante l'utilizzo di un BMS (Battery Management System).

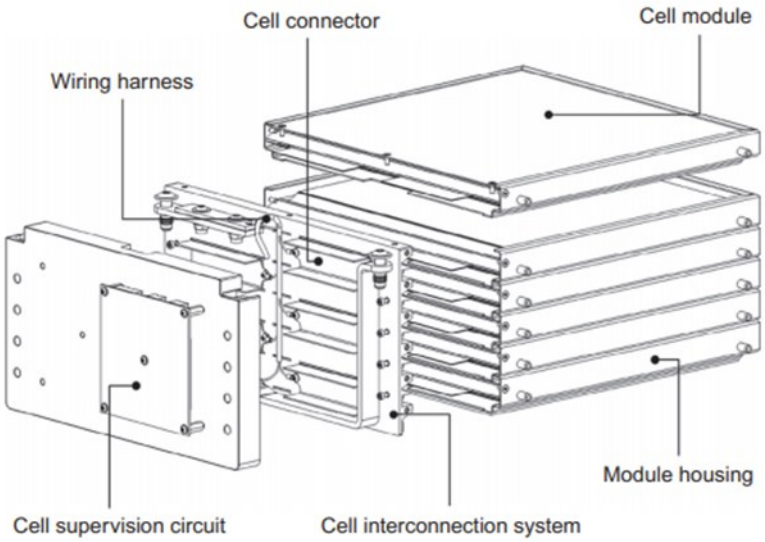

Figura 7 Rappresentazione schematica del modulo di un pacco batterie[4].

Altro componente fondamentale del modulo è rappresentato dal sistema d'interconnessione delle celle. Queste infatti, all'interno del modulo, come detto in precedenza, possono essere connesse in serie o in parallelo. Solitamente le celle vengono connesse tra di loro mediante delle bus-bar in rame o alluminio ed è fondamentale che queste siano dimensionate con accuratezza, in quanto il flusso di corrente che le attraversa è un importante fonte di calore correlabile con la resistenza interna del conduttore stesso[4]. Il numero di bus-bar presenti all'interno di un modulo dipende sia da quante celle sono contenute all'interno di un modulo, sia da come queste vengono disposte e collegate fra di loro. Normalmente si cerca di limitare al massimo la presenza di connessioni in parallelo tra le celle per non complicare eccessivamente il sistema complessivo.

Infine, ultimo componente del modulo è rappresentato dall'alloggiamento all'interno del quale le celle si vanno a posizionare. Tale alloggiamento, deve essere meccanicamente resistente non solo a causa delle sollecitazioni provenienti dall'esterno, ma anche per assorbire i carichi generati dalle celle stesse. Infatti, le celle, durante i cicli di carica e scarica cui sono sottoposte, sono soggette a dilatazioni e contrazioni, riconducibili a due cause:

- Variazioni di temperatura;
- Variazione del livello di carica delle batterie (SOC).

2.3: Componentistica elettrica ed elettronica.

Le celle sono componenti estremamente delicati e fortemente suscettibili alle tensioni e temperature al di fuori del loro corretto range di funzionamento. Per questa ragione, la maggior parte della componentistica elettrica ed elettronica assolve al compito di monitorare lo stato delle celle durante la fase di carica e scarica ed essere pronto disconnettere il pacco batterie dal resto del veicolo in caso di guasto.

Questo compito viene svolto all'interno dell'assieme dal battery management system (BMS) e dalla switch box.

La switch box normalmente è costituita da un fusibile e due relè HV, i quali servono per disconnettere il pacco batterie e interrompere il flusso di corrente in uscita in maniera sicura, qualora dovesse verificarsi un cortocircuito.

Il battery management system (BMS) provvede al monitoraggio delle celle in termini di tensioni e temperature. Esso solitamente, si divide in:

- BMS slave, normalmente ne è presente uno per ogni modulo, esso è adibito alla misurazione della tensione e della temperatura che si sviluppa su ciascuna cella e svolge funzioni di bilanciamento durante la fase di carica delle celle stesse;
- BMS master, il cui compito è quello di raccogliere ed elaborare i dati provenienti dai BMS slave, coordinarne l'attività e comandare gli azionamenti presenti all'interno della switch box.

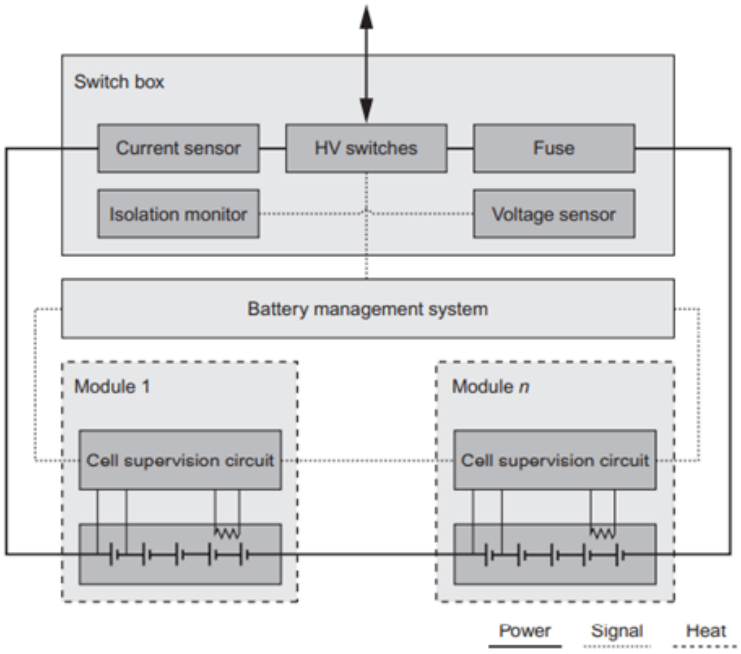

Figura 8 Schema componentistica elettrica ed elettronica di un pacco batterie[4].

2.4: Sistema di raffreddamento e di riscaldamento.

La temperatura è un parametro fondamentale da controllare in quanto influisce sulle prestazioni e sulla durata delle celle.

Per questo motivo è necessario che le celle lavorino nel loro range di temperatura ottimale e ciò spiega la necessità di provvedere il pacco batterie di un sistema di raffreddamento e anche di riscaldamento.

Normalmente il sistema di raffreddamento/riscaldamento può essere:

- Ad aria;
- A liquido;
- Direct refrigerant System (Molto raro).

Il raffreddamento a liquido è la soluzione più utilizzata, in quanto consente di mantenere le celle nella loro comfort zone termica senza particolari complicazioni. Il circuito di raffreddamento/riscaldamento in questo caso si compone di:

- Pompa di circolazione;
- Radiatore;
- Serpentine ricavate all'interno del battery case per favorire l'asportazione del calore.

2.5: Battery Case.

Il battery case, detto anche "battery housing" costituisce la struttura portante del pacco batterie e contiene al suo interno tutti i sottosistemi descritti nei paragrafi precedenti. Normalmente si tratta di un componente altamente customizzato, realizzato su misura, per la sua specifica applicazione[4]. Le motivazioni che giustificano quanto appena scritto, sono riconducibili a due cause principali:

- La struttura deve contenere tutti i sottosistemi che costituiscono il pacco batterie;
- Posizione occupata dall'assieme all'interno del veicolo.

La funzione del battery case non è solo quella di contenere e preservare tutti i componenti contenuti al suo interno, ma funge anche da interfaccia dal punto di vista meccanico, termico ed elettrico tra pacco batterie e resto del veicolo.

Infatti, sul battery case vi si trovano i connettori HV per la trasmissione della potenza elettrica e i connettori per la regolazione e la gestione dei parametri di performance delle celle e i sistemi di fissaggio per il sistema di raffreddamento/riscaldamento.

La progettazione del case esterno del pacco batterie nasce dal compromesso di diversi fattori:

- Resistenza, in quanto esso deve assorbire diverse tipologie di sollecitazione;
- Massa, dal momento che il pacco batterie rappresenta il componente più pesante con conseguenza su quella che è sia l'autonomia che la dinamica del veicolo;
- Costo;
- Sicurezza, da cui si spiega anche la presenza di un sensore di pressione e di un rilevatore di condensa.

Nel campo dei veicoli agricoli il battery housing è normalmente costituito in materiale metallico (Acciaio o alluminio a seconda della posizione occupata dall'assieme nel veicolo).

Nel campo automotive in generale, si ricorre anche all'utilizzo di materiali compositi, come fibra di carbonio (CFRP), fibra di vetro (GFRP) o kevlar, ma anche a materiali polimerici, specie per quei componenti che non devono sostenere forti carichi come il coperchio del pacco batterie.

Altre caratteristiche che deve possedere un battery case sono:

- Impermeabilità;
- Isolamento elettrico dal resto del veicolo.

Figura 9 Esempi di battery Case.

Aspetti prettamente meccanici verranno approfonditi nel capitolo 4.

Capitolo 3: Richiami teorici: Analisi FEM dinamica[5].

Il problema dinamico strutturale differisce dal problema statico per due importanti aspetti:

- La dipendenza del tempo dal problema;
- Presenza di forze di inerzia e di smorzamento del sistema.

Se la frequenza di eccitazione del carico applicato è inferiore ad 1/3 della più piccola frequenza naturale del sistema, allora gli effetti d'inerzia possono essere trascurati e il problema è detto "quasi-statico"; Se invece la frequenza di eccitazione è superiore a tale valore di soglia, le forze d'inerzia diventano importanti e rappresentano una parte significativa del carico complessivo agente sulla struttura.

Le proprietà fisiche essenziali di un sistema strutturale comprendono quindi le sue proprietà elastiche (rigidezza) descritte dalla matrice di rigidezza [K], la sua massa (o inerzia) descritte dalla matrice delle masse [M], lo smorzamento, descritto dalla matrice di smorzamento [C], e il carico esterno o sorgente esterna di eccitazione.

Le vibrazioni possono essere classificate in diversi modi:

- Vibrazioni libere e forzate;
- Vibrazioni con o senza smorzamento;
- Vibrazioni lineari o non lineari;
- Vibrazioni random.

I problemi di dinamica strutturale possono essere classificati in due categorie:

- Calcolo delle frequenze naturali di vibrazione e dei corrispondenti modi di vibrare: normalmente si chiede di confrontare le frequenze proprie del sistema con quelle del carico eccitante;
- Analisi della risposta temporale di una struttura soggetta a carichi variabili nel tempo. Dal momento che, il carico e quindi la risposta, sono funzioni del tempo, il problema non ha una singola soluzione, ma una successione di soluzioni in corrispondenza degli istanti di tempo d'interesse.

3.1: Equazioni della dinamica.

Le equazioni che governano la risposta dinamica di una struttura possono essere derivate applicando l'equazione dei lavori virtuali, a cui sono aggiunte le forze d'inerzia e di smorzamento, non considerate nel caso statico:

$$\{\delta u\}^T\{f\} + \int_A \{\delta u\}^T\{t_0\}dA + \int_V \{\delta u\}^T\{\Phi\}dV = \int_V \{\delta\varepsilon\}^T\{\sigma\}dV + \int_V \{\delta u\}^T\rho\{\ddot{u}\}dV + \int_V \{\delta u\}^T c_s\{\dot{u}\}dV \quad (3.1)$$

Con:

- $\{\delta u\}$ e $\{\delta\varepsilon\}$ rispettivamente spostamenti e deformazioni virtuali;
- $\{t_0\}$ carichi superficiali;
- $\{\Phi\}$ carichi di volume;
- $\{f\}$ carichi nodali;
- ρ densità del materiale;
- c_s parametro di smorzamento del materiale.

Sostituendo le espressioni per il campo di spostamento {u}, funzione ora anche del tempo oltre che dello spazio, e per le sue derivate:

$$\{u\} = [n]\{s\} \quad (3.2)$$

$$\{\dot{u}\} = [n]\{\dot{s}\} \quad (3.3)$$

$$\{\ddot{u}\} = [n]\{\ddot{s}\} \quad (3.4)$$

Sostituendo quest'ultime relazioni all'interno della (3.1) e introducendo l'equazione costitutiva del materiale, nel caso di deformazione e tensione iniziali nulle, si ottiene:

$$\{\delta s\}^T\{f\} + \{\delta s\}^T \int_A [n]^T\{t_0\}dA + \{\delta s\}^T \int_V [n]^T\{\Phi\}dV$$
$$= \{\delta s\}^T \int_V [b]^T[E][b]dV\{s\} + \{\delta s\}^T \int_V \rho[n]^T[n]dV\{\ddot{s}\}$$
$$+ \{\delta s\}^T \int_V c_s[n]^T[n]dV\{\dot{s}\} \quad (3.5)$$

La quale può essere così riscritta:

$$[m]\{\ddot{s}\} + [c]\{\dot{s}\} + [k]\{s\} = \{f\} + \{f_e\}_{to} + \{f_e\}_{\Phi} \quad (3.6)$$

Con [m] matrice delle masse, [c] matrice di smorzamento e [k] matrice di rigidezza:

$$[m] = \int_V \rho[n]^T[n]dV \quad (3.7)$$

$$[c] = \int_V c_s[n]^T[n]dV \quad (3.8)$$

$$[k] = \int_V [b]^T[E][b]dV \quad (3.9)$$

La matrice di massa ricavata è detta matrice congruente delle masse (consistent mass matrix). La matrice di massa congruente è così chiamata, perché si utilizza lo stesso modello di spostamento (stesse funzioni di forma) usato per derivare la matrice di rigidezza. Esiste anche la matrice a masse concentrate (lumped mass matrix), la cui formulazione è più semplice in quanto prevede elementi non nulli, solo in corrispondenza dei gradi di libertà traslazionali.

La formulazione a masse concentrate, essendo diagonale, non considera effetti dinamici di mutua influenza fra i vari gradi di libertà dell'elemento. D'altro canto, anche le matrici di massa congruenti sono approssimate, perché esse sono derivate utilizzando le funzioni di forma per gli spostamenti derivate nel caso statico ed utilizzate per risolvere il problema dinamico. Le frequenze proprie calcolate facendo ricorso alla matrice di massa congruente costituiscono un limite superiore alle frequenze naturali esatte, mentre quelle calcolate con la matrice a masse concentrate costituiscono un limite inferiore.

3.2: Matrice di smorzamento.

Lo smorzamento nelle strutture è dovuto principalmente a fenomeni di ϕisteresi e attrito negli elementi di collegamento. Questi fenomeni però, sono difficili da modellare e inserire nelle equazioni della dinamica strutturale, per cui il fenomeno dello smorzamento è generalmente approssimato dallo smorzamento viscoso, attraverso il fattore di smorzamento ξ. Uno dei modelli di smorzamento viscoso più utilizzati è lo smorzamento proporzionale o di Rayleigh. Secondo

questo modello, la matrice di smorzamento [C] è una combinazione lineare della matrice di rigidezza e della matrice di massa:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.10)$$

Dove α e β vengono definite costanti di smorzamento. La matrice di smorzamento così ottenuta è ortogonale e permette di semplificare notevolmente l'analisi in termini modali. La relazione fra α, β e il fattore di smorzamento ξ è il seguente:

$$\xi_i = \frac{1}{2}\left(\frac{\alpha}{\omega_i} + \beta\omega_i\right) \quad (3.11)$$

Lo smorzamento M-proporzionale può essere correlato all'attrito, mentre lo smorzamento K-proporzionale può essere correlato allo smorzamento interno del materiale.

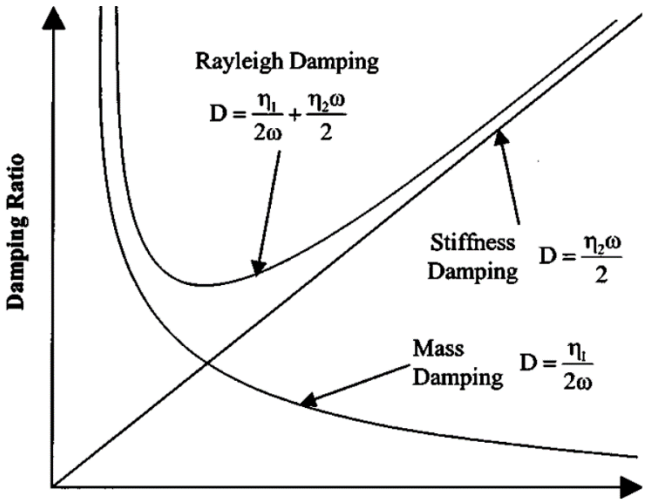

Figura 10 Rappresentazione grafica smorzamento proporzionale.

3.3: Analisi Modale.

Nell'ipotesi di struttura lineare ([K] e [M] costanti), nessuno smorzamento ([C] = 0), vibrazioni libere ({F} = 0) e ponendo {u} = {Φ}sin(ωt), si ottiene:

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\} = \{0\} \quad (3.12)$$

Ad eccezione della soluzione banale {Φ}= 0, corrispondente ad un sitema in quiete, occorre che il determinante della matrice sia nullo per avere soluzioni di {Φ} non nulle. Il problema, così proposto, si dice agli autovalori ed ammette n soluzioni, tante quanti sono i gradi di libertà del sistema, per ω^2 e n autovettori {Φ} definiti a meno di una costante. Poiché le matrici in gioco sono reali e simmetriche, gli autovalori ottenuti saranno tutti numeri reali:

$$\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i} \quad (3.13)$$

In questo modo è possibile determinare frequenze naturali e modi di vibrae del nostro sistema.

3.4: Sovrapposizione Modale.

La sovrapposizione modale è molto utilizzata nell'ambito delle analisi dinamiche. Tale tecnica può essere utilizzata sia nell'ambito dell'analisi transiente sia quando si vuole valutare la risposta in frequenza di una struttura. Il procedimento di calcolo prevede:

- Il calcolo dei modi di vibrare del sistema;
- La separazione della funzione forzante nelle sue componenti di ogni modo;
- La soluzione delle singole equazioni disaccoppiate corrispondenti ai singoli gradi di libertà;
- Il calcolo della risposta globale come somma delle singole risposte dei singoli modi agli istanti considerati.

Fra i vantaggi della sovrapposizione modale c'è la soluzione veloce, infatti basta esaminare i primi modi e quelli più vicini alla frequenza di applicazione del carico. Fra gli svantaggi si annoverano, il fatto di poter considerare solo sistemi lineari, la risoluzione dell'analisi modale prima di poter effettuare l'analisi vera e propria e la difficoltà nel considerare smorzamenti diversi da quelli percentuali o correlati alle frequenze proprie.

Se consideriamo l'equazione matriciale di riferimento per l'analisi dinamica:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (3.14)$$

Ricavati gli autovalori $[\Lambda] = \mathrm{diag}(\omega_i)$ e gli autovettori $[\Phi]$, mediante l'analisi modale, sfruttando le proprietà di ortogonalità e considerando la seguente trasformazione:

$$\{u\} = [\Phi]\{X\} \quad (3.15)$$

Con {X} che indicano gli spostamenti modali generalizzati, si ottiene:

$$\{\ddot{X}\} + [\Phi]^T[C][\Phi]\{\dot{X}\} + [\Lambda^2]\{X\} = [\Phi]^T\{F\} \quad (3.16)$$

Le equazioni risultano disaccoppiate se è possibile supporre lo smorzamento proporzionale o di Rayleigh (equazione 3.10) e quindi si avranno n equazioni disaccoppiate del tipo:

$$\ddot{x}_i + 2\omega_i\xi_i\dot{x}_i + \omega_i^2 x_i = f_i \quad (3.17)$$

$$f_i = \{\Phi_i\}^T\{F\} \quad (3.18)$$

Dove f_i rappresenta il fattore di partecipazione modale, il quale esprime una misura della risposta di una struttura ad una data frequenza naturale, ovvero, come ogni modo di vibrare contribuirà agli spostamenti (e quindi anche tensioni) in una particolare direzione.

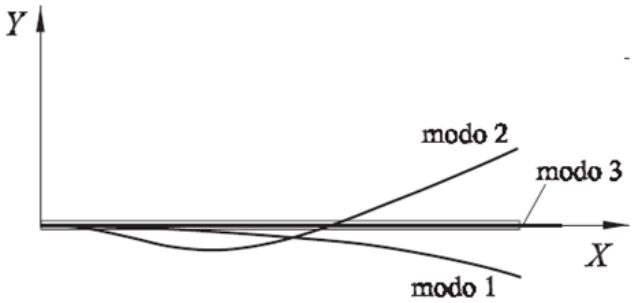

Figura 11 Esempio dei primi tre modi di vibrare di una trave.

Quando il numero di modi considerati, nell'ambito dell'analisi modale, coinvolge minimo il 90-95% della massa complessiva della struttura, allora la simulazione mediante la tecnica agli elementi finiti può definirsi adeguata per lo studio effettuato.

Capitolo 4: Caso di studio.

Nel seguente capitolo verrà esaminato, dopo una serie di considerazioni relative al comportamento vibrazionale dei pacchi batterie, il componente oggetto del suddetto lavoro di tesi. Successivamente, verrà illustrato il modello agli elementi finiti, realizzato per studiare il comportamento dinamico dell'accumulatore ed utilizzato per le simulazioni di cui si parlerà nei capitoli successivi.

4.1: Considerazioni sulle vibrazioni applicate ai pacchi batterie.

Nell'ambito delle macchine agricole, dal momento che i range di velocità veicolo sono considerevolmente bassi (normalmente la velocità massima di un trattore è di circa 40km/h) e le masse in gioco sono molto elevate per via dei cicli di lavoro che il mezzo deve sopportare, l'analisi dinamica del pacco batterie si focalizzerà sul comportamento vibrazionale a bassa frequenza. Risulta, quindi, fondamentale una corretta progettazione dinamica del pacco batterie. Infatti, la mancanza di un adeguato isolamento dalle vibrazioni provenienti dal veicolo, costituisce la principale causa di guasto dei pacchi batterie nel lungo periodo.

Mentre il veicolo è in movimento, una vibrazione continua e verticale (perpendicolare al piano stradale), a bassa frequenza, viene trasmessa al veicolo. Inoltre, la presenza di forti irregolarità sul manto stradale, quali buche, dossi o gradini producono dei carichi impulsivi che causano a loro volta delle vibrazioni verticali[6]. Pertanto, si può constatare che il pacco batteria è soggetto ad una serie di carichi dinamici che potrebbero innescare dei fenomeni di risonanza sul componente stesso. Bisogna far si che le frequenze naturali del pacco batteria non ricadano in corrispondenza dei range di frequenza di funzionamento tipici di altri sottosistemi del trattore (come, ad esempio, telaio o la trasmissione), i quali, nell'ambito della meccanica agricola possono essere considerati tra i 5 Hz e i 30 Hz. Il manifestarsi del fenomeno della risonanza potrebbe:

- Compromettere la vita delle celle a seguito di una delaminazione della struttura interna, con conseguente distacco dei vari elementi componenti la cella;
- Innescare una catena incontrollata di reazioni esotermiche, con possibilità di fuga di gas tossici, incendio o nei casi peggiori esplosione.

In letteratura sono presenti diversi report che constatano come un adeguato comportamento dinamico del pacco batterie possa essere raggiunto, progettando correttamente le strutture di moduli e dell'intero assieme, scegliendo i materiali più idonei e posizionando il componente nella posizione più appropriata. Come detto in precedenza, è opportuno cercare di alleggerire il pacco batterie il più possibile anche per ottenere benefici in termini inerziali.

Ricapitolando, in termini di progettazione dinamica, gli obiettivi sono[7]:

- Elevata resistenza meccanica;
- Massimizzare le frequenze naturali più piccole;
- Minimizzare la massa del componente.

4.2: Caso di studio.

Il pacco Batterie, oggetto del lavoro di tesi, è stato dimensionato per potersi inserire in un contesto di macchina agricole plug-in hybrid (PHEV). La tipologia di trattrice pensata per quest'applicazione è il trattore da frutteto.

Questa categoria di veicoli agricoli è stata concepita per operare in spazi stretti e angusti ed essere in grado di alimentare la presa di potenza (PTO) o trasportare merci anche con un elevato grado di pendenza del piano stradale. Le caratteristiche tipiche del trattore da frutteto possono essere così riassunte:

- Passo veicolo corto rispetto alle trattrici tradizionali, in genere inferiore ai 2 metri;
- Altezza massima del veicolo inferiore ai 2.45 metri;
- Angolo di sterzata molto elevato, circa 50°;
- Carreggiata veicolo molto ridotta, in genere compresa tra 0.9 metri e 1.6 metri.

Figura 12 Esempio di un trattore da frutteto.

Il pacco batterie, pensato per questa tipologia di trattore e questa configurazione di veicolo PHEV, è caratterizzato da una tensione nominale di 640 VDC e da una capacità di 16 kWh. Al suo interno sono contenute 200 celle agli ioni di litio (Li-Ion) in configurazione 200s1p (tutte le celle sono connesse in serie tra di loro). Le celle sono a loro volta suddivise in 8 moduli connessi in serie.

Ponendo l'attenzione sul singolo modulo (Figura 13), ciascuno di essi contiene 25 celle, in configurazione 25s1p. La forma del modulo è sostanzialmente quella di un parallelepipedo occupante un volume 233mm x 230mm x 270mm (larghezza, altezza e profondità). Tutti in moduli una volta inseriti all'interno del pacco batterie vengono collegati in serie tra di loro, in maniere da raggiungere i target di progetto prestabiliti.

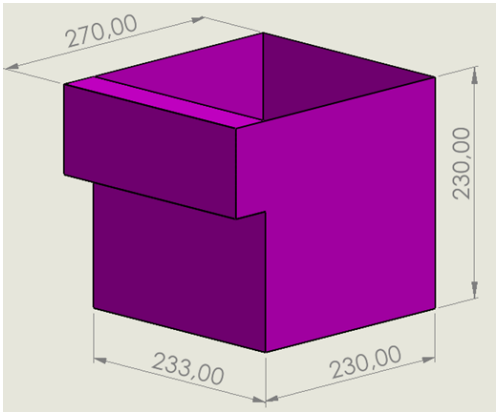

Figura 13 Rappresentazione schematica con ingombri di un modulo del pacco batterie

All'interno del pacco batterie, oltre ai moduli è presente un ulteriore componente, in cui sono contenuti tutti gli azionamenti necessari a garantire la sicurezza, il monitoraggio e la gestione delle

celle (BMS, Relè, fusibili etc.). Anche questo componente che d'ora in poi verrà chiamato con il nome di *Azionamento*, verrà schematizzato con un parallelepipedo di dimensioni 500mm x 230mm x 260mm (larghezza, altezza e profondità) come riportato nella seguente figura.

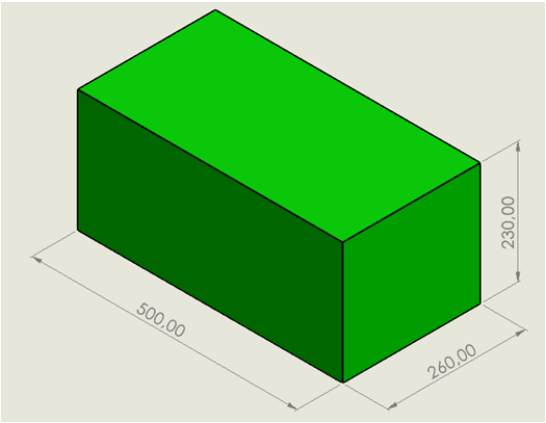

Figura 14 Rappresentazione schematica con ingombri dell'azionamento del pacco batterie.

Sia i moduli che l'azionamento vengono realizzati mediante dei lamierati metallici.

Risulta chiaro come l'utilizzo di un trattore di piccola taglia, unitamente alla presenza della componentistica elettrica di volume considerevole, ponga una prima problematica relativa al posizionamento di quest'ultima sul veicolo in questione. Dopo una serie di valutazioni, come posizione è stata scelta la zona anteriore del veicolo, in particolare la fascia di volume compresa tra il cofano motore e la cabina pilota (Figura 15). Tale scelta deriva da una serie di considerazioni quali:

- Non stravolgere gli ingombri del veicolo tradizionale, in modo da preservarne la funzionalità;
- Garantire la visibilità del guidatore;
- Raggruppare tutta la componentistica elettrica nel modo più compatto possibile.

D'altro canto, un posizionamento simile del pacco batterie potrebbe provocare dei problemi dovuto ad un baricentro piuttosto elevato rispetto ai pacchi batterie tradizionali, rendendo ancor più necessaria un'attenta progettazione dinamica.

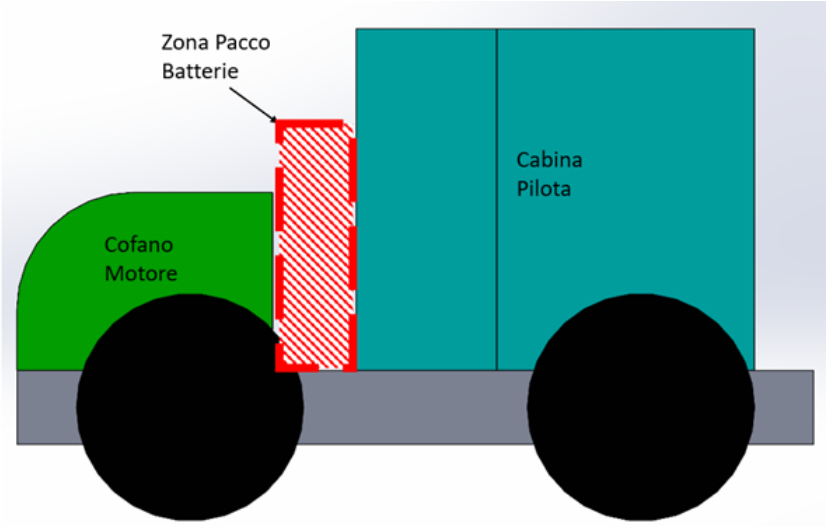

Figura 15 Posizione del Pacco batterie all'interno del veicolo.

Alla luce di queste considerazioni si spiega la forma del battery case. Anch'esso, al pari dei moduli e dell'elettronica BP, è composto da lamiere metalliche saldate tra di loro e presenta una forma a ferro di cavallo o di "U" rovescia. Al suo interno vengono poi posizionate delle lamiere di forma piana, delle mensole, in maniera tale da assicurare il posizionamento e il fissaggio dei moduli dell'elettronica del pacco batterie (Figura 16).

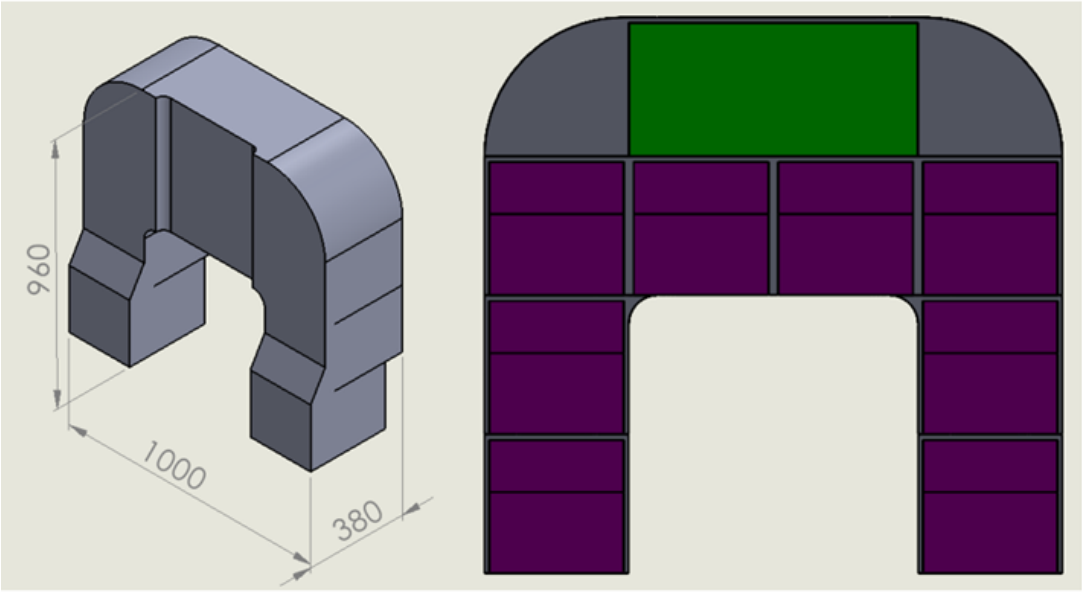

Figura 16 Struttura Battery case e ripartizione del suo volume interno.

Una volta assemblato, il pacco batterie verrà collocato nella posizione precedentemente descritta, mediante l'utilizzo di 10 supporti antivibranti (Figura 17):

- 6 supporti fissano la base del pacco batterie su opportune piastre saldate al telaio del trattore;
- I restanti 4 supporti collegano la parte posteriore del pacco batterie alla cabina.

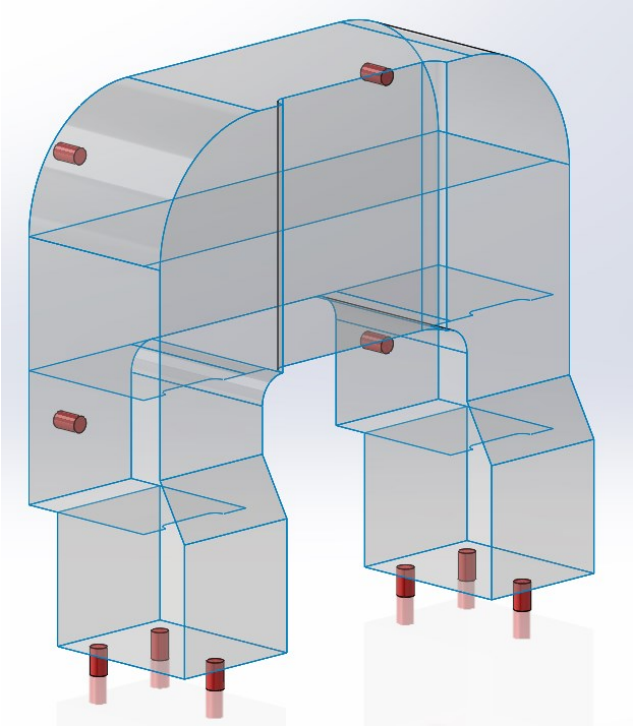

Figura 17 Posizione supporti antivibranti.

4.3: Modello FEM.

Dopo aver descritto il componente oggetto di studio, è necessario procedere con la sua modella zione per poter eseguire le simulazioni e studiarne il comportamento dinamico. La creazione del modello risulta di fondamentale importanza, in quanto influisce in maniera determinante sulla generazione della mesh e quindi sulla qualità dei risultati che ne derivano.

Come detto in precedenza, il componente consiste in un pacco batterie composto da 8 moduli ed 1 azionamento contenuti all'interno del battery case. Tutte queste strutture sono realizzate mediante lamiere metalliche opportunamente piegate e saldate fra di loro al fine di ottenere la forma desiderata.

Primo step fondamentale per la modellizzazione dell'intero sistema è la definizione della geometria. Tutti i componenti, costituenti il sistema in esame, sono stati realizzati mediante un software di progettazione CAD e successivamente importati all'interno del software di calcolo per l'analisi agli elementi finiti. Tutte le parti costituenti l'assieme sono stati realizzati facendo ricorso a funzioni di disegno per superfici, anziché utilizzare funzioni di modellazione di geometrie solide. Tale scelta è dovuta principalmente a due motivazioni:

- Trattandosi di parti in lamiera metallica, esse sono caratterizzate da uno spessore piccolo rispetto alle dimensioni nel piano medio, quindi si può ipotizzare che ciascuna lamiera sia soggetta ad uno stato di tensione piano, in quanto le componenti in direzione normale allo spessore non raggiungeranno valori significativamente diversi da zero;
- Possibilità di parametrizzare lo spessore della lamiera in maniera rapida e quindi definire il suo spessore indipendentemente dalla geometria creata.

Inoltre, ciascun sotto assieme (ad esempio un singolo modulo), non è stato disegnato come un unico componente, ma come un'unione di diverse sotto-parti, corrispondenti alle singole lamiere, in maniera tale da andare a simulare la saldatura mediante un vincolo di contatto. Infine, per concludere il lavoro di progettazione all'interno del software CAD sono state realizzate, sempre facendo ricorso al disegno per superfici, due piastre piane, corrispondenti alle appendici del telaio del trattore, sulle quali il pacco batterie è installato.

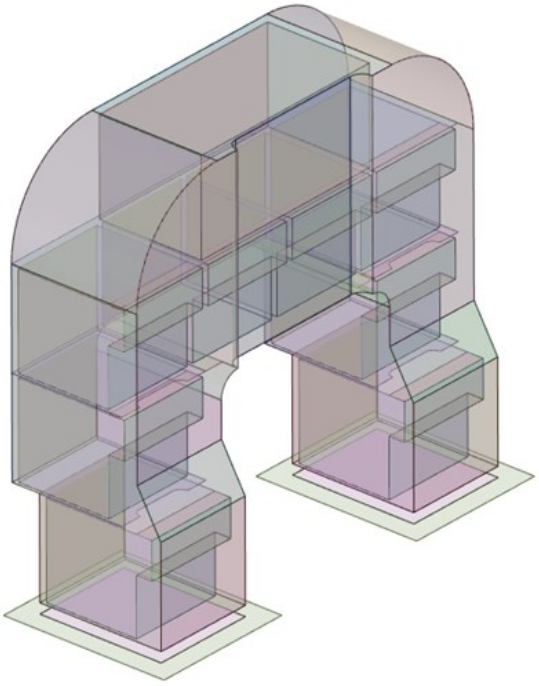

Figura 18 Modello geometrico del sistema pacco batterie.

Definita la geometria del pacco batterie (Figura 18), si è proceduto, all'interno dell'ambiente di pre-processing del software, con la definizione di una serie di funzioni e caratteristiche da applicare al sistema, in maniera tale che il comportamento della struttura risulti il più vicino possibile a quello che ci si aspetterebbe nella realtà.

Innanzitutto, sono state connesse tutte le singole lamiere che compongono ciascun sottosistema. Quest'operazione è stata eseguita mediante il comando *"contact-bonded"* (Figura 19). Tale comando vincola i nodi di bordo di ciascuna superficie, appartenente alla medesima parte, come ad esempio il battery case, ad assumere i medesimi valori di spostamento, in maniera tale da simulare la saldatura cui le lamiere saranno sottoposte nella realtà. Poiché sia i moduli che l'azionamento sono fissati all'interno del battery case mediante dei bulloni, sono stati utilizzati dei vincoli di contatto della medesima tipologia tra la base di questi e le superfici del battery case su cui essi sono posizionati, in maniera tale da simulare la condizione di fissaggio.

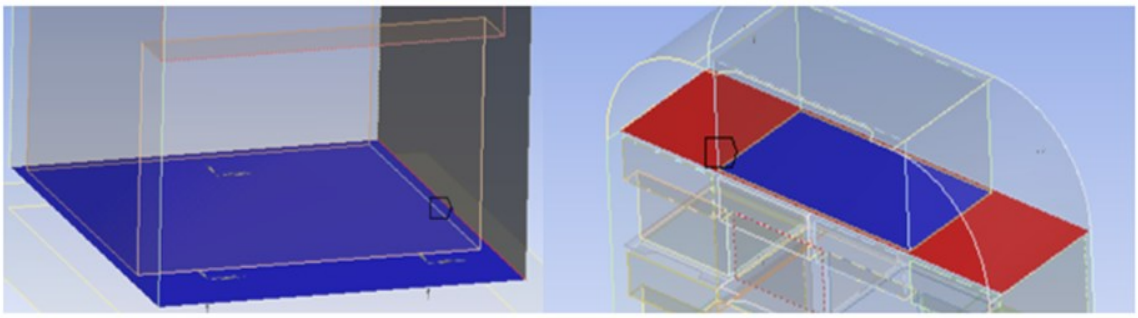

Figura 19 Esempi di applicazione del comando "Contact-Bonded".

La massa di un pacco batterie e le proprietà inerziali da esso possedute non sono trascurabili. La massa di ciascun modulo, così come quella dell'azionamento è di circa 30 kg. Per rappresentare tale condizione, sulla base di ciascun modulo e dell'azionamento, sono state applicate delle masse distribuite pari a 30kg. In questo modo si riesce ad avere una buona approssimazione del comportamento inerziale del sistema senza appesantire eccessivamente il processo di calcolo computazionale richiesto dall'attività di analisi.

Ultimo step, prima di concentrarsi sulla discretizzazione del componente, è quello relativo alla modellazione del supporto antivibrante. Il supporto antivibrante (Figura 20) è un dispositivo di fissaggio costituito principalmente in materiale elastomerico e acciaio (basi e filettatura), il cui compito è quello di smorzare e ridurre le vibrazioni trasmesse ad un corpo. Le proprietà di elasticità e incomprimibilità della gomma sono la fonte del potere isolante del supporto. Il supporto antivibrante è allo stesso momento sia un elemento di fissaggio, che un supporto elastico. Esso è caratterizzato sia da una rigidezza longitudinale (ovvero lungo l'asse del supporto stesso), sia da una rigidezza a taglio (ortogonale all'asse del supporto antivibrante). Per rappresentare tale elemento all'interno dell'ambiente di preprocessing del software agli elementi finiti sono stati utilizzati 3 elementi molla disposti ortogonalmente tra di loro. Tali molle sono caratterizzate da un valore di rigidezza K e da un eventuale coefficiente di smorzamento C.

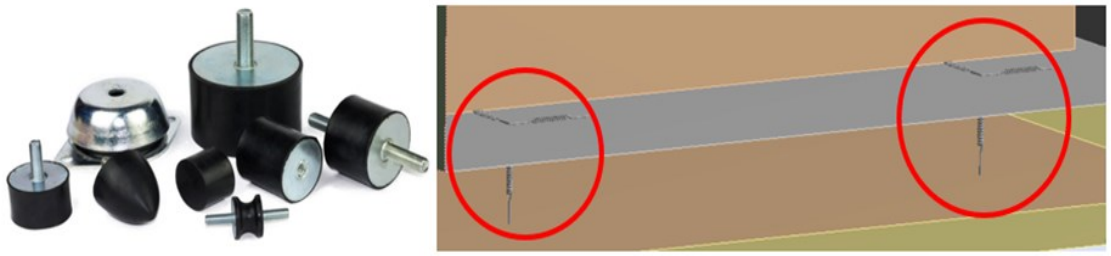

Figura 20 Tipologie di supporti antivibranti e loro modellazione agli elementi finiti.

La tipologia di elemento molla utilizzato all'interno del solutore è il *COMBIN14*. Questa tipologia di elemento simula il comportamento di un sistema molla-smorzatore viscoso uniassiale (da cui si spiega la simulazione del supporto antivibrante mediante 3 elementi molla ortogonali fra di loro) a due nodi ciascuno dei quali presenta 3 gradi di libertà traslazionali, ovvero secondo le direzioni x, y e z.

Con la definizione del supporto antivibrante, si può ritenere conclusa la preparazione del modello geometrico.

Prima dell'esecuzione delle simulazioni, resta da definire la mesh del sistema in esame.

Primo step fondamentale per la definizione della mesh consiste nella scelta della tipologia dell'elemento da utilizzare per la discretizzazione del pacco batterie. L'elemento selezionato per la meshatura del componente è lo *SHELL281* (Figura 21). Esso è un elemento di tipo piastra a 8 nodi, quindi caratterizzato da funzioni di forma di ordine superiore) a 6 gradi di libertà per ciascun nodo (3 gdl traslazionali e 3 gdl rotazionali).

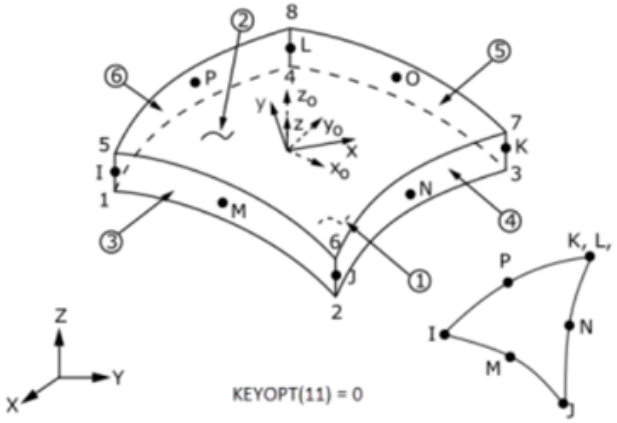

Figura 21 Elemento SHELL281.

Questa tipologia di elemento risulta la più adatta per la discretizzazione del componente. Infatti, la struttura, essendo composta in lamiera metallica, è caratterizzata da uno spessore piccolo rispetto alle altre due dimensioni. In questo modo, inoltre, è possibile raggiungere un livello di parametrizzazione del modello superiore dal momento che lo spessore delle singole lamiere viene definito mediante l'apposita *Real Constant* presente all'interno dell'elemento SHELL281, evitando così di modificare continuamente la geometria della struttura mediante software CAD o all'interno dell'ambiente di disegno del software agli elementi finiti.

Successivamente è stata scelta la "Size function" da assegnare alla mesh. Tale parametro è importante perché consente di ottimizzare la fase di discretizzazione della mesh, in maniera tale da ridurre le distorsioni della mesh stessa. Come size function è stata scelta quella tipo Curvature, la quale cerca di adattare la mesh in funzione della geometria del componente, tenendo conto quindi di quelle che sono le discontinuità geometriche della struttura (ad esempio presenza di raggi di raccordo, cambi di sezione etc.), senza superare la dimensione massima ammissibile dell'elemento, quest'ultima definita dall'utilizzatore del software.

Per determinare la dimensione dell'elemento, adatta a descrivere correttamente il comportamento della struttura, è stata eseguita un'analisi di convergenza sia sulle frequenze naturali, sia sugli spostamenti, sia sulla tensione massima cui è soggetto il sistema.

A tal proposito, si ritiene necessario definire una simulazione di prova a cui sottoporre il modello.

Tale simulazione test consta di due fasi:

- Analisi modale per la valutazione delle frequenze naturali;
- Analisi transiente per la valutazione di tensioni e spostamenti.

Per quanto riguarda l'analisi modale, verranno valutati i primi 7 modi di vibrare. Questi costituiscono il numero minimo di modi tali per cui il comportamento della struttura può definirsi attendibile poiché viene coinvolto che coinvolge almeno il 90-95 % della massa totale della struttura.

L'analisi transiente risulta articolata nel seguente modo:

- 1° step: rampa di salita del carico da 0 a 15kN in 0,05s;
- 2° step: applicazione di due carichi impulsivi di 15 kN ciascuno in direzione verticale, applicato su ciascuna delle piastre di supporto del pacco batterie della durata di 0,2s;
- 3° step: rampa di discesa del carico da 15kN a 0kN in 0,05s;
- 4° step: valutazione della risposta libera del sistema della durata di 0,5;
- Passo di integrazione temporale pari a 0,005s.

Ponendo l'attenzione sui vincoli, è stato posto un vincolo di incastro sul bordo interno delle piastre di supporto del telaio per entrambe le tipologie di simulazione.

Gli altri dati inerenti alla simulazione di test sono riassunti nella seguente tabella:

Dati	**Valore**
Spessore lamiera struttura	4 mm
Spessore lamiera moduli	2,5 mm
Spessore piastre telaio	5 mm
Rigidezza longitudinale supporto antivibrante	1000 N/mm
Rigidezza a taglio supporto antivibrante	500 N/mm
Fattore di smorzamento struttra e moduli	3%

Tabella 1 Parametri simulazione test.

Si vuole valutare il comportamento della struttura anche al variare del materiale. Si distinguono 3 macro-casi:

- Caso 1: struttura, moduli e azionamento in acciaio;
- Caso 2: struttura in acciaio, moduli e azionamento in alluminio;
- Caso 3: struttura, moduli e azionamento in alluminio.

Per cui sarà necessario fare tre simulazioni di convergenza per ognuna delle casistiche sopraelencate.

La valutazione del parametro di mesh avverrà attraverso una valutazione dell'accuratezza numerica dei risultati della simulazione test al variare della dimensione dell'elemento. Definita una percentuale di errore sul risultato E pari al 5%, la dimensione dell'elemento scelta sarà quella che rispetterà la seguente relazione:

$$Errore\ \% = 100 \cdot \frac{\Phi_{i+1} - \Phi_i}{\Phi_i} < E \quad (4.1)$$

Con Φ che corrisponde ad una tensione, spostamento o frequenza naturale a seconda del parametro di cui si vuole valutare la convergenza.

Durante le simulazioni di prova si varierà la dimensione massima dell'elemento consentita, cominciando da una dimensione 100 mm (corrispondente ad un decimo della dimensione di

riferimento di tutta la struttura) e andando a decrescere tale valore fino a quando non viene rispettata la relazione (4.1).

I risultati dell'analisi di convergenza su tensioni, spostamenti e frequenze naturali, per ognuno dei 3 casi di studio, sono riassunti nella seguente tabella:

Caso1						
Element size [mm]	**σmax [MPa]**	**Err. %**	**Vmax [mm]**	**Err. %**	**1°frequenza naturale [Hz]**	**Err. %**
100	77,59		7,67		14,368	
80	89,85	15,80%	8,05	4,95%	14,361	0,05%
70	96,45	7,35%	7,96	1,12%	14,345	0,11%
60	111,11	15,20%	8,26	3,77%	14,323	0,15%
50	125,90	13,31%	8,13	1,57%	14,325	0,01%
40	127,39	1,18%	7,95	2,21%	14,539	1,49%
30	131,50	3,23%	8,05	1,26%	14,517	0,15%
Caso2						
Element size [mm]	**σmax [MPa]**	**Err. %**	**Vmax [mm]**	**Err. %**	**1°frequenza naturale [Hz]**	**Err. %**
100	61,97		7,45		15,151	
80	67,942	9,64%	7,51	0,81%	15,14	0,07%
70	74,102	9,07%	7,73	2,93%	15,122	0,12%
60	82,761	11,69%	7,83	1,29%	15,103	0,13%
50	95,347	15,21%	7,83	0,00%	15,106	0,02%
40	92,765	2,71%	7,6	2,94%	15,228	0,81%
30	96,85	4,40%	7,8	2,63%	15,208	0,13%
Caso3						
Element size [mm]	**σmax [MPa]**	**Err. %**	**Vmax [mm]**	**Err. %**	**1°frequenza naturale [Hz]**	**Err. %**
100	54,84		8,29		16,338	
80	68,762	25,39%	9,62	16,04%	15,251	6,65%
70	60	12,74%	8,86	7,90%	15,651	2,62%
60	78,219	30,37%	9,84	11,06%	15,331	2,04%
50	88,186	12,74%	9,61	2,34%	15,519	1,23%
40	86,62	1,78%	9,38	2,39%	15,609	0,58%
30	82,646	4,59%	9,47	0,96%	15,617	0,05%

Tabella 2 Risultati Analisi di convergenza.

Analizzando i risultati dell'analisi di convergenza si evince immediatamente come per una corretta valutazione di frequenze e spostamenti sia necessario un numero di elementi di gran lunga minore (e quindi una dimensione dell'elemento maggiore) rispetto a quello necessario per la convergenza delle tensioni. Ciò è assolutamente normale, dal momento che spostamenti e frequenze sono dei fenomeni globali della struttura, mentre la valutazione della tensione massima in un punto è un fenomeno localizzato per cui anche una minima differenza nella discretizzazione del componente produce un valore diverso sul valore di tensione finale.

Al fine di una migliore lettura dei risultati, si riportano gli andamenti dell'analisi di convergenza sui tre parametri scelti per ciascuno dei casi in esame (Figure 22 e 23).

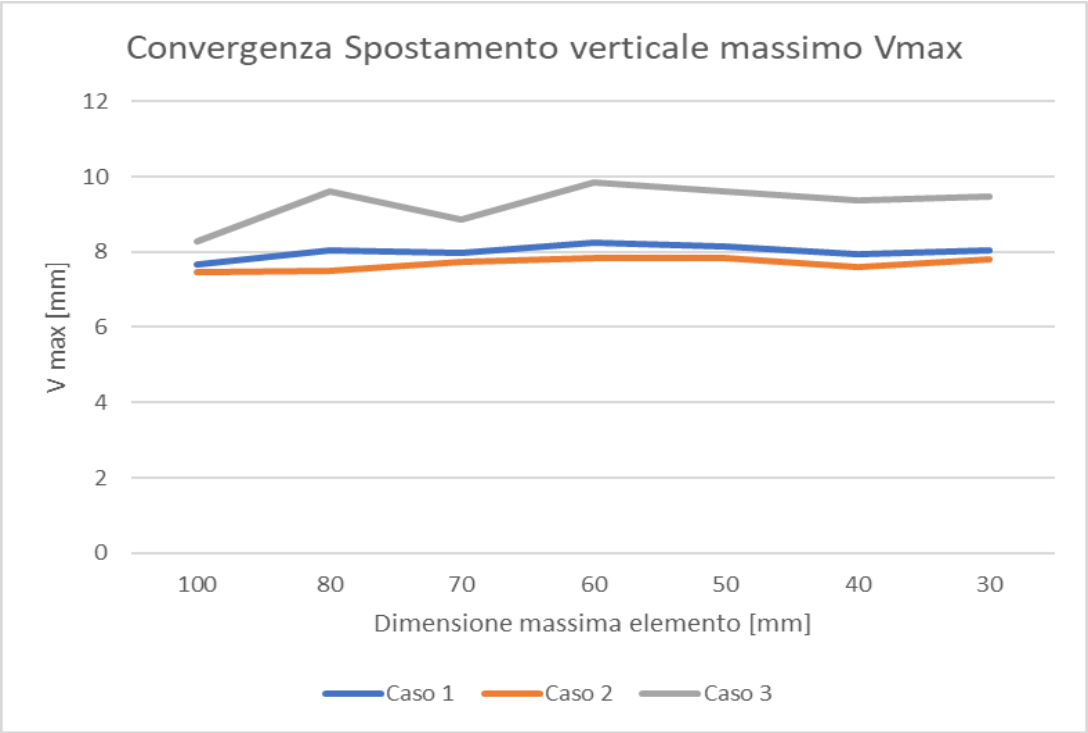

Figura 22 Risultati analisi convergenza spostamento verticale.

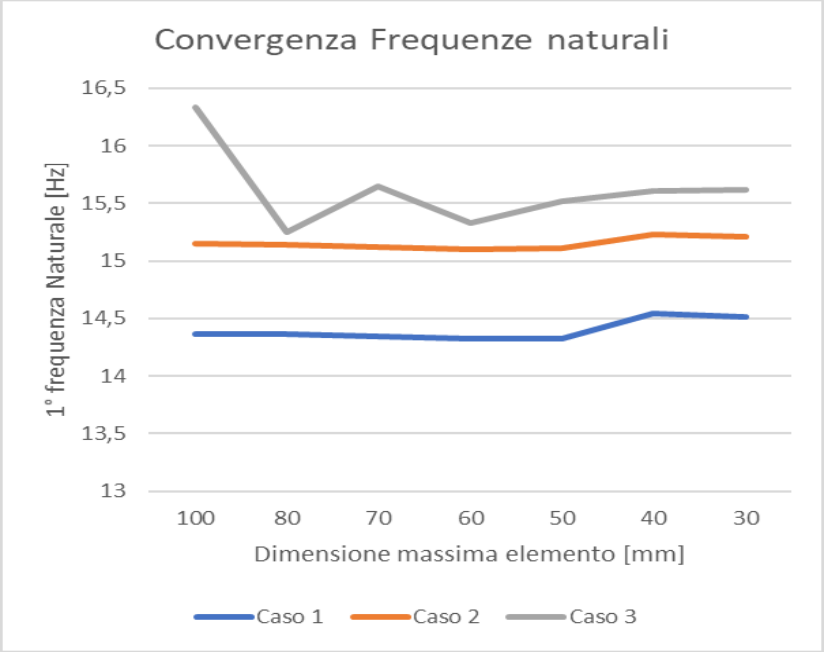

Figura 23 Risultati analisi convergenza prima frequenza naturale.

Osservando le figure 22 e 23, risulta chiaro come sia nel Caso 1 che nel caso 2, potrebbe essere sufficiente anche una dimensione dell'elemento di 100mm per effettuare un'analisi su spostamenti e modi di vibrare del sistema, mentre per il caso 3 è necessaria una dimensione inferiore o uguale a 50mm. Tale differenza è imputabile ad una profonda differenza dei valori nella matrice di rigidezza e di massa tra il caso 3 e le casistiche restanti. Inoltre, osservando le curve del caso 3 si può apprezzare una caratteristica tipica dell'elemento shell: la curva di convergenza anziché presentare carattere asintotico, presenta un andamento oscillante.

Si consideri ora l'andamento delle curve di convergenza dei 3 casi rispetto alla tensione massima registrata in un punto della struttura (Figura 24) durante le simulazioni di prova:

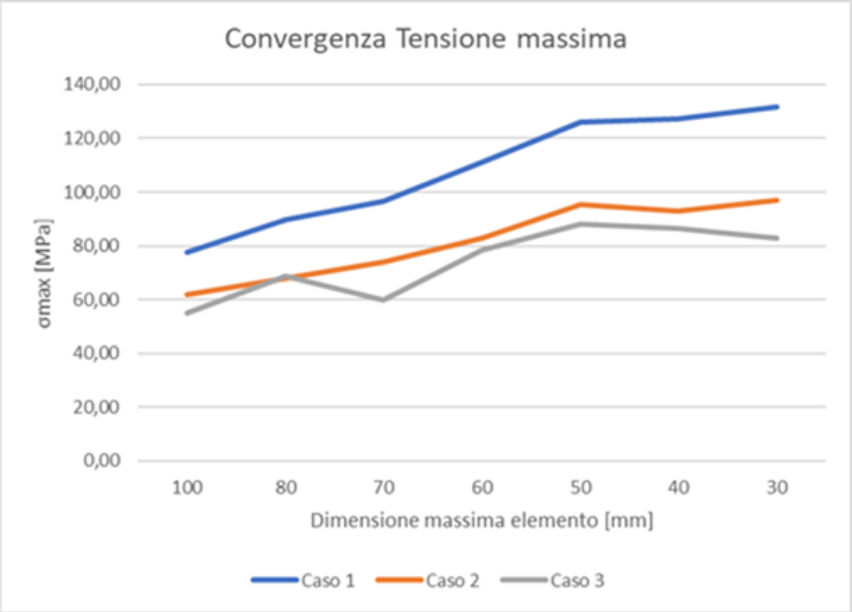

Figura 24 Risultati analisi tensione massima tensione.

Come detto in precedenza, dal momento che si sta valutando un fenomeno localizzato, per ottenere convergenza, è necessario che la dimensione massima dell'elemento sia inferiore a quella riscontrata per l'analisi di tensioni e spostamenti. In questo caso tale valore si assesta tra i 40mm e i 30mm. Per queste ragioni come dimensioni di riferimento dell'elemento shell da utilizzare è stata selezionata 30mm. La mesh che ne risulta, è molto uniforme con poche distorsioni reticolari in prossimità dei raccordi e cambiamenti di sezione. Per evitare delle profonde deformazioni della mesh, è stata ammessa la presenza, ove necessario, di elementi triangolari, anziché quadrangolari, i quali non sono adatti per analisi di tipo strutturale poiché sono elementi a deformazione costante. Tuttavia, la loro presenza non provoca variazioni sul risultato finale (Figura 25).

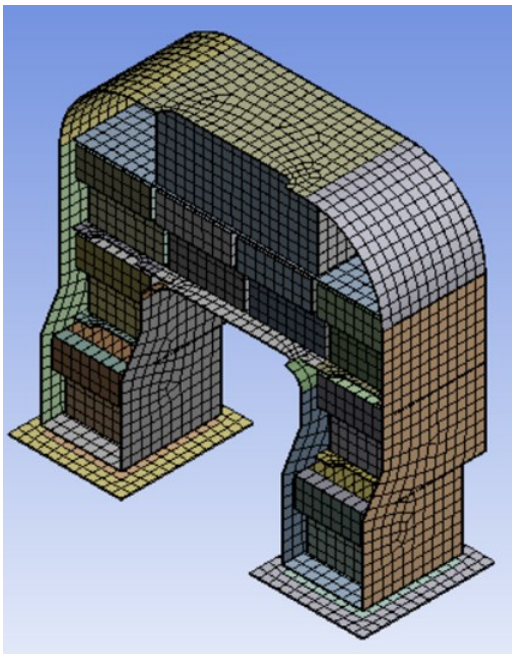

Figura 25 Mesh Pacco batterie.

In definitiva, alla luce di questi risultai l'analisi sui tre singoli casi sarà composta così come indicato in tabella:

Caso	Tipologia elemento	n° elementi	n° nodi
1	SHELL281	8078	28037
2	SHELL281	8078	28037
3	SHELL281	8078	28037

Tabella 3 N° di elementi e nodi del sistema in esame per ciascun macro-caso.

Con la realizzazione della mesh, si può definire conclusa la fase di preparazione del modello agli elementi finiti, fondamentale per il buon esito delle simulazioni.

Capitolo 5: Analisi frequenze naturali e prove di sovraccarico.

Ultimata la preparazione e la definizione del modello agli elementi finiti, si procede con la simulazione del comportamento dinamico del pacco batterie. Le prime prove per valutare il comportamento dinamico del pacco batterie consistono in:

- Analisi delle frequenze naturali del sistema;
- Analisi o prova di sovraccarico.

Quest'ultima tipologia di analisi si articola a sua volta in due parti:

- Applicazione sul componente di una forza di carattere impulsivo;
- Osservazione della risposta libera del sistema.

L'analisi delle frequenze naturali è importante in quanto si vuole evitare il fenomeno della risonanza. Come già citato nel capitolo 3, nell'ambito delle macchine agricole ci si focalizza sul comportamento dinamico strutturale a bassa frequenza. Normalmente, è sufficiente che le frequenze naturali più basse relative al pacco batterie siano superiori ai 30 Hz, evitando così di ricadere nelle zone di frequenza di lavoro degli altri sottosistemi del veicolo. In questo modo si riesce a scongiurare il fenomeno della risonanza. È altresì importante, durante la fase di progettazione dinamica eseguire una simulazione di sovraccarico, perché, durante la marcia del veicolo, potrebbe capitare che la trattrice debba superare un ostacolo o un dosso di pendenza elevata con moderate velocità. Di conseguenza, sul telaio del mezzo agricolo, verrà trasmessa una forza di natura impulsiva, la quale a sua volta verrà trasmessa al pacco batterie.

All'interno di questo capitolo, dopo un dimensionamento statico di tre diversi modelli di supporto antivibrante, si procederà con l'analisi delle frequenze naturali e la prova di sovraccarico per ciascuna delle combinazioni di materiali viste in precedenza due punte:

- Caso 1: struttura, moduli e azionamento in acciaio;
- Caso 2: struttura in acciaio, moduli e azionamento in alluminio;
- Caso 3: struttura, moduli e azionamento in alluminio.

Successivamente si procederà con l'analisi dei risultati, il cui obiettivo è quello di determinare la miglior combinazione supporto antivibrante – materiali pacco batterie utilizzati.

Per raggiungere tale obiettivo, si farà riferimento alla medesima tipologia di simulazione utilizzata per l'analisi di convergenza della mesh del modello. Tale simulazione test consta di due fasi:

- Analisi modale per la valutazione delle frequenze naturali;
- Analisi transiente per la valutazione di tensioni e spostamenti.

Per quanto riguarda l'analisi modale, verranno valutati i primi 7 modi di vibrare. Questi costituiscono il numero minimo di modi tali per cui il comportamento della struttura può definirsi attendibile poiché viene coinvolto che coinvolge almeno il 90-95 % della massa totale della struttura.

L'analisi transiente risulta articolata nel seguente modo:

- 1° step: rampa di salita del carico da 0 a 15kN in 0,05s;
- 2° step: applicazione di due carichi impulsivi di 15 kN ciascuno in direzione verticale, applicato su ciascuna delle piastre di supporto del pacco batterie della durata di 0,2s;
- 3° step: rampa di discesa del carico da 15kN a 0kN in 0,05s;
- 4° step: valutazione della risposta libera del sistema della durata di 0,5;

- Passo di integrazione temporale pari a 0,005s.

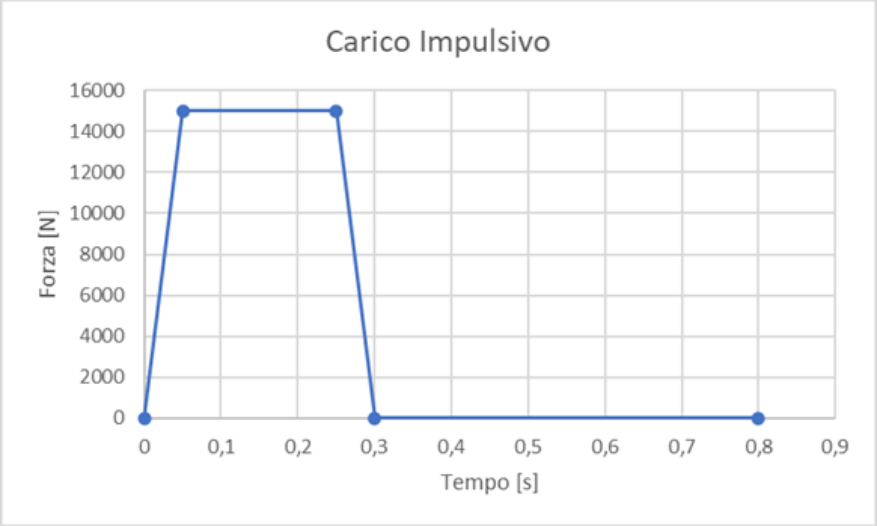

Figura 26 Andamento Temporale del carico impulsivo.

Ponendo l'attenzione sui vincoli (Figura 27), è stato posto un vincolo di incastro sul bordo interno delle piastre di supporto del telaio per entrambe le tipologie di simulazione.

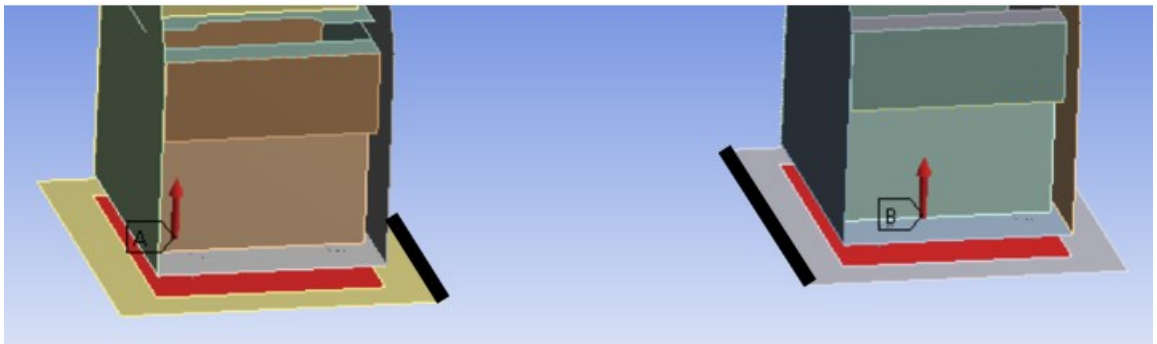

Figura 27 Punti di applicazione della forza (in rosso) e dei vincoli (in nero).

I dati inerenti agli spessori della struttura e dei moduli del pacco batterie sono riassunti nella seguente tabella:

Dati	Valore
Spessore lamiera struttura	4 mm
Spessore lamiera moduli	2,5 mm
Spessore piastre telaio	5 mm
Fattore di smorzamento struttura e moduli	3%

Tabella 4 Dati geometrici del sistema per analisi di sovraccarico.

Gli obiettivi che si intendono ottenere dall'esecuzione di queste simulazioni è che almeno una o più combinazioni supporto antivibranti – materiali del pacco batterie presentino:

- Frequenze naturali > 20 Hz;
- Tensione massima sulla struttura e sui moduli inferiore al limite elastico dei materiali utilizzati e con un coefficiente di sicurezza pari a 3;
- Assenza di contatti e interferenze tra i moduli e la struttura esterna del pacco batterie;

- Spostamento Verticale V (direzione y – normale alle piastre di supporto del telaio) massimo consentito pari a 5 mm;
- Oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento inferiore ad 1 mm in valore assoluto.

In merito agli obiettivi prefissati occorre fare alcune precisazioni:

- Il limite inferiore delle frequenze naturali è stato fissato a 20 Hz anziché a 30, in quanto uno dei metodi più efficaci per rendere il pacco batterie più rigido, consiste nell'irrigidimento delle piastre del telaio, sulle quali il pacco batterie viene fissato, il quale tuttavia non è oggetto di studio del suddetto lavoro di tesi. Per semplicità e anche per porsi in una logica di progettazione secondo il criterio del worst case, la parte relativa al telaio del trattore, è rappresentata mediante una semplice piastra piana;
- La verifica dell'ampiezza dell'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento è nata in seguito alle osservazioni del comportamento dinamico della struttura in esame, durante la validazione del modello agli elementi finiti;
- Tutte le prove eseguito non terranno conto del coefficiente di smorzamento del supporto antivibrante. Tale scelta viene così spiegata:
    - Difficoltà ed estrema complessità della modellazione dello smorzamento del supporto antivibrante (materiale elastomerico, comportamento non lineare, mancanza di una teoria solida a riguardo);
    - Ottimizzazione del processo di calcolo;
    - La presa in considerazione della sola rigidezza rientra in una logica di progettazione secondo il principio del worst case.

5.1: Dimensionamento statico supporti antivibranti.

Il supporto antivibrante svolge durante il suo impiego essenzialmente due funzioni:

- Collegamento/fissaggio del pacco batterie al telaio del trattore;
- Filtro per le vibrazioni, grazie alle proprietà smorzanti delle componenti elastomeriche che lo compongono.

Per il pacco batterie in esame sono stati selezionati 3 diversi supporti antivibranti. Ognuno di essi è del modello DVA.1 (Figura 28), ossia a doppio prigioniero filettato.

Figura 28 Esempio di supporto antivibrante DVA.1.

Le caratteristiche principali di un supporto antivibrante sono:

- Il valore della filettatura metrica;
- La rigidezza longitudinale;

- La deformazione massima consentita.

Nella seguente tabella sono riassunti i dati relativi ai supporti antivibranti pensati per il pacco batterie:

Filettatura metrica	Rigidezza [N/mm]	Deformazione massima [mm]	Lunghezza supporto [mm]
M12	1500	5	25
M12	2200	4	25
M12	3300	3	25

Tabella 5 Dati nominali supporti antivibranti.

Prima di valutare il comportamento dinamico dei supporti è necessario effettuare un dimensionamento statico. In particolare, occorre verificare che il carico statico agente sul supporto antivibrante sia inferiore al massimo valore di carico statico ammissibile. Inoltre, per questioni di sicurezza, è stato fissato un coefficiente di sicurezza pari a 3.

Il carico statico agente su un singolo supporto antivibrante è pari a circa 740 N. Il massimo carico statico ottenibile può essere calcolato mediante la seguente relazione:

$$F_{smax}: K \cdot x \quad (5.1)$$

Dove:

- F_{smax} corrisponde al massimo carico statico ammissibile dal supporto antivibrante espressa in N;
- K corrisponde alla rigidezza a catalogo del supporto espressa in N al mm;
- x corrisponde alla massima deflessione ammissibile ed è espressa in mm.

Il coefficiente di sicurezza invece è dato dal rapporto tra il carico statico massimo ammissibile e il carico statico effettivo agente sul supporto antivibrante.

I risultati relativi al dimensionamento statico dei supporti antivibranti sono riassumibili nella seguente tabella:

Rigidezza [N/mm]	Deformazione massima [mm]	Carico effettivo [N]	Carico Ammissibile [N]	Coefficiente di sicurezza
1500	5	740	7500	10.2
2200	4	740	8800	12
3300	3	740	9900	13.5

Tabella 6 Risultato dimensionamento statico supporti antivibranti.

Come è possibile osservare dalla tabella, tutti i supporti antivibranti selezionati soddisfano ampiamente i requisiti di progettazione statica richiesti.

5.2: Analisi risultati Caso 1.

Il caso 1 presenta sia la struttura del battery case, sia quella relativa ai moduli e all'azionamento in acciaio. In particolare, come materiale è stato scelto l'acciaio S235jr, caratterizzato da un carico di snervamento pari a 235 MPa. Le ragioni che motivano l'utilizzo di tale materiale sono le seguenti:

- Acciaio strutturale di buona qualità;
- Elevata lavorabilità e saldabilità;
- Tipologia di materiale ampiamente disponibile sul mercato;
- Basso Costo.

La massa complessiva del sistema che ne risulta è di circa 448 kg.

La seguente tabella riporta i risultati dell'analisi modale applicata al Caso 1 per le diverse tipologie di supporto antivibrante, elencati nel paragrafo precedente. Ciascuna sotto-classe di supporto antivibrante viene riconosciuta mediante il valore di rigidezza nominale posseduta e fornita a catalogo.

modo di vibrare	K=1500 N/mm		K=2200 N/mm		K=3300 N/mm	
	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale
1	16,898	1	19,44	1	22,068	1
2	17,466	0,000172	20,852	0,000049	25,233	0,000013
3	23,76	0,114399	26,894	0,332848	28,602	0,662837
4	26,484	0,000038	29,588	0,076103	35,755	0,000981
5	27,04	0,172539	31,723	0,000005	38,476	0,000005
6	30,067	0,000028	36,177	0,000037	44,051	0,000041
7	35,446	0,023085	42,341	0,040226	51,372	0,056964

Tabella 7 Risultati analisi modale Caso 1.

Per un più facile ed immediato confronto, risulta utile anche il seguente grafico:

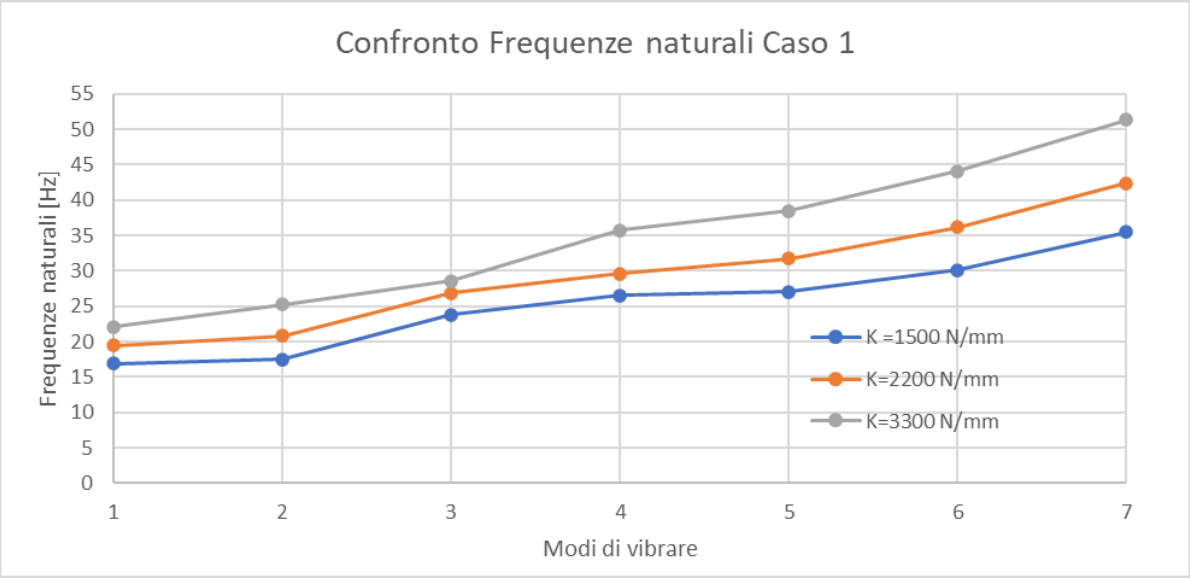

Figura 29 Confronto frequenze naturali Caso 1.

Si nota immediatamente che, incrementando il valore di rigidezza del supporto antivibrante considerato, si aumentano i valori delle frequenze naturali del sistema. Questo risulta ovvio dal momento che a parità di ogni altra condizione, un sistema più rigido, presenta frequenze naturali più elevate, le quali sono proporzionali alla rigidezza e inversamente proporzionali alla massa.

Ponendo l'attenzione sui target di progetto prefissati per questa tipologia di simulazione, si osserva come solo nel caso in cui si faccia ricorso ai supporti antivibranti più rigidi (K= 3300 N/mm) la prova può considerarsi superata.

Osservando maggiormente nel dettaglio, i singoli modi di vibrare, quelli con il fattore di partecipazione più elevato in direzione verticale, sono quello che descrive l'oscillazione verticale complessiva della struttura (Figura 30a) e quello che descrive il moto oscillatorio dell'azionamento e della relativa piastra di supporto su cui è posizionato (Figura 30b).

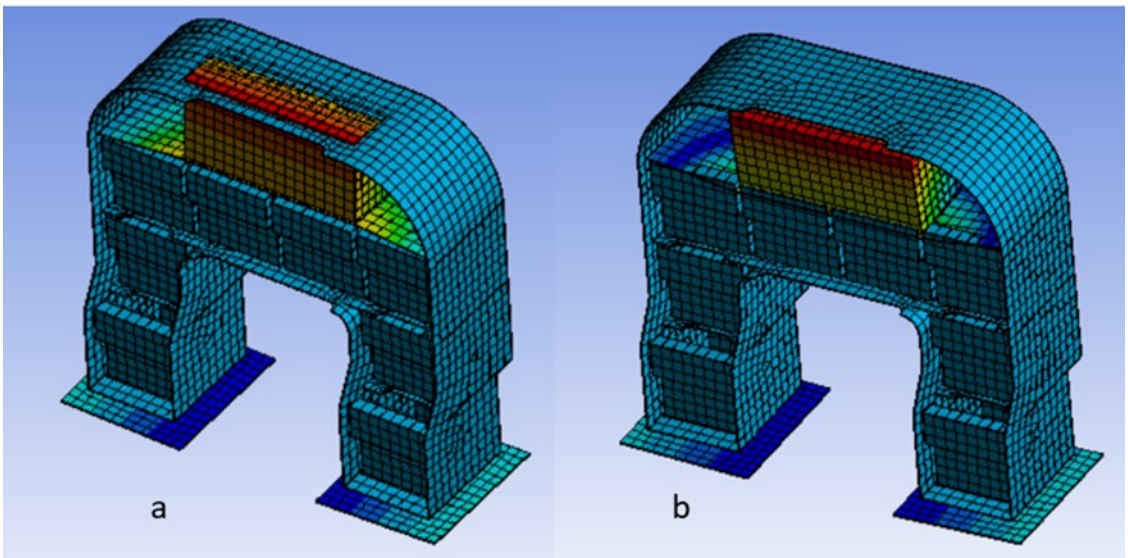

Figura 30 Caso 1, K=3300N/mm: a) 1° modo di vibrare, b) 3°modo di vibrare.

Si può inoltre constatare che nel caso in cui si faccia ricorso al supporto antivibrante meno rigido (K= 1500 N/mm), tali modi di vibrare risultano essere il 1° e il 5°. Nei due restanti sotto-casi, tali modi di vibrare sono il 1° e il 3°. Questo sta ad indicare una minore incidenza del supporto antivibrante sull'oscillazione dell'azionamento e della relativa piastra di supporto, rispetto agli altri modi di vibrare presi in considerazione per tale simulazione.

Dopo aver analizzato gli esiti dell'analisi modale, si analizzeranno i risultati della prova di sovraccarico. Nella seguente tabella vengono riportati i risultati della prova di sovraccarico in termini di tensione massima registrata. La tensione riportata è calcolata con il criterio di Von Mises.

Rigidezza antivibrante	**σ_struttura [MPa]**	**σ_moduli [MPa]**	**σ_azionamento [MPa]**	**CS struttura**	**CS moduli e azionamento**
1500 N/mm	80,88	28,99	28,91	2,91	8,13
2200 N/mm	85,34	27,88	31,24	2,42	7,52
3300 N/mm	89,88	29,33	29,027	2,61	8,01

Tabella 8 Risultati tensioni prova sovraccarico Caso 1.

Come si evince dalla tabella 8 in nessuno dei 3 sotto casi si raggiunge un coefficiente di sicurezza sulla struttura del battery case pari a 3. Invece sui moduli e sull'azionamento lo stato tensionale è molto piccolo, il che si traduce in coefficienti di sicurezza molto elevati, segno che quasi tutto l'impulso viene assorbito dal battery case. Quest'ultimo risultato è da ritenersi positivo. In tutti e 3

i sotto-casi la struttura presenta un basso valore tensionale complessivo (tensione media inferiore a 5 MPa per tutta la durata della simulazione). Le zone maggiormente sollecitate sono:

- La zona dei raccordi interni e della relativa piastra congingente (figura 31 a), durante la fase di applicazione dell'impulso;
- La piastra di supporto dell'azionamento, durante la fase di risposta libera del sistema, punto in cui si registra il valore di tensione più elevato (figura 31 b).

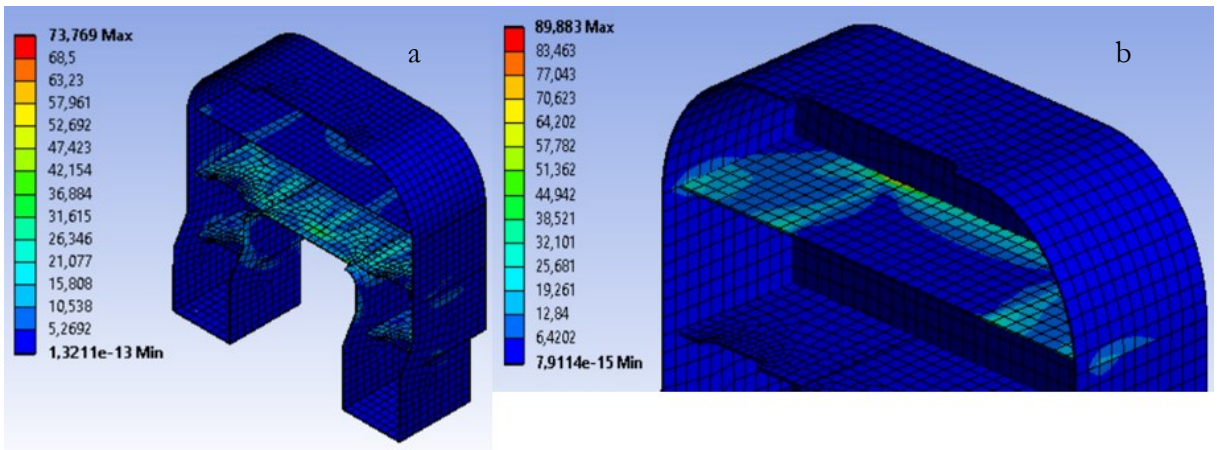

Figura 31 Distribuzione tensioni Caso 1 con K=3300N/mm.

Ponendo l'attenzione ai risultati della prova di sovraccarico in termini di spostamento massimo verticale, i risultati ottenuti sono stati i seguenti:

Rigidezza antivibrante	V_struttura	V_moduli	V_azionamento	Contatto
1500 N/mm	5,84	5,45	5,79	no
2200 N/mm	4,17	3,82	4,12	no
3300 N/mm	3,2	2,87	3,16	no

Tabella 9 Risultati spostamento massimo verticale prova sovraccarico Caso 1.

Ad eccezione del caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante utilizzato sia pari a 1500 N/mm, vengono centrati gli obiettivi di progetto prefissati. In particolare, la situazione migliora all'aumentare della rigidezza. Tale risultato era prevedibile, dal momento che a parità di carico applicato, se il sistema è caratterizzato da un valore di rigidezza superiore, si verificherà uno spostamento inferiore.

In nessun caso si manifestano contatti o interferenze tra battery case, moduli e azionamento.

Ultimo, ma non meno importante, target di progetto da analizzato è quello relativo all'ampiezza dell'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. L'ampiezza di oscillazione, presi due nodi sulla piastra di supporto, 1 di estremità e 1 centrale (figura 31), è stata valutata nel seguente modo:

$$Ampiezza = v_{nodo_{centrale}} - v_{nodo_{laterale}} \quad (5.2)$$

Dove:

- Ampiezza: è l'ampiezza di oscillazione espressa in millimetri;
- $V_{nodocentrale}$: è lo spostamento verticale del nodo centrale (fig.32);
- $V_{nodolaterale}$: è lo spostamento verticale del nodo laterale (fig.32).

In questo modo, si tiene conto esclusivamente della componente oscillatoria, depurandola dal contributo di traslazione rigida.

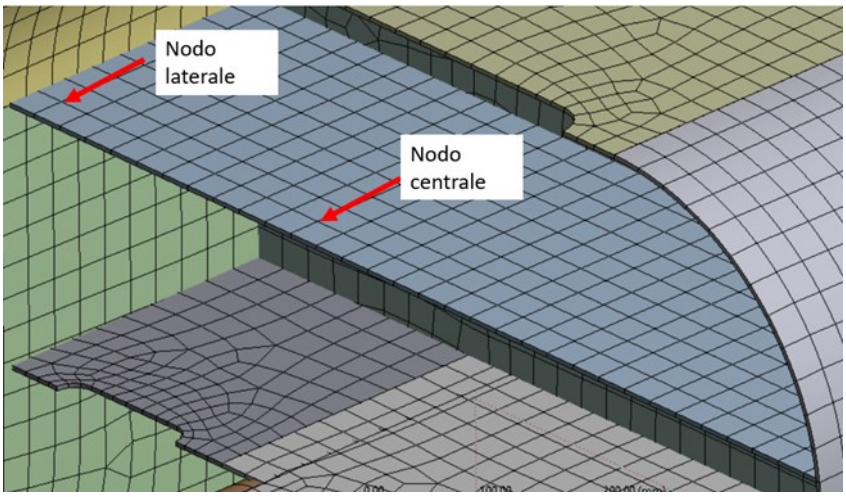

Figura 32 Individuazione nodo centrale e laterale per studio ampiezza oscillazione.

Osservando i risultati (Figura 33), l'ampiezza di oscillazione in tutti i casi è inferiore ad 1 millimetro.

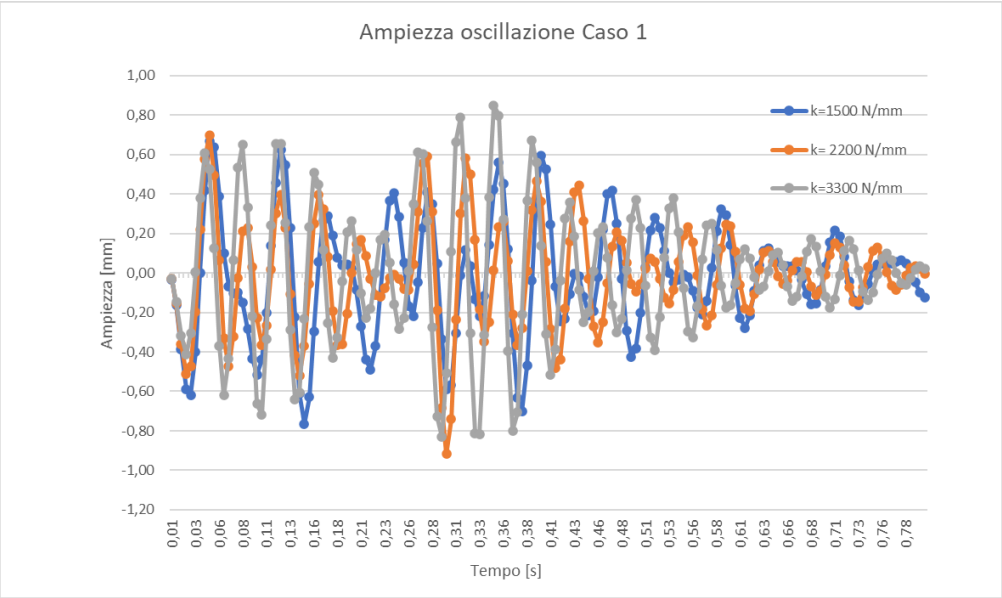

Figura 33 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Caso 1.

All'aumentare della rigidezza del supporto antivibrante, si osserva un leggero aumento dell'ampiezza. Questo potrebbe essere considerato come un effetto dell'aumento della rigidezza del sistema, la quale provoca una maggior oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento, probabilmente dovuto ad un aumento della trasmissibilità del carico.

Complessivamente si può constatare che alla luce dei risultati appena proposti, il miglior sotto-caso per quanto riguarda il caso 1 lo si registra quando la rigidezza del supporto antivibrante è pari al valore massimo testato ovvero 3300 N/mm.

5.3: Analisi risultati Caso 2.

Il caso 2 presenta la struttura del battery case in acciaio, mentre quella relativa ai moduli e all'azionamento è in alluminio. Analogamente al caso 1, il battery case è costituito in acciaio S235jr (R_{p02} pari a 235 MPa). I moduli e gli azionamenti sono costituiti in lega d'alluminio della serie 3000. In particolare, è stata scelta la lega 3003 incrudita a freddo, la quale, pur non essendo la migliore dal punto di vista della resistenza meccanica (R_{p02} pari a 165 MPa, rappresenta il miglior compromesso in termini di resistenza meccanica, saldabilità, resistenza alla corrosione e costo del materiale.

Sono state scartate leghe d'alluminio puramente strutturali come l'Avional (serie 2000) o l'Ergal (serie 7000), in quanto presentano basse proprietà in termini di saldabilità e resistenza alla corrosione, proprietà fondamentali per quanto riguarda la produzione delle strutture del pacco batterie e della salvaguardia delle celle.

La massa complessiva del sistema che ne risulta è di circa 410 kg con una riduzione dell'8,5% rispetto al caso 1.

La seguente tabella riporta i risultati dell'analisi modale applicata al caso 2, per le diverse tipologie di supporto antivibrante. Ciascuna sotto-classe di antivibrante, pensata per tale applicazione, è riconoscibile mediante il valore di rigidezza nominale posseduta.

modo di vibrare	K=1500 N/mm		K=2200 N/mm		K=3300 N/mm	
	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale
1	17,745	1	20,532	1	23,696	1
2	18,417	0,000167	21,989	0,000064	26,608	0,000014
3	25,239	0,049965	30,173	0,191047	31,668	0,459585
4	27,469	0,000015	31,122	0,15653	37,426	0,015632
5	30,289	0,148417	32,884	0,000009	39,859	0,000008
6	31,336	0,000031	37,707	0,00004	45,915	0,000039
7	36,727	0,028921	43,969	0,045269	53,416	0,05763

Tabella 10 Risultati analisi modale Caso 2.

Per un più facile ed immediato confronto risulta utile anche il seguente grafico:

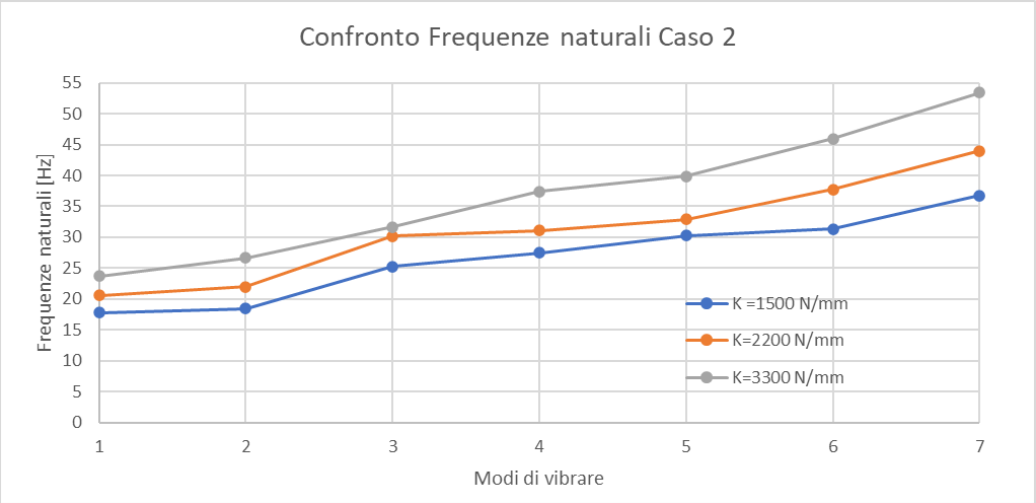

Figura 34 Confronto frequenze naturali Caso 2.

Anche in questo caso, l'aumento di rigidezza del supporto antivibrante, si traduce in un aumento delle frequenze naturali del sistema. Inoltre, si registrano a parità di rigidezza dei supporti valori più elevati delle pulsazioni naturali rispetto al caso 1. Questo risultato è spiegabile attraverso la minore massa del sistema. Infatti, se si pensa al semplice concetto di proporzionalità diretta tra il quadrato della pulsazione naturale e rigidezza, e proporzionalità inversa rispetto alla massa, il caso 2 presenta una rigidezza della struttura principale pressoché invariata, mentre la massa ha subito una diminuzione non trascurabile, provocando quindi l'aumento delle frequenze naturali del sistema.

Entrando nello specifico, sul raggiungimento degli obiettivi di progetto prefissati, si osserva come ad eccezione del caso in cui K= 1500N/mm, il target viene raggiunto. Nel dettaglio, si può constatare che negli altri due sotto casi (K= 2200N/mm e K= 3300N/mm) quasi tutti i modi di vibrare presentano una frequenza naturale superiore ai 30 Hz, collocandosi in una posizione di assoluta sicurezza.

I modi di vibrare con il fattore di partecipazione più elevato sono quello che descrive l'oscillazione verticale complessiva del sistema (figura 35a) e quello che descrive il moto oscillatorio dell'azionamento e della relativa piastra di supporto (figura 35b).

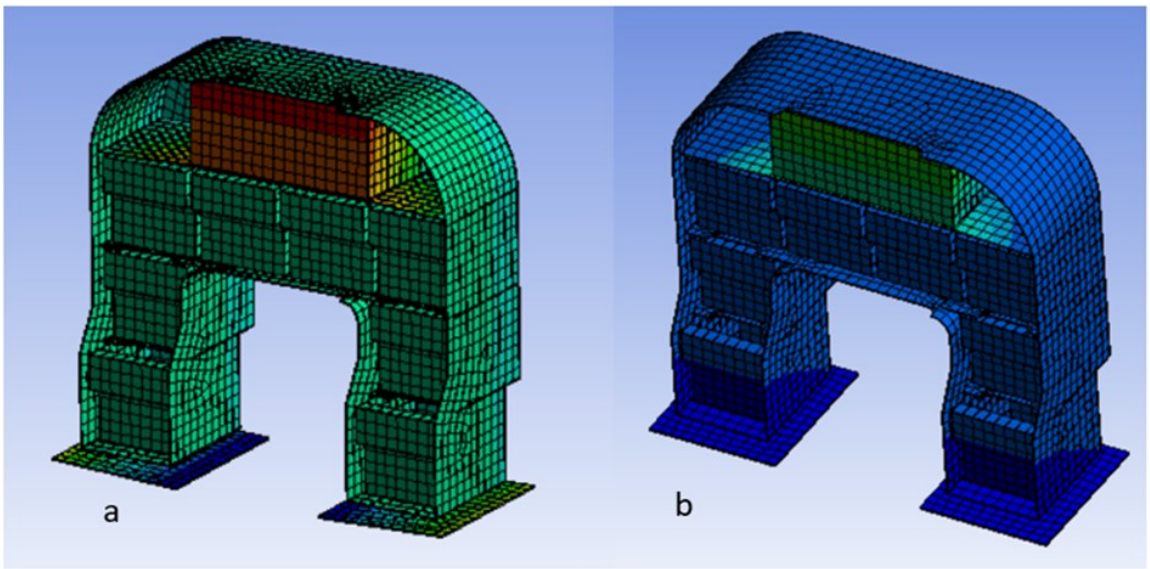

Figura 35 Caso 2, K= 2200N/mm: a) 1° modo di vibrare, b)3°modo di vibrare.

Si può inoltre constatare che nel caso in cui si faccia ricorso al supporto antivibrante meno rigido (K= 1500N/mm), tali mdi di vibrare sono il 1° e il 5°. Nei due restanti sotto casi, tali modi di vibrare sono il 1° e il 3°. Questo sta ad indicare una minore incidenza della rigidezza del supporto antivibrante sull'oscillazione dell'azionamento e della relativa piastra di supporto, la quale descrive un fenomeno localizzato, rispetto agli altri modi di vibrare presi in considerazione per tale simulazione, i quali, invece, rappresentano un effetto globale del comportamento vibratorio del sistema.Passando ai risultati della prova di sovraccarico, dal punto di vista della tensione massima registrata (Tabella 11), si può osservare come, ad eccezione del caso in cui si adotti un supporto antivibrante con K= 3300N/mm, il coefficiente di sicurezza sulla struttura del battery case sia superiore a 3, superando quindi l'obiettivo di progetto prefissato.

Rigidezza antivibrante	σ_struttura [MPa]	σ_moduli [MPa]	σ_azionamento [MPa]	CS struttura	CS moduli e azionamento
1500 N/mm	70,008	19,964	12,99	3,36	8,26
2200 N/mm	67,825	19,416	12,438	3,46	8,50
3300 N/mm	99,35	20,7	20,483	2,37	7,97

Tabella 11 Risultati tensioni prova di sovraccarico Caso 2.

Nel caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante sia pari a 1500 o 2200 N/mm, la struttura del battery case, nel complesso, non è soggetta ad uno stato tensionale intenso: infatti, per tutta la durata della prova, sulla maggior parte della struttura si registra una tensione inferiore ai 15 MPa. In entrambi i sotto casi i punti maggiormente sollecitati sono:

- La zona dei raccordi interni, la relativa piastra di congiunzione e la piastra di supporto dell'azionamento, sul quale si registra la tensione massima (Figura 36), durante l'applicazione del carico impulsivo;
- La piastra di supporto dell'azionamento durante la fase di risposta libera.

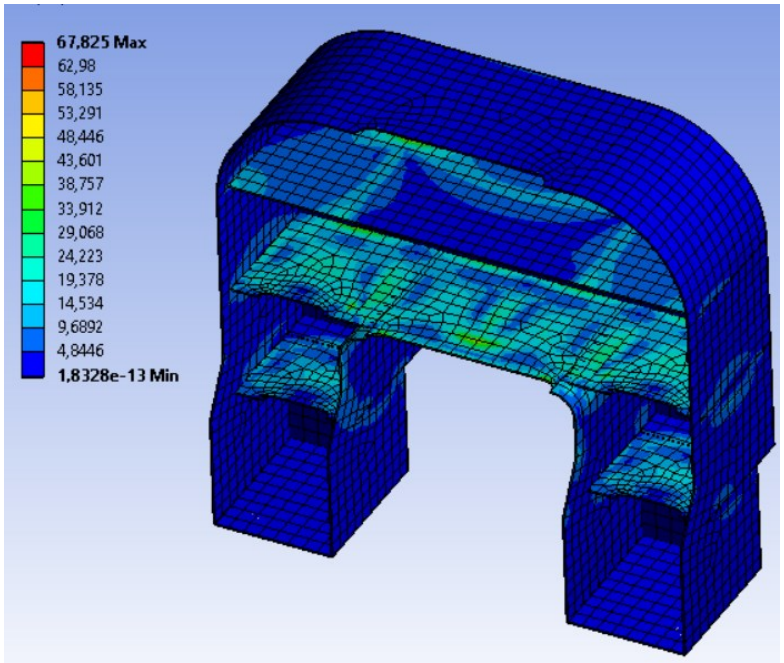

Figura 36 Distribuzione tensioni Caso 2 con K= 2200 N/mm.

Interessante è invece quello che accade nel caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante sia pari a 3300 N/mm. Anche in questo caso, la struttura del battery case è scarsamente sollecitata per tutta la durata della prova. Tuttavia, a differenza dei due casi precedenti, il valore massimo di tensione registrato è tale da non consentire il raggiungimento del target di progetto prefissato. Infatti, sulla piastra di supporto per l'azionamento si registra una tensione di circa 99 MPa (valore superiore del 45% rispetto a quello massimo registrato nel caso 2 con K = 2200 N/mm). Osservando maggiormente nel dettaglio l'andamento della tensione massima registrata rispetto al tempo, si nota che mentre nei casi fino ad ora esaminati, la tensione massima si verificava durante la fase di applicazione del carico impulsivo, in questo caso tale valore si raggiunge durante la fase di risposta libera del sistema (Figura 37). Probabilmente, la causa è da attribuirsi alla maggior rigidezza complessiva del sistema, alla quale è correlata una maggior ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Questa maggior ampiezza di oscillazione, unita alla presenza di una massa non trascurabile "a sbalzo" sulla piastra stessa e una pulsazione naturale della piastra di supporto elevata sono la causa della tensione massima molto elevata.

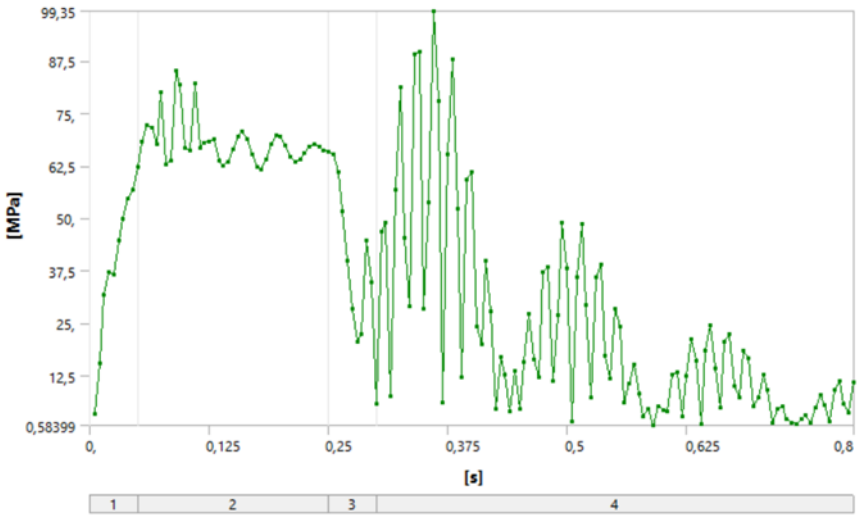

Figura 37 Andamento tensione massima in funzione del tempo, Caso 2 con K= 3300N/mm.

I moduli e l'azionamento sono scarsamente sollecitati (infatti presentano coefficienti di sicurezza circa pari a 8), segno che quasi tutto il carico impulsivo viene assorbito dalla struttura del battery case.

I risultati della prova di sovraccarico in termini di massimo spostamento verticale sono illustrati mediante la seguente tabella:

Rigidezza antivibrante	V_struttura	V_moduli	V_azionamento	Contatto
1500 N/mm	5,604	5,34	5,56	no
2200 N/mm	3,93	3,89	3,75	no
3300 N/mm	3,5	2,88	3,45	no

Tabella 12 Risultati spsostamento massimo verticale prova di sovraccarico Caso 2.

Analogamente al Caso 1, ad eccezione del caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante sia pari a 1500 N/mm, vengono centrati gli obiettivi di progetto prefissati. In particolare, la situazione migliora all'aumentare della rigidezza. Tale risultato era prevedibile, dal momento che a parità di carico applicato, se il sistema è caratterizzato da un valore di rigidezza superiore, si verificherà uno spostamento inferiore.

In nessun caso si manifestano contatti o interferenze tra battery case, moduli e azionamento.

Infine, l'ultimo target di progetto da analizzare è quello relativo all'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata, in maniera analoga al caso 1 (vedere figura 31, equazione (5.2)). I risultati sono esposti nel grafico in figura 38. In maniera del tutto simile al caso 1. All'aumentare della rigidezza del supporto antivibrante, si osserva un aumento del valore dell'ampiezza di oscillazione registrata. In particolare, nel sotto caso con K= 3300N/mm, si osservano dei picchi di oscillazione abbastanza più elevati rispetto agli altri due sotto-casi. I picchi maggiori, in valore assoluto, si manifestano nel momento in cui si registra il valore di tensione massima sulla struttura del battery case, confermando quindi la correlazione tra ampiezza di oscillazione e massima tensione registrata all'aumentare della rigidezza. Questo potrebbe essere considerato come un effetto dell'aumento della rigidezza del sistema, la quale provoca una maggior oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento.

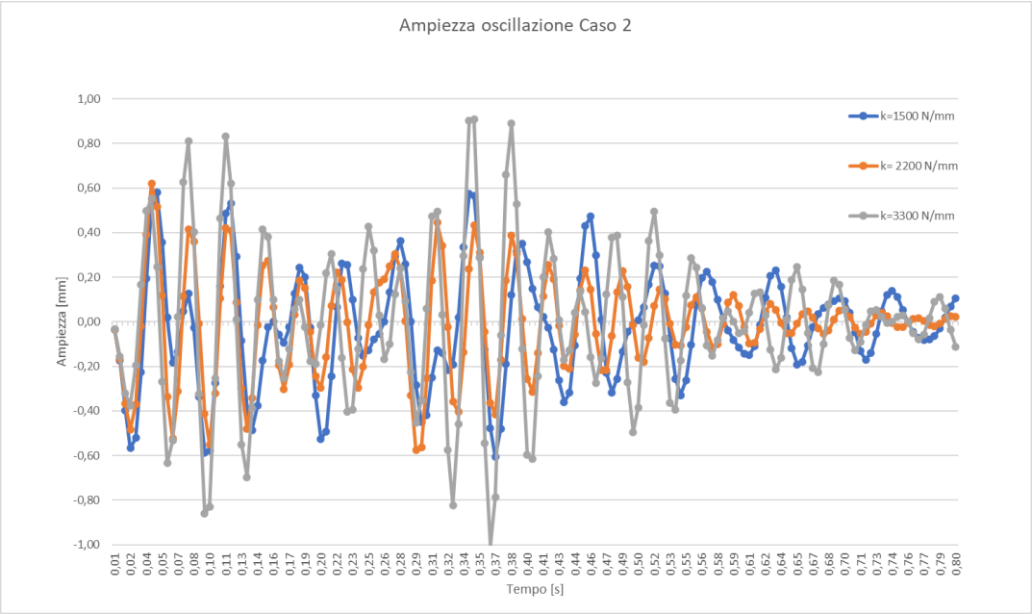

Figura 38 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Caso 2.

Alla luce di questi risultati e considerazioni, in merito al Caso 2, si può asserire che i risultati migliori si ottengono quando si utilizza un supporto antivibrante con rigidezza pari a 2200 N/mm. Tale sotto-caso risulta essere l'unico ad aver raggiunto tutti i target di progetto prefissati. Tuttavia, anche il sotto-caso con K= 3300N/mm riveste un certo interesse, sia dal punto di vista dei risultati ottenuti, sia dal punto di vista dei possibili risultati che si potrebbero ottenere se si decidesse di migliorare la risposta all'impulso della struttura, andando, ad esempio, a limitare l'oscillazione della piastra di supporto per l'azionamento.

5.4: Analisi risultati Caso 3.

Il caso 3 è caratterizzato da una struttura del battery case, dei moduli e dell'azionamento interamente in lega d'alluminio. Analogamente al caso 2 come lega d'alluminio è stata scelta una della serie 3000, in particolare la 3003 incrudita a freddo (Rp02 pari a 165 MPa). Tale scelta è motivata dal fatto che questa tipologia di materiale rappresenta il miglior compromesso in termini di:

- Resistenza meccanica;
- Saldabilità;
- Resistenza alla corrosione;
- Costo e diponibilità sul mercato.

La massa complessiva del sistema che ne risulta è di circa 340 kg con una riduzione del 17% rispetto al caso 2 e addirittura del 25% rispetto al caso 1.

La seguente tabella riporta i risultati dell'analisi modale applicata al caso 3, per le diverse tipologie di supporto antivibrante. Ciascuna sottoclasse di antivibrante, pensata per tale applicazione, è riconoscibile mediante il valore di rigidezza nominale posseduta.

modo di vibrare	K=1500 N/mm		K=2200 N/mm		K=3300 N/mm	
	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale	frequenza naturale	Ratio direzione verticale
1	17,034	1	17,8	0,669125	18,195	0,485268
2	20,713	0,00003	24,785	0,001057	28,857	1
3	22,324	0,939725	24,949	1	30,014	0,000241
4	28,22	0,006425	34,119	0,004725	41,696	0,009269
5	29,468	0,000023	35,171	0,000023	42,306	0,000022
6	34,648	0,000042	41,736	0,000037	50,773	0,000034
7	41,341	0,044754	49,727	0,049437	60,357	0,051331

Tabella 13 Risultati analisi modale Caso 3.

Per un più facile ed immediato confronto, risulta utile osservare il seguente grafico:

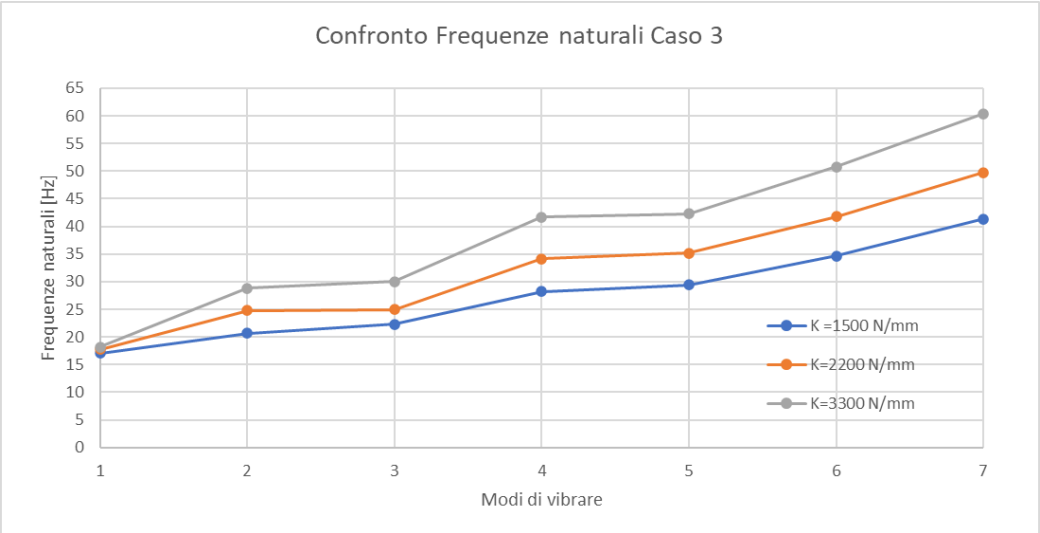

Figura 39 Confronto Frequenze naturali Caso 3.

Analogamente ai casi precedenti, all'aumentare della rigidezza del supporto antivibrante si verifica un aumento delle frequenze naturali del sistema. Questo risultato è ampiamente prevedibile, dal momento che, tra i vari sotto casi l'unica differenza è rappresentata dal valore di rigidezza del supporto antivibrante. Quindi, ad un sistema più rigido corrisponderanno frequenze naturali più elevate. Inoltre, a parità di rigidezza dei supporti antivibranti, le frequenze naturali ottenute nel Caso 3, sono superiori (nella maggior parte dei casi) rispetto a quelle dei Casi 1 e 2. Questo risultato non era scontato, dal momento che il sistema è costituito da un materiale sia di densità che con modulo di Young, minori rispetto all'acciaio. Quindi la riduzione di massa prevale sulla diminuzione di rigidezza del materiale, nonostante la diminuzione in percentuale di densità tra alluminio e acciaio (-60%) sia inferiore alla diminuzione in percentuale del modulo elastico tra i medesimi materiali (-67%). Questo risultato è spiegabile, dal momento che, il maggior contributo di rigidezza del sistema è fornito dai supporti antivibranti stessi, i quali sono uguali per tutti i casi analizzati in precedenza. Il primo modo di vibrare è costituito, non più da quello che descrive lo scuotimento verticale del pacco batterie, ma da quello che descrive l'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Inoltre, la frequenza naturale di tale modo di vibrare è minore rispetto alla medesima registrata per gli altri casi. Questo risultato sta a confermare una scarsa incidenza del supporto antivibrante su modi di vibrare che descrivono un moto vibratorio più o meno localizzato.

Entrando nello specifico, sul raggiungimento dei target di progetto, si può notare come in nessuno dei casi tali obiettivi vengano raggiunti. In particolare, solo un modo di vibrare non è superiore ai 20 Hz ed è quello che descrive l'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Gli altri modi di vibrare, invece, sono ampiamente sopra, il target prefissato e nel caso in cui K= 3300N/mm essi sono nell'intorno o superiori ai 30 Hz.

I modi di vibrare con il fattore di partecipazione più elevato sono quello che descrive l'oscillazione verticale complessiva del sistema (figura 40a) e quello che descrive il moto oscillatorio dell'azionamento e della relativa piastra di supporto (figura 40b).

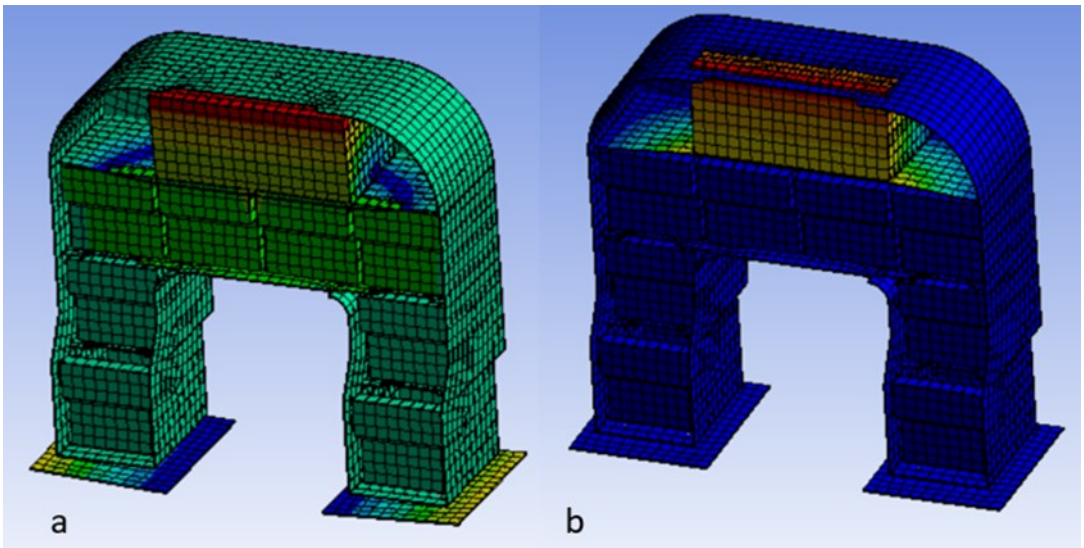

Figura 40 Caso 3, K= 3300N/mm: a)2° modo di vibrare, b) 1° modo di vibrare.

Si può inoltre constatare che nel caso in cui si faccia ricorso al supporto antivibrante più rigido (K= 3300N/mm), tali mdi di vibrare sono il 1° e il 2°. Nei due restanti sotto casi, tali modi di vibrare sono il 1° e il 3°.

Nella seguente tabella vengono riportati i risultati della prova di sovraccarico in termini di tensione massima registrata.

Rigidezza antivibrante	σ_struttura [MPa]	σ_moduli [MPa]	σ_azionamento [MPa]	CS struttura	CS moduli e azionamento
1500 N/mm	81,59	29,32	19,829	2,02	5,63
2200 N/mm	87,787	31,86	15,718	1,88	5,18
3300 N/mm	92,581	36,64	13,403	1,78	4,50

Tabella 14 Risultati tensioni prova di sovraccarico Caso 3.

Come si evince dalla tabella in nessuno dei 3 sotto casi si raggiunge un coefficiente di sicurezza sulla struttura del battery case pari a 3. Invece sui moduli e sull'azionamento lo stato tensionale è molto piccolo, il che si traduce in coefficienti di sicurezza molto elevati, segno che quasi tutto l'impulso viene assorbito dal battery case. In tutti e 3 i sotto casi la struttura presenta un basso valore tensionale complessivo (tensione media inferiore a 5 MPa). Le zone maggiormente sollecitate sono:

- La zona dei raccordi interni e della relativa piastra (punto in cui si registra il valore di tensione più elevato) (figura 41), durante la fase di applicazione dell'impulso;
- La piastra di supporto dell'azionamento, durante la fase di risposta libera del sistema.

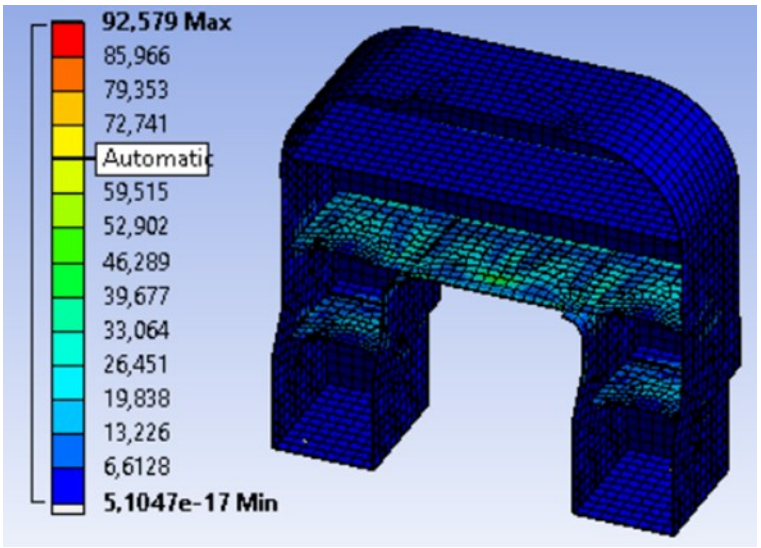

Figura 41 Distribuzione tensioni Caso 3, K= 3300N/mm.

I risultati della prova di sovraccarico in termini di massimo spostamento verticale sono illustrati mediante la seguente tabella:

Rigidezza antivibrante	V_struttura	V_moduli	V_azionamento	Contatto
1500 N/mm	6,88	5,43	6,77	no
2200 N/mm	4,86	4,35	4,78	no
3300 N/mm	3,35	3,48	3,26	no

Tabella 15 Risultati spostamento massimo verticale prova sovraccarico Caso 3.

Allo stesso modo che nei Casi 1 e 2, ad eccezione del caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante sia pari a 1500 N/mm, vengono centrati gli obiettivi di progetto prefissati. In particolare, la situazione migliora all'aumentare della rigidezza. Tale risultato era prevedibile, dal momento che a parità di carico applicato, se il sistema è caratterizzato da un valore di rigidezza superiore, si verificherà uno spostamento inferiore.

In nessun caso si manifestano contatti o interferenze tra battery case, moduli e azionamento.

Infine, l'ultimo target di progetto da analizzare è quello relativo all'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata, in maniera analoga ai casi precedenti (vedere figura 31, equazione (5.2)). I risultati sono esposti nel grafico in figura 42. A differenza dei casi precedenti all'aumentare della rigidezza del supporto antivibrante si manifesta una diminuzione dell'ampiezza d'oscillazione. In nessuna dei tre sotto casi si riesce a centrare l'obiettivo prefissato, ovvero quello di avere picchi di oscillazione massima inferiori al millimetro.

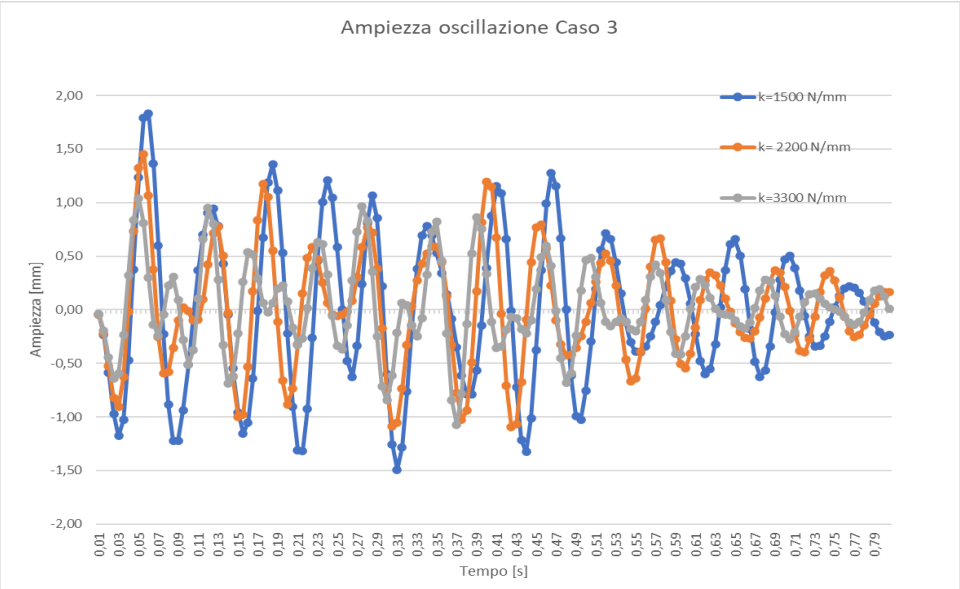

Figura 42 Risultati ampiezza oscillazione Caso 3.

In seguito ai risultati ottenuti per il caso 3, nessuno dei casi supera tutti gli obiettivi prefissati. Il sotto caso migliore è quello in cui si vada ad utilizzare un supporto antivibrante con K= 3300N/mm, il quale, seppure sia il caso in cui si è verificata la tensione massima più elevata (seppure la differenza sia minima), è di gran lunga il sotto caso migliore in termini di spostamenti verticali e frequenze naturali.

5.4: Analisi complessiva risultati modello base.

In seguito alle analisi modali condotte e descritte nei paragrafi precedenti, si può constatare che:

- Una rigidezza maggiore del supporto antivibrante, si traduce in un aumento delle frequenze naturali del sistema;
- A parità di rigidezza dei supporti antivibranti, al diminuire della densità e della rigidezza dei materiali costituenti il sistema in esame, si assiste ad un incremento delle frequenze naturali dei modi di vibrare che descrivono un comportamento globale della struttura;
- A parità di rigidezza del supporto antivibrante, al diminuire della densità e della rigidezza dei materiali costituenti i diversi sotto-assiemi del pacco batterie, si osserva una diminuzione delle pulsazioni naturali inerenti a modi di vibrare che descrivono un moto vibratorio localizzato della struttura.

Quindi appare chiaro che il supporto antivibrante rivesta un ruolo fondamentale nella determinazione delle pulsazioni naturali del sistema che descrivono dei moti oscillatori globali della struttura, mentre presentano un'incidenza molto bassa nella quantificazione delle frequenze naturali dei modi di vibrare riguardanti fenomeni maggiormente localizzati.

Dalle prove di sovraccarico eseguite e di cui si è parlato nei paragrafi precedenti, è emerso che:

- All'aumentare della rigidezza diminuisce lo spostamento massimo registrato, mentre in generale aumenta la tensione massima registrata;
- All'aumentare della massa del sistema si registrano spostamenti massimi inferiori;
- In tutti i casi, la tensione media presente su tutta la struttura è molto bassa (inferiore ai 10 MPa), con dei picchi di tensione presenti soprattutto durante la fase di applicazione del carico.
- Sia i moduli che l'azionamento, presentano dei valori di tensione massima molto bassi.

- In generale, l'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento è simile per tutti i casi analizzati con valori massimi dell'ordine del millimetro.

La maggior parte del carico impulsivo viene assorbito dalla struttura del case del pacco batterie, la quale costituisce la struttura di protezione salvaguardia principale per i moduli e l'azionamento. In base alle scelte e alle considerazioni fatte in merito ai materiali costituenti case, azionamenti e moduli, solo una combinazione materiali del pacco batterie – rigidezza del supporto antivibrante ha raggiunto i target di progetto prefissati. Tale condizione, infatti, viene raggiunta solo nel caso 2 (battery case in acciaio, moduli e azionamento in lega d'alluminio) e con un supporto antivibrante caratterizzato da una rigidezza K= 2200N/mm.

Tuttavia, anche il sotto-caso con K= 3300N/mm riveste un certo interesse, sia dal punto di vista dei risultati ottenuti, sia dal punto di vista dei possibili risultati che si potrebbero ottenere se si ottimizzasse la geometria del pacco batterie. Infatti, bisogna ribadire che il superamento o meno del target di progetto relativo alla massima tensione ammissibile, dipende dal carico di snervamento del materiale costituente il pacco batterie.

Alla luce dei risultati ottenuti, quindi, si può affermare che il sistema è caratterizzato da un buon comportamento dinamico in caso di forte carico impulsivo.

5.5: Modello ottimizzato.

In seguito ai risultati e alle criticità riscontrate nelle simulazioni agli elementi finiti condotte in precedenza, sono state introdotte una serie di modifiche al modello base fino ad ora preso in considerazione, al fine di ottenere una miglior risposta dinamica della struttura.

In particolari le modifiche introdotte all'interno della struttura possono essere così riassunte:

- Aggiunta di due nervature in corrispondenza della piastra di supporto dell'azionamento (figura 44);
- Spessore della lamiera costituente i moduli e l'azionamento ridotta da 2,5 a 2 mm;
- Spessore del cover del battery case (figura 43) ridotto da 4 mm a 3 mm.

Tutte le altre caratteristiche della struttura del pacco batterie sono analoghe a quelle del modello base analizzato in precedenza.

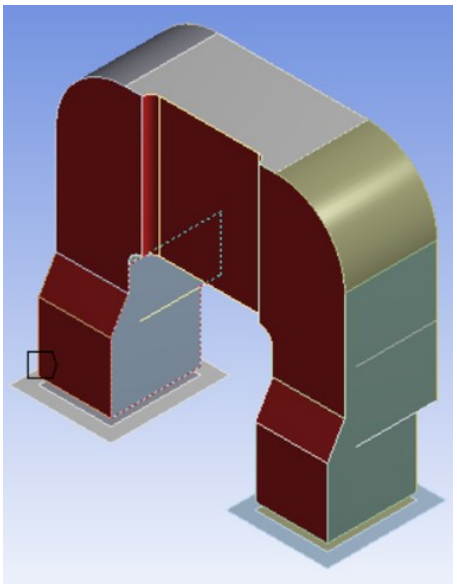

Figura 43 Cover Pacco batterie.

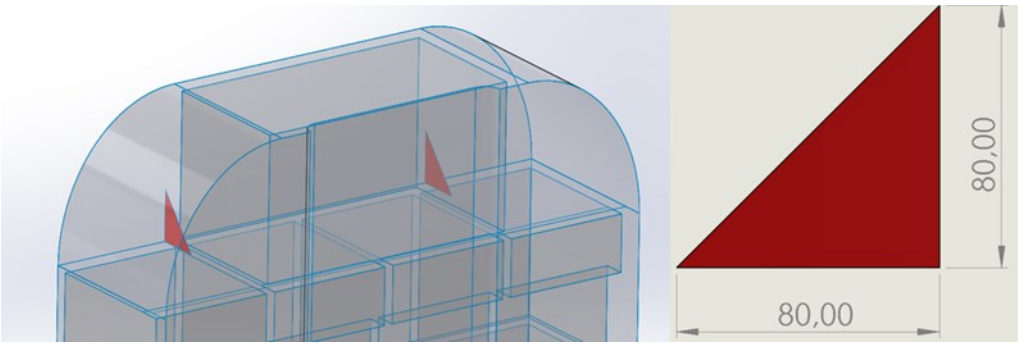

Figura 44 Rappresentazione nervature e relative dimensioni.

Terminate le modifiche all'interno del software agli elementi finiti, si è sottoposto il modello ottimizzato alla medesima simulazione (analisi modale e prova di sovraccarico) effettuata per il modello base. Come combinazione materiali strutture – supporti antivibranti, sono state selezionate le due combinazioni maggiormente promettenti relative al modello base. Quindi, la struttura del battery case è costituita in acciaio S235jr, mentre i case dei moduli e dell'azionamento sono composti in lega d'alluminio 3003. I supporti antivibranti sono sempre del tipo DVA.1, con rigidezza nominale pari a 2200 N/mm in un caso e 3300 N/mm nell'altro. La massa del pacco batterie nel modello ottimizzato è pari a circa 400 kg con una diminuzione del 2,5% rispetto alla massa del modello base (410 kg).

I risultati attesi dalle analisi sul modello ottimizzato sono:

- Frequenze naturali maggiori rispetto al modello base;
- Tensione massima applicata minore o uguale rispetto al modello base;
- Spostamenti massimi riscontrati minori o uguali al modello base;
- Ampiezza di oscillazione relativa alla piastra di supporto dell'azionamento inferiore rispetto a quella del modello base.

I risultati relativi all'analisi modale, applicata al modello ottimizzato, sono illustrati nella seguente tabella.

modo di vibrare	**K=2200 N/mm**		**K=3300 N/mm**	
	frequenza naturale	**Ratio direzione verticale**	**frequenza naturale**	**Ratio direzione verticale**
1	21,28	1	25,223	1
2	22,32	0,000079	27,016	0,000032
3	30,97	0,032845	37,864	0,037516
4	33,1	0,000006	40,105	0,000004
5	38,05	0,000037	46,337	0,000031
6	44,2	0,060289	52	0,09761
7	52,71	0,043162	54,669	0,010769

Tabella 16 Risultati analisi modale modello ottimizzato.

A parità di modo di vibrare la differenza in percentuale delle frequenze naturali tra modello ottimizzato e modello base è esplicata nella seguente tabella.

modo di vibrare	K=2200 N/mm	K=3300 N/mm
	Differenza %	Differenza %
1	3,6%	6,4%
2	1,5%	1,5%
3	2,6%	19,6%
4	6,4%	7,2%
5	15,7%	16,3%
6	17,2%	13,3%
7	19,9%	12,3%

Tabella 17 Confronto frequenze narturali tra modello ottimizzato e modello base.

Come si evince dalla Tabella 17, nel modello ottimizzato si riscontrano delle frequenze leggermente superiori nei primissimi modi di vibrare, mentre per i successivi modi tale incremento diventa di portata superiore. L'aumento delle pulsazioni naturali è dato principalmente da due contributi:

- Diminuzione della massa del sistema;
- Presenza di elementi di irrigidimento della struttura.

In entrambi i sotto-casi del modello ottimizzato i modi di vibrare con il fattore di partecipazione modale più elevato sono il primo (scuotimento verticale globale della struttura) e il sesto (oscillazione in direzione verticale della piastra di supporto dell'azionamento). Quest'ultimo modo di vibrare presenta una frequenza naturale superiore rispettivamente del 46% (K= 2200N/mm) e del 64% (K= 3300N/mm), rispetto alle pulsazioni naturali del medesimo modo di vibrare del modello base.

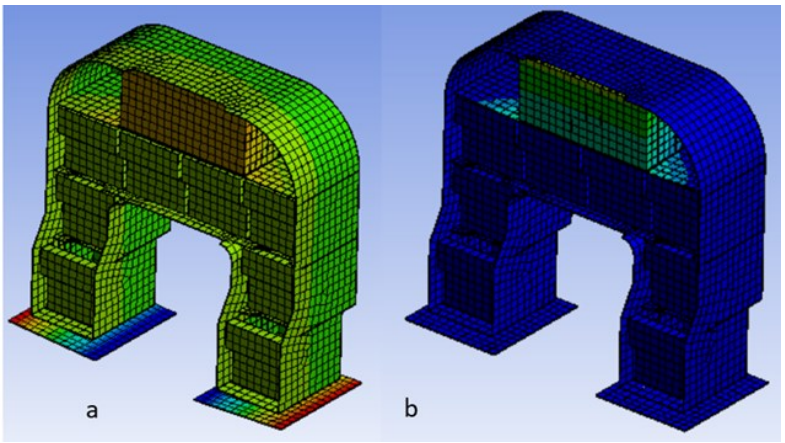

Figura 45 Modello ottimizzato, K= 3300N/mm: a)1° modo di vibrare, b) 6° modo di vibrare.

Passando ai risultati relativi alla prova di sovraccarico, dal punto di vista della tensione massima registrata (Tabella 18), si osserva che, a differenza del modello base, in entrambi i sotto-casi analizzati i coefficienti di sicurezza misurati sono maggiori a 3, ovvero al valore minimo di sicurezza prefissato.

Rigidezza antivibrante	σ_struttura [MPa]	σ_moduli [MPa]	σ_azionamento [MPa]	CS struttura	CS moduli e azionamento
2200 N/mm	65,263	23,5	5,65	3,60	7,02
3300 N/mm	74,4	26,05	4,99	3,16	6,33

Tabella 18 Risultati tensioni modello ottimizzato prova di sovraccarico.

Il sistema non è soggetto ad un intenso stato tensionale: infatti, la massima tensione media registrata è inferiore ai 5 MPa.

In entrambi i sotto-casi, la zona maggiormente sollecitata è la zona dei raccordi interni e della relativa piastra di congiunzione (Figura 46). La presenza delle nervature, oltre a rendere maggiormente rigida la struttura, provoca una diminuzione dello stato di sollecitazione della piastra di supporto dell'azionamento: infatti, nel modello ottimizzato la tensione massima registrata su tale componente è inferiore ai 40 MPa.

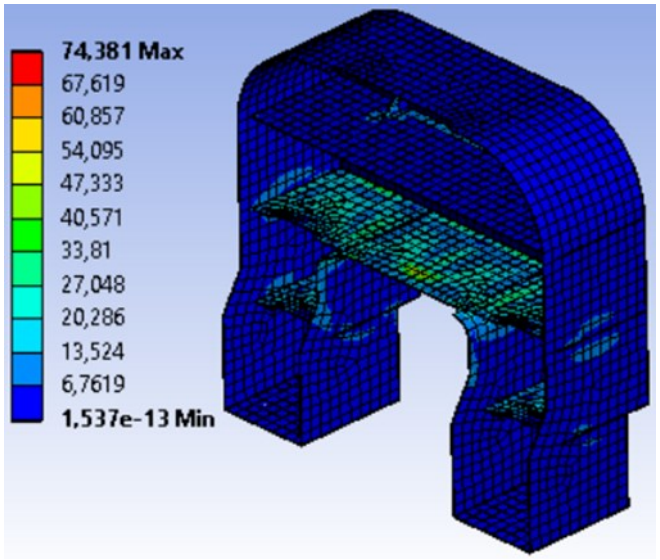

Figura 46 Distribuzione tensioni modello ottimizzato, K= 3300N/mm.

A differenza del modello base, nel caso in cui la rigidezza del supporto antivibrante sia pari a 3300 N/mm, la tensione massima si registra durante la fase di applicazione del carico impulsivo, e non più durante la fase di risposta libera. Inoltre, il valore di tensione massima ottenuto in questo caso è inferiore di circa il 25% rispetto alla tensione massima registrata nel modello base. Tutto questo è spiegabile con la presenza delle due nervature di irrigidimento sulla piastra di supporto dell'azionamento.

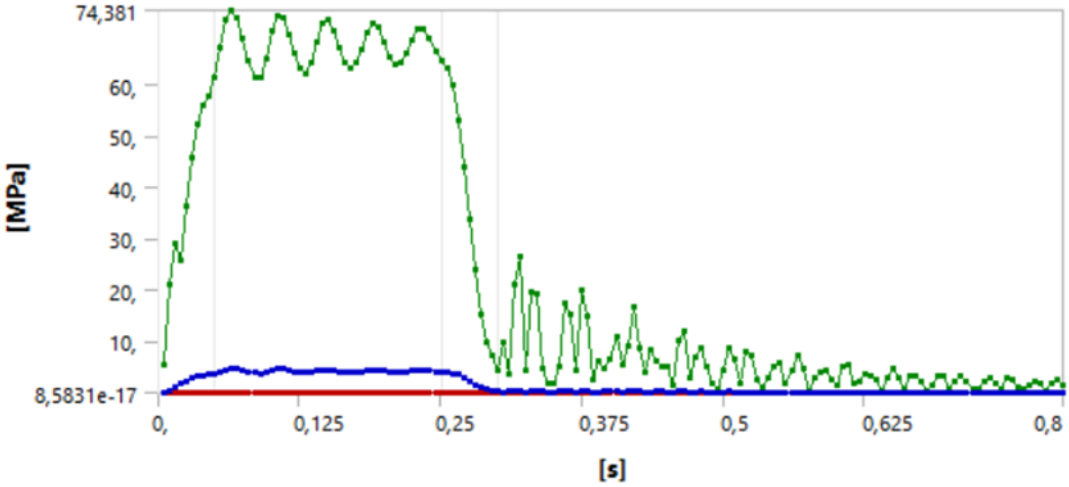

Figura 47 Andamento Tensione massima in funzione del tempo, modello ottimizzato, K= 3300N/mm.

I moduli e l'azionamento, sebbene presentino valori tendenzialmente superiori (a causa della riduzione di spessore delle strutture che le compongono), non sono soggette ad un forte stress. Infatti, il coefficiente di sicurezza per i moduli e l'azionamento è circa pari a 7. Ne consegue che

anche per il modello ottimizzato, quasi tutto il carico impulsivo viene assorbito dalla struttura portante del battery case.

I risultati della prova di sovraccarico, in termini di massimo spostamento verticale sono illustrate nella seguente tabella:

Rigidezza antivibrante	V_struttura	V_moduli	V_azionamento	Contatto
2200 N/mm	3,68	3,7	3,55	no
3300 N/mm	2,91	2,99	2,87	no

Tabella 19 Risultati spostamento massimo verticale prova di sovraccarico modello ottimizzato.

Entrambi i sotto-casi presentano risultati migliori rispetto ai medesimi sotto-casi del modello base. Inoltre, i valori di spostamento ottenuti per battery case, moduli e azionamento sono molto simili fra di loro, a dimostrazione del fatto che sono presenti pochi fenomeni oscillatori. In nessun caso si manifestano contatti o interferenze tra battery case, moduli e azionamento.

Ultimo aspetto progettuale da considerare è quello relativo all'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata, in maniera analoga ai casi del modello base (vedere figura 31, equazione (5.2)).

Per poter esporre i risultati in maniera chiara ed efficiente, si riporta il seguente grafico che riporta l'oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento in entrambi i sotto-casi del modello ottimizzato e nei corrispettivi sotto-casi del modello base.

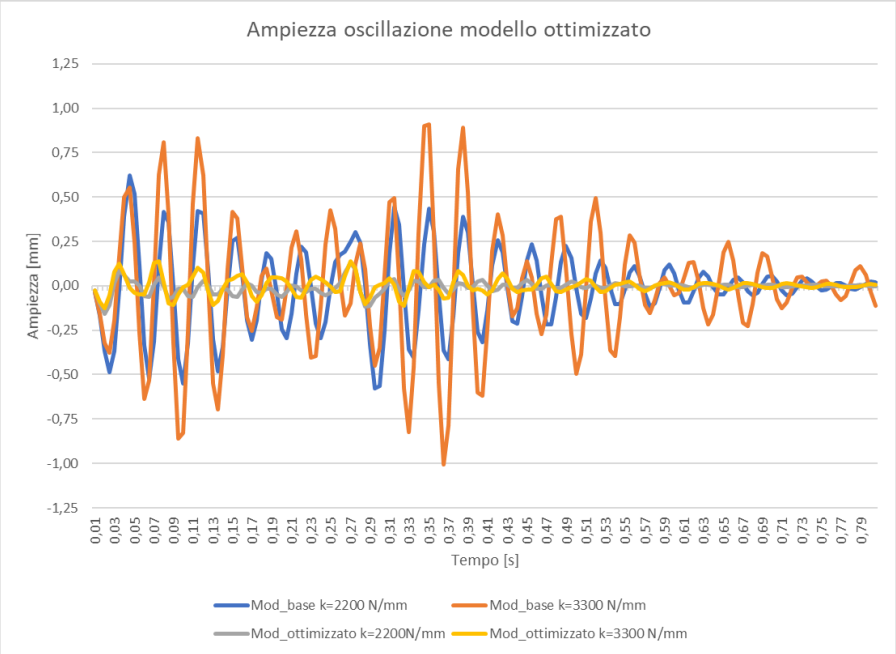

Figura 48 Confronto ampiezza osicllazione piastra supporto azionamento tra modello base e modello ottimizzato.

Osservando il grafico si può osservare il grande vantaggio apportato dalla presenza delle nervature nel modello ottimizzato rispetto all'ampiezza di oscillazione riscontrata nel modello base. In entrambi i sotto-casi del modello ottimizzato, l'ampiezza di oscillazione è circa uguale con un valore di ampiezza massimo pari a circa 0,18mm con una riduzione minima del 76% rispetto al modello base.

Alla luce di questi risultati e considerazioni, in merito al Caso 2, si può asserire che i risultati migliori si ottengono quando si utilizza un supporto antivibrante con rigidezza pari a 2200 N/mm. Tale sotto-caso risulta essere l'unico ad aver raggiunto tutti i target di progetto prefissati. Tuttavia, anche

il sotto-caso con K= 3300N/mm riveste un certo interesse, sia dal punto di vista dei risultati ottenuti, sia dal punto di vista dei possibili risultati che si potrebbero ottenere se si decidesse di migliorare la risposta all'impulso della struttura, andando, ad esempio, a limitare l'oscillazione della piastra di supporto per l'azionamento.

Alla luce di questi risultati e considerazioni sul modello ottimizzato, si può asserire che entrambi i sotto-casi manifestano un ottimo comportamento dinamico dal punto di vista della risposta all'impulso. Infatti, entrambi raggiungono i target di progetto prefissai senza problemi di grossa entità, considerato che i materiali scelti per le strutture dei vari componenti non presentano spiccate proprietà resistenziali. La diminuzione di massa e la presenza di semplici elementi di irrigidimento (nervature) provoca:

- Aumento frequenze naturali;
- Diminuzione tensione massima;
- Diminuzione spostamento massimo verticale;
- Diminuzione ampiezza oscillazione piastra di supporto dell'azionamento.

Le prestazioni migliori nel caso del modello ottimizzato si ottengono quando il supporto antivibrante presenta una rigidezza di 3300 N/mm.

Pertanto, il modello ottimizzato dotato di supporti antivibranti con rigidezza pari a 3300 N/mm sarà il modello su cui si testeranno le simulazioni di "Field test" di cui si parlerà nel capitolo successivo.

Capitolo 6: Virtual Field Test.

Terminate le prove di sovraccarico, sulla base dei risultati ottenuti e delle considerazioni che hanno portato alla realizzazione del modello ottimizzato, è emerso che il pacco batterie caratterizzato dal miglior comportamento dinamico è quello che possiede il battery case in acciaio S235jr, i moduli e l'azionamento in lega d'alluminio, ed è fissato allo chassis del veicolo attraverso dei supporti antivibranti caratterizzati da una rigidezza caratteristica di 3300 N/mm.

In ambito agrario l'attività di testing può suddividersi in quattro macrocategorie[8]:

A) Funzionalità componenti, handling;
B) Prove di fatica;
C) Prove di omologazione e consumer test
D) Ricerca dati (ad esempio individuazione degli spettri di carico da utilizzare per prove successive).

In passato la maggior parte di queste prove veniva condotta esclusivamente facendo ricorso all'utilizzo di prove sul campo (Field Test) utilizzando dei prototipi reali. Al giorno d'oggi invece, specie per le macrocategorie A, B e C, si esegue un'attività di testing in laboratorio, mediante l'utilizzo di banchi prova, ottenendo i seguenti vantaggi:

- Riduzione del tempo impiegato per l'esecuzione dei vari test;
- Maggior ripetibilità della prova;
- Livello di sicurezza maggiore;
- Netto abbattimento dei costi.

Quindi, si comprende bene, l'importanza di un'adeguata progettazione a monte, facendo ricorso all'utilizzo di prototipi virtuali e prove su appositi banchi di prova, per progettare e prevedere adeguatamente quello che è il comportamento dei vari sistemi in gioco, realizzando solo alla fine un prototipo reale per confermare i risultati ottenuti durante la fase di design.

Normalmente, le prove dinamiche su un veicolo completo, vengono condotte con prototipi reali, dotati o meno di macchine operatrici collegate alla presa di potenza posteriore, su dei circuiti di prova (Figura 49) per studiare il comportamento dinamico del sistema su strade dissestate.

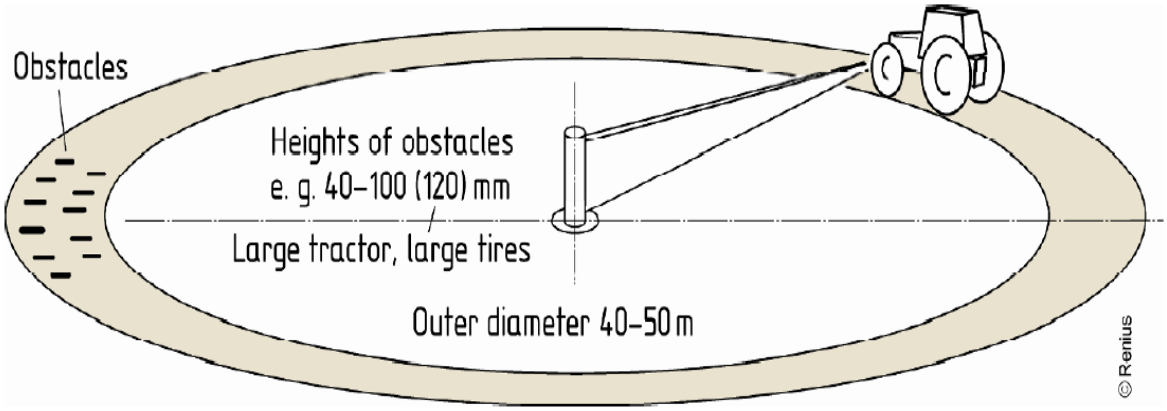

Figura 49 Tipico Circuito di prova per testare il comportamento dinamico del trattore[8].

Come si evince dalla figura il circuito di prova è costituito da un percorso circolare, in cui una piccola porzione di tale circonferenza, presenza degli ostacoli, costituiti da dossi di altezza variabile tra i 40 e 120 mm (le altezze più elevate vengono utilizzate per trattori di grossa taglia). Su questo percorso si eseguono delle run della durata di 24 ore per circa 5-10 giorni, in maniera tale da

rappresentare il ciclo di vita di un trattore con una probabilità ben definita. La trazione del trattore può avvenire per mezzo di un motore diesel o per mezzo di un gruppo di trazione elettrica. La principale sfida legata a questa prova è data dalla calibrazione del sistema, la quale avviene prendendo come riferimento degli spettri di carico o di accelerazioni ottenuti da misure sperimentali[8].

Alla luce di queste considerazioni, come ultima serie di simulazioni a cui sottoporre il pacco batterie, in maniera tale da studiarne il comportamento dinamico in relazione a quello complessivo del veicolo, sono state pensate una serie di simulazioni di field test. Queste prove di field test sono state pensate, sulla base dell'esperienza, in mancanza di un assetto normativo di riferimento, e sulla base delle potenze di calcolo a disposizione. Lo scopo è quello di rappresentare delle ipotetiche condizioni di lavoro in cui il veicolo si troverebbe ad operare. Le simulazioni di field test nascono dalla combinazione di due tipologie di simulazione:

- Simulazione multibody;
- Analisi agli elementi finiti.

In particolare, attraverso la simulazione multibody verrà realizzato un prototipo virtuale di un trattore semplificato, il quale percorrerà una serie di percorsi (1 per ogni field test previsto). Lo scopo della simulazione multibody è quello di estrarre una serie di profili di carico agente sui supporti del pacco batterie. Questi ultimi, verranno poi importati all'interno del solutore agli elementi finiti, i quali costituiscono l'input per l'analisi transiente, cui verrà sottoposto il sistema, al fine di valutarne il comportamento dinamico.

All'interno di questo lavoro di tesi si discuteranno i risultati di 4 diverse tipologie di field test. Gli obiettivi progettuali che si vorrebbero ottenere sono:

- Verifica che la frequenza di applicazione del carico non sia prossima alle frequenze naturali del sistema;
- La tensione massima registrata deve essere inferiore al limite elastico del materiale e con un coefficiente di sicurezza pari a 2;
- Assenza di interferenze tra battery case, moduli e azionamento.
- Spostamento relativo del sistema rispetto allo chassis del veicolo deve essere inferiore ai 2 mm;
- Ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento deve essere inferiore ad 1 mm.

6.1: Prototipo virtuale.

Primo step per la simulazione dei diversi field test è la realizzazione del modello multibody. Un programma multibody permette di realizzare modelli per analisi dinamiche avanzate, attraverso la realizzazione di prototipi virtuali di sistemi meccanici. Il prototipo virtuale consiste in una serie di corpi rigidi, caratterizzati da determinate proprietà geometriche e inerziali, connessi tra di loro mediante una serie di giunti che ne limitano i rispettivi gradi di libertà.

Come descritto in precedenza, il pacco batterie protagonista del lavoro di tesi, è stato pensato per un trattore da frutteto isodiametrico. I dati dimensionali relativi ad un generico trattore da frutteto sono riassunti nella tabella 20.

Caratteristica	Dato
Passo	2265 mm
Lunghezza veicolo	3740 mm
Larghezza veicolo	1536 mm
Carreggiata	1216 mm
altezza totale	2100 mm
altezza da terra	326,3 mm
altezza al sedile	1300 mm
Dimensione motore diesel	759 mm x 571 mm x 806 mm
Tipologia pneumatico	320/70 R20
Trazione	4WD

Tabella 20 Caratteristiche dimensionali trattore da frutteto.

I dati relativi alle masse dei diversi sottosistemi che costituiscono il trattore sono riassunti nella seguente tabella:

Componente	Massa [kg]
Telaio	255
Assali	180
Cambio di velocità + cambio PTO	150
Trasmissione	250
Motore Diesel + Cofano	745
Ruote	200
Operatore + strumentazione cabina	200
Pacco batterie	400
Motore elettrico	30
Massa interna telaio	200
Massa interna assali	150
MASSA TOTALE	**2760**

Tabella 21 Suddivisione masse nei vari sottosistemi che compongono il trattore da frutteto.

Le caratteristiche inerziali del modello multibody possono essere così riassunte:

- Il telaio è rappresentato mediante una sezione scatolare in acciaio di dimensioni interne 220mm x 300mm;
- Gli assali sono stati rappresentati mediante delle sezioni scatolari in acciaio di dimensioni esterne 150mm x 150mm;
- Il cambio di velocita e il cambio della presa di potenza sono rappresentati mediante delle masse concentrate poste nella parte posteriore del telaio;
- La massa dell'operatore e della strumentazione di bordo della cabina è simulata mediante una massa concentrata posta al centro della cabina a livello dell'altezza sedile;
- La massa interna telaio è rappresentata mediante una massa distribuita posta per tutta la lunghezza del telaio;

- La massa interna degli assali è rappresentata mediante una massa distribuita posta per tutta la lunghezza degli assali;
- La massa del motore elettrico è rappresentata mediante una massa concentrata posta al di sotto del pacco batterie e internamente al telaio.

Per una maggiore chiarezza si riporta un'immagine semplificativa (Figura 50) per riassumere qualitativamente la posizione delle principali voci riportate in tabella 21.

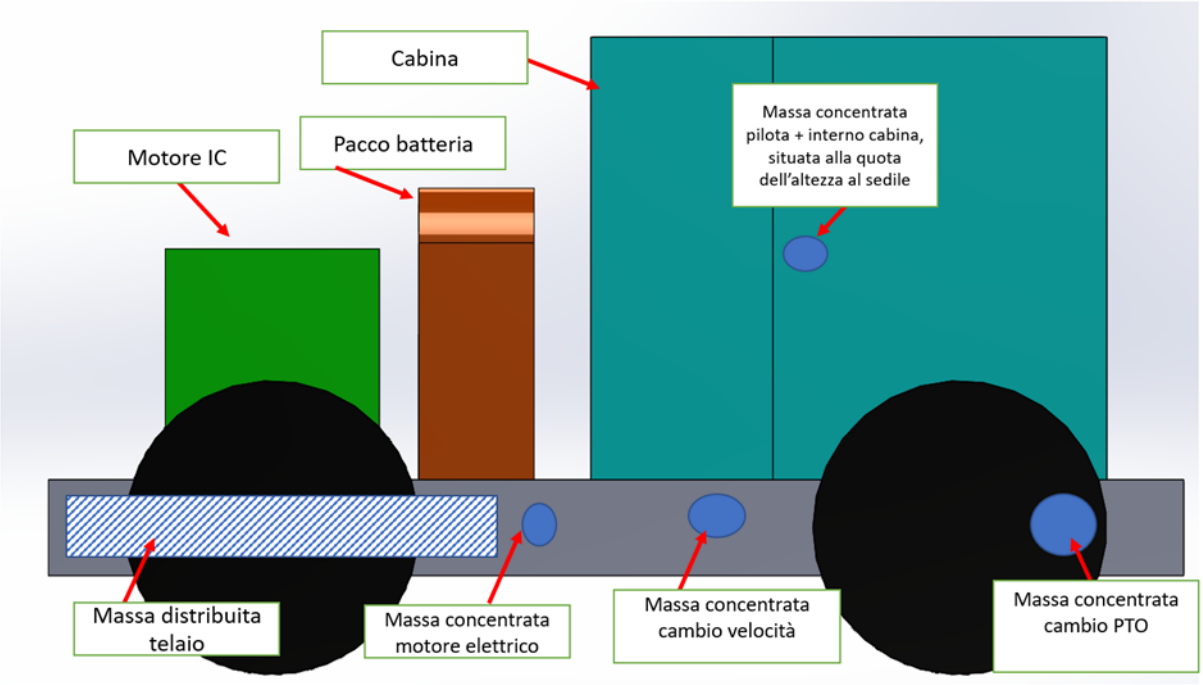

Figura 50 Posizione dei diversi sottosistemi all'interno del modello multibody.

Passo successivo nella definizione del modello multibody è costituito dall'interazione reciproca dei vari sottosistemi costituenti il trattore. Sia il motore diesel a combustione interna, sia il pacco batterie sono vincolati al telaio mediante dei *fixed joints*. La cabina invece è vincolata al telaio mediante 4 bushing joint. Questa tipologia di giunto è costituita da 6 elementi molla (1 per ciascun di libertà).

Nel caso della cabina del trattore 5 dei 6 elementi molla di ciascun bushing joint presentano un valore di rigidezza molto elevato in maniera tale da vincolare il rispettivo grado di libertà. Per quanto riguarda il grado di libertà relativo allo spostamento in direzione verticale, il valore di rigidezza del corrispondente elemento molla è stato fissato a circa 1000 N/mm. Anche le ruote sono vincolate con un bushing joint al rispettivo assale. In questo caso i valori di rigidezza per i vari gradi di libertà sono stati così fissati:

- Rigidezza nulla per la rotazione attorno all'asse della ruota;
- Rigidezza pari a 150 N/mm in direzioni verticale e longitudinale per simulare la cedevolezza e deformabilità dello pneumatico e del terreno;
- Rigidezza molto elevata per vincolare i restanti gradi di libertà.

Successivamente, è stata impostata una regolazione della coppia del veicolo sulla base di una velocità del veicolo di target di riferimento. In pratica il veicolo confrontando la differenza tra le velocità effettiva del veicolo e quella di target imposta a seconda della prova, eroga una coppia proporzionale alla differenza di velocità riscontrata (Figura 51). La coppia presenta un andamento asintotico, il cui limite è stato impostato a:

- 1000 Nm per ciascuna ruota in caso di prova in marcia veloce;
- 2500 Nm per ciascuna ruota in caso di prova in marcia lenta.

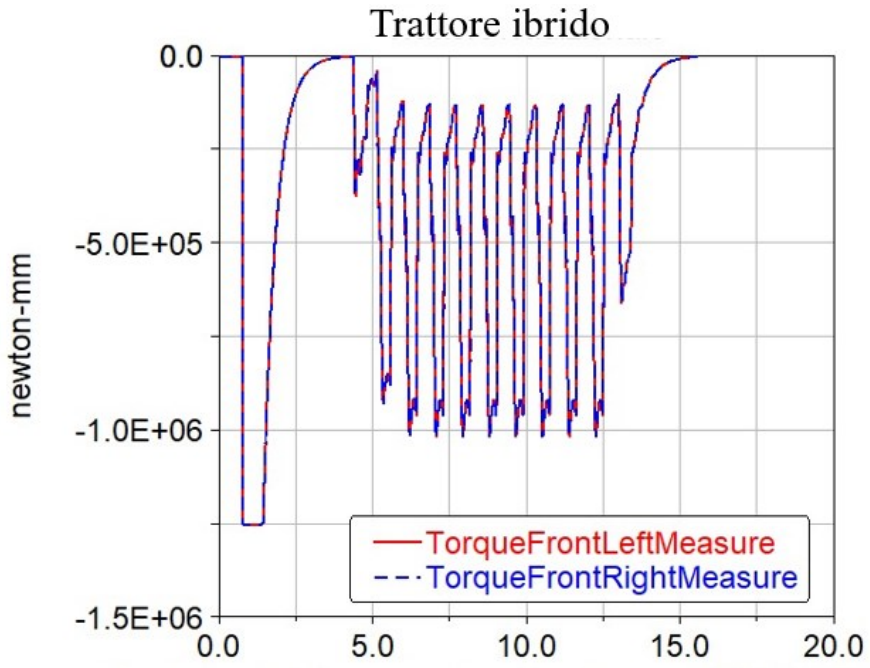

Figura 51 Esempio di andamento della coppia erogata nel tempo nel corso di un field test.

Infine, in corrispondenza delle basi del pacco batterie sono stati posizionati due marker per ricavare il valore di forza, che si scarica sulle piastre di supporto del pacco batterie, in funzione del tempo. Il valore della forza registrato nel tempo costituisce l'input di carico per l'analisi transiente.

Il modello multibody che ne risulta è visibile nella seguente figura.

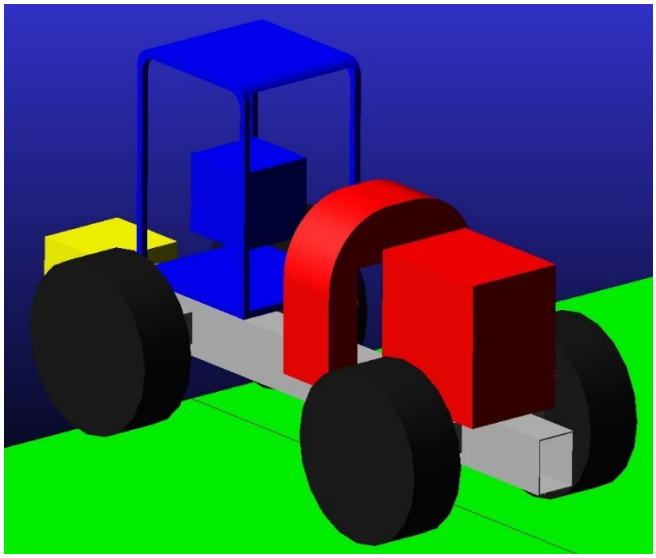

Figura 52 Modello multibody trattore ibrido.

6.2: Field Test 1.

Il primo field test pensato per studiare il comportamento dinamico del pacco batterie è rappresentato dal trattore che in modalità di marcia lenta percorre alla velocità costante di 10 km/h una strada sconnessa ad inclinazione nulla. La sconnessione del piano stradale è costituita da 10 dossi ad arco di circonferenza identici (Tabella 22) distanti 2 metri l'uno rispetto all'altro.

DATI
h = 70 mm
L = 150 mm
Y = 5,18 mm
ϕ = 150,36 mm

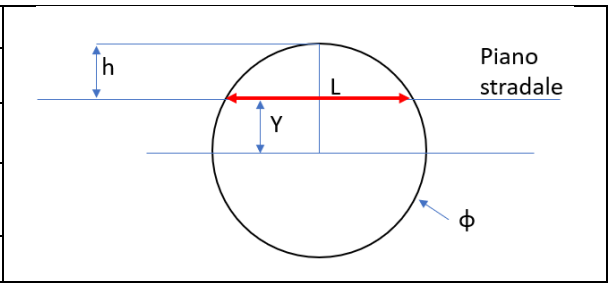

Tabella 22 Dati dosso Field Test 1.

Per una maggiore comprensibilità del percorso effettuato dal trattore durante il primo field test, si riporta la seguente figura.

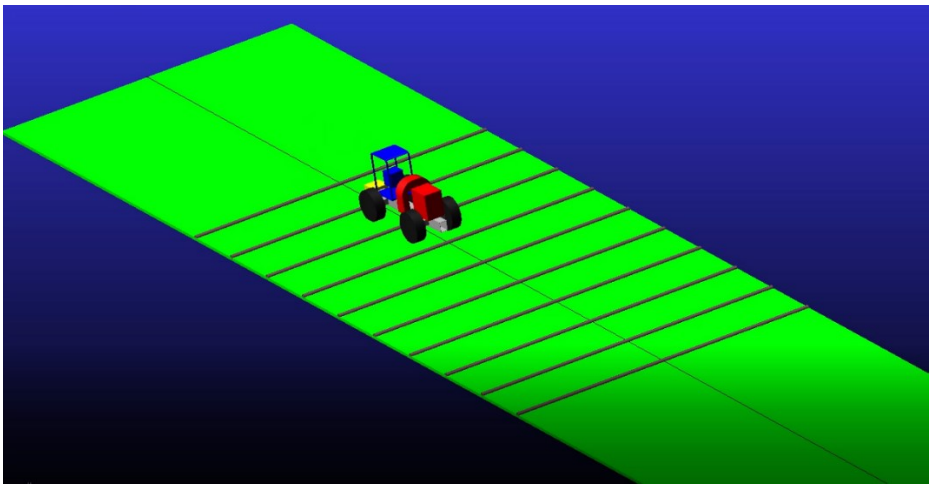

Figura 53 Rappresentazione grafica Field Test 1.

Inoltre, sulla parte posteriore del veicolo, è stata posizionata una massa pari a 1000 kg. Quest'ultima massa rappresenta l'eventuale macchina operatrice collegata alla presa di potenza posteriore del trattore. L'obiettivo di questo test è infatti quello di studiare il comportamento dinamico del pacco batterie mentre il veicolo si trova in una condizione sia di spostamento che di operatività.

Il risultato della simulazione multibody è rappresentato nel seguente grafico (figura 54).

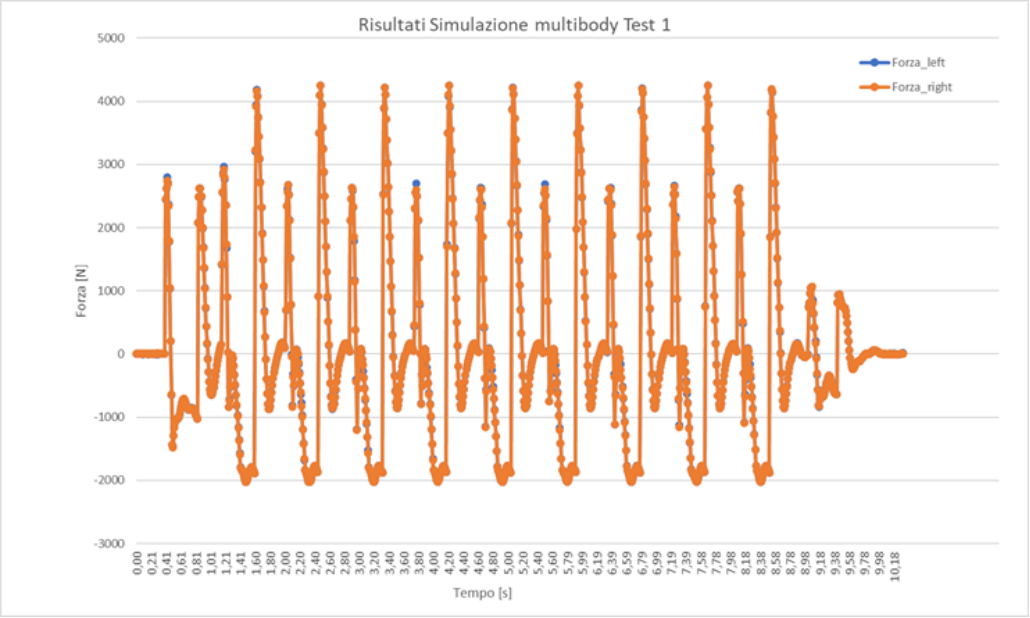

Figura 54 Risultati simulazione multibody Field Test 1.

Dal grafico si osserva come le due forze (1 per lato) che si scaricano sul telaio, man mano che il trattore percorre il percorso prefissato, sono praticamente identiche con dei picchi di circa 4000 N e dei picchi negativi pari a circa 2000 N. Questo grafico costituisce l'input per la simulazione agli elementi finiti che consentirà lo studio delle sollecitazioni che il componente subisce durante la prova.

Primo target di progetto da verificare è quello relativo alla frequenza di applicazione del carico. La frequenza ideale di applicazione del carico, note la distanza fra i dossi e la velocità nominale di percorrenza del veicolo, risulta essere di circa 1,4 Hz. Questo valore risulta ben distante da quelle che sono le frequenze naturali del sistema, le quali sono comprese tra 25 e 55 Hz. Secondo obiettivo progettuale da analizzare è quello relativo alla tensione massima ottenuta durante il test 1. L'andamento della tensione massima registrata sul battery case, sui moduli e sull'azionamento è rappresentato nel seguente grafico (Figura 55).

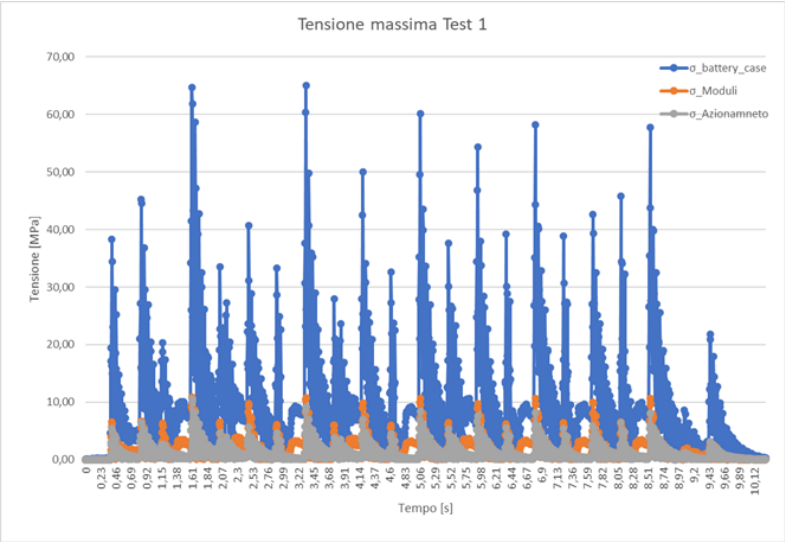

Figura 55 Tensioni massime Field Test 1.

Osservando il grafico sopra riportato, si nota che per tutta la durata della prova, sia l'azionamento che i moduli sono scarsamente sollecitati. La tensione massima registrata su di essi è circa 11 MPa, con un coefficiente di sicurezza pari a 15, ben al di sopra della soglia prevista a progetto. Sul battery case si osservano i valori di tensione più elevati, sintomo che la struttura portante è quella che assorbe la maggior parte del carico ricevuto. La tensione massima registrata è pari a circa 65 MPa, quindi il coefficiente di sicurezza risulta pari a 3,6. Quindi anche questo target di progetto può ritenersi superato. Il punto maggiormente sollecitato risultano essere le nervature della piastra di supporto dell'azionamento (Figura 56).

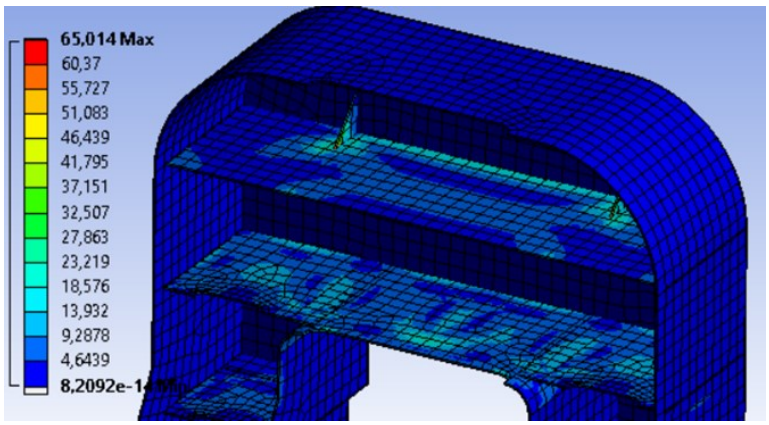

Figura 56 Tensione massima Field Test 1.

Per tutta la durata della prova non si verificano interferenza tra struttura portante, moduli e azionamento.

Un altro target di progetto da verificare riguarda lo spostamento relativo di tutto il sistema di accumulo del trattore rispetto al telaio del veicolo stesso, il quale deve essere inferiore a 2 mm. Questa prova è molto importante per valutare non solo lo spostamento relativo in esame, ma indirettamente si controlla anche il supporto antivibrante non subisca uno spostamento superiore di quello previsto a catalogo. L'andamento di tale parametro nel corso della prova è rappresentato nel seguente grafico (Figura 57).

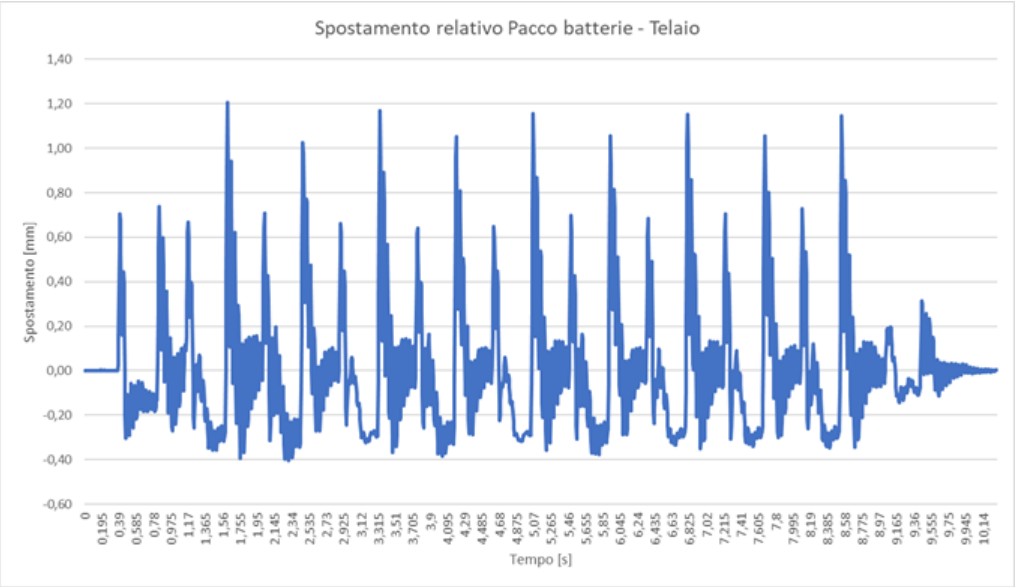

Figura 57 Spostamento relativo pacco batterie-telaio Field Test 1.

Dal grafico si evince che l'andamento dello spostamento ricalca quello della forza, ovviamente con un certo sfasamento temporale rispetto all'andamento della forza. I valori massimi riscontrati sono abbastanza elevati (1,2 mm), ma inferiori al valore massimo di progetto ammissibile.

Infine, ultimo parametro da valutare riguarda l'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata nel medesimo modo in cui tale misurazione è stata effettuata per la prova di sovraccarico. L'ampiezza di oscillazione riscontrata durante la prova è rappresentata nel seguente grafico (figura 58).

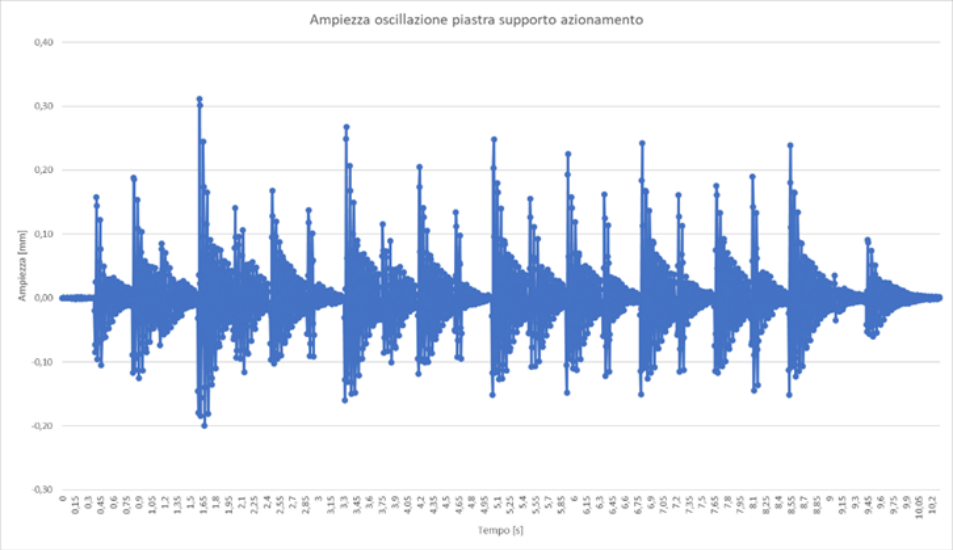

Figura 58 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 1.

Come si evince dal grafico, anche quest'ultimo target di progetto risulta superato con esito positivo, in quanto i valori massimi di ampiezza di oscillazione registrati sono compresi tra 0,3mm e -0,2 mm. Alla luce di questi risultati si può affermare che il pacco batterie supera con esito positivo il primo Field Test.

6.3: Field Test 2.

Il secondo field test pensato per studiare il comportamento dinamico dell'accumulatore è rappresentato dal trattore che in modalità di marcia lenta percorre alla velocità costante di 10 km/h una strada sconnessa ad inclinazione nulla. La sconnessione del piano stradale è costituita da 10 dossi ad arco di circonferenza identici distanti 2 metri l'uno rispetto all'altro. La forma e la dimensione dei dossi è analoga a quella del field test precedente (Tabella 22). La differenza tra questo field test e quello precedente è data dal fatto che ciascun dosso viene diviso in due parti lungo il piano longitudinale del veicolo e sfalsati di 1 metro l'uno rispetto all'altro. Inoltre, sulla parte posteriore del veicolo, è stata posizionata una massa pari a 1000 kg. Quest'ultima massa rappresenta l'eventuale macchina operatrice collegata alla presa di potenza posteriore del trattore. L'obiettivo di questo test, analogamente al field test precedente, è infatti quello di studiare il comportamento dinamico del pacco batterie mentre il trattore si trova in una condizione sia di spostamento che di operatività. Per una maggiore comprensibilità del percorso effettuato dal trattore durante il test 2, si riporta la seguente figura.

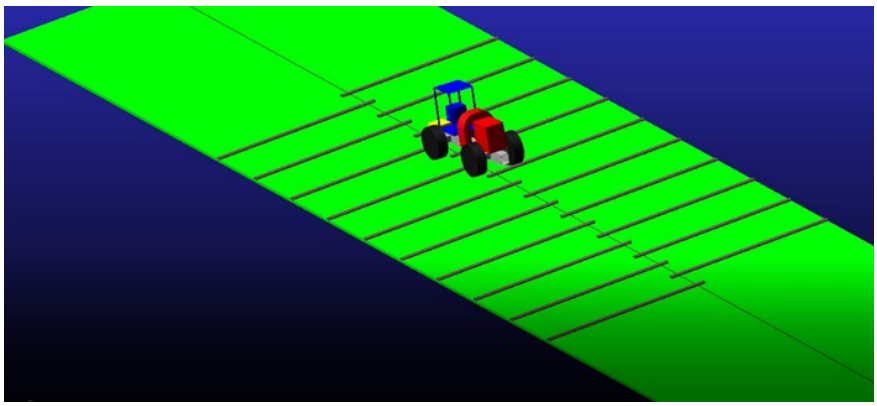

Figura 59 Rappresentazione grafica Field Test 2.

Il risultato della simulazione multibody è rappresentato nel seguente grafico (Figura 60).

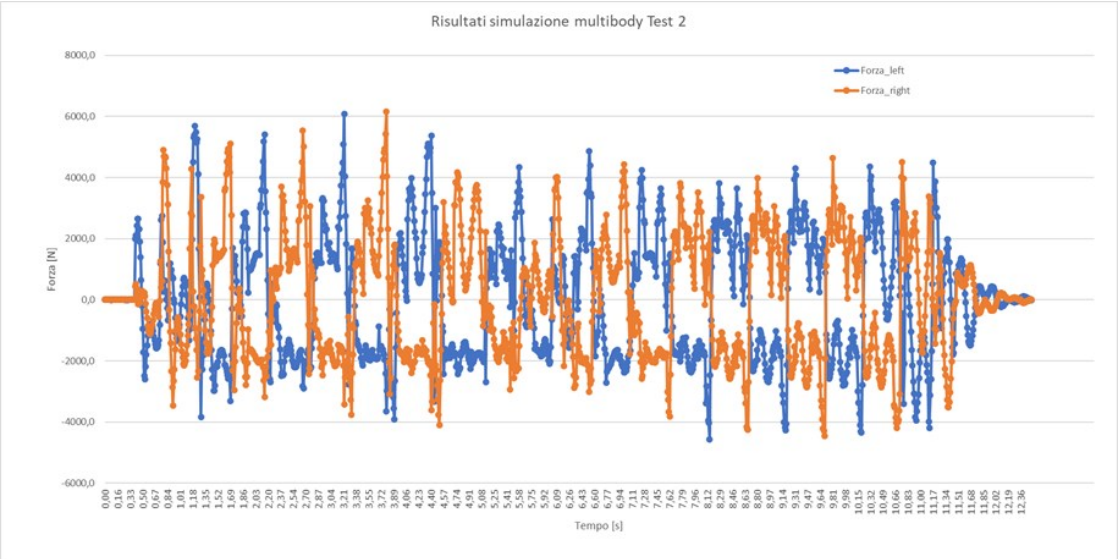

Figura 60 Risultato simulazione multibody Field Test 2.

Dal grafico si osserva come le due forze (1 per lato) che si scaricano sul telaio, man mano che il trattore percorre il percorso prefissato, si alternino in maniera regolare. I picchi massimi raggiunti in questo caso sono di circa 6000 N in verso positivo e di 4000 N in verso opposto. Quindi, il primo risultato che si può cogliere è che la presenza di dossi sfalsati costituisce una condizione più gravosa per il veicolo rispetto al caso in cui i dossi non siano sfalsati. Questo grafico costituisce l'input per la simulazione agli elementi finiti che consentirà lo studio delle sollecitazioni che il componente subisce durante la prova.

Primo target di progetto da verificare è quello relativo alla frequenza di applicazione del carico. La frequenza ideale di applicazione del carico, note la distanza fra i dossi e la velocità nominale di percorrenza del veicolo, risulta essere di circa 2,8 Hz. Questo valore risulta ben distante da quelle che sono le frequenze naturali del sistema, le quali sono comprese tra 25 e 55 Hz.

Obiettivo progettuale successivo da analizzare è quello relativo alla tensione massima ottenuta durante il secondo field test. L'andamento della tensione massima registrata sul battery case, sui moduli e sull'azionamento è rappresentato nel seguente grafico (Figura 61).

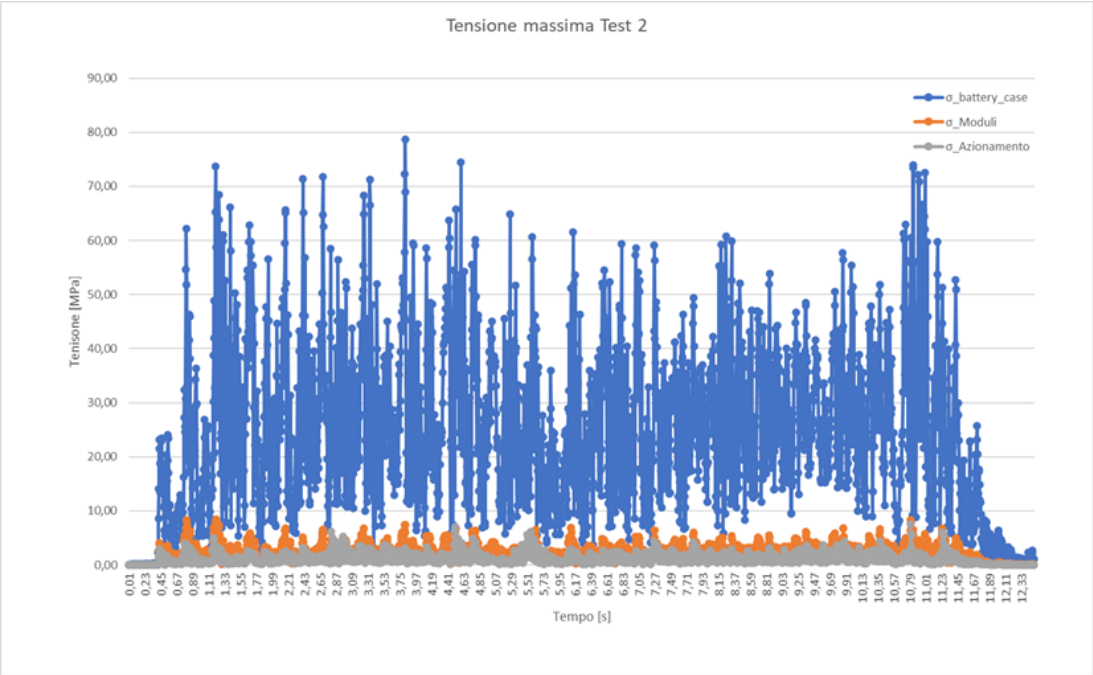

Figura 61 Tensioni massime Field Test 2.

Osservando il grafico esposto nella figura precedente, si nota che per tutta la durata della prova, sia l'azionamento che i moduli sono scarsamente sollecitati. La tensione massima registrata su di essi è circa 9 MPa, con un coefficiente di sicurezza pari a 18,3, ben al di sopra della soglia di sicurezza prevista a progetto. Sul battery case si osservano i valori di tensione più elevati, sintomo che la struttura portante è quella che assorbe la maggior parte del carico ricevuto. La tensione massima registrata è pari a circa 78 MPa, quindi il coefficiente di sicurezza risulta pari a 3. Quindi anche questo target di progetto può ritenersi superato. Continuando ad osservare il grafico si può notare come il valore medio di sollecitazione massima sul battery case sia molto più elevato rispetto al carico precedente: infatti si passa da un valor medio di circa 9 MPa del primo field test ad un valore di circa 25 MPa nel secondo field test. Questo è dovuto sia alla maggior frequenza di applicazione del carico, sia allo sfasamento dei dossi che fa si che in ogni istante di tempo ci sia sempre una forza applicata sul pacco batterie. Anche in questo caso la zona maggiormente sollecitata risulta essere la piastra di supporto dell'azionamento e le relative nervature.

Per tutta la durata della prova non si verificano interferenza tra struttura del battery case, moduli e azionamento.Un altro target di progetto da verificare riguarda lo spostamento relativo di tutto il sistema di accumulo del trattore rispetto allo chassis del veicolo stesso, il quale deve essere inferiore a 2 mm. Lo scopo di quest'analisi è valutare non solo lo spostamento relativo in esame, ma indirettamente si controlla anche che supporto antivibrante non subisca uno spostamento superiore di quello previsto a catalogo. L'andamento di tale parametro nel corso della prova è rappresentato nel seguente grafico (Figura 62).

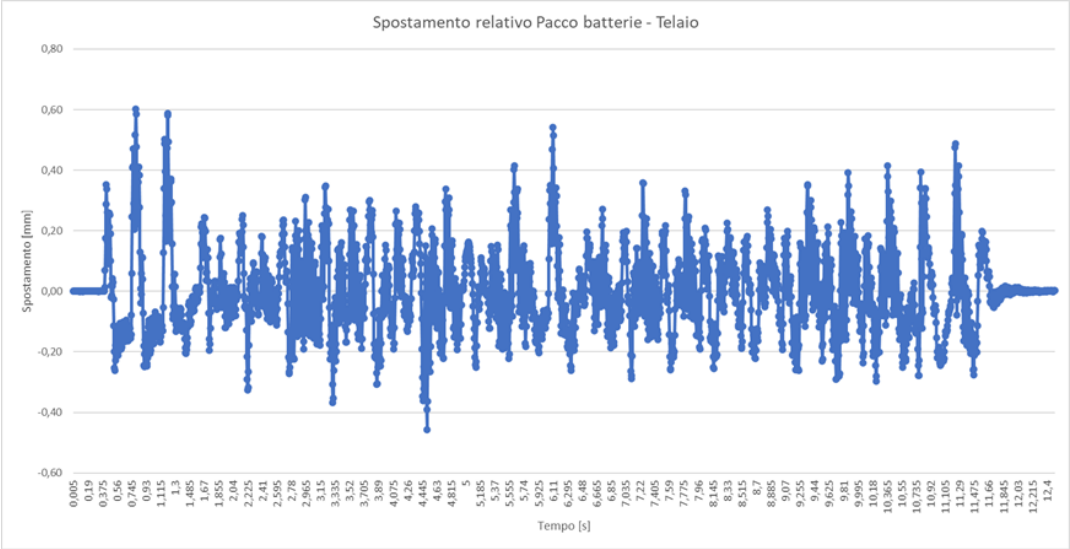

Figura 62 Spsotameto relativo pacco batterie - telaio Field Test 2.

Dal grafico si evince che i valori massimi di ampiezza in direzione verticale sono di 0,6 mm in un verso, mentre è pari a -0,46mm in verso opposto. La prova risulta dunque superata. Si nota un segnale abbastanza disturbato. La presenza dei dossi sfalsati fa si che i picchi di spostamento registrati, sia positivi che negativi, compaiano con una maggiore frequenza e in valore minore rispetto al field test precedente. Questo è imputabile anche al fatto che in nessun istante la forza complessiva applicata al sistema è superiore alla medesima del field test 1.

Ultimo target di progetto da controllare, è quello relativo all'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata nel medesimo modo in cui tale misurazione è stata effettuata per la prova di sovraccarico. L'ampiezza di oscillazione riscontrata durante la prova è raffigurata nel seguente grafico (figura 63).

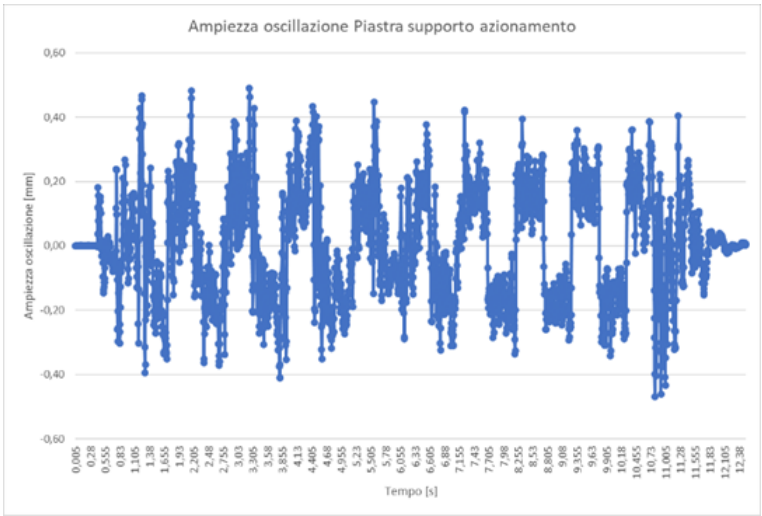

Figura 63 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 2.

Come si evince dal grafico, anche quest'ultimo target di progetto risulta superato con esito positivo, in quanto i valori massimi di ampiezza di oscillazione registrati sono compresi tra 0,5mm e -0,5 mm.

Alla luce di questi risultati si può affermare che il pacco batterie supera con esito positivo anche il secondo Field Test.

6.4: Field Test 3.

Il terzo field test percorso dal trattore, in modo tale da studiare il comportamento dinamico del pacco batterie è rappresentato dal trattore che in modalità di marcia veloce percorre alla velocità costante di 25 km/h una strada sconnessa ad inclinazione nulla. La sconnessione del piano stradale è costituita da 10 dossi ad arco di circonferenza identici (Tabella 23) distanti 2 metri l'uno rispetto all'altro. È importante sottolineare che la marcia inserita dal trattore durante il field test (marcia lenta o marcia veloce), perché cambia il valore della massima coppia trasmissibile a terra dal trattore.

DATI
h = 40 mm
L = 300 mm
Y = 261,25 mm
ϕ = 602,5 mm

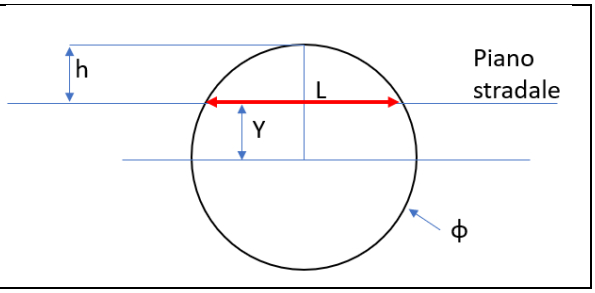

Tabella 23 Dati Dosso Filed Test 3.

Per una maggiore comprensibilità del percorso effettuato dal trattore durante il terzo field test, si riporta la seguente figura.

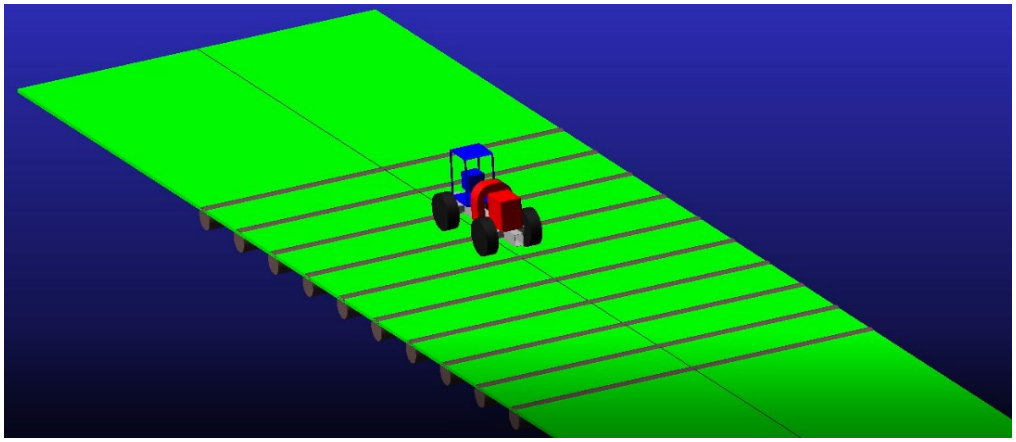

Figura 64 Rappresentazione grafica Field Test 3.

A differenza dei field test precedenti, è assente la massa concentrata di 1000 kg sulla parte posteriore del veicolo, la quale rappresenta l'eventuale macchina operatrice collegata alla presa di potenza del veicolo. L'obiettivo di questo test è infatti quello di studiare il comportamento dinamico del pacco batterie mentre il veicolo si trova in una condizione di spostamento attraverso una strada sterrata mediamente dissestata.

Il risultato della simulazione multibody, relativamente al terzo field test,è rappresentato nel seguente grafico (figura 65).

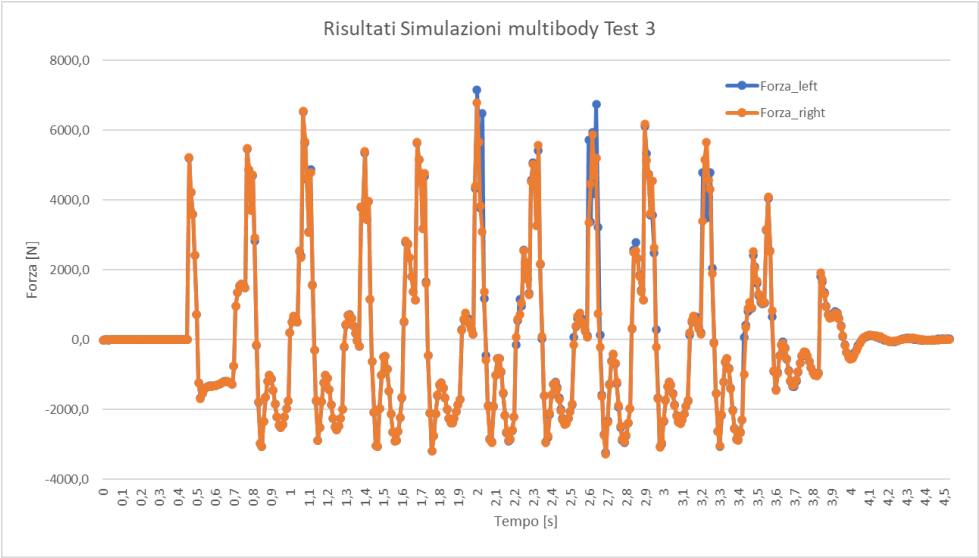

Figura 65 Risultati Simulazion multibody Field Test 3.

Il grafico rappresentato in figura 65 mostra come le due forze (una per ciascuna piastra di supporto del pacco batterie) che si scaricano sul telaio, man mano che il trattore percorre il percorso preimpostato, si sovrappongano per tutta la durata della prova. I picchi di forza verticale registrati durante il field test sono pari a 7000 N in un verso (verso l'alto) e dei picchi in verso opposto leggermente superiori a 3000 N. Dall'osservazione del grafico si può constatare che la velocità di percorrenza più elevata causa dei picchi di forza sul pacco batterie maggiori. Questo grafico costituisce l'input per la simulazione agli elementi finiti che consentirà lo studio delle sollecitazioni che il componente subisce durante la prova.

Primo target di progetto da verificare è quello relativo alla frequenza di applicazione del carico. La frequenza ideale di applicazione del carico, note la distanza fra i dossi e la velocità nominale di percorrenza del veicolo, risulta essere di circa 4,2 Hz. Questo valore risulta ben distante da quelle che sono le frequenze naturali del sistema, le quali sono comprese tra 25 e 55 Hz.

L'obiettivo progettuale successivo, da analizzare, è quello relativo alla tensione massima registrata sul componente durante questo field test. In figura 66, è rappresentato l'andamento della tesnione massima sviluppatasi sul battery case, sui moduli e sull'azionamento nel corso della prova.

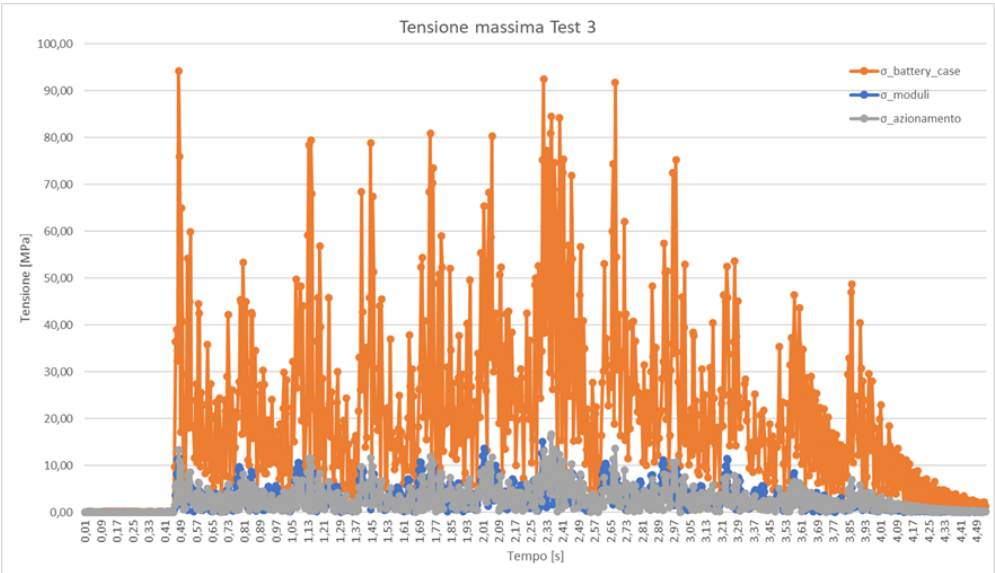

Figura 66 Tensione massima Field Test 3.

Dall'osservazione del grafico, si nota che per tutta la durata della prova, sia l'azionamento che i moduli sono scarsamente sollecitati. La tensione massima registrata su di essi è circa 16 MPa, con un coefficiente di sicurezza pari a 10,3, ben al di sopra della soglia di sicurezza prevista a progetto. Sul battery case si osservano i valori di tensione più elevati, sintomo che la struttura portante è quella che assorbe la maggior parte del carico ricevuto. La tensione massima registrata è pari a circa 94 MPa, quindi il coefficiente di sicurezza risulta pari a 2,5. Quindi anche questo target di progetto può ritenersi superato.

Il punto maggiormente sollecitato risultano essere le nervature della piastra di supporto dell'azionamento (Figura 67).

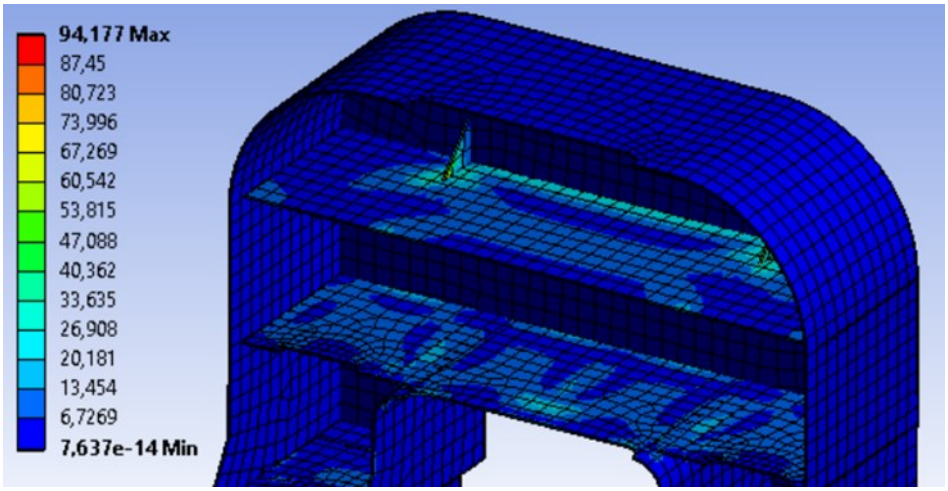

Figura 67 Distribuzione Tensioni Field Test 3.

Per tutta la durata della prova non si verificano interferenza tra struttura esterna del pacco batterie, moduli e azionamento.

Un altro target di progetto da verificare riguarda lo spostamento relativo di tutto il sistema di accumulo del trattore rispetto allo chassis del veicolo stesso, il quale deve essere inferiore a 2 mm. Lo scopo di quest'analisi è valutare non solo lo spostamento relativo in esame, ma serve anche per controllare che il supporto antivibrante non subisca uno spostamento superiore di quello previsto a catalogo. L'andamento di tale parametro nel corso della prova è rappresentato nel seguente grafico (Figura 68).

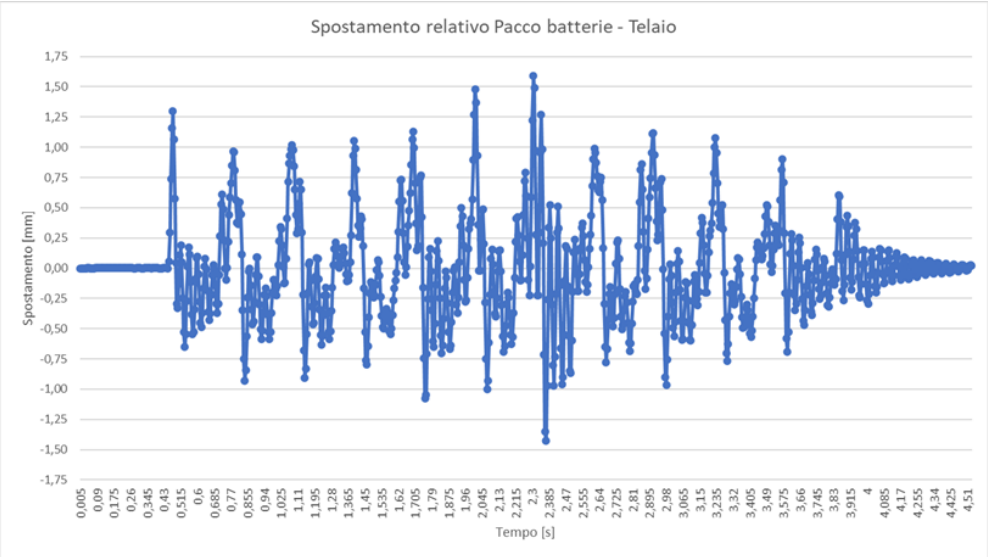

Figura 68 Spostamento relativo pacco batterie - telaio Field Test 3.

Dal grafico si evince che l'andamento dello spostamento ricalca quello della forza, ovviamente con un certo sfasamento temporale rispetto all'andamento della forza. I valori massimi riscontrati sono abbastanza elevati, compresi tra 1,6 mm e -1,5 mm, ma inferiori al valore massimo di progetto ammissibile.

Infine, ultimo parametro da valutare riguarda l'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata nel medesimo modo in cui tale misurazione è stata effettuata per la prova di sovraccarico. L'ampiezza di oscillazione riscontrata durante la prova è rappresentata nel seguente grafico (figura 69).

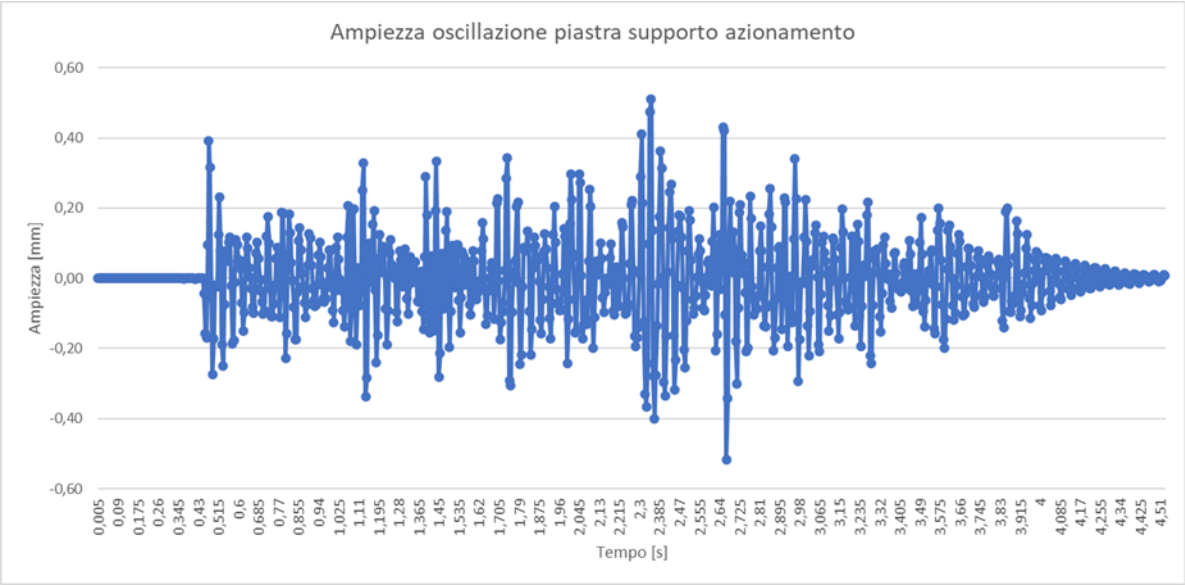

Figura 69 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 3.

Osservando il grafico sopra riportato, si evince che anche quest'ultimo target di progetto risulta superato con esito positivo, in quanto i valori massimi di ampiezza di oscillazione registrati sono compresi tra 0,6mm e -0,6 mm.

Dai risultati ottenuti, si può affermare che il pacco batterie supera con esito positivo anche il terzo Field Test.

6.5: Field Test 4.

Quarto ed ultimo field test pensato per analizzare il comportamento dinamico dell'accumulatore è rappresentato dal trattore che in modalità di marcia veloce percorre alla velocità costante di 25 km/h una strada sconnessa ad inclinazione nulla. La sconnessione del piano stradale è costituita da 10 dossi ad arco di circonferenza identici distanti 2 metri l'uno rispetto all'altro. La forma e la dimensione dei dossi è analoga a quella del field test precedente (Tabella 23). La differenza tra questo field test e quello precedente è data dal fatto che ciascun dosso viene diviso in due parti lungo il piano longitudinale del veicolo e sfalsati di 1 metro l'uno rispetto all'altro.

Per una maggiore comprensibilità del percorso effettuato dal trattore durante il quarto field test, si riporta la seguente figura.

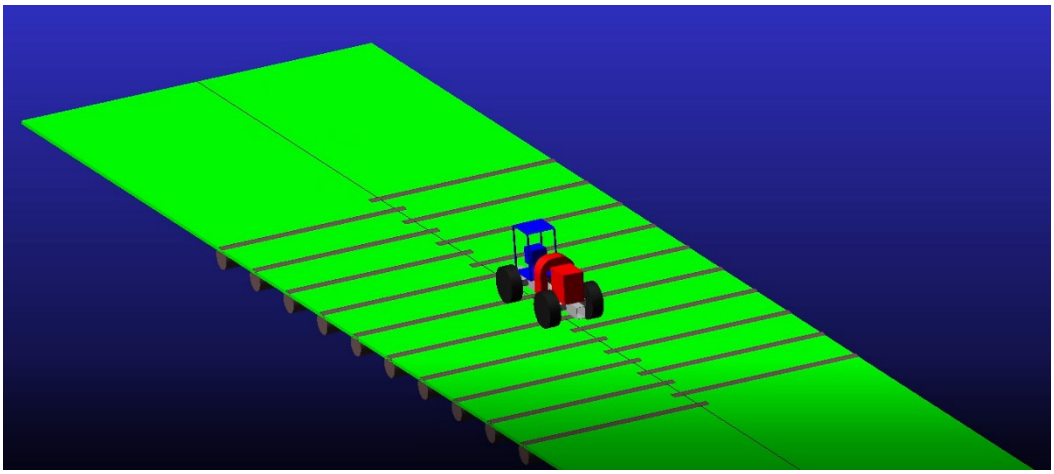

Figura 70 Rappresentazione grafica Field Test 4.

Analogamente al precedente field test, anche in questo caso è assente la massa concentrata di 1000 kg sulla parte posteriore del veicolo, la quale rappresenta l'eventuale macchina operatrice collegata alla presa di potenza del veicolo. Infatti, l'obiettivo della simulazione è infatti quello di studiare il comportamento dinamico del sistema mentre il veicolo si trova in una condizione di spostamento attraverso una strada sterrata molto dissestata.

Il risultato della simulazione multibody, relativamente al quarto field test, è rappresentato nel seguente grafico (figura 71).

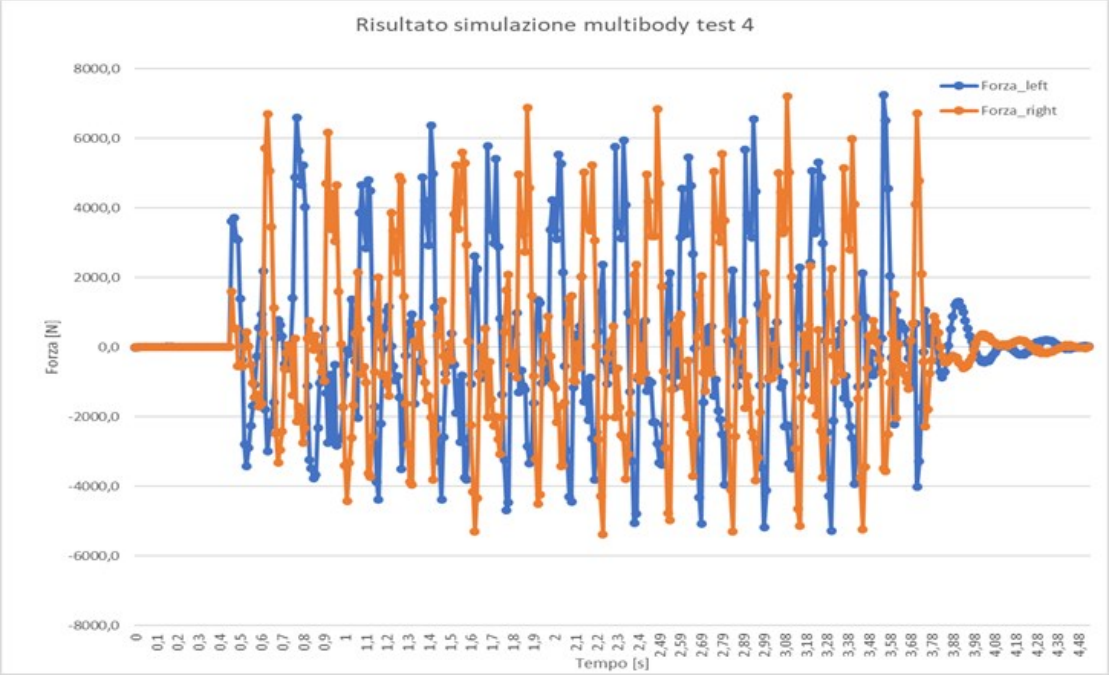

Figura 71 Risultati Simulazione multibody Field Test 4.

Dal grafico si osserva come le due forze (1 per lato) che si scaricano sul telaio, man mano che il trattore percorre il percorso prefissato, si alternino in maniera abbastanza regolare. I picchi massimi raggiunti in questo caso sono di circa 7500 N in verso positivo e di circa 5500 N in verso opposto. Pertanto, anche nel caso di field test in marcia veloce si può affermare che la presenza dei dossi sfalsati costituisce una condizione più gravosa per il veicolo rispetto al caso in cui i dossi non siano sfalsati. Il grafico appena illustrato costituisce l'input per la simulazione agli elementi finiti che consentirà lo studio delle sollecitazioni che il componente subisce durante la prova.

Primo target di progetto da verificare è quello relativo alla frequenza di applicazione del carico. La frequenza ideale di applicazione del carico, note la distanza fra i dossi e la velocità nominale di percorrenza del veicolo, risulta essere di circa 8,33 Hz. Questo valore risulta essere circa 1/3 delle frequenze naturali del pacco batterie, le quali, come visto durante l'analisi modale del modello ottimizzato, sono comprese tra 25 e 55 Hz. L'obiettivo progettuale successivo, da analizzare, è quello relativo alla tensione massima registrata sul componente durante questo field test. In figura 72, è rappresentato l'andamento della tensione massima sviluppatasi sulla struttura esterna dell'accumulatore, sui moduli e sull'azionamento nel corso della prova.

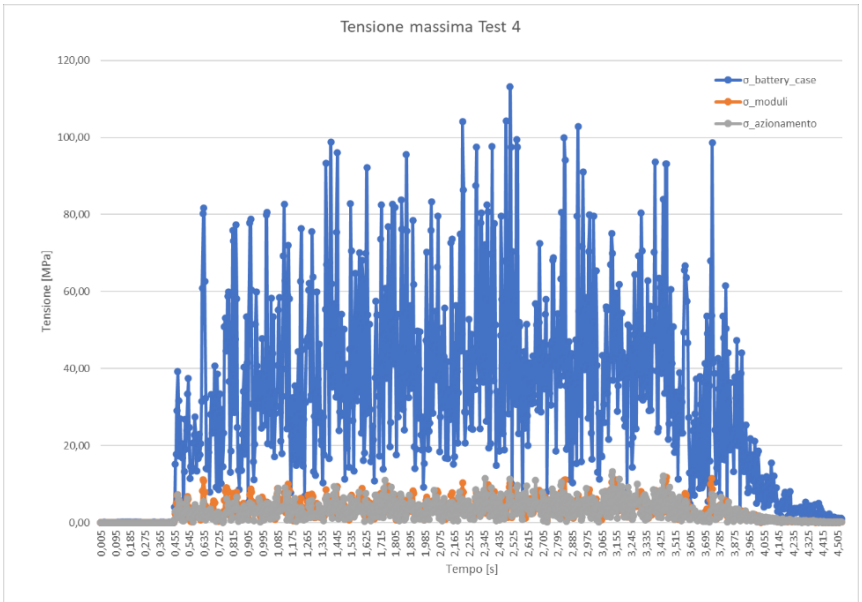

Figura 72 Tensione massima Field Test 4.

Osservando il grafico appena illustrato, si evince che che per tutta la durata della prova, sia l'azionamento che i moduli sono scarsamente sollecitati. La tensione massima registrata su di essi è circa 13 MPa, con un coefficiente di sicurezza pari a 12,7, ben al di sopra della soglia di sicurezza prevista a progetto. Sul battery case si osservano i valori di tensione più elevati, sintomo che la struttura portante è quella che assorbe la maggior parte del carico ricevuto. La tensione massima registrata è pari a circa 113 MPa, quindi il coefficiente di sicurezza risulta pari a 2,1. Quindi, quest'ultimo field test è quello che produce una sollecitazione maggiore sul sistema. Ciò nonostante, il coefficiente di sicurezza, seppure di poco, resta maggiore del valore di soglia fissato a progetto, per cui anche questo target di progetto può ritenersi superato. Anche in questo caso la zona maggiormente sollecitata risulta essere la piastra di supporto dell'azionamento e le relative nervature (figura 73).

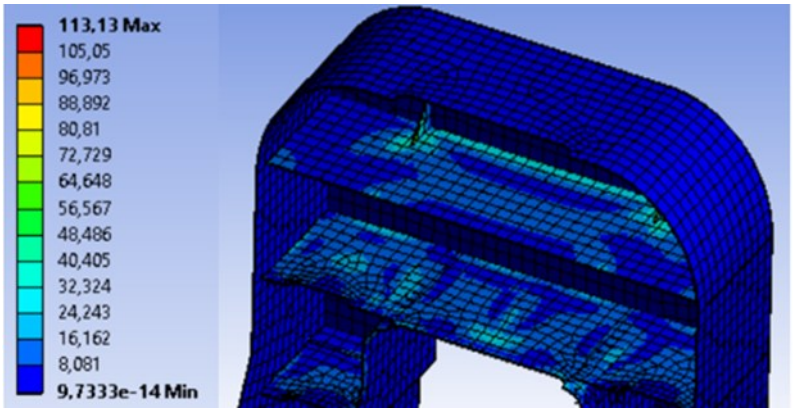

Figura 73 Tensione massima Field Test 4.

Per tutta la durata della prova non si verificano interferenza tra struttura del battery case, moduli e azionamento.

Un altro target di progetto da verificare riguarda lo spostamento relativo di tutto il sistema di accumulo del trattore rispetto allo chassis del veicolo stesso, il quale deve essere inferiore a 2 mm.

L'andamento di tale parametro nel corso della prova è rappresentato nel seguente grafico (Figura 74).

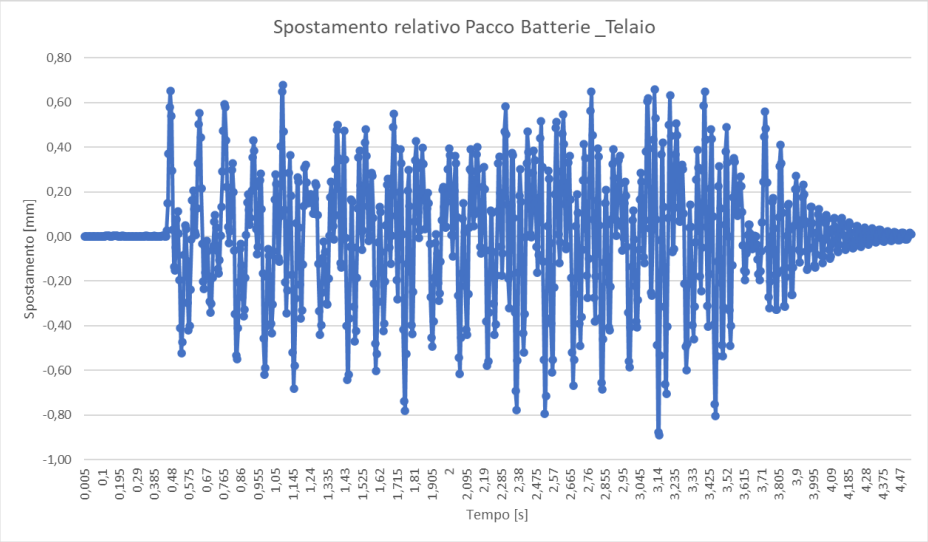

Figura 74 Spostamento relativo pacco batterie - telaio Field Test 4.

Dal grafico si osserva che i valori massimi di ampiezza in direzione verticale sono di 0,7 mm in un verso, mentre è pari a -0,9 mm in verso opposto. La prova risulta dunque superata. Si nota un segnale molto meno regolare rispetto al field test precedente. Infatti, analogamente a quello che succede fra i due field test in cui il trattore si muove in marcia lenta, la presenza dei dossi sfalsati fa sì che i picchi di spostamento registrati, sia positivi che negativi, compaiano con una maggiore frequenza e in valore minore rispetto al field test precedente. Questo è imputabile anche al fatto che in nessun istante la forza complessiva applicata al sistema è superiore alla medesima del field test 3. Ultimo target di progetto da controllare, è quello relativo all'ampiezza di oscillazione della piastra di supporto dell'azionamento. Quest'ultima è stata calcolata nel medesimo modo in cui tale misurazione è stata effettuata per la prova di sovraccarico. L'ampiezza di oscillazione riscontrata durante la prova è raffigurata nel seguente grafico (figura 75).

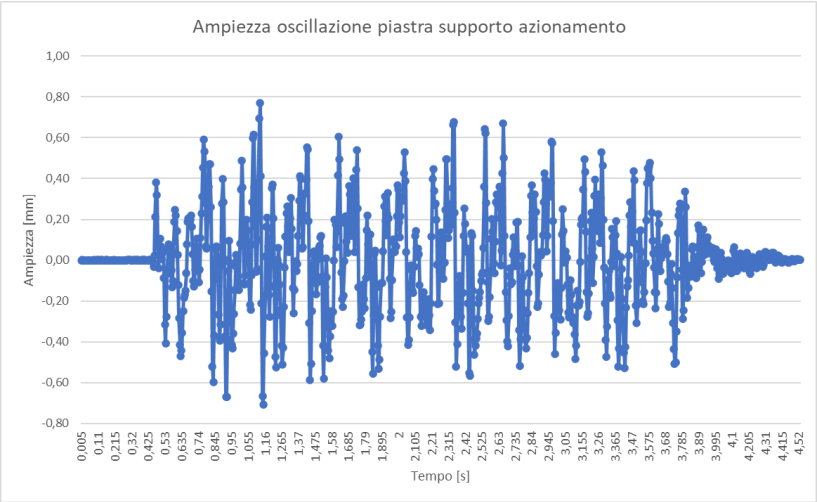

Figura 75 Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento Field Test 4.

Osservando il grafico sopra riportato, si evince che anche quest'ultimo target di progetto risulta superato con esito positivo, in quanto i valori massimi di ampiezza di oscillazione registrati sono compresi tra 0,8mm e -0,8 mm.

Dai risultati ottenuti, si può affermare che il sistema in questione supera con esito positivo anche il quarto Field Test.

6.6: Analisi risultati complessiva field test.

Come esplicato precedentemente, gli obiettivi di progetto prefissati prima dell'esecuzione dei vari field test virtuali, possono essere riassunti nella seguente tabella.

Frequenza applicazione carico f	f < 25 Hz; f > 60 Hz
Coefficiente di sicurezza minimo CS rispetto al limite elastico del materiale	CS ≥ 2
Spostamento relativo pacco batterie – chassis	< 2 mm
Ampiezza di oscillazione piastra supporto azionamento	< 1 mm
Assenza contatti o interferenze tra i vari componenti del sistema	

Tabella 24 Obiettivi di progetto virtual field test.

I risultati ottenuti dalle simulazioni delle singole prove possono essere riassunti nella seguente tabella.

Field Test	**1**	**2**	**3**	**4**
Frequenza applicazione carico	1,4 Hz	2,8 Hz	4,2 Hz	8,33 Hz
Coefficiente di sicurezza minimo CS	3,6	3	2,5	2,1
Spostamento relativo pacco batterie – chassis	1,2 mm	0,6 mm	1,6 mm	0,9 mm
Ampiezza oscillazione piastra supporto azionamento	0,4 mm	0,5 mm	0, 55 mm	0,8 mm
Contatti o interferenze	Assenti	Assenti	Assenti	Assenti

Tabella 25 Risultati complessivi virtual field test.

Osservando la tabella 24, si può constatare che tutti i target di progetto prefissati sono raggiunti, da cui si può dedurre una risposta del pacco batterie alle diverse tipologie di sollecitazione esterne complessivamente positiva.

Analizzando maggiormente nel dettaglio i diversi risultati riscontrati, si possono fare delle interessanti considerazioni.

In primis, dalle frequenze di applicazione del carico riscontrate nelle diverse simulazioni, si può constatare che il trattore opera nel campo delle basse frequenze, confermando di fatto quanto detto precedentemente riguardo i range di frequenza di funzionamento del veicolo agricolo inferiori ai 30 Hz. Un altro aspetto interessante che riguarda la frequenza di applicazione del carico sul sistema in esame è legato alla sua correlazione con il livello di tensione che si sviluppa. Infatti, all'aumentare della frequenza si registra una diminuzione del minimo coefficiente di sicurezza registrato.

Soffermandosi su ciò che accade in termini di tensione massima sviluppatasi sul sistema, si evince che i valori più elevati si riscontrano nei test 3 e 4. Quindi sulla base di questi risultati possiamo dire che le condizioni più critiche sono dettate più dalla velocità (quindi dalla frequenza) con la quale la trattrice impatta sui singoli dossi, piuttosto che dalle dimensioni del dosso stesso. Il minimo coefficiente di sicurezza registrato in ogni test è quello relativo al battery case, mentre sia per i moduli che per l'azionamento i coefficienti di sicurezza registrati sono sempre superiori a 10. Quest'ultimo risultato sta anche ad indicare che la quasi totalità della sollecitazione esterna viene assorbito dalla struttura portante del sistema. Nella maggior parte dei casi il punto maggiormente sollecitato resta, al pari della prova di sovraccarico, la piastra di supporto dell'azionamento. Tuttavia, le ampiezze di oscillazione di quest'ultima sono molto contenute, grazie alla presenza delle due nervature, le quali svolgono in maniera efficace il loro compito.

Infine, dal target di spostamento si evince che i supporti antivibranti sono adatti per l'applicazione in questione, dal momento che in nessun caso si supera il valore di deformazione massima. ammissibile a catalogo, e che nel caso di dossi sfalsati (virtual field test 2 e 4) si ottiene un risultato migliore dal momento che la forza complessiva agente sul sistema è sempre inferiore (a parità di istante di tempo considerato) rispetto al corrispettivo test con dossi non sfalsati.

Quindi in definitiva, in seguito ai risultati ottenuti, il comportamento del pacco batterie in riferimento a tali condizioni operative può ritenersi soddisfacente.

Capitolo 7: Conclusioni finali.

Il lavoro di tesi appena esposto ha dimostrato quanto il pacco batterie, anche nel caso di un veicolo agricolo, incida pesantemente sul comportamento, peso e architettura finale del veicolo stesso. Il pacco batterie, infatti, rappresenta uno dei componenti fondamentali di un veicolo ibrido/elettrico, non solo dal punto di vista prestazionale, ma anche dal punto di vista della sicurezza e della salvaguardia, oltre che per l'accumulatore stesso, anche e soprattutto per l'utilizzatore del veicolo stesso. Per questa ragione, si rende necessaria anche una valutazione del comportamento dinamico del sistema "Pacco batterie".

Sulla base di queste considerazioni, è stato sviluppato tale lavoro di tesi. Partendo da una serie di considerazioni relative alla tipologia di veicolo da utilizzare, è stata determinata forma e posizione dell'accumulatore.

Realizzato il modello agli elementi finiti, sono state condotte una prima serie di simulazioni (analisi modale e prove di sovraccarico) per determinare la miglior combinazione possibile tra materiali costituenti il sistema e i supporti antivibranti utilizzati per vincolare la struttura al telaio. Determinata quest'ultima, si è proceduto ad un'ottimizzazione della geometria dell'accumulatore sulla base dei risultati ottenuti precedentemente.

Infine, sfruttando le potenzialità della simulazione multibody, è stato valutato il comportamento dinamico del pacco batterie, mentre il trattore si sta muovendo attraverso una serie di percorsi sconnessi.

In seguito alle simulazioni condotte e ai conseguenti risultati ottenuti, è emerso che dal punto di vista dinamico, è possibile integrare un pacco batterie di grosse dimensioni con un trattore di piccola taglia, quale è il trattore da frutteto, senza stravolgerne l'architettura di base. Le principali criticità riscontrate riguardano essenzialmente la ricerca del miglior compromesso tra:

- Frequenze naturali del sistema non proprio elevate;
- Tensioni agenti sulla struttura prossime al valore ammissibile.

Da cui si può capire che i principali aspetti progettuali su cui occorre insistere sono essenzialmente tre:

- Massa del sistema;
- Rigidezza della struttura;
- Resistenza meccanica della struttura.

. Una prima e semplice riflessione che si può intraprendere, riguarda la scelta dei materiali. La scelta dei materiali del battery case, dei moduli e dell'azionamento è principalmente imposta dalla necessità di coniugare esigenze legate a tre diversi contesti:

- Contesto progettuale;
- Contesto produttivo;
- Contesto economico.

Tuttavia, ciò non vieta ad esempio di puntare e prendere in considerazione materiali molto più prestanti dal punto di vista meramente progettuale, ma al contempo questi ultimi possono innescare problematiche per gli altri due macro-aspetti.

La rigidezza della struttura deve essere elevata per garantire frequenze naturali più elevate e al contempo garantire una risposta stabile del sistema alle diverse tipologie di sollecitazioni esterne. Il principale contributo di rigidezza sul sistema viene fornito dai supporti antivibranti. Tuttavia, sono raccomandabili interventi di irrigidimento localizzati (ad esempio mediante l'utilizzo di nervature) in punti strategici della struttura (ad esempio in presenza di elevate masse concentrate a sbalzo).

Per quanto riguarda la massa del sistema è di fondamentale importanza che essa sia la più piccola possibile, oltre che per ragioni legate all'autonomia e alle prestazioni del veicolo, anche per motivi legati al comportamento dinamico in maniera tale da aumentare le pulsazioni naturali del sistema e diminuire l'incidenza delle proprietà inerziali della struttura durante la risposta dinamica della stessa.

Il progetto del pacco batterie esposto in questo lavoro di tesi può ritenersi soddisfacente, seppur sia sicuramente migliorabile.

Infine, tale progetto di tesi si presta ad una serie di sviluppi futuri. Questi ultimi si possono raggruppare in due diverse categorie:

- Sviluppi volti al miglioramento del modello utilizzato per le simulazioni;
- Sviluppi intesi come approfondimento e sviluppo della tematica trattata.

Nel primo caso rientrano una serie di affinamenti del modello agli elementi finiti e del modello multibody. In particolare, si potrebbe modificare il comportamento dei supporti antivibranti, utilizzando una caratteristica dell'elemento molla non lineare, oppure si potrebbero usare, come dati di input delle simulazioni di Field Test, dei dati provenienti da misurazioni in campo effettive eseguite sul trattore. Nella seconda categoria invece rientrano tutti quegli sviluppi e approfondimenti della tematica trattata, che possono portare a dei risultati interessanti dal punto di vista della ricerca scientifica. In particolare, si potrebbe eseguire uno studio del comportamento dinamico del pacco batterie al variare del numero e della posizione dei supporti antivibranti, in maniera tale individuare una condizione di optimum. Un altro studio che si potrebbe condurre riguarda, partendo dalle prove illustrate nei capitoli precedenti, la caratterizzazione del comportamento a fatica del pacco batterie in esame.

Riferimenti Bibliografici.

[1] Sitomopul J., Zhang H., Noguchi R., Ahmed T., *Optimization study on the design of utility tractor powered by electric battery, 2019, IOP Conference Series: Earth and Environment Science.*

[2] Lip Huat Saw, Yonghuang Ye, Andrew A. O. Tay, *Integration Issues of Lithium-Ion battery into electric vehicles battery pack, 2016, Journal of Cleaner Production.*

[3] A. Perner, J. Vetter, *Lithium-Ion batteries for hybrid electric vehicles and battery electric vehicles, 2015, Advances in battery technology for electric vehicles.*

[4] C. Linse, R. Khun, *Design of high-voltage battery packs for electric vehicles, 2015, Advances in battery technology for electric vehicles.*

[5] Gugliotta A., *Elementi Finiti, 2002, Progetto didattica in rete.*

[6] Shashank Arora, Weixiang Shen, Ajay Kapoor, R*eview of mechanical design and strategic placement of a robust battery pack for electric vehicles, 2016, Renewable and sustainable energy reviews.*

[7] Li Shui, Fangyuan Chen, Akhil Garg, Xiongbin Peng, Nengsheng Bao, Jian Zhang, *Design Optimization of battery pack enclosure for electric vehicle, 2018, Structural and multidisciplinary optimization.*

[8] K.T. Renius, *Foundamentals of Tractor Design, © Springer Nature Switzerland AG 2020.*