

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Dimensionamento strutturale e analisi dinamica FEM di un pacco batteria per veicolo elettrico

Relatrice:

Prof.ssa Cristiana Delprete

Tutor Aziendale:

Ing. Marco Puccio

Candidato:

Enrico Pierri

Anno Accademico 2022/2023

Abstract

Il passaggio dall'auto a combustione interna a quella elettrica ha comportato un radicale cambiamento nella progettazione dei veicoli, essendo ora provvisti di un diverso sistema propulsivo e di un telaio modificato che possa ospitare e proteggere il pacco batteria. Il pacco batteria è infatti uno dei componenti principali dell'auto elettrica e consiste in un dispositivo in grado di accumulare energia per poi rilasciarla e favorire il movimento del veicolo. Pertanto, principale obiettivo degli ingegneri è stato quello di proteggere il pacco batteria da agenti endogeni (vibrazioni, calore) ed esogeni (polvere, acqua, urti) al fine di preservarne l'integrità ed il corretto funzionamento.

In questo contesto si inserisce il seguente lavoro di tesi, nato successivamente all'attività di tirocinio svolta presso l'azienda Tecnocad Engineering & Design S.r.l., società che guida un gruppo di aziende operanti nel settore automobilistico.

Obiettivo primario della tesi è quello di andare a valutare mediante l'utilizzo dell'analisi agli elementi finiti l'integrità di un pacco batteria per auto elettrica al fine di validarlo secondo le normative di riferimento. Il primo approccio allo studio è stato quello di dover concepire e realizzare al CAD i componenti costituenti il pacco batteria che abbiano la funzione di contenere e proteggere i moduli di celle presenti nel pacco. Particolare attenzione è stata posta agli ingombri presenti nell'auto in modo tale da garantirne il corretto posizionamento all'interno del veicolo.

La fase successiva è stata quella di realizzare il modello FEM partendo dai modelli realizzati al CAD delle varie componenti costituenti il pacco batteria, collegandoli tra loro e andando a costituirne l'assieme da analizzare.

Realizzato il modello FEM si è proceduto ad un'analisi vibrazionale NVH (Noise Vibration Harshness), per valutare le forme modali dei singoli componenti con relativa ottimizzazione di eventuali criticità, seguita da analisi FRF (Frequency Response Function) e PSD (Power Spectral Density) per esaminare il comportamento della struttura sottoposta a forzanti.

Lo studio è stato completato da verifiche nel campo della non linearità sottoponendo il pacco batterie a delle prove di urto meccanico e di compressione al fine di poter migliorare possibili aree di fragilità strutturale.

Nella realizzazione di questo progetto si è fatto riferimento al software Siemens Nx per quanto riguarda la progettazione al CAD, mentre si è utilizzato Altair HyperMesh per le analisi agli elementi finiti con i solutori OptiStruct/Radioss.

I risultati prodotti da queste analisi hanno evidenziato la resistenza dei componenti costituenti il pacco in condizioni operative, mostrando livelli di tensione da parte dei materiali applicati ben al di sotto della soglia critica di snervamento, motivo per il quale il presente studio può porre le basi per ulteriori sviluppi e ottimizzazioni del pacco batteria andando a adattarsi anche a diverse applicazioni.

Sommario

Capitolo 1

Introduzione	1
--------------------	---

Capitolo 2

Stato dell'arte sui pacchi batterie	3
2.1 Cella elettrochimica	3
2.2 Modulo	6
2.3 Bus-bar	7
2.4 Componenti elettrici ed elettronici	7
2.5 Sistema di raffreddamento e di riscaldamento	8
2.6 Battery Case.....	9

Capitolo 3

Approccio teorico al caso di studio	11
3.1 Analisi dinamica	11
3.2 Equazioni della dinamica	12
3.2.1 Matrice delle masse congruente e concentrata	13
3.2.2 Matrice di smorzamento.....	13
3.3 Analisi Modale.....	14
3.4 Sovrapposizione Modale.....	15
3.5 Tipologia di analisi dinamiche	16

Capitolo 4

Caso di studio	18
4.1 Presentazione del veicolo	18
4.2 Dimensionamento energetico preliminare	19
4.2.1 La procedura di omologazione WLTP	19
4.2.2 Calcolo del WLTP: Il <i>Power-to-Weight ratio</i>	20
4.2.3 Espressioni matematiche per il calcolo del consumo di energia	21
4.2.4 Parametri di riferimento	26
4.2.5 Dimensionamento elettrico.....	28

Capitolo 5

Il pacco batteria.....	34
5.1 Il progetto realizzato al CAD	34
5.2 Preparazione del modello FEM	43

Capitolo 6

Analisi dinamica	50
6.1 Analisi modale numerica – NVH	50
<i>Modello 1</i>	52
<i>Modello 2</i>	54
<i>Modello 3</i>	56
<i>Modello 4</i>	58
6.2 Analisi della risposta in frequenza - FRF	62
6.2.1 Preparazione del modello	63
6.2.2 Analisi risultati FRF	64
6.3 Analisi densità spettrale di potenza - PSD	67
6.3.1 Preparazione del modello	68
6.3.2 Analisi risultati PSD	68
• <i>PSD applicata longitudinalmente lungo l'asse X</i>	68
• <i>PSD applicata trasversalmente lungo l'asse Y</i>	69
• <i>PSD applicata verticalmente all'asse Z</i>	70
Capitolo 7	
Analisi dinamica non lineare	72
7.1 Prova di urto meccanico	73
7.1.1 Preparazione del modello	76
7.1.2 Analisi risultati urto meccanico	82
• <i>Prova d'urto applicata longitudinalmente lungo l'asse X</i>	83
• <i>Prova d'urto applicata trasversalmente lungo l'asse Y</i>	85
7.1.3 Osservazioni sulla prova di urto meccanico	88
7.2 Prova di integrità meccanica	89
7.2.1 Preparazione del modello	90
7.2.2 Analisi risultati prova di integrità meccanica	94
• <i>Prova di integrità meccanica applicata longitudinalmente alla direzione di marcia</i>	94
• <i>Prova di integrità meccanica applicata trasversalmente alla direzione di marcia</i>	96
7.2.3 Osservazioni sulla prova di integrità meccanica	99
Capitolo 8	
Conclusioni	102
APPENDICE	105
APPENDICE A	106

Metodo Modale dell'analisi della risposta in frequenza	106
APPENDICE B.....	108
Controllo dei risultati: Calcolo dell'errore energetico	108
Bibliografia	110

Indice delle figure

Figura 2.1: Esempio di pacco batteria (Chevrolet Bolt EV)	3
Figura 2.2: Diagramma di Ragone del livello di cella adattato da Van Den Bossche 2009 [2].	5
Figura 2.3: Tipologie celle Li-Ion [3]	5
Figura 2.4: Rappresentazione schematica del modulo di un pacco batteria [4]	6
Figura 2.5: Illustrazione schematica dei componenti elettrici ed elettronici di un pacco batteria [4]	8
Figura 2.6: Schema illustrativo di un battery case [4].....	9
Figura 3.1: Smorzamento proporzionale [6]	14
Figura 3.2: Esempio dei primi tre modi di vibrare di una trave	16
Figura 3.3: Schema sulla tipologia di analisi dinamiche [7]	17
Figura 4.1: Icona Nucleus	18
Figura 4.2: Profilo di velocità del ciclo guida WLTC di classe 3	21
Figura 4.3: Ciclo guida WLTP	26
Figura 4.4: Andamento energia totale, di accelerazione e di frenata.....	26
Figura 5.1: Disposizione moduli all'interno del pianale	34
Figura 5.2: Housing tray	35
Figura 5.3: La crash structure.....	35
Figura 5.4: Elementi longitudinali della crash structure	36
Figura 5.5: Elementi trasversali della crash structure.....	36
Figura 5.6: Moduli disposti nell'housing tray.....	36
Figura 5.7: Ancoraggio del modulo alla crash structure	37
Figura 5.8: Elemento anteriore e posteriore del frame	37
Figura 5.9: Elemento laterale del frame	38
Figura 5.10: Frame pacco batteria	38
Figura 5.11: Coperchio superiore.....	39
Figura 5.12: Boccola per vite di collegamento tra fondo vassoio e superficie del coperchio superiore	39
Figura 5.13: Cooling-plate	40
Figura 5.14: Coperchio inferiore	40
Figura 5.15: Foro per vite passante di collegamento tra pacco e pianale	41
Figura 5.16: Dimensioni modulo	41
Figura 5.17: Dimensioni pacco batteria	42
Figura 5.18: Parametri check-elems.....	44
Figura 5.19: Boccola presente nel frame	45
Figura 5.20: Vite inserita collegata con rigidi.....	45
Figura 5.21: Saldature crash structure	46
Figura 5.22: Saldature crash structure-vassoio.....	46
Figura 5.23: Collegamenti modulo-crash structure	47
Figura 5.24: Collegamento cooling plate	47
Figura 5.25: Collegamento con rivetti tra housing tray, frame e coperchio superiore	48
Figura 5.26: Vincoli pacco batteria.....	48
Figura 6.1: Prova NVH - Boccola non collegata.....	51
Figura 6.2: Modello 1 - I modo di vibrare del coperchio inferiore.....	53
Figura 6.3: Modello 1 - I modo di vibrare della cooling plate	53

Figura 6.4: Modello 1 - I modo di vibrare delle alette del frame	54
Figura 6.5: Modello 2 - I modo di vibrare del coperchio inferiore.....	55
Figura 6.6: Modello 2 - I modo di vibrare della cooling plate	55
Figura 6.7: Modello 2 - I modo di vibrare delle alette del frame.....	56
Figura 6.8: Modello 3 - I modo di vibrare del coperchio inferiore.....	57
Figura 6.9: Modello 3 - I modo di vibrare della cooling plate	57
Figura 6.10: Viti di collegamento tra vassoio e coperchio superiore.....	58
Figura 6.11: Realizzazione nuove viti passanti.....	58
Figura 6.12: Posizione nuove viti passanti	59
Figura 6.13: Posizione nuovi vincoli	60
Figura 6.14: Modello 4 - I modo di vibrare del coperchio inferiore.....	60
Figura 6.15: Modello 4 - I modo di vibrare della cooling plate	61
Figura 6.16: Eccitazione e Risposta di una analisi di risposta in frequenza [7].....	62
Figura 6.17: Confronto tra NVH e FRF del coperchio inferiore	64
Figura 6.18: Tensione massima del coperchio inferiore	65
Figura 6.19: Confronto tra NVH e FRF della cooling plate	65
Figura 6.20: Tensione massima della cooling plate	66
Figura 6.21: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo X	69
Figura 6.22: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Y	69
Figura 6.23: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z alla crash structure.....	70
Figura 6.24: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z alla cooling plate	70
Figura 6.25: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z al coperchio inferiore	71
Figura 7.1: Confronto tra risposta lineare e non lineare [17]	72
Figura 7.2: Campi di applicazione dell'analisi implicita ed esplicita [17]	73
Figura 7.3: EV Battery Mechanical Shock Test [14].....	74
Figura 7.4: Curve sollecitazioni urto meccanico	74
Figura 7.5: Confronto tra picco di accelerazione e durata dell'urto per vari standard e regolamenti [20]	76
Figura 7.6: Collegamento del pacco batteria alla slitta.....	77
Figura 7.7: Proprietà componenti	78
Figura 7.8: Pannello Model Checker	81
Figura 7.9: Risultati urto meccanico con accelerazioni longitudinali.....	83
Figura 7.10: Von Mises - urto meccanico longitudinale.....	83
Figura 7.11: Massima sollecitazione per urto longitudinale	84
Figura 7.12: Diagramma massimo valore di Von Mises per urto meccanico longitudinale ..	84
Figura 7.13: Ritardo Pacco Batteria Vs Slitta nella prova longitudinale.....	85
Figura 7.14: Von Mises - urto meccanico trasversale	86
Figura 7.15: Diagramma massimo valore di Von Mises per urto meccanico trasversale	87
Figura 7.16: Ritardo Pacco Batteria Vs Slitta nella prova trasversale	87
Figura 7.17: Parametri dimensionali della piastra d'urto	90
Figura 7.18: Modello FEM della piastra d'urto.....	90
Figura 7.19: Pacco Batteria posizionato per la compressione lungo l'asse X	91
Figura 7.20: Pacco Batteria posizionato per la compressione lungo l'asse Y.....	92
Figura 7.21: Parametri per lo spostamento della piastra d'urto.....	92
Figura 7.22: Carico applicato lungo l'asse X.....	93
Figura 7.23: Carico applicato lungo l'asse Y	93

Figura 7.24: ECE R100 - Forza applicata longitudinalmente	94
Figura 7.25: ECE R100 - Deformazioni plastiche nel caso longitudinale	95
Figura 7.26: SAE J2464 - Deformazioni plastiche nel caso longitudinale	95
Figura 7.27: Caso longitudinale - Forza Vs Spostamento	96
Figura 7.28: ECE R100 - Forza applicata trasversalmente	97
Figura 7.29: ECE R100 - Deformazioni plastiche nel caso trasversale	97
Figura 7.30: SAE J2464 - Deformazioni plastiche nel caso trasversale	98
Figura 7.31: Caso trasversale - Forza Vs Spostamento	98
Figura 7.32: Errore energetico percentuale - prova di integrità meccanica in X	101

Indice delle tabelle

Tabella 4.1: Dati tecnici Icona Nucleus	18
Tabella 4.2: Parametri WLTC classe 3	21
Tabella 4.3: Dati tecnici Nucleus per il calcolo del WLTP	22
Tabella 4.4: Requisiti dimensionamento pacco batteria	28
Tabella 4.5: Parametri LG Chem E66A	32
Tabella 4.6: Dimensionamento LG Chem E66A	33
Tabella 5.1 Spessori relativi agli elementi	42
Tabella 5.2: Distinta materiali	49
Tabella 5.3: Distinta componenti e relativi materiali	49
Tabella 6.1: Risultati NVH Modello 1	52
Tabella 6.2: Risultati NVH Modello 2	54
Tabella 6.3: Risultati NVH Modello 3	56
Tabella 6.4: Risultati NVH Modello 4	59
Tabella 6.5: ECE R100 - Prova di resistenza alle vibrazioni	64
Tabella 6.6: Valori per PSD applicati in orizzontale longitudinalmente all'asse X	67
Tabella 6.7: Valori per PSD applicati in orizzontale trasversalmente lungo l'asse Y	67
Tabella 6.8: Valori per PSD applicati verticalmente lungo l'asse Z	67
Tabella 7.1: Impulsi di prova per i veicoli delle categorie M1 e N1	75

Capitolo 1

Introduzione

La maggiore sensibilità della società odierna verso tematiche riguardanti la lotta al cambiamento climatico e l'abbattimento di emissioni di CO₂ ed altre sostanze inquinanti nell'atmosfera ha incentivato il mondo dell'industria ad investire in nuove soluzioni e tecnologie di produzioni che possano ridurre nella maniera più significativa possibile l'impatto ambientale. Pertanto, si è resa subito evidente la necessità di una differenziazione delle fonti energetiche, alternative ai combustibili fossili, che possano in qualche modo soddisfare le nuove esigenze del mercato.

Uno dei settori maggiormente interessati da questo cambiamento è senza dubbio quello dei trasporti. Negli ultimi decenni, infatti, sono state investite ingenti risorse da parte delle aziende e dei centri di ricerca per promuovere una maggiore elettrificazione dei mezzi di trasporto tali da renderli competitivi rispetto all'utilizzo di motori a combustione interna. Queste innovazioni si sono rese particolarmente evidenti nel campo dell'industria automobilistica che oggi è in grado di offrire sul mercato soluzioni ibride o completamente elettriche.

La propulsione elettrica non è una tecnologia del tutto nuova ma fu oggetto di studio già nella prima metà dell'Ottocento. Tra le difficoltà incontrate per implementare questa tecnologia vi era senza dubbio l'autonomia e le prestazioni limitate del pacco batteria, il costo elevato e la pericolosità rappresentate dalla tipologia di celle utilizzate all'epoca. Al contrario negli anni tra Ottocento e Novecento la disponibilità di combustibili fossili era molto elevata ed il motore a combustione interna presentava delle tecnologie ed una convenienza economica che fecero definitivamente accantonare ulteriori sviluppi dell'auto elettrica.

Al giorno d'oggi invece il concetto di auto elettrica non solo è stato ripreso e rivalutato, ma ha assunto anche un ruolo predominante nello scenario produttivo dell'automobile. La stringente necessità di abbattere le emissioni inquinanti ha portato ad un notevole sviluppo della propulsione elettrica potendo garantire prestazioni paragonabili, se non superiori, all'auto a combustione interna. La maggiore autonomia percorsa è frutto di uno sviluppo costante delle celle del pacco batteria che hanno potuto giovare di miglioramenti a livello di prestazioni, di costi e soprattutto di sicurezza. Queste migliorie hanno portato ad un notevole abbattimento del prezzo finale dell'auto elettrica tanto da renderla accessibile anche alla fascia media della popolazione.

In questo contesto si inserisce il seguente lavoro di tesi. Obiettivo di questa attività è quello di sviluppare interamente, partendo da "un foglio bianco" un modello di pacco batteria da installare su un prototipo di auto elettrica. La progettazione e le analisi effettuate faranno riferimento esclusivamente al campo della meccanica.

Si partirà dunque da valutazioni sullo stato dell'arte dei pacchi batteria, effettuando un'analisi dei componenti costitutivi di questi ultimi e confrontandoli con modelli già presenti sul mercato per poter effettuare una progettazione che soddisfi i vincoli e le

esigenze del veicolo in esame. La struttura realizzata verrà sottoposta a prove sia nel campo vibrazionale che della non linearità per valutarne la correttezza costruttiva.

Attualmente inoltre non esistono degli standard da catalogo dei pacchi batteria, questo lavoro di tesi nasce dunque anche dall'esigenza e dalla volontà di offrire una nuova soluzione costruttiva da proporre sul mercato.

Capitolo 2

Stato dell'arte sui pacchi batterie

Per agevolare la comprensione degli argomenti trattati nei capitoli successivi, è opportuno fare una panoramica su cosa è il pacco batteria e del ruolo che questo svolge all'interno dell'auto elettrica.

Il pacco batteria è un dispositivo complesso in grado di accumulare energia elettrica al suo interno per poi rilasciarla ai motori elettrici che genereranno il moto del veicolo. Vista la sua importanza è facile dedurre che progettare un pacco batteria è estremamente complesso in quanto bisogna far coincidere una progettazione meccanica con quella elettrica, elettronica e termica. Far combinare questi aspetti è di fondamentale importanza non solo per assicurare prestazioni ed autonomia al veicolo, ma anche per raggiungere standard di sicurezza necessari a non creare pericolo in fase di utilizzo o di collisione durante la circolazione.

Il pacco batteria è costituito sostanzialmente da un numero definito di celle, che svolgono la funzione di accumulo e rilascio dell'energia, collegate tra loro secondo una precisa disposizione e protette da un involucro che va a costituirne la scocca (Figura 2.1).



Figura 2.1: Esempio di pacco batteria (Chevrolet Bolt EV)

Il seguente capitolo espone una descrizione accurata non solo delle celle ma di tutti i componenti costituenti un pacco batteria. Viene mostrata inoltre la disposizione spaziale di ogni singolo componente all'interno del pacco batteria e il ruolo che questo assume durante il normale funzionamento del veicolo.

2.1 Cella elettrochimica ^[1]

La cella elettrochimica costituisce l'unità base del pacco batteria e svolge la funzione di convertire l'energia chimica in energia elettrica durante la fase di scarico e l'energia elettrica in energia chimica durante la ricarica. Il tipo di elementi contenuti all'interno

e le reazioni chimiche che avvengono durante il processo di scarico-carico definiscono la chimica e dunque la tipologia di cella.

La cella di una batteria è costituita sostanzialmente da cinque elementi principali:

- due elettrodi: anodo e catodo;
- dei separatori tra anodo e catodo;
- i terminali;
- una soluzione elettrolita dove avviene una reazione di ossidoriduzione tra anodo e catodo;
- un *case* o custodia di protezione.

Le principali specifiche tecniche che caratterizzano una cella sono:

- Tensione Nominale: espressa in Volt [V], rappresenta la differenza di potenziale elettrico tra gli elettrodi della cella; non è un valore costante ma presenta un intervallo di funzionamento;
- Capacità Nominale: misurata in Ampere-ora [Ah], quantità di carica che la cella può erogare quando è sottoposta a scarica; rappresenta quindi in un certo senso l'energia che può essere immagazzinata all'interno della cella;
- Densità di energia: espressa in Watt-ora su chilogrammo [Wh/kg] se riferita al peso o Watt-ora su litro [Wh/l] se al volume, grandezza che rappresenta l'energia elettrica accumulata per unità di peso o di volume. Parametro dipendente dalla chimica della cella;
- C-rate: parametro normalizzato rispetto alla capacità che permette di definire la corrente di scarica di una cella e di confrontarla con quella di altre celle.

Le celle presenti all'interno di un pacco batteria vengono collegate tra loro secondo due modalità in base al dimensionamento energetico che si vuole ottenere:

- Collegamento in serie: si collega il terminale negativo di una cella con il positivo di un'altra. La tensione risultante che si ottiene è pari alla somma delle tensioni di ogni cella collegata facendo rimanere invariata la capacità, pertanto è di fondamentale importanza collegare in serie celle che hanno la stessa capacità.
- Collegamento in parallelo: si ottiene collegando tra loro i terminali positivo con positivo e negativo con negativo delle celle interessate. In questo caso la capacità risultante è la somma delle capacità delle celle connesse mentre a rimanere invariata è la tensione.

Le celle presenti sul mercato vengono in genere classificate in base alla reazione chimica che avviene al loro interno. In base a questa caratteristica, e quindi alla capacità che hanno di generare energia elettrica, variano sensibilmente le prestazioni che la cella può offrire. Per quanto riguarda il settore della trazione elettrica le tipologie di celle più adatte sono senza dubbio le celle agli ioni di litio (Li-Ion) e le più recenti celle ai polimeri di litio (LiPo).

La cella agli ioni di litio Li-Ion è attualmente la tipologia più utilizzata nella mobilità elettrica perché garantisce la più alta densità di energia e di potenza rispetto alle altre. Queste celle si distinguono per una bassa manutenzione e per le prestazioni costanti nel corso della loro vita non essendo soggette al fenomeno dell'effetto memoria (ovvero ricaricare sempre allo stesso livello di scarico rischiando di generare un erroneo livello di minimo dettato dal livello in cui si decide di ricaricare). Di seguito si riporta un grafico di confronto tra le prestazioni delle celle Li-Ion e quelle delle altre tipologie (Figura 2.2).

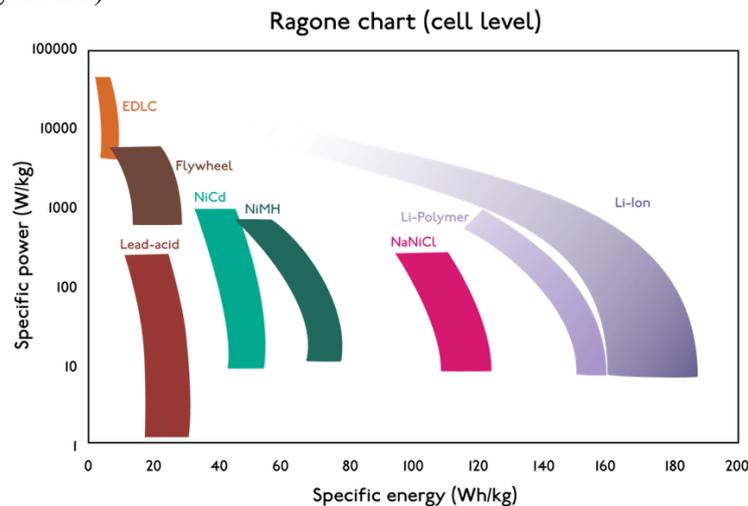


Figura 2.2: Diagramma di Ragone del livello di cella adattato da Van Den Bossche 2009 [2]

Tra i punti critici presentati dalla cella Li-Ion vi è senza dubbio il rischio di esplosione dovuto essenzialmente all'elevata densità energetica che offre unito all'inflammabilità dell'elettrolita presente al suo interno.

Le celle delle batterie si differenziano inoltre a seconda della forma che sostanzialmente è di tre tipologie (Figura 2.3) [3]:

- Celle di forma cilindrica;
- Celle prismatiche con guscio contenitivo rigido;
- Celle a sacchetto o "Pouch cell" caratterizzate da un involucro più morbido.

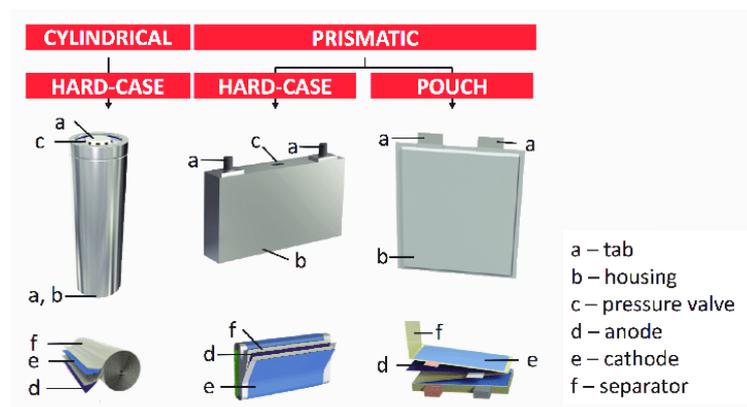


Figura 2.3: Tipologie celle Li-Ion [3]

Le celle ai polimeri di litio (LiPo) rappresentano in un certo senso l'evoluzione delle Li-Ion differenziandosi per la presenza di sale di litio contenuto in un composito di polimero solido anziché in un solvente organico liquido. Questa nuova tecnologia ha portato vantaggi dal punto di vista della sicurezza riducendo l'infiammabilità, meno vincoli nella tipologia della forma, un minor degrado temporale ed un aumento della capacità a parità di volume con le Li-Ion.

Tra gli svantaggi presentati da questo tipo di cella vi è senza dubbio la necessità di un caricatore specifico, per non incorrere in ricarica lenta o danneggiamento della cella, e infiammabilità immediata nel caso di foratura.

2.2 Modulo

Per ragioni di sicurezza e manutenibilità le celle vengono raccolte in sottosistemi chiamati moduli (Figura 2.4). Ogni modulo contiene un numero ben definito di celle collegate tra loro in serie o in parallelo con una tensione complessiva per modulo di un valore uguale o inferiore ai 60 VDC. Questo, infatti, consente agli operatori di poter maneggiare i moduli in sicurezza senza l'ausilio di attrezzature specifiche tipiche di dispositivi ad alta tensione.

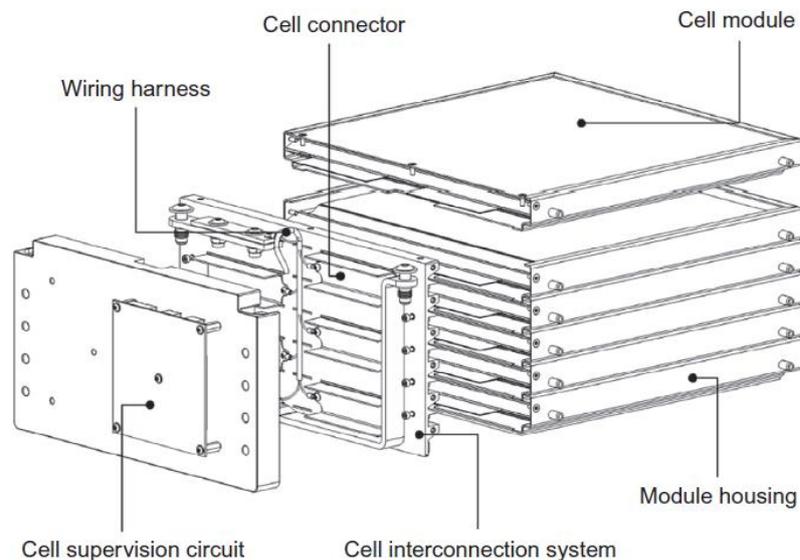


Figura 2.4: Rappresentazione schematica del modulo di un pacco batteria [4]

Caratteristica fondamentale che il modulo deve possedere è la resistenza meccanica soprattutto nella zona destinata ad accogliere le celle. La resistenza meccanica deve essere garantita non solo per far fronte alle sollecitazioni esterne a cui viene sottoposto il pacco batteria, ma anche alle forze di pressione interne generate dalle celle stesse nella fase di carico e scarico, essendo soggette a dilatazioni e contrazioni.

2.3 Bus-bar

Le bus-bar sono tutte le connessioni ad alta tensione presenti all'interno del pacco batterie, dunque rappresentano i collegamenti tra i moduli. Le bus-bar sono generalmente in rame o alluminio e necessitano di un accurato dimensionamento per garantire una corretta interconnessione tra i moduli e gestire il flusso di corrente che le attraversa. Questo flusso di corrente provoca una generazione di calore a causa della resistenza elettrica del conduttore stesso e della resistenza di contatto tra il terminale della cella e il connettore della cella [4].

2.4 Componenti elettrici ed elettronici

Le celle sono componenti sensibili a sovraccarichi di tensioni o innalzamenti di temperatura al di fuori del loro range di funzionamento. Per questo motivo i pacchi batterie vengono equipaggiati da dispositivi elettrici ed elettronici capaci di monitorare il corretto funzionamento delle celle durante la fase di carica e scarica. Questi dispositivi sono in grado di leggere i dati relativi ad uno stato di pericolo della cella in modo da essere pronti ad intervenire in caso di guasto disconnettendo il pacco batterie dal resto del veicolo.

Questo tipo di intervento viene effettuato dal BMS (Battery Management System) e dalla switch box. Quest'ultimo è un dispositivo dotato di due relè HV, usati per scollegare in sicurezza il pacco batterie, e di un fusibile meccanico che ha il compito di proteggere il pacco batteria e gli altri componenti in caso di cortocircuito esterno [4].

Il Battery Management System (BMS) svolge invece il compito di monitorare lo stato delle celle in termini di tensione e temperatura. Esso si divide in:

- BMS *slave*: è un dispositivo applicato solitamente ad ogni modulo con il compito di misurare la tensione e la temperatura sviluppata da ciascuna celle in esercizio. Lo *slave* ha inoltre il compito di bilanciare la fase di carica della cella;
- BMS *master*: ha il compito di raccogliere ed elaborare i dati forniti dai BMS *slaves*. Svolge un ruolo di monitoraggio e coordinazione dell'intero sistema potendo comandare i vari azionamenti in caso di anomalie.

È possibile dunque andare ad impostare uno schema rappresentativo della componentistica elettrica ed elettronico presente all'interno di un pacco batteria (Figura 2.5):

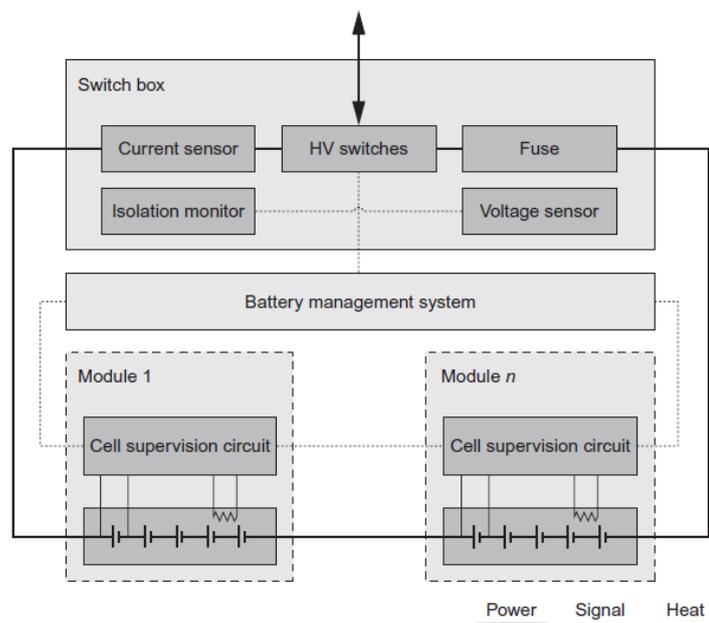


Figura 2.5: Illustrazione schematica dei componenti elettrici ed elettronici di un pacco batteria [4]

2.5 Sistema di raffreddamento e di riscaldamento

La temperatura delle celle è il principale parametro da monitorare per garantire un corretto funzionamento del pacco batteria. Per aumentare la durata del pacco batteria e garantirne le prestazioni, le celle devono essere mantenute in un intervallo di temperature definito. Pertanto risulta indispensabile un efficiente sistema di gestione termica del pacco batteria capace di far fronte alle diverse condizioni climatiche che il veicolo dovrà affrontare. Le basse temperature limitano le prestazioni delle celle agli ioni di litio a causa di una maggiore resistenza interna, dunque, un sistema di riscaldamento adeguato può evitare questo tipo di inconveniente. Al contrario le alte temperature surriscaldano le celle anche se in condizioni blande di utilizzo del veicolo. Il sistema di riscaldamento/raffreddamento di un pacco batteria può essere:

- Ad aria;
- A liquido;
- *Direct refrigerant system*;
- Raffreddamento tramite PCM (*Phase Change Material*).

La soluzione attualmente più utilizzata nel campo automobilistico è il raffreddamento a liquido grazie alla sua adattabilità nell'inserimento alla progettazione del pacco batteria. Nel sistema a liquido, l'impianto di riscaldamento/raffreddamento è costituito da:

- Pompa di circolazione;
- Radiatore;
- Serpentine che si snodano all'interno del pacco batterie, dentro le quali circola il fluido refrigerante in grado di asportare calore alla cella in contatto con loro.

2.6 Battery Case

L'alloggio del pacco batterie (chiamato in genere *Battery Case* o *Battery Housing*) è un componente altamente customizzato, realizzato su misure per ogni specifico campo di utilizzo. La geometria e la forma con cui viene progettato sono strettamente legate alle dimensioni del vano del veicolo in cui deve essere montato e al numero e alla tipologia dei componenti che deve contenere al suo interno. Il *battery case* fa dunque da custodia protettiva a tutti i componenti elencati finora in questo capitolo.

Oltre che da protezione per i componenti all'interno, il *battery case* svolge anche la funzione fondamentale di interfaccia meccanica, termica ed elettrica tra la componentistica interna ed il resto del veicolo. Il *battery case*, infatti, include il connettore HV come interfaccia di potenza, il connettore dati come interfaccia di segnale e un'interfaccia termica per lo scambio di calore con il sistema di raffreddamento/riscaldamento.

La progettazione del *case* per un pacco batterie è dunque un processo estremamente delicato dato che il modello finale deve essere in grado di garantire diversi requisiti per poter trovare applicazione come:

- Peso, dato che il pacco batterie costituisce la maggior parte del peso in un'auto elettrica. Bisogna quindi concepire un modello che non vada ad inficiare le prestazioni del veicolo con un peso notevole;
- Resistenza, in quanto deve essere non solo in grado di resistere agli urti provenienti dall'esterno, ma anche presentare una struttura che si inserisca nel vano di alloggio in modo da contribuire alla rigidità dell'intero veicolo;
- Sicurezza, garantita dai sensori presenti di regolazione della pressione e monitoraggio della condensa;
- Impermeabilità, da intrusione di polvere o liquidi;
- Isolamento elettrico dal resto del veicolo;
- Costo.

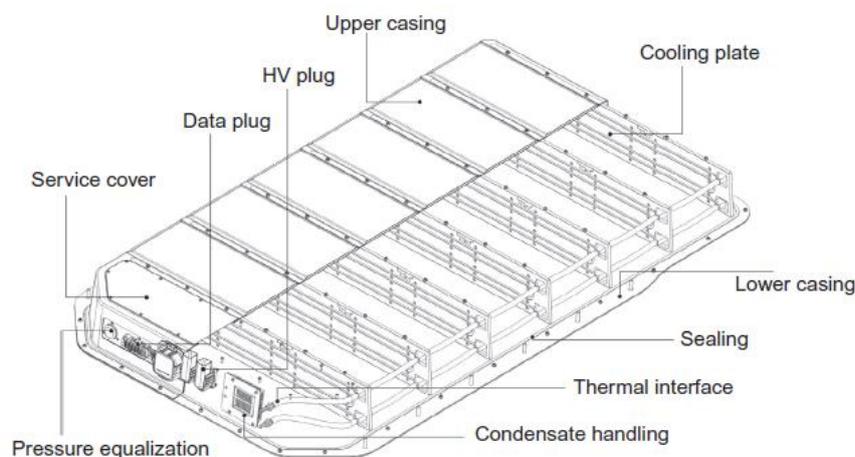


Figura 2.6: Schema illustrativo di un battery case [4]

I materiali utilizzati nella realizzazione di un *battery case* per auto elettrica sono sostanzialmente acciaio e alluminio. Si possono riscontrare anche interessanti applicazioni di materiali compositi come la fibra di carbonio (CFRP), la fibra di vetro (GFRP) o il kevlar, quest'ultimo applicato in genere sul fondo del *case* per proteggerlo dai danni dovuti ai detriti stradali e per impedire l'intrusione di pulviscolo o liquidi. I materiali polimerici vengono invece applicati per quegli elementi che non hanno un ruolo strutturale nel pacco batterie ma solamente di copertura, come ad esempio il coperchio superiore del *case*.

Il pacco batteria si compone di altri elementi meccanici e strutturali che vanno ad integrarsi con il *battery case*, si rimanda al capitolo dedicato alla progettazione del caso di studio per la descrizione di questi ultimi.

Capitolo 3

Approccio teorico al caso di studio

Il seguente capitolo ha lo scopo di fornire una introduzione teorica alle analisi effettuate per il caso di studio. Esso costituisce una base per favorire la comprensione delle valutazioni applicate per la realizzazione del pacco batteria.

Il lavoro svolto segue sostanzialmente due filoni riferiti alle due tipologie di analisi FEM a cui è stato sottoposto il pacco batteria realizzato al fine di soddisfare le normative di riferimento: una analisi dinamica-vibrazionale e una dinamica non lineare

3.1 Analisi dinamica [5]

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

- La dipendenza dal tempo del problema;
- La presenza delle forze d'inerzia e di smorzamento del sistema.

Se la frequenza di eccitazione del carico applicato alla struttura è inferiore di circa un terzo della più piccola frequenza naturale del sistema, allora gli effetti d'inerzia possono essere trascurati ed il problema può essere definito "quasi-statico". Al contrario se le frequenze di eccitazione del carico applicato sono maggiori di circa un terzo della più piccola frequenza naturale o se la struttura vibra liberamente, allora le forze d'inerzia diventano importanti rappresentando una parte significativa del carico complessivo agente sulla struttura.

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

Le vibrazioni possono essere classificate in diversi modi:

- Vibrazioni libere o forzate, a seconda se il sistema vibra liberamente oppure sotto l'eccitazione di una forza esterna variabile nel tempo;
- Vibrazioni smorzate e non smorzate, dove lo smorzamento produce una perdita di energia dovuta all'attrito (viscoso, coulombiano, isteresi);
- Vibrazioni lineari o non lineari, dove nel primo caso si può applicare il principio di sovrapposizione degli effetti mentre per i non lineari risultano più complessi da analizzare;
- Vibrazioni deterministiche e vibrazioni random, nel primo caso il valore dell'eccitazione è noto per ogni istante di tempo mentre nel secondo no.

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

- Calcolo delle frequenze naturali di vibrazione e dei corrispondenti modi di vibrare, dove in genere si effettua un confronto tra le frequenze proprie del sistema con quelle del carico eccitante;

- Analisi della risposta temporale di una struttura soggetta a carichi variabili nel tempo. Poiché il carico e quindi la risposta, in termini di spostamenti e tensioni, variano con il tempo, il problema non ha una singola soluzione, come per il problema statico, ma una successione di soluzioni in corrispondenza degli istanti di tempo di interesse.

3.2 Equazioni della dinamica

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

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

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 spostamenti $\{u\}$, funzione ora anche del tempo oltre che dello spazio, e per le sue derivate:

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

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

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

Con $[n]$ funzione dello spazio e $\{s\}$ funzione del tempo. Sostituendo nella (3.1) e introducendo la legge costitutiva del materiale, nel caso di deformazione iniziale e di tensione iniziale nulle, si ottiene:

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

Dato che l'uguaglianza deve valere per qualsiasi configurazione di spostamenti virtuali $\{\delta s\}$, deve anche valere la seguente uguaglianza:

$$[m]\{\dot{s}\} + [c]\{\dot{s}\} + [k]\{s\} = \{f\} + \{f_e\}_{t_0} + \{f_e\}_\phi \quad (3.6)$$

Con $[m]$ matrice delle masse, $[c]$ matrice dello smorzamento e $[k]$ matrice di rigidità:

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

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

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

3.2.1 Matrice delle masse congruente e concentrata

La matrice delle masse ricavata è detta matrice congruente delle masse (*consistent mass matrix*), così chiamata poiché si utilizza lo stesso modello di spostamento (stesse funzioni di forma per gli spostamenti) usato per derivare la matrice di rigidità.

La matrice a masse concentrate (*lumped mass matrix*) è di formulazione più semplice avendo elementi non nulli solo in corrispondenza dei gradi di libertà traslazionali. Questa matrice è ottenuta concentrando una massa m_i in corrispondenza del grado di libertà i -esimo, in modo che la sommatoria delle singole masse rappresenti la massa totale dell'elemento.

La formulazione a masse concentrate, essendo diagonale, non considera gli effetti dinamici di mutua influenza tra i vari gradi di libertà dell'elemento. D'altro canto anche le matrici di massa congruenti sono approssimate poiché esse sono derivate utilizzando le funzioni di forma per gli spostamenti ricavate nel caso statico ed utilizzate poi per risolvere il caso dinamico.

Le frequenze proprie calcolate utilizzando matrici di massa congruenti costituiscono un limite superiore alle frequenze naturali esatte, mentre quelle calcolate utilizzando matrici di massa concentrate forniscono un limite inferiore alle frequenze naturali esatte, fornendo dei valori inferiori a quelli corretti.

3.2.2 Matrice di smorzamento

Lo smorzamento nelle strutture è dovuto principalmente a fenomeni di isteresi e di attrito negli elementi di collegamento. Questi fenomeni sono però difficili da modellare e da inserire nelle equazioni di dinamica strutturale, per cui il fenomeno dello smorzamento è generalmente approssimato dallo smorzamento viscoso,

attraverso il fattore di smorzamento ξ . Il valore di ξ dipende dal materiale e dal livello di tensione.

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 rigidità e della matrice di massa, collegate secondo la relazione:

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

con α e β costanti di smorzamento di Rayleigh. La matrice di smorzamento $[C]$ così ottenuta è ortogonale e permette una semplificazione dell'analisi.

La relazione tra α , β ed il fattore di smorzamento ξ è:

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

Lo smorzamento M-proporzionale può rappresentare uno smorzamento dovuto ad attrito, mentre lo smorzamento K-proporzionale può rappresentare lo smorzamento interno del materiale (Figura 3.1).

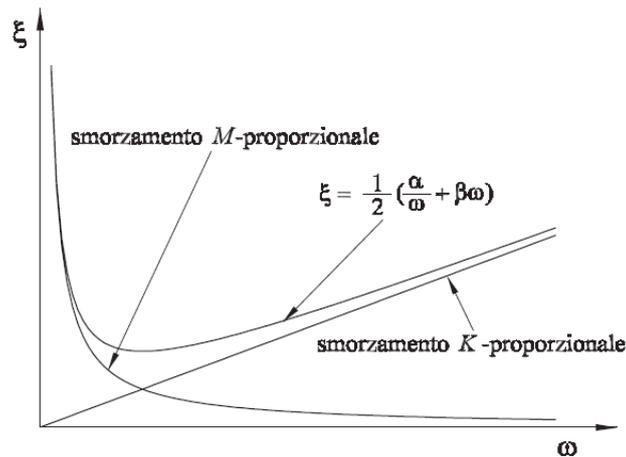


Figura 3.1: Smorzamento proporzionale [6]

3.3 Analisi Modale

Nell'ipotesi di struttura lineare ($[K]$ e $[M]$ costanti), nessun smorzamento ($[C] = 0$) e vibrazioni libere ($\{F\} = 0$), e ponendo:

$$\{u\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (3.12)$$

L'equazione (3.6) diventa:

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = \{0\} \quad (3.13)$$

Ad eccezione della soluzione banale $\{\phi\} = \{0\}$, relativa ad un sistema in quiete, occorre che il determinante della matrice sia nullo per avere soluzioni non nulle di $\{\phi\}$. Il problema si dice agli autovalori ed ammette n soluzioni (con n gradi di libertà) per ω^2 e n autovettori $\{\phi\}$ definiti a meno di una costante. Poiché le matrici in gioco sono reali e simmetriche gli autovalori sono tutti numeri reali:

$$\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i} \quad (3.14)$$

Da questa relazione è possibile ricavare le frequenze naturali e i modi di vibrare del sistema.

3.4 Sovrapposizione Modale

Nell'ambito dell'analisi dinamica uno dei metodi più utilizzati per il calcolo della risposta dinamica è senza dubbio la sovrapposizione modale. 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 desiderati.

Questa procedura di calcolo si rivela utile sia nell'ambito dell'analisi transiente sia nel calcolo della risposta in frequenza della struttura. Tra i vantaggi di questo metodo vi è senza dubbio quello di ottenere una soluzione veloce in quanto è necessario esaminare i primi modi e quelli più vicini alla frequenza del carico. D'altro canto presenta anche delle limitazioni tra le quali quella di poter considerare solo sistemi lineari, richiede inoltre a monte la soluzione modale prima di procedere al calcolo, difficilmente è possibile includere smorzamenti diversi da quelli percentuali o comunque correlati alle frequenze proprie.

Considerando l'equazione di riferimento per l'analisi dinamica:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (3.15)$$

tramite l'analisi modale è possibile ricavare gli autovalori $[\Lambda] = \text{diag}(\omega_i)$ e gli autovettori $[\phi]$, sfruttando le proprietà di ortogonalità e considerando la trasformazione:

$$\{u\} = [\phi]\{X\} \quad (3.16)$$

con $\{X\}$ spostamenti generalizzati modali, si ottiene:

$$\{\ddot{X}\} + [\phi]^T[C][\phi]\{\dot{X}\} + [\Lambda^2]\{X\} = [\phi]^T\{F\} \quad (3.17)$$

Le equazioni risultano disaccoppiate se è possibile supporre lo smorzamento proporzionale o di Rayleigh (equazione 1) ottenendo n equazioni disaccoppiate del tipo:

$$\ddot{x}_i + 2\omega_i\xi_i\dot{x}_i + \omega_i^2x_i = f_i \quad (3.18)$$

$$f_i = \{\phi_i\}^T\{F\} \quad (3.19)$$

dove f_i rappresenta il fattore di partecipazione modale. Nell'analisi modale il fattore di partecipazione fornisce una misura della risposta di una struttura ad una data frequenza naturale, cioè come ogni modo contribuirà agli spostamenti (e da questi alle tensioni) in una particolare direzione.

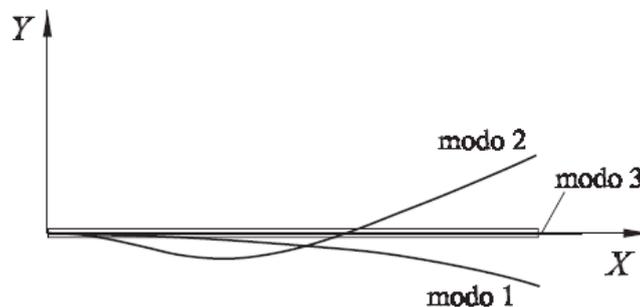


Figura 3.2: Esempio dei primi tre modi di vibrare di una trave

Nell'esempio riportato (Figura 3.2) i primi due modi sono di flessione mentre il terzo di trazione-compressione. Il quadrato di ciascun fattore di partecipazione è uguale alla massa che è entrata in gioco in quella direzione. Nella pratica ci si ferma al numero di modi che rappresentano una percentuale adeguata della massa della struttura, valore che in genere si attesta tra il 90% e il 95%.

3.5 Tipologia di analisi dinamiche

La tipologia di analisi dinamica viene scelta a seconda del campo di applicazione e della risposta che si vuole analizzare. In genere è possibile distinguere tre tipologie di analisi a seconda del tipo di vibrazione (Figura 3.3) [7]:

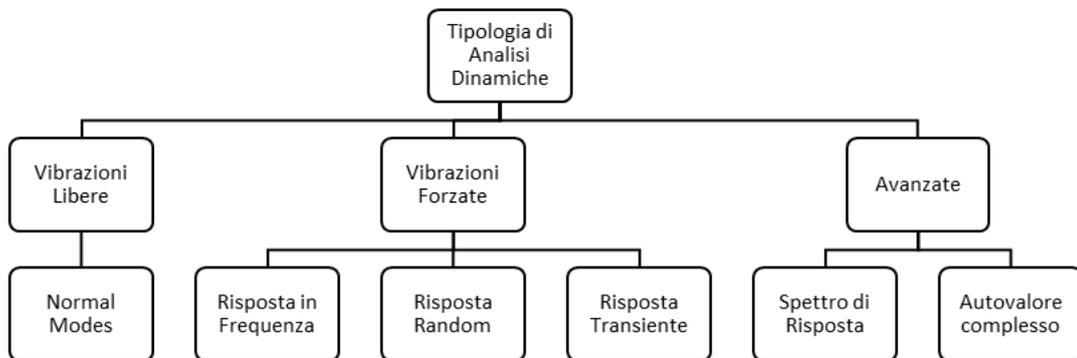


Figura 3.3: Schema sulla tipologia di analisi dinamiche [7]

- Vibrazioni libere: per lo studio dei modi normali;
- Vibrazioni forzate: per la valutazione della risposta in frequenza, della risposta random e della risposta transiente;
- Avanzate: per lo studio dello spettro di risposta e dell'autovalore complesso.

In questo studio verranno prese in considerazione le vibrazioni libere e forzate al fine di effettuare delle analisi modali, di risposta in frequenza e della densità spettrale di potenza.

Terminate queste prime prove, il dispositivo realizzato verrà sottoposto a delle prove nel campo della non linearità per testare la resistenza dei suoi componenti.

Si rimanda ai capitoli dedicati per una descrizione dettagliata di queste applicazioni.

Capitolo 4

Caso di studio

Il seguente capitolo è dedicato alla presentazione del caso di studio oggetto di questo lavoro di tesi. La trattazione sarà basata su una breve descrizione del veicolo da equipaggiare con il pacco batteria, si procederà esponendo le valutazioni effettuate nel ricavare in numero di celle da destinare al pacco ed in che modo queste verranno raggruppate per costituire i moduli.

4.1 Presentazione del veicolo

L'obiettivo principale di questo lavoro è quello di progettare il *case* di un pacco batteria per un prototipo di auto elettrica ideata dalla Tecnocad. L'auto in questione è la Icona Nucleus (Figura 4.1), veicolo di grandi dimensioni a guida autonoma capace di trasportare fino a un massimo di sei passeggeri. La propulsione è dunque elettrica con motori integrati nelle ruote che montano pneumatici airless. In particolare, la Nucleus è dotata di quattro motori (Elaphe L1500) da 150 CV l'uno per un totale di 600 CV [8].



Figura 4.1: Icona Nucleus

Di seguito si riporta una tabella riassuntiva delle caratteristiche dell'auto (Tabella 4.1):

Tabella 4.1: Dati tecnici Icona Nucleus

Lunghezza [mm]	5259
Larghezza [mm]	2115
Altezza [mm]	1742
Peso [kg]	2000
Interasse [mm]	3310
Pneumatici	205/35/R27
Carreggiata [mm]	1908
Coeff. Cx	0,27

A fronte di questi dati verrà proposto un preliminare *case* del pacco batteria progettato a CAD, con la principale funzione di rispettare gli ingombri nel pianale dell'auto dove è previsto l'alloggio e garantire al contempo la protezione dei moduli contenenti le celle del pacco batteria. Su questo primo progetto di pacco batteria verranno effettuate delle validazioni tramite analisi FEM al fine di valutarne la correttezza progettuale ed apportare le necessarie modifiche in caso di criticità.

4.2 Dimensionamento energetico preliminare [1]

L'Icona Nucleus è un veicolo BEV (*Battery Electric Vehicle*) sprovvisto di un pacco batteria reale, si è deciso dunque di affrontare uno studio preliminare per dare all'auto un dimensionamento energetico quanto più possibile realistico. Tale scelta è dettata anche in funzione delle soluzioni tecniche da adottare nella progettazione del pacco batteria con tutti gli elementi che lo compongono.

Le procedure di calcolo effettuate in questa trattazione sono dunque una base da cui partire per un dimensionamento energetico di massima che potrà essere oggetto di futuri approfondimenti e revisioni. Lo scopo primario è quello di stabilire il numero di celle, e quindi di moduli, necessario a soddisfare l'obiettivo di autonomia in termini di chilometri percorsi che l'auto dovrà avere.

4.2.1 La procedura di omologazione WLTP

WLTP è l'acronimo di "*Worldwide harmonised Light vehicles Test Procedure*" ovvero "procedura di controllo armonizzata a livello mondiale per veicoli commerciali leggeri": Si tratta di un ciclo di guida standardizzato utilizzato per misurare i consumi di un veicolo. Consiste in una metodologia di misurazione basata sulla raccolta di dati di guida reali finalizzati alla simulazione di condizioni di utilizzo del veicolo al variare sia di situazioni e velocità di guida differenti che delle diverse tipologie di auto [9].

La procedura di omologazione del WLTP si può riassumere nei seguenti parametri:

- Ciclo di test rappresentativo del comportamento di marcia reale;
- Durata del ciclo di 30 minuti;
- Distanza del ciclo di 23,266 chilometri;
- Fasi di guida dinamiche: 52% urbano e 48% extraurbano;
- Velocità media di 46,5 km/h e velocità massima di 131 km/h. Il test WLTP si divide in quattro parti in funzione della velocità massima: *Low* (fino a 56,5 km/h), *Medium* (fino a 76,6 km/h), *High* (fino a 97,4 km/h) e *Extra-High* (fino a 131,3 km/h);
- Si basa su una media di due rilevazioni distinte: una a 23 °C e una a 14 °C;

- Si prendono in considerazione anche optional e dotazioni specifiche, come cerchi di dimensioni maggiori.
- Il ciclo WLTP effettua il cambio di marcia in base alle caratteristiche specifiche dei singoli modelli.

4.2.2 Calcolo del WLTP: Il *Power-to-Weight ratio*

Per calcolare le dimensioni della batteria è necessario dunque avere due input principali che sono il consumo medio di energia ed il livello di autonomia del veicolo che si desidera raggiungere.

Il consumo energetico medio del veicolo E_{avg} [Wh/km] viene calcolato seguendo un ciclo di omologazione. La norma prevede tre diversi cicli di prova, detti WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles), identificati dal rapporto potenza/peso PW_r (Power Weight ratio) espresso in [kW/T] (potenza nominale motore in kW/peso a vuoto della vettura espresso in tonnellate) [10]:

- Classe 1: $PW_r \leq 22$;
- Classe 2: $22 < PW_r \leq 34$;
- Classe 3: $PW_r > 34$.

Le automobili presenti sul mercato hanno valori di PW_r compresi tra 40 e 100, quindi vengono sottoposte a test facenti riferimento alla classe 3.

La procedura di omologazione stabilisce parametri rigorosi per quanto riguarda le condizioni dei test dinamometrici e del carico stradale (resistenza al movimento), cambio marcia, peso totale della vettura (incluso equipaggiamenti opzionali, merci e passeggeri), qualità del carburante, temperatura ambiente, selezione e pressione degli pneumatici.

Il WLTP quindi utilizza cicli guida WLTC per calcolare il consumo di carburante, le emissioni di CO_2 per motori termici e le emissioni inquinanti delle autovetture e dei veicoli commerciali leggeri.

Il *power-to-weight ratio* della Nucleus rientra dunque, come veicolo totalmente elettrico, nella classe 3. I parametri relativi a questa categoria vengono utilizzati per il calcolo del consumo di energia di cui si riporta un profilo dell'andamento della velocità in funzione del tempo (Figura 4.2):

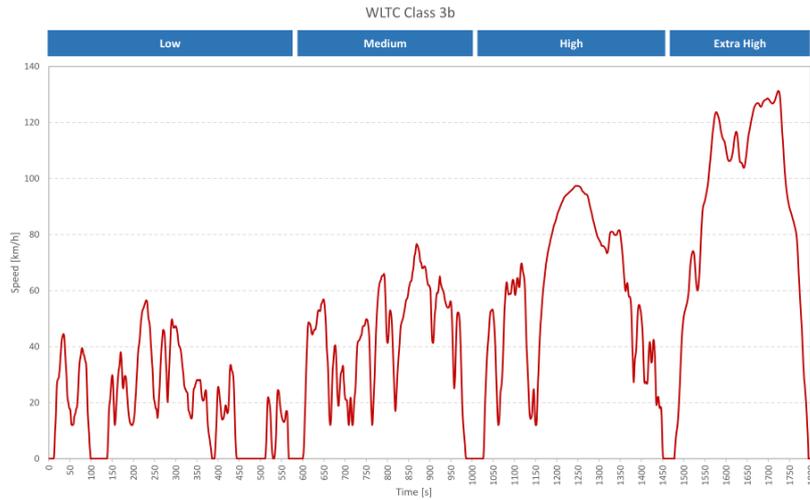


Figura 4.2: Profilo di velocità del ciclo guida WLTC di classe 3

I parametri del ciclo WLTC di classe 3 sono sintetizzati nella tabella seguente:

Tabella 4.2: Parametri WLTC classe 3

	Low	Medium	High	Extra High	Total
Duration, s	589	433	455	323	1800
Stop duration, s	150	49	31	8	235
Distance, m	3095	4756	7162	8254	23266
% of stops	26.5%	11.1%	6.8%	2.2%	13.4%
Maximum speed, km/h	56.5	76.6	97.4	131.3	
Average speed without stops, km/h	25.3	44.5	60.7	94.0	53.5
Average speed with stops, km/h	18.9	39.4	56.5	91.7	46.5
Minimum acceleration, m/s ²	-1.5	-1.5	-1.5	-1.44	
Maximum acceleration, m/s ²	1.611	1.611	1.666	1.055	

4.2.3 Espressioni matematiche per il calcolo del consumo di energia

Il consumo di energia viene calcolato in base ai carichi stradali a cui il veicolo è sottoposto. Dunque è necessario ricavare il valore delle Forza Totale di Carico F_{tot} [N] che risulta essere la sommatoria della forza di inerzia, della forza dovuta alla pendenza della strada (*road slope force*), della forza di carico stradale (ovvero l'attrito) e della forza di resistenza aereaodinamica.

Per la procedura di calcolo bisogna come primo passo andare a identificare dei parametri precisi che fanno riferimento all'automobile da valutare. Per quanto riguarda la Nucleus abbiamo dunque (Tabella 4.3):

Tabella 4.3: Dati tecnici Nucleus per il calcolo del WLTP

Massa a vuoto	2000 kg
N.ro passeggeri	1
Massa "typical"	2075 kg
Massa pneumatico	54,8 kg
Raggio pneumatico	0,42 m
Inerzia ruote	4,8334 kg*m ²
Eq. Mass. typical m_{eq}	2206,52 kg
Accelerazione gravitazionale	9,81 m/s ²
Area frontale veicolo	2,9 m ²
Cd veicolo	0,27
Crr veicolo	0,009
Densità aria (20 °C)	1,204 kg/m ³
Tempo totale	1800 s
Δt	1
Lunghezza totale	23,266
η_{tr}	0,90*0,95*0,95=0,8574
η_{rec}	0,90

La massa a vuoto fa riferimento alla massa del veicolo privo di passeggeri o bagagli. Per il test si considera la presenza di un solo passeggero presente nell'auto, ovvero il guidatore, dal peso di 75 kg (peso indicativo di una persona di media corporatura). Pertanto, con la dicitura massa *typical* si fa riferimento alla massa complessiva di auto e guidatore. La massa del singolo pneumatico è stimata attorno ai 54,8 kg (con 34,8 kg di motore più 20 kg di pneumatico) con un raggio di 0.3429 m (essendo uno pneumatico R27) che, sommato con l'altezza della gomma, è di circa 0,42 m.

Per quanto riguarda l'inerzia delle ruote, questa è stimata tramite la relazione:

$$Inerzia_{wheel} = \frac{1}{2} * mass_{wheel} * radius_{wheel}^2 \quad (4.1)$$

Dall'equazione dell'inerzia si ricava la massa equivalente (m_{eq}), necessaria per lo studio dinamico:

$$Eq. mass typical = mass_{typical} + 4 * \frac{Inerzia_{wheel}}{radius_{wheel}^2} * 1.2 \quad (4.2)$$

Dove l'inerzia viene moltiplicata per le quattro ruote ed incrementata di un 20% per tenere in considerazione anche le altre parti rotanti del veicolo in modo da ottenere un valore più accurato.

I valori relativi all'area frontale del veicolo, al *Coefficient Drag* (C_d) e al Coefficiente di Resistenza al Rotolamento degli pneumatici (C_{rr}) sono dati forniti dall'azienda. Il tempo e la lunghezza totale della prova sono quelli stabiliti dal ciclo di omologazione mentre il delta temporale pari all'unità fa riferimento al tempo di campionamento di 1 secondo. L'accelerazione del veicolo è calcolata come differenza tra il valore di velocità attuale e il valore di velocità precedente. Bisogna inoltre sottolineare che nel ciclo di guida WLTC la pendenza della strada è considerata nulla (*road Slope* = 0 rad), quindi non avrà alcuna influenza sul consumo di energia.

Il rendimento di trazione η_{tr} è una combinazione dei rendimenti di motore - inverter - trasmissione dove si è considerato 0,90 per il rendimento del motore e 0,95 per inverter e trasmissione come valori ragionevoli. Allo stesso modo per il rendimento riferito all'energia recuperata η_{rec} si è considerato un valore plausibile di 0,90.

Impostati questi dati è possibile procedere con il calcolo dei singoli contributi di forze che determinano la forza di carico totale su strada F_{tot} :

$$F_{tot} = F_i + F_s + F_r + F_a \quad (4.3)$$

Il termine F_i fa riferimento al contributo dato dalle forze di inerzia del veicolo ed è dato dalla:

$$F_i = m_{eq} * a \quad (4.4)$$

Dove il termine m_{eq} fa riferimento alla massa equivalente del veicolo espressa in kg calcolata secondo la formula (2), mentre la a è l'accelerazione del veicolo in m/s^2 calcolata come:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (4.5)$$

Con:

- Δv la differenza di velocità in m/s (dati sulle velocità forniti dal ciclo di omologazione);
- Δt la differenza di tempo in secondi.

Il termine F_s invece è la forza dovuta alla pendenza della strada (*road slope force*) e si ricava dalla equazione:

$$F_s = m_{eq} * g * \sin(\alpha_s) \quad (4.6)$$

Con:

- g l'accelerazione di gravità in m/s^2 ;
- α_s la pendenza della strada in radianti.

F_r è la forza di carico stradale, ovvero l'attrito, è si determina dalla formula:

$$F_r = m_{eq} * g * C_{rr} * \cos(\alpha_s) \quad (4.7)$$

Dove:

- C_{rr} è il coefficiente di resistenza al rotolamento (adimensionale)

Infine, il termine F_a è la forza di resistenza aerea (aerodynamic drag force) espressa dall'equazione:

$$F_a = \frac{1}{2} * \rho * C_d * A * v^2 \quad (4.8)$$

Con:

- ρ la densità dell'aria misurata a 20 °C espressa in kg/m^3 ;
- C_d il coefficiente di *drag* dell'aria;
- A l'area frontale del veicolo in m^2 ;
- v la velocità del veicolo in m/s .

Nel calcolo del valore del WLTP, come accennato in precedenza, non viene tenuta in considerazione la pendenza della strada, dunque non viene preso in considerazione il contributo della forza dovuta alla pendenza F_s mentre il contributo della forza di carico stradale F_r si semplifica del termine coseno.

Dai singoli contributi delle forze è possibile ricavare le rispettive potenze in Watt semplicemente andando a moltiplicare la forza per la velocità del veicolo. Pertanto, si ottiene:

- Potenza di inerzia:

$$P_i = F_i * v \quad (4.9)$$

- Potenza di carico stradale:

$$P_r = F_r * v \quad (4.10)$$

- Potenza di drag aerodinamico:

$$P_a = F_a * v \quad (4.11)$$

Andando a fare l'integrale rispetto al tempo delle potenze ricavate si ottengono i rispettivi valori di energia, dunque:

- Energia di inerzia:

$$E_i = \int P_i * dt \quad (4.12)$$

- Energia di carico stradale:

$$E_r = \int P_r * dt \quad (4.13)$$

- Energia di drag aerodinamico:

$$E_a = \int P_a * dt \quad (4.14)$$

Tutti valori espressi in Joule.

Facendo la somma dei singoli contributi delle forze, delle potenze e delle energie, si ricava il valore della forza, della potenza e dell'energia totale.

I dati e le formule ricavate vengono inseriti in ambiente Excel e Matlab per semplificare la procedura di calcolo. In particolare viene impostato un ciclo *for* per ottenere un calcolo iterativo dei valori di potenze ed energie al variare dei vari step di velocità e tempo. A seconda del segno della potenza (e dell'energia) è possibile distinguere le diverse fasi di accelerazione e frenata (decelerazione) del veicolo. Si è impostato dunque un ciclo *if* secondo il quale se l'energia attribuita all'inerzia è maggiore di zero allora le tre componenti di energia verranno sommate ottenendo l'energia di accelerazione; se il valore dell'energia di inerzia è minore di zero, dunque negativo, questo verrà considerato come componente dell'energia di frenata mentre l'energia di drag e di carico stradale costituiranno l'energia di accelerazione.

Dividendo l'ultimo valore calcolato dell'energia totale (4577,4 Wh) per la lunghezza totale del ciclo di guida WLTC (23,266 km), otteniamo il consumo energetico medio del veicolo pari a 196,74 Wh/km. Bisogna tener presente che, come indicato dalla procedura, da questo calcolo sono esclusi gli ulteriori consumi relativi all'impianto di condizionamento dell'aria.

Utilizzando questi script di Matlab è possibile tracciare il profilo di velocità WLTP (Figura 4.3):

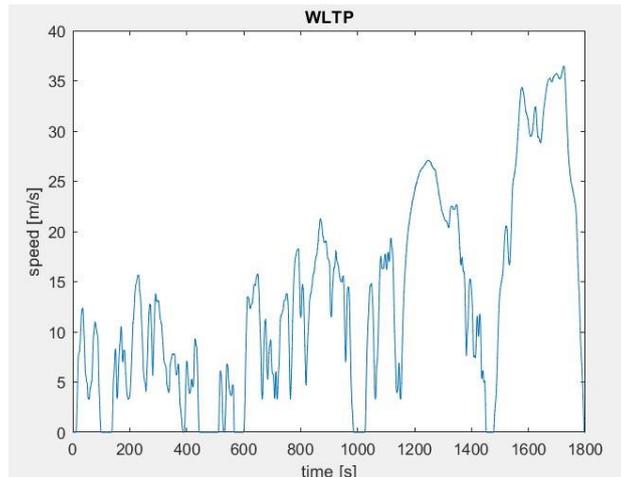


Figura 4.3: Ciclo guida WLTP

Inoltre sempre dagli script Matlab viene ricavato il grafico della simulazione del ciclo guida ed in particolare dell'andamento dell'accelerazione, della frenata e dell'energia totale (Figura 4.4):

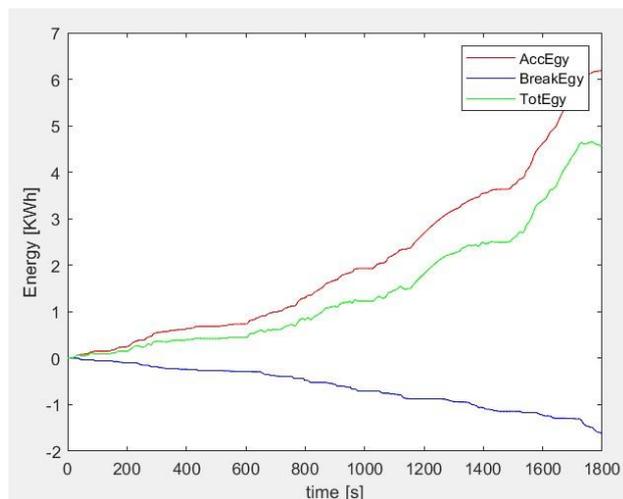


Figura 4.4: Andamento energia totale, di accelerazione e di frenata

Dunque, il consumo medio di energia durante il ciclo guida WLTP è di 196,74 Wh/km. Questo valore verrà utilizzato per calcolare l'energia totale richiesta per la batteria ad alta tensione.

4.2.4 Parametri di riferimento [1]

Il primo parametro da tenere in considerazione è la potenza nominale del motore elettrico. Sappiamo che la Nucleus ha quattro motori elettrici posizionati nelle ruote da 150 CV ciascuno, quindi un totale di 600 CV. In genere nelle fasi di calcolo la

potenza viene espressa in chilowatt, pertanto, la potenza nominale del motore è di circa 440 kW.

Altro dato fondamentale è quello riguardante il consumo per chilometri percorsi, ovvero il WLTP calcolato che è pari a 196,74 Wh/km.

Si stabilisce inoltre il valore di tensione nominale. Questo parametro viene generalmente indicato per le auto elettriche compreso tra un valore di 360 V e 400 V. Il livello di tensione della batteria determina la massima potenza elettrica che può essere erogata in modo continuo, difatti la potenza (espressa in Watt) si ricava dalla formula:

$$P = V * I \quad (4.15)$$

Ovvero come prodotto tra la tensione nominale V espressa in Volt e la corrente I in Ampere. Per ottenere un livello di potenza adeguato è bene non agire incrementando il valore della corrente perché questo comporterebbe l'istallazione di cavi con un grande diametro oltre a dover far fronte a maggiori perdite termiche. Dunque in fase di progettazione è conveniente limitare il più possibile il valore della corrente andando invece ad agire su un valore maggiore della tensione. In questa applicazione si è preso come valore di tensione nominale 370 V. Viene stabilito anche un livello massimo di tensione fissato a 430 V dettato da motivi di sicurezza e gestione del pacco batteria.

Come già indicato è stato calcolato il consumo medio di energia per la propulsione tramite il ciclo WLTP. Oltre all'energia necessaria alla propulsione, il pacco batteria deve essere dimensionato anche per fornire l'energia necessaria per supportare i dispositivi ausiliari del veicolo quali ad esempio l'impianto elettrico da 12 V, il riscaldamento, il raffreddamento, ecc. Bisogna inoltre tenere in considerazione l'efficienza della catena cinematica durante la conversione da energia elettrica a meccanica, dunque si introduce un rendimento che tenga conto di eventuali perdite.

Per dare un valore di riferimento del consumo di energia dei dispositivi ausiliari si prendono in considerazione dei dati tratti da un testo di riferimento [11] che contengono i requisiti di alimentazione tipici di alcuni componenti elettrici caratteristici dei veicoli elettrici. I carichi elettrici prolungati (fari, multimedia, ecc.) e intermittenti (riscaldamenti, luci, stop, tergilavafari, ecc.) consumano mediamente 430 W di potenza elettrica. Considerando la durata del ciclo WLTP di 1800 secondi, dunque mezz'ora, che fornisce un'energia di 215 Wh per i carichi ausiliari. Andando a dividere il valore dell'energia per il chilometraggio dell'omologazione WLTP (23,266 km), otteniamo un consumo medio di energia per i carichi ausiliari (E_{aux}) pari a 9,241 Wh/km.

Da questi dati è possibile dunque calcolare il consumo medio di energia secondo la seguente formula:

$$E_{avg} = (E_p + E_{aux}) * (2 - \eta_p) \quad (4.16)$$

Dove:

- E_{avg} è il consumo di energia media espresso in Wh/km;
- E_p è il consumo di energia ricavato dal ciclo WLTP destinato alla propulsione;
- E_{aux} è la quota di energia destinata ai dispositivi ausiliari;
- η_p è il rendimento che tiene conto di eventuali perdite nella conversione di energia elettrica in energia meccanica.

Come primo dimensionamento viene impostato un valore indicativo per quanto riguarda l'autonomia in chilometri che si vuole ottenere come obiettivo. Questo valore verrà in seguito affinato con processi iterativi (che andranno a variare la dimensione del pacco) tenendo sempre in considerazione gli spazi e gli ingombri caratteristici dell'auto ed il peso dell'intero pacco batteria che deve comunque avere un valore accettabile.

Infine, andando a moltiplicare il valore ottenuto dell'energia media per l'autonomia impostata è possibile ricavare il valore dell'energia totale che il pacco batteria avrà a disposizione.

Si riporta di seguito una tabella riepilogativa dei requisiti base del pacco batteria (Tabella 4.4):

Tabella 4.4: Requisiti dimensionamento pacco batteria

Requisiti di progetto		
Potenza nominale motore	440	kW
Energia propulsione E_p (WLTP)	196,74	Wh/km
Tensione nominale	370	V
Tensione massima	430	V
Energia ausiliaria E_{aux}	9,241	Wh/km
Autonomia veicolo	400	km
Rendimento	0,9	
Energia media E_{avg}	206,468	Wh/km
Energia Totale BP	82587	Wh

4.2.5 Dimensionamento elettrico

Le singole celle che costituiscono un pacco batteria possono essere raggruppate tra loro con collegamenti in serie o in parallelo in modo da formare una unità (o macro-cella). Le diverse unità possono essere unite tra loro al fine di costituire un modulo che ha lo scopo di agevolare la manutenzione e la sicurezza del pacco. Sempre in ambito della sicurezza la tensione all'interno di ciascun modulo non deve mai superare il valore di 60 V. Anche i moduli possono essere collegati tra loro in serie o in parallelo al fine di costituire il pacco batteria.

La tensione totale del pacco batteria è determinata dal numero di celle in serie, ovvero si somma il contributo di tensione di ogni singola cella messa in serie. Per aumentare invece la capacità del pacco batteria bisogna collegare in parallelo le stringhe. Poste queste basi teoriche è possibile dunque procedere con i calcoli per il dimensionamento elettrico al fine di determinare il numero di celle in serie e in parallelo da collocare all'interno del pacco batteria, il peso di quest'ultimo, il volume, la potenza e l'autonomia che sarà in grado di garantire al fine di soddisfare i requisiti base della progettazione.

Come già specificato precedentemente in questa trattazione viene fatto riferimento alle sole celle di tipo Li-Ion per la loro efficienza prestazionale. Inoltre la scelta della forma della cella è ricaduta sulle celle di tipo *pouch*, questo perché con le cilindriche si sarebbe potuto incorrere in problemi di ingombro nel pianale della Nucleus oltre a dover installare un sistema di raffreddamento più complesso; allo stesso modo si poteva incorrere in problemi di ingombro e di peso qualora si fossero adottate le prismatiche.

Dopo un'accurata analisi di mercato dei vari produttori di celle Li-Ion di tipo *pouch* e, individuate le caratteristiche dalle schede tecniche fornite per le singole celle, è possibile ricavare le grandezze necessarie per il dimensionamento energetico.

L'energia della cella della batteria in [Wh] la si può ricavare dalla formula [1]:

$$E_{bc} = C_{bc} * V_{bc} \quad (4.17)$$

Dove:

- C_{bc} è la capacità della singola cella in Ah;
- V_{bc} è la tensione della singola cella in V.

La densità di energia della cella viene calcolata come:

- Densità di energia volumetrica, u_v [Wh/m³]:

$$u_v = \frac{E_{bc}}{Vol_{pc}} \quad (4.18)$$

- Densità di energia gravimetrica, u_G [Wh/kg]

$$u_G = \frac{E_{bc}}{m_{bc}} \quad (4.19)$$

Con Vol_{pc} volume delle celle *pouch* espresso in metri cubici e m_{bc} massa della cella in chilogrammi.

Avendo stimato il valore di energia totale che il pacco batteria dovrà avere come requisito minimo, è possibile procedere al calcolo del numero di celle da disporre in serie o in parallelo.

Il numero di celle in serie in una stringa lo si può ricavare andando a dividere la tensione nominale del pacco batteria (V_{bp} espresso in Volt) per la tensione di ciascuna cella della batteria (V_{bc} in Volt), secondo la formula:

$$N_{serie} = \frac{V_{bp}}{V_{bc}} \quad (4.20)$$

Il contenuto energetico di una stringa E_{bs} [Wh] è uguale al prodotto tra il numero di celle della batteria collegate in serie N_{serie} e l'energia di una cella della batteria E_{bc} [Wh]:

$$E_{bs} = N_{serie} * E_{bc} \quad (4.21)$$

Il numero totale delle stringhe di un pacco batteria, ovvero il numero delle stringhe collegate tra loro in parallelo, $N_{tot\ stringhe}$ lo si può calcolare andando a dividere l'energia totale del pacco batterie E_{bp} [Wh] per il contenuto energetico di una stringa E_{bs} [Wh]. Il numero di stringhe deve essere un numero intero, pertanto, per usare un margine di sicurezza si arrotonda per eccesso all'intero superiore.

$$N_{tot\ stringhe} = \frac{E_{bp}}{E_{bs}} \quad (4.22)$$

Con queste semplici operazioni è possibile dunque ricalcolare l'energia totale del pacco batteria come prodotto tra il numero di stringhe e il contenuto energetico di ciascuna stringa:

$$E_{bp} = N_{tot\ stringhe} * E_{bs} \quad (4.23)$$

La capacità del pacco batteria C_{bp} [Ah] la si può calcolare come il prodotto tra il numero di stringhe $N_{tot\ stringhe}$ e la capacità della cella della batteria C_{bc} [Ah]:

$$C_{bp} = N_{tot\ stringhe} * C_{bc} \quad (4.24)$$

Per ricavare il numero totale delle celle presenti nel pacco batteria basta moltiplicare tra loro il numero delle celle in serie per il numero di stringhe:

$$N_{Tot} = N_{serie} * N_{tot\ stringhe} \quad (4.25)$$

Altri parametri fondamentali da tenere in considerazione nella progettazione di un pacco batteria sono senza dubbio le dimensioni che il pacco avrà e la sua massa. Per

dare un valore indicativo del volume del pacco, in questa prima analisi viene calcolato il valore del volume tenendo in considerazione solamente gli ingombri delle celle, dunque omettendo tutte le dimensioni dei cavi, circuiti elettronici, sistema di raffreddamento, cablaggio, ecc.

Allo stesso modo viene ricavata la massa del pacco batteria tenendo in considerazione solo il peso delle celle. La massa è espressa in chilogrammi e la si ricava semplicemente moltiplicando il numero totale delle celle per la massa di ciascuna cella:

$$m_{bp} = N_{Tot} * m_{bc} \quad (4.26)$$

Il volume invece delle sole celle in metri cubi è dato dal prodotto tra il volume di una singola cella per il numero totale di celle. È un volume di stima utile solamente per un primo dimensionamento del pacco senza tenere in considerazione i componenti ausiliari della batteria:

$$Vol_{bp} = N_{Tot} * V_{pc} \quad (4.27)$$

La corrente di picco della stringa I_{spc} [A] è il prodotto tra il C-rate di scarica di picco [h^{-1}] per la capacità nominale [Ah] della cella:

$$I_{spc} = C - rate_{disc_peak} * C_{bc} \quad (4.28)$$

La corrente di picco del pacco batteria I_{bpp} [A] è il prodotto tra la corrente di picco della stringa I_{spc} e il numero di stringhe del pacco batterie:

$$I_{bpp} = I_{spc} * N_{tot\ stringhe} \quad (4.29)$$

La potenza di picco del pacco batteria P_{bpp} [W] è il prodotto tra la corrente di picco del pacco batteria I_{bpp} [A] e la tensione del pacco batteria V_{bp} [V]:

$$P_{bpp} = I_{bpp} * V_{bp} \quad (4.30)$$

La corrente continua di stringa I_{scc} [A] è il prodotto tra la velocità di scarica continua C-rate [h^{-1}] e la capacità della cella della batteria C_{bc} [Ah]:

$$I_{sc} = C - rate_{disc_cont} * C_{bc} \quad (4.31)$$

La corrente continua del pacco batterie I_{bpc} [A] è il prodotto tra la corrente continua di stringa I_{sc} [A] e il numero di stringhe del pacco batterie:

$$I_{bpc} = I_{sc} * N_{tot\ stringhe} \quad (4.32)$$

La potenza continua del pacco batterie P_{bpc} [W] è il prodotto tra la corrente continua del pacco batterie I_{bpc} [A] e la tensione del pacco batterie V_{bp} [V]:

$$P_{bpc} = I_{bpc} * V_{bp} \quad (4.33)$$

Dopo aver analizzato nel dettaglio le performance offerte da vari produttori di celle batteria, le migliori prestazioni per la Nucleus sono date dalla LG Chem E66A [12]. Di seguito si riporta un prospetto (Tabella 4.5) con le principali caratteristiche:

Tabella 4.5: Parametri LG Chem E66A

MODEL	LG Chem E66A
Nominal Capacity [Ah]	65
Average Voltage [VDC]	3,65
Nominal Energy [Wh]	232,2
Voltage range [V]	2,5 ÷ 4,2
Voltage max [V]	4,2
Cell Dimension	
Larghezza [mm]	104
Lunghezza [mm]	350
Spessore [mm]	11,7
Energy Density	
Gravity [Wh/kg]	259
Volume [Wh/L]	648
Massa [kg]	0,896
Volume [L]	0,358
Current	
Discharge cont. [A]	121
Discharge peak [A]	297

Inserendo questi dati nelle formule trattate in precedenza si arriva ai seguenti valori (Tabella 4.6):

Tabella 4.6: Dimensionamento LG Chem E66A

MODEL	LG Chem E66A
N celle in serie	102
Energia stringa [Wh]	23684,4
N tot stringhe	4
Energia BP [kWh]	94,74
Capacità BP [Ah]	260
N totale celle	408
Massa BP [kg]	365,78
Volume BP [L]	146,20
Corrente Picco Stringa [A]	297
Corrente Picco BP [A]	1188
Potenza Picco BP [kW]	508,939
Corrente Continua Stringa [A]	121
Corrente Continua BP [A]	484
Potenza Continua BP [kW]	207,346
Tensione Massima [V]	428,4
Autonomia [km]	458,849

La configurazione ottenuta dalla scelta di questa tipologia di cella ci suggerisce di realizzare un pacco batteria avente un numero totale di 408 celle (102s4p) potendo garantire un'autonomia superiore ai 450 km, prestazioni paragonabili con altri modelli di auto elettriche di dimensioni simili presenti sul mercato. Queste celle vengono suddivise in 17 moduli con 24 celle ciascuno disposte a loro volta in 4 celle in parallelo e 6 in serie, configurazione che garantisce di rimanere al di sotto della soglia di sicurezza dei 60 V per modulo con un valore di tensione di picco di 25,2 V.

Capitolo 5

Il pacco batteria

In questo capitolo si procederà con l'esposizione della soluzione costruttiva realizzata al CAD del sistema di accumulo oggetto del lavoro di tesi. Verranno spiegati i vari componenti costituenti il pacco batteria ed il ruolo che essi svolgono. Successivamente verrà illustrato lo stesso modello realizzato agli elementi finiti utilizzato per le simulazioni svolte nei capitoli a seguire.

5.1 Il progetto realizzato al CAD

Il pacco batteria progettato al CAD è composto da sei elementi interconnessi tra loro al fine di garantire un'adeguata protezione ai 17 moduli di celle presenti al loro interno. I moduli sono disposti in pianta nel modo seguente (Figura 5.1):

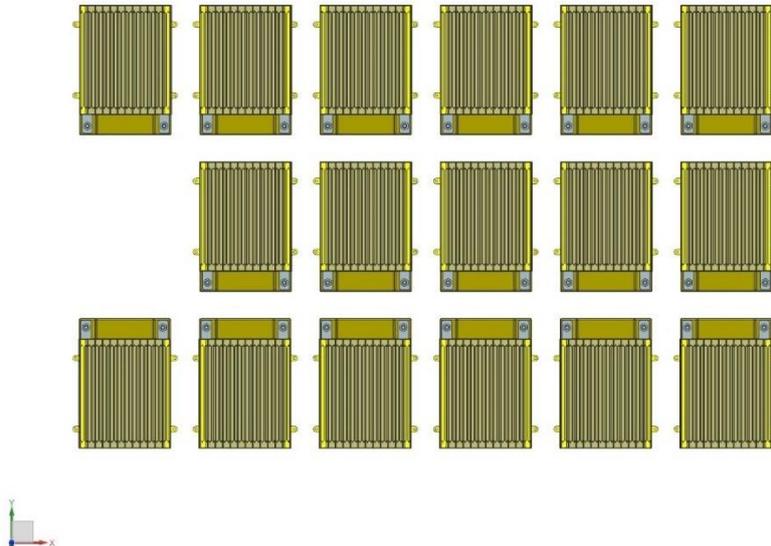


Figura 5.1: Disposizione moduli all'interno del pannello

La disposizione dei moduli segue lo sviluppo longitudinale del veicolo. In testa al pacco è possibile notare uno spazio vuoto tra i moduli, spazio che sarà destinato ad accogliere il BMS master ed altri dispositivi elettronici per la gestione ed il monitoraggio di un corretto funzionamento dei moduli stessi. Il dimensionamento di questi dispositivi però non è oggetto del presente lavoro di tesi.

Per l'alloggio dei moduli si è pensato ad un *housing tray*, un vassoio sagomato sul fondo, di spessore 2,5 mm, che ricalca la base dei singoli moduli (Figura 5.2):



Figura 5.2: Housing tray

Inoltre, è previsto l'inserimento di una struttura reticolare (Figura 5.3) all'interno del vassoio avente la duplice funzione di dare solidità e resistenza alla struttura ed al contempo di realizzare un punto di ancoraggio per i moduli. Questa *crash structure* viene collegata ai bordi interni del vassoio tramite saldatura:

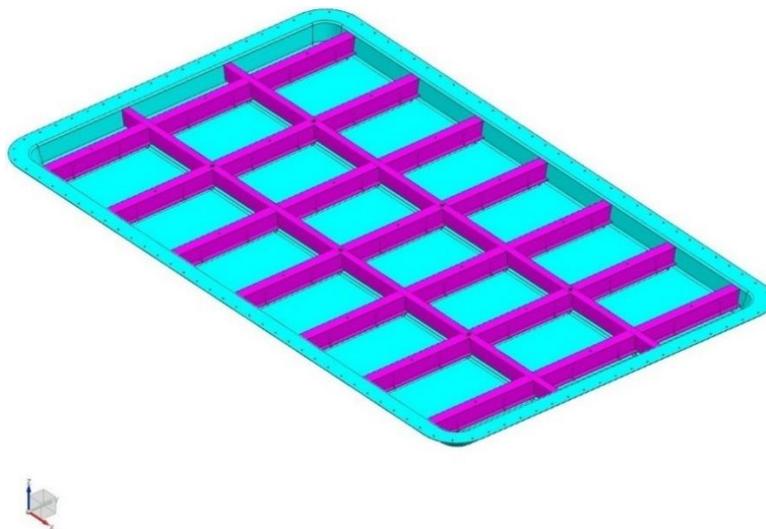


Figura5.3: La crash structure

La *crash structure* è costituita da due elementi collegati tra loro al fine di formare una struttura reticolare. In particolar modo sono presenti due estrusi che si sviluppano longitudinalmente all'interno del vassoio. Presentano uno spessore di 2,5 mm eccetto che alla base dove lo spessore varia da 5 mm a 2,5 mm, adattandosi alla conformazione del vassoio sottostante. I fori invece sono da 18 mm, utilizzati per inserire delle bocche con le relative viti di collegamento (Figura 5.4).

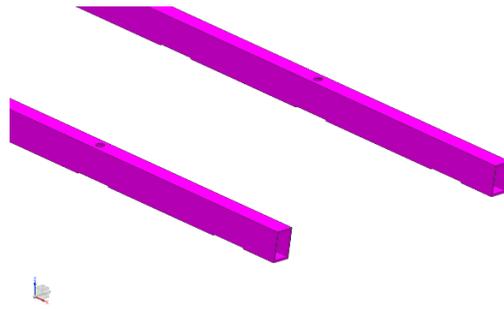


Figura 5.4: Elementi longitudinali della crash structure

Questi elementi longitudinali sono collegati con sette elementi trasversali, ricavabili sempre per estrusione, di spessore 2,5 mm. Su questi elementi sono presenti i perni per l'ancoraggio dei moduli. Anche questi elementi presentano dei fori da 10 mm per permettere il passaggio delle viti di collegamento (Figura 5.5).

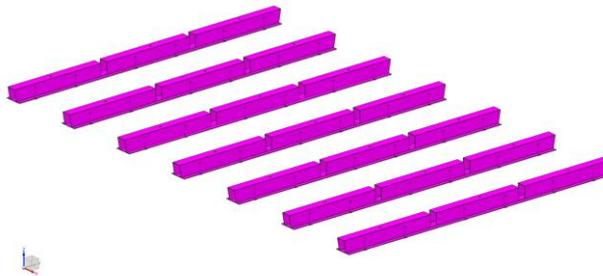


Figura 5.5: Elementi trasversali della crash structure

Dalle figure seguenti è possibile notare la disposizione dei moduli all'interno dell'*housing tray* fissati alla *crash structure* (Figure 5.6 e 5.7):

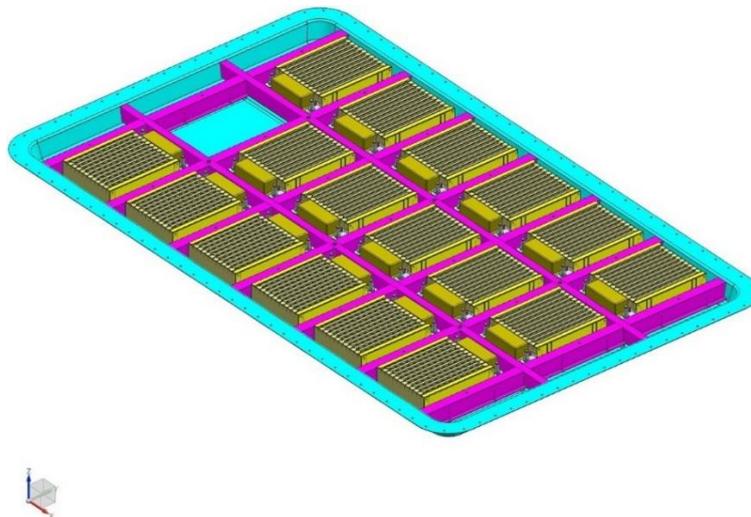


Figura 5.6: Moduli disposti nell'*housing tray*

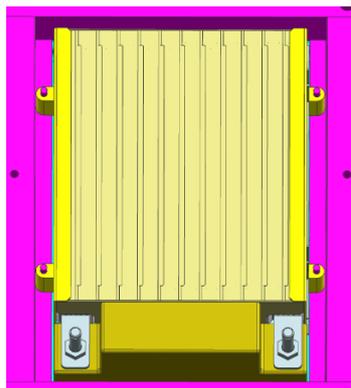


Figura 5.7: Ancoraggio del modulo alla crash structure

A questo punto del lavoro si è pensato ad un modo per collegare le strutture realizzate con i longheroni dell'auto, si è arrivati dunque a concepire un *frame* esterno, un telaio, su cui poggiare l'*housing tray*. Questo *frame* verrà collegato ai longheroni dell'auto tramite delle viti lungo tutto il perimetro ed avrà il duplice compito di sorreggere l'*housing tray* e di assorbire gli urti laterali e frontali durante le prove di validazione al FEM.

La struttura del *frame* è concepita come un insieme di due componenti diversi: il fronte e il retro del pacco sono costituiti da due elementi prodotti con pressofusione; le parti laterali sono realizzate con due estrusi. Questi quattro componenti sono collegate tra loro ad incastro andando a rivettare le parti di giunzione per dare solidità alla struttura. Questa concezione differente di produzione deriva dalla necessità di dover inserire al loro interno delle boccole e delle anime di rinforzo, oltre al limite geometrico di dover cercare di proteggere anche le parti a spigolo del perimetro del pacco. I due pressofusi hanno una geometria "ad arco" per andare ad interessare sia il fronte/retro del pacco che gli angoli per il collegamento con gli elementi laterali. Le pareti superiori e verticali sono spesse 2,5 mm, quella inferiore 3 mm mentre le alette di sostegno del vassoio 4 mm. Le anime di rinforzo interne a questa struttura invece hanno uno spessore di 2 mm per quella verticale e di 1,7 mm per quella orizzontale. Dall'immagine è possibile notare anche delle sporgenze, lunghe 35 mm, alle estremità del componente che hanno lo scopo di andare ad incastro con gli elementi longitudinali per poi essere fissate (Figura 5.8).

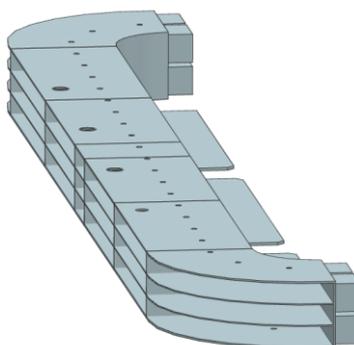


Figura 5.8: Elemento anteriore e posteriore del frame

Gli elementi laterali invece sono realizzati con un estruso avente un'anima centrale di rinforzo a croce. Lo spessore delle pareti esterne è di 2,5 mm eccetto che per la base che è di 3 mm. Anche questo elemento presenta delle alette per il sostegno dell'*housing tray* di spessore 4 mm mentre lo spessore dei setti dell'anima centrale è di 2 mm (Figura 5.9).

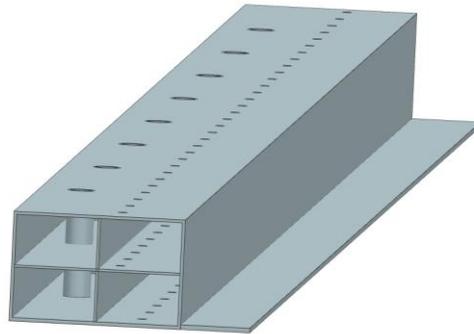


Figura 5.9: Elemento laterale del frame

Sia sugli elementi laterali che su quelli dei frontali e posteriori sono presenti dei fori da 18 mm per favorire l'inserimento delle boccole, più una serie di piccoli fori da 6 mm per la rivettatura dei componenti.

In sostanza il *frame* è un elemento chiave di collegamento tra i diversi componenti del pacco batteria e tra il pacco così progettato ed il telaio dell'auto (Figura 5.10):

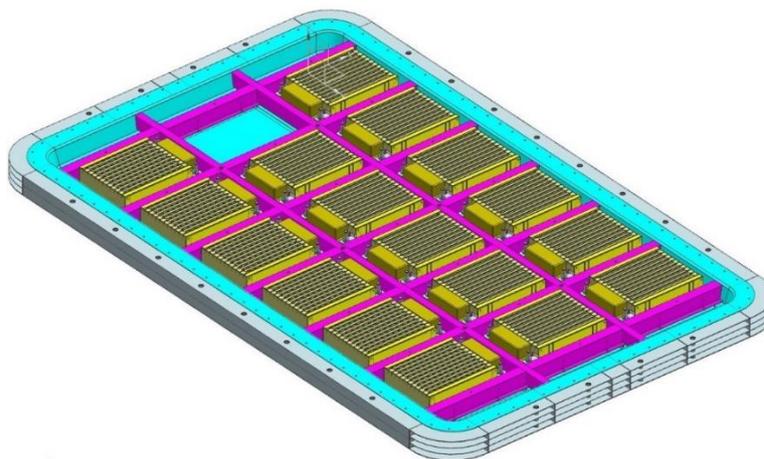


Figura 5.10: Frame pacco batteria

Il collegamento tra *frame* e vassoio avviene tramite rivettatura lungo i bordi. Ogni due rivetti tra *frame* e *housing tray* si è posto un rivetto con testa filettata per poterci avvitare sopra il coperchio che andrà a chiudere il pacco e si interfaccerà con il pianale

dell'auto. Anche il coperchio superiore ha uno spessore della lamiera di 2,5 mm (Figura 5.11).

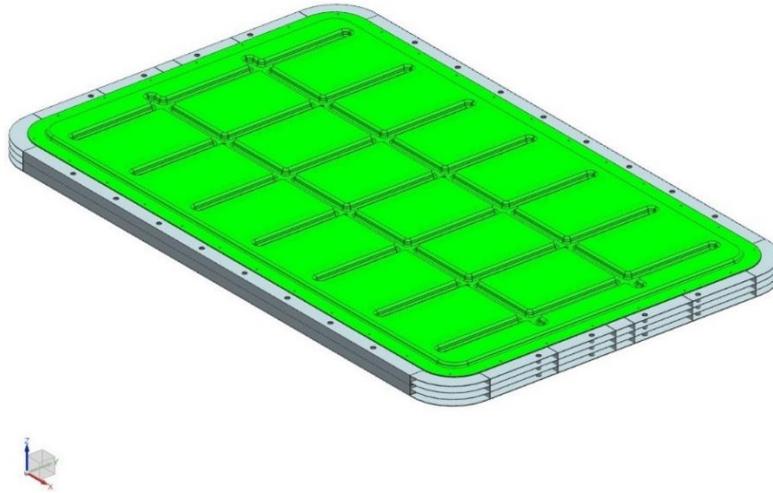


Figura 5.11: Coperchio superiore

Per garantire maggiore stabilità, il coperchio viene collegato inoltre tramite viti lungo la sua superficie sia a componenti interni al pacco che al pianale dell'auto. Alcune di queste viti infatti sono poste alla base del vassoio e si sviluppano attraverso la *crash structure* fino ad arrivare a chiusura sulla superficie superiore del coperchio (Figura 5.12). A queste si aggiungono altre viti di diametro maggiore che non partono dal fondo del vassoio ma dal fondo del coperchio inferiore, sviluppandosi attraverso tutti i componenti del pacco fino ad arrivare ad avvitarsi al pianale dell'auto.

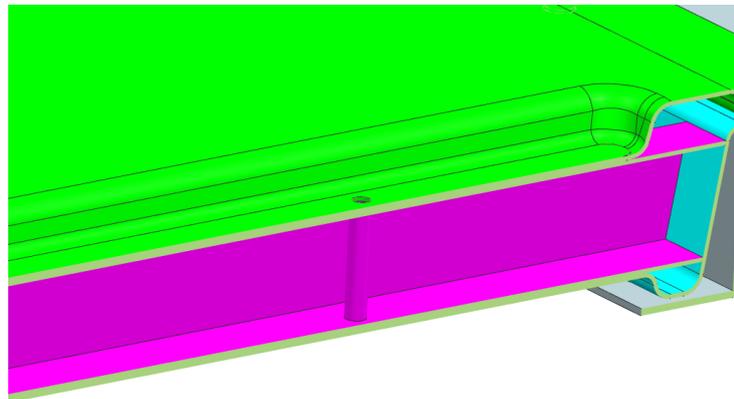


Figura 5.12: Boccola per viti di collegamento tra fondo vassoio e superficie del coperchio superiore

Il pacco batteria di un'auto elettrica necessita di un sistema di raffreddamento adeguato a garantire la giusta temperatura d'esercizio alle celle ed evitare guasti. Dunque, la *cooling-plate* è una piastra dotata di canaline dentro le quali scorre un liquido

refrigerante capace di assolvere a tale funzione. Essendo il sistema di raffreddamento un dispositivo non ancora dimensionato tramite CFD, si è pensato di creare la presenza di quest'ultimo andando a porre una piastra, spessa 2,5 mm, sul fondo del vassoio in modo da simulare (anche se con una certa sovrastima) gli ingombri che la *cooling-plate* necessita per essere inserita nel pacco con il relativo peso in modo da poter effettuare simulazioni sul pacco nella maniera più realistica possibile. Questa piastra di raffreddamento è posizionata dunque sul fondo del vassoio appoggiandosi a delle mensole ricavate dallo stesso frame e saldata lungo il suo perimetro. Inoltre, anche la piastra è interessata nella sua zona centrale dalle viti passanti del pacco che andranno ad avvitarci al pianale (Figura 5.13):

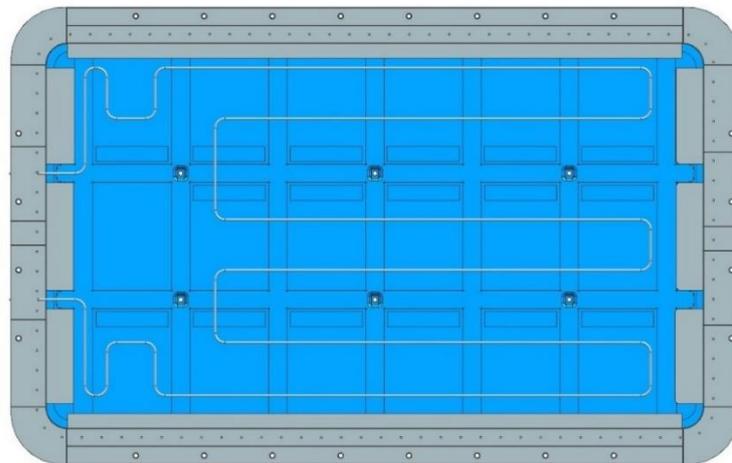


Figura 5.13: Cooling-plate

Come ultimo elemento viene posto a chiusura del fondo del pacco un coperchio inferiore di spessore 2,5 mm (Figura 5.14), anche lui fissato al *frame* tramite rivetti ed interessato dalle viti passanti nella sua parte centrale che collegano il pacco al pianale (Figura 5.15):

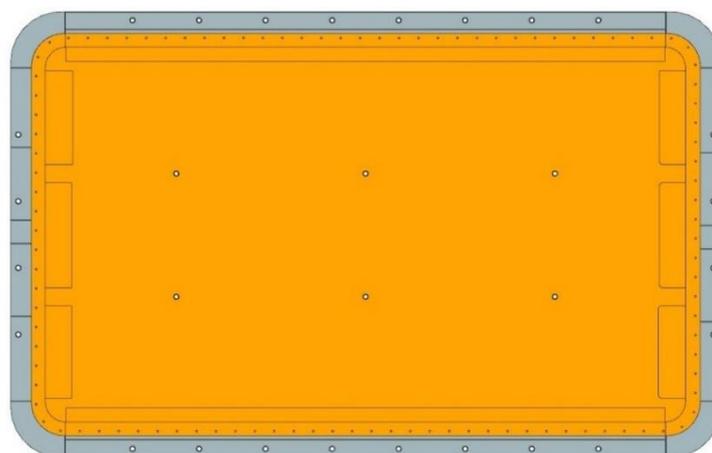


Figura 5.14: Coperchio inferiore

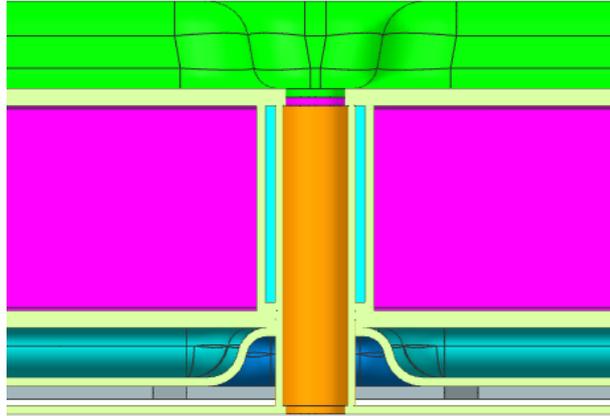


Figura 5.15: Foro per vite passante di collegamento tra pacco e pianale

Per quanto riguarda la struttura del modulo, questa è concepita come un insieme di lamiera che vanno a racchiudere le celle aventi dimensioni 346,9 mm di larghezza, 108,7 mm di altezza e 434,3 mm di profondità. Nella parte frontale di questo scatolato è presente una calotta in plastica dalla quale fuoriescono i pin per i collegamenti tramite bus bar. Lo scatolato per il modulo è composto da una piastra superiore spessa 0,5 mm, due pareti laterali ricavate con pressofusione spesse 2,5 mm dove sono presenti anche i punti di collegamento con la *crash structure*, una piastra alla base di spessore 1,7 mm ed infine la calotta di plastica anteriore spessa 5 mm (Figura 5.16).

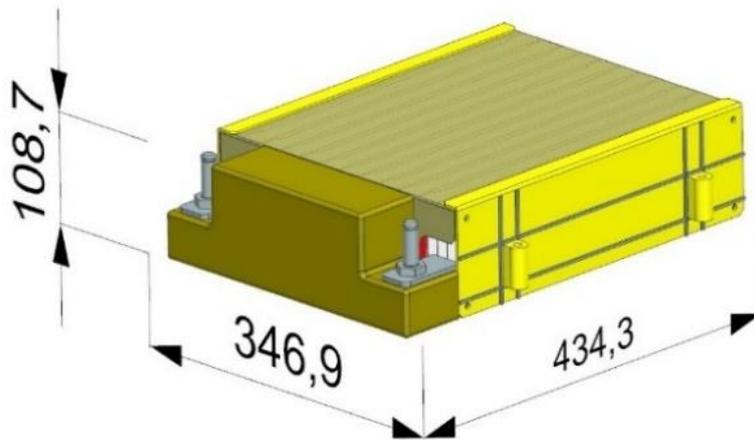


Figura 5.16: Dimensioni modulo

Il pacco batteria così realizzato risulta avere una forma sostanzialmente riconducibile a quella di un parallelepipedo avente dimensioni di 1898 mm × 124 mm × 3000 mm riferite alla larghezza, all'altezza e alla profondità (Figura 5.17).

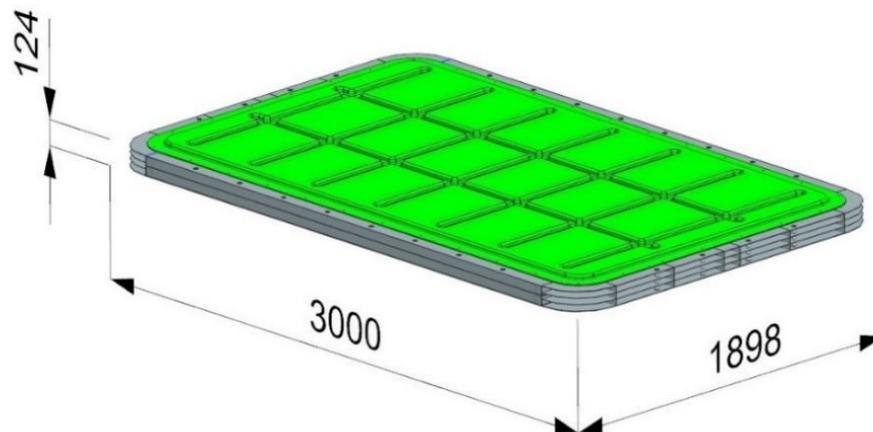


Figura 5.17: Dimensioni pacco batteria

Di seguito si riporta una tabella riepilogativa con gli spessori per ogni elemento (Tabella 5.1):

Tabella 5.1 Spessori relativi agli elementi

Componente	Parte	Dettaglio	Spessore [mm]
Coperchio Superiore	-	-	2,5
<i>Housing Tray</i>	-	-	2,5
<i>Crash structure</i>	Longitudinale	Superiore e Verticale	2,5
		Base	2,5÷5
	Trasversale	-	2,5
<i>Frame</i>	Anteriore e Posteriore	Superiore e Verticale	2,5
		Inferiore	3
		Alette	4
	Laterali	Anima verticale	2
		Anima orizzontale	1,7
		Pareti esterne	2,5
		Base	3
	Alette	4	
	Anima	2	
<i>Cooling plate</i>	-	-	2,5
Coperchio inferiore	-	-	2,5
Modulo	Lamiera Superiore	-	0,5
	Laterali	-	2,5
	Base	-	1,7
	Calotta	-	5

5.2 Preparazione del modello FEM

Presentato il modello CAD da esaminare, il passo successivo è quello di importarlo su un software per analisi CAE per convertirlo in un modello adatto alla FEM. Il software utilizzato è Altair HyperWorks, in particolare verrà utilizzato Hypermesh per la preparazione del modello e i solutori OptiStruct e Radioss per svolgere le analisi.

Per la preparazione di un modello FEM vengono importati dunque i singoli componenti sul programma e semplificati in modo da rendere più snelle le operazioni da effettuare e velocizzare il calcolo per il solutore.

Si procede pertanto alla conversione a modello FEM di ogni singolo componente del pacco batteria presentato nel paragrafo precedente, facendo attenzione ad eliminare elementi come boccole, smussi, raccordi, ecc. per rendere il componente il più basilico possibile.

Per semplicità operativa vengono esaminati i componenti singolarmente e, una volta analizzati tutti, si procede andando ad assemblarli per costituire l'insieme del pacco batteria.

Introdotta il primo componente su Hypermesh se ne estrae la superficie mediana dei singoli spessori. Questa operazione consente di lavorare, ed in seguito effettuare la simulazione, in maniera più semplice. Si assegna dunque una proprietà a questa superficie estratta scegliendo come “card image” la PSHELL, ovvero elementi 2D di tipo piastra dove la massa strutturale viene calcolata dalla densità utilizzando lo spessore della membrana con le proprietà del materiale relativo.

Gli elementi bidimensionali vengono utilizzati per modellare il comportamento del guscio sia sottile che spesso. Il comportamento del guscio sottile può essere applicato a situazioni in cui la deformazione del taglio trasversale in flessione può essere trascurata; il guscio spesso si applica nel caso in cui il taglio trasversale influisce in maniera apprezzabile sul comportamento del modello. Gli elementi shell OptiStruct hanno la capacità di incorporare azioni nel piano o sulla membrana, deformazione piana e azione di flessione (comprese le caratteristiche di taglio trasversale e le azioni di accoppiamento di flessione della membrana) [13].

Creata dunque un “component” relativo alla superficie estratta ed assegnata la “property” PSHELL con il relativo spessore trattato nel paragrafo precedente, viene designata la lista dei materiali da assegnare ai singoli componenti del pacco. Le proprietà riguardanti il materiale sono quelle relative al MAT1, card che definisce le proprietà del materiale per materiali lineari, indipendenti dalla temperatura e isotropi.

Ultimate queste operazioni è possibile effettuare la mesh sui singoli componenti. Si utilizza il comando “automesh” in 2D del software impostando come parametri una dimensione dell'elemento pari a 5 mm e una tipologia di mesh di tipo misto (quadrato e triangolo). Viene selezionata inoltre la funzione “batchmesh/QI optimize” per avere un risultato più accurato inserendo inoltre sia come *parameters file* che, come *criteria file*, la tipologia “crash_5mm” [13].

Il risultato di questo procedimento si è dimostrato da subito molto accurato tanto da non richiedere grossi interventi di modifica alla mesh dato che la dimensione di 5 mm è quella che viene maggiormente usata come riferimento nel campo automobilistico. Questa misura rappresenta un valore ottimale tra l'accuratezza dei risultati ed il costo computazionale.

Le uniche criticità si sono riscontrate attorno ad alcuni fori ad esempio presenti sul coperchio o su uno dei bordi del frame laterale. In questo caso automesh in qualche modo ha deformato la forma del foro con una mesh non molto regolare ai suoi contorni. Il problema è stato risolto ricreando la superficie del CAD attorno al foro, ridisegnandone la geometria e tagliando la superficie creata con la nuova geometria. Così facendo è stato possibile cancellare gli elementi superflui e ripetere il comando di mesh.

Al termine di queste operazioni si effettua un controllo sulla mesh realizzata tramite la funzione “check elems” per controllare che tutti gli elementi della stessa rispettino determinati parametri impostati in modo da assicurarsi che alcuni elementi non siano eccessivamente distorti tanto da generare dei risultati poco accurati. Nella figura di seguito (Figura 5.18) se ne riporta la schermata dei parametri adottati:

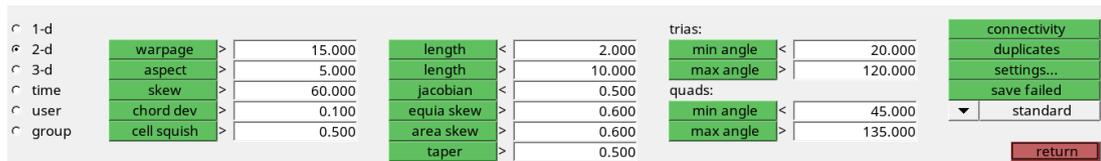


Figura 5.18: Parametri check-elems

A questo punto per completare il modello FEM bisogna ricreare tutti quegli elementi eliminati nel passaggio tra CAD a CAE oltre a simulare i collegamenti previsti per tenere insieme i componenti del pacco batteria.

- **Boccole nella *crash-structure* e nel *frame***

Per simulare le boccole presenti nei componenti è possibile utilizzare due strategie diverse: o tramite elementi 2D sfruttando la forma dei fori coassiali per ricostruire le pareti delle boccole, oppure da 3D si utilizza il *drag* disegnando una circonferenza e trascinandola tra i due bordi dei fori (Figura 5.19).

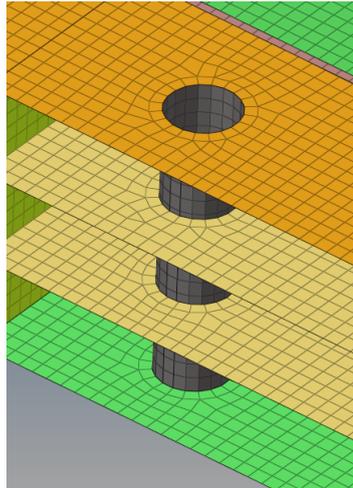


Figura 5.19: Boccola presente nel frame

All'interno di queste boccole è prevista la presenza di una vite, simulata con elementi 1D tramite la funzione HyperBeam che ci consente di scegliere la sezione e la dimensione della vite da applicare, oltre al materiale di cui è composta. La card image della vite è una CBAR in acciaio e viene collegata ai nodi master ricavati tra i due fori interessati al collegamento. Al contempo si riproduce l'azione che la vite esercita sulle lamiere utilizzando degli elementi rigidi che collegano la vite alla boccola e al foro presente sul componente (Figura 5.20).

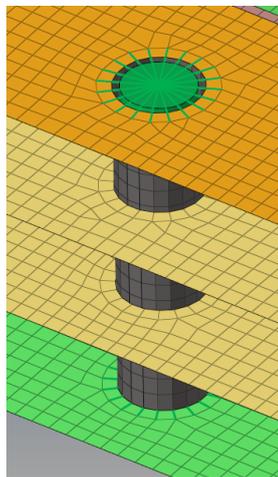


Figura 5.20: Vite inserita collegata con rigidi

- **Saldature tra *crash-structure* e *housing tray***
 Per unire gli elementi longitudinali e trasversali che compongono la *crash-structure* (Figura 5.21), e al contempo collegare la stessa al vassoio dentro il quale è contenuta (Figura 5.22), vengono simulate le saldature necessarie utilizzando degli elementi rigidi che creano un collegamento fisso tra due nodi della mesh.

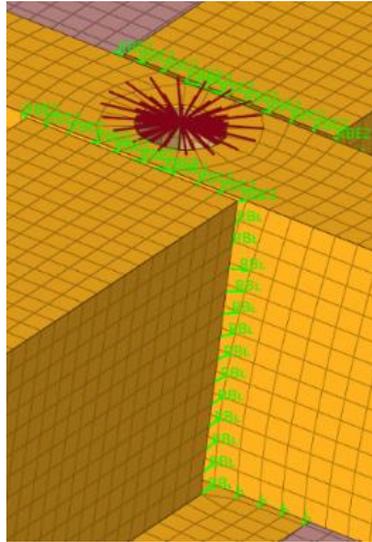


Figura 5.21: Saldature crash structure

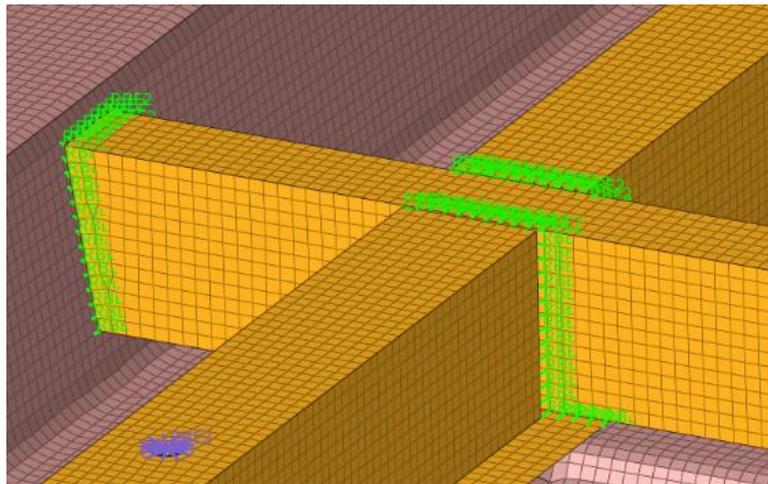


Figura 5.22: Saldature crash structure-vassoio

- **Collegamento modulo-*crash structure***

Nel passaggio dal modello CAD al modello FEM si è reso necessario eliminare i piccoli perni presenti sulle alette della *crash structure* che avevano il compito di ancorare il modulo al resto della struttura. Il perno, dunque, viene simulato andando a porre una serie di rigidi tra il foro presente sul modulo e la base della travetta della *crash structure* (Figura 5.23).

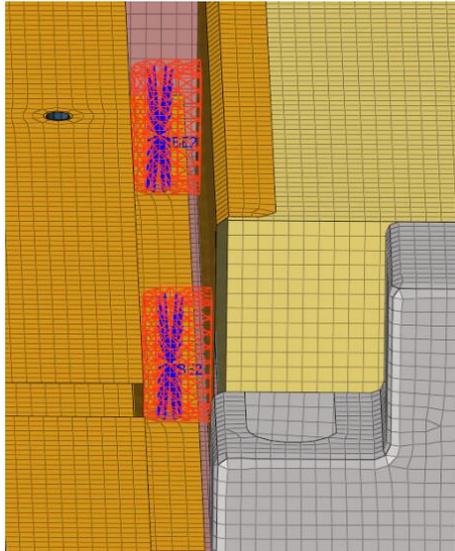


Figura 5.23: Collegamenti modulo-crash structure

Da notare inoltre la particolarità di riproduzione del blocchetto del modulo destinato all'ancoraggio: in questo caso non si è estratta la superficie media come per gli altri componenti (e dunque assegnando una PSHELL) ma essendo sostanzialmente un pieno si è preferito simularlo con la card image del PSOLID effettuando la mesh con tetramesh, inserendo elementi di secondo ordine ovvero aggiungendo nodi in più ponendoli al centro tra quelli già presenti.

- **Collegamento piastra di raffreddamento**

La piastra di raffreddamento è fissata al resto della struttura ponendola a contatto con il fondo del vassoio contenente i moduli. La piastra presenta delle saldature lungo il suo perimetro, simulate sempre con dei rigidi (in bianco), mentre nella zona centrale è interessata dal passaggio delle viti che andranno a collegarsi sotto il pianale dell'auto. Inoltre, sui bordi laterali la piastra di raffreddamento si avvale anche del sostegno fornito da delle alette presenti sul *frame* del pacco batteria (Figura 5.24).

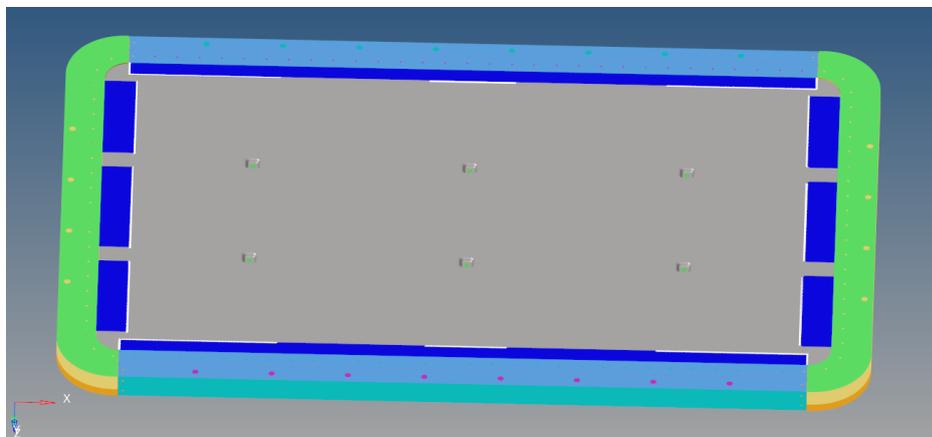


Figura 5.24: Collegamento cooling plate

- **Riproduzione rivetti**

Come già descritto nel capitolo precedente, sono previste delle rivettature sia nel collegamento tra *frame* e *housing tray* che tra questi elementi ed il coperchio superiore (Figura 5.25). Tutti questi rivetti sono simulati sempre con elementi 1D rigidi intervallando ogni due rivetti che collegano *frame* ed *housing tray* (in blu) con un rivetto filettato dove andrà avvitato il coperchio superiore (in rosso).

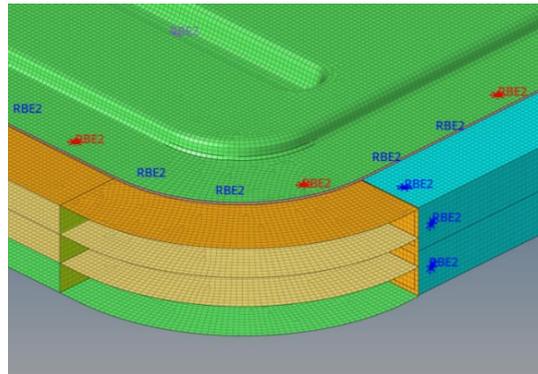


Figura 5.25: Collegamento con rivetti tra housing tray, frame e coperchio superiore

- **Riproduzione peso modulo**

Il peso di ogni singolo modulo contenente le celle del pacco batteria è di circa 23 kg. Per simulare questo carico nell'ottica delle prove da analizzare si utilizza un elemento CONM2 che definisce una massa concentrata in un punto del modello a cui viene assegnato.

- **Messa a terra**

Per una corretta simulazione infine è necessario simulare la messa a terra dell'intero pacco in modo tale da riprodurre l'aggancio del pacco batteria al pianale dell'auto. Viene creato pertanto un nuovo component nei Load Collectors e da questo è stato possibile applicare dei vincoli nel nodo centrale di collegamento con le viti. Il collegamento al pianale fa dunque riferimento a tutte le viti disposte lungo il frame perimetrale oltre alle viti passanti presenti nella zona centrale del pacco (Figura 5.26).

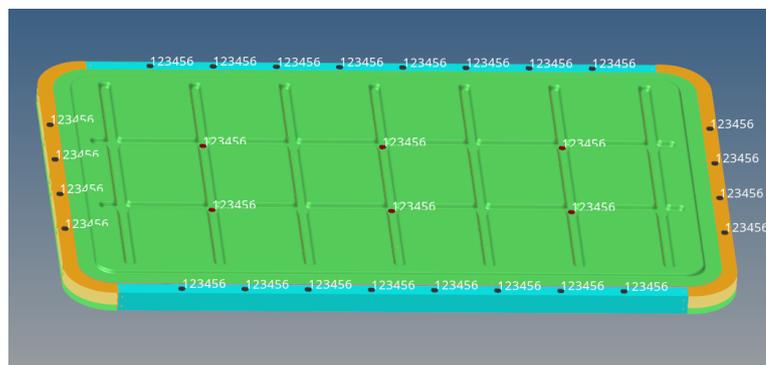


Figura 5.26: Vincoli pacco batteria

Il modello realizzato conta un numero di 1.809.085 nodi e di 1.760.637 elementi.

Data la complessità del pacco batteria, prima di iniziare le verifiche si procede con l'assegnare ad ogni singolo componente un materiale specifico che varia a seconda dell'applicazione e della tecnologia di produzione. Di seguito, dunque, si riporta una tabella riassuntiva dei materiali utilizzati in questo studio con le relative proprietà (Tabella 5.2), seguita da un elenco dei materiali assegnati ad ogni singolo componente (Tabella 5.3):

Tabella 5.2: Distinta materiali

Materiale	Densità [g/cm³]	E [GPa]	Nu [-]	σ snervamento [MPa]	σ rottura [MPa]
EN-AW 6082 T6	2,70	67,44	0,3	150	280
EN- AW6014 T6	2,7	70	0,33	177	296
PC+ABS-100450I T65	1,12	1,9	0,3	43	63
Fe PO4	7,8	210	0,3	180	450
B 356.2 BA	2,7	70	0,3	111	290
Acciaio	7,9	210	0,3	660	830

Tabella 5.3: Distinta componenti e relativi materiali

Componente	Parte	Materiale
<i>Frame</i>	Estrusi	EN-AW 6082 T6
	Pressofusi	B 356.2 BA-HAZ
<i>Housing Tray</i>	-	EN- AW6014 T6
Coperchio	-	EN- AW6014 T6
<i>Crash Structure</i>	-	EN-AW 6082 T6
Coperchio Inferiore	-	EN- AW6014 T6
<i>Cooling Plate</i>	-	EN- AW6014 T6
Modulo	Calotte	EN-AW 6082 T6
	Cover pin	PC+ABS-100450I T65
	Ancoraggio	B 356.2 BA
Boccole	-	Fe PO4
Viti	-	Acciaio

Capitolo 6

Analisi dinamica

Il seguente capitolo è dedicato alle prove di analisi dinamica a cui è stato sottoposto il sistema di accumulo oggetto del lavoro di tesi. In ordine verrà effettuata una prova di analisi modale numerica, al fine di calcolare i primi modi di vibrare dei componenti del pacco, seguita da una ottimizzazione degli stessi al fine di rimanere al di sopra delle soglie critiche di frequenza menzionate nei capitoli precedenti, onde evitare fenomeni di risonanza. Seguirà un'analisi della risposta in frequenza (*Frequency Response Function*) per valutare la risposta della struttura sottoposta all'effetto di una eccitazione armonica. Infine si applicherà una simulazione PSD (*Power Spectral Density*) in cui verrà valutato il comportamento del pacco batteria sottoposto a sollecitazioni ricevute dalla strada.

6.1 Analisi modale numerica – NVH

Questo tipo di analisi fornisce le frequenze proprie del sistema. Tramite il software Hypermesh con solutore Optistruct è possibile valutare la frequenza modale dell'assieme del pacco batteria che fornisce n-informazioni al progettista come ad esempio sul comfort, rumore, ecc. Non è corretto di base affermare che è un'analisi per valutare il rumore che potrebbe essere generato dal componente in esame in quanto non è possibile stabilirlo a priori. L'informazione che ci dà questo tipo di analisi è che se arrivano delle sollecitazioni al componente dalla strada, dal motore, da qualunque forzante che può interessare il veicolo, che hanno la stessa frequenza alla quale il pacco batteria presenta una forma modale, sappiamo che questo potrebbe generare un problema ma non sappiamo ancora quale. Dunque, l'analisi NVH serve a identificare degli intervalli di frequenza del pacco batteria ed evitare che questi coincidano con quelli tipici dei componenti dell'auto onde evitare il fenomeno della risonanza.

L'intervallo impostato nelle simulazioni fa riferimento alle frequenze tipiche delle forzanti che entrano in un veicolo. Non esiste una normativa per questo tipo di prova perché un'analisi di frequenza non può essere normata ma dipende dalle applicazioni e dalla categoria del veicolo. Generalmente in campo automobilistico avendo sempre usato dei motori a combustione si cerca di far riferimento a delle forzanti tipiche per questo tipo di veicolo ed applicarle anche al settore delle auto elettriche. Pertanto, sulla maggior parte dei componenti di una vettura si cerca di stare sopra i 35 Hz per evitare le classiche forzanti da motore o da sollecitazione strada.

Le frequenze di vibrazione del pacco batteria, quindi, dovrebbero essere contenute per evitare le risonanze alle tipiche frequenze naturali del sistema di sospensione dei veicoli e masse sospese da 0 a 7 Hz; della catena cinematica del veicolo, ovvero trasmissione e cambio, da 7 Hz a 20 Hz; del sistema del telaio del veicolo da 20 Hz a 40 Hz. Marginali deviazioni dal limite di progetto possono compromettere la durata del ciclo del pacco batteria [14].

Si procede dunque ad avviare una prima simulazione di prova, impostando un intervallo di frequenza tra 0 e 35 Hz con un numero massimo di modi da trovare fissato ad un valore di 10. Questa prima prova serve semplicemente a fare una verifica sulla corretta impostazione del modello, infatti, è possibile notare eventuali errori di fissaggio o di impostazione dei parametri da poter risolvere subito prima di lanciare la simulazione completa dell'analisi modale. È preferibile dunque limitare i modi a 10 perché così facendo è possibile ridurre di molto i tempi della simulazione dato che non è necessario effettuare una verifica completa.

Come è possibile vedere in figura (Figura 6.1) il primo modo di vibrare si trova ad una frequenza molto bassa pari a $2,964 \cdot 10^{-3}$ Hz, questo perché è presente un errore di fissaggio di una boccola (in rosso) inserita nel frame esterno che dunque ha iniziato a vibrare a frequenze molto basse.

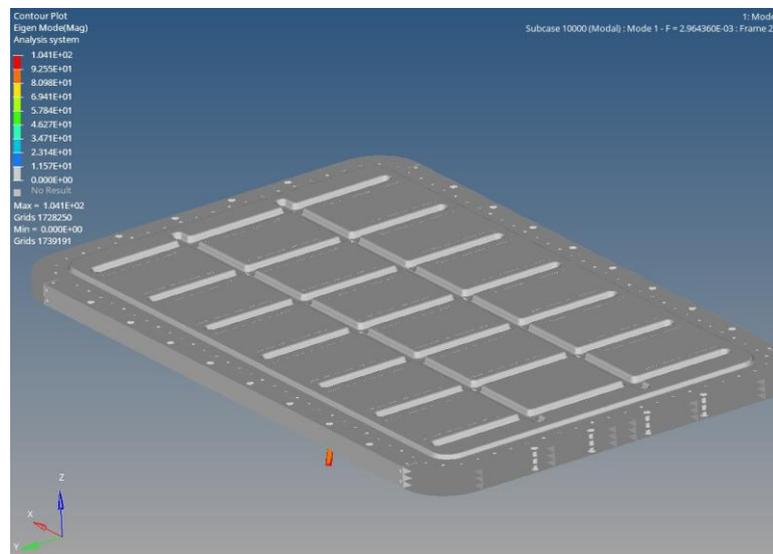


Figura 6.1: Prova NVH - Boccola non collegata

Apportate le dovute correzioni, si procede andando ad impostare i parametri per effettuare l'analisi completa di NVH.

Di seguito vengono riportati i vari modelli ottenuti dai risultati delle simulazioni frutto delle progressive ottimizzazioni effettuate sul pacco per poter soddisfare i requisiti richiesti.

Tutte le simulazioni sono effettuate imponendo un intervallo di frequenza tra 0-50 Hz con un ND (limitazione al numero di modi da trovare) nullo. La messa a terra del pacco batteria è simulata ponendo i vincoli in corrispondenza delle viti che andranno a collegarsi al pianale dell'auto. In Optistruct, inoltre, l'analisi modale è effettuata utilizzando come Load Collectors la card EIGRL che definisce i dati necessari per eseguire l'analisi degli autovalori reali (vibrazioni o instabilità) con il metodo Lanczos che, anche se più lento dal punto di vista computazionale, ha il vantaggio di calcolare autovalori e forme modali associate in maniera esatta. Questo metodo è efficiente per

calcoli in cui il numero di modi è ridotto ed è richiesta la forma completa di ciascun modo [15].

Modello 1

Modello che fa riferimento all'assieme iniziale così come descritto nei capitoli precedenti. L'intervallo di frequenza impostato ha generato 27 modi di vibrare ognuno riferito ad un diverso componente presente nel pacco batteria (Tabella 6.1):

Tabella 6.1: Risultati NVH Modello 1

	Frequenza [Hz]	Componente
Modo 1	18,7	Coperchio Inferiore
Modo 2	20,3	Coperchio Inferiore
Modo 3	20,8	Cooling plate
Modo 4	22,0	Cooling plate
Modo 5	25,4	Coperchio Inferiore
Modo 6	25,9	Coperchio Inferiore
Modo 7	30,1	Cooling plate
Modo 8	30,4	Cooling plate
Modo 9	31,2	Coperchio Inferiore
Modo 10	32,8	Coperchio Inferiore
Modo 11	33,8	Coperchio Inferiore
Modo 12	34,2	Coperchio Inferiore
Modo 13	37,3	Coperchio Inferiore
Modo 14	37,6	Coperchio Inferiore
Modo 15	38,8	Cooling plate
Modo 16	39,7	Coperchio Inferiore
Modo 17	40,0	Cooling plate
Modo 18	41,3	Coperchio Inferiore
Modo 19	43,3	Coperchio Inferiore
Modo 20	43,8	Coperchio Inferiore
Modo 21	46,3	Coperchio Inferiore
Modo 22	46,9	Alette pressofuso, Cooling plate
Modo 23	47,9	Alette pressofuso, Cooling plate
Modo 24	48,0	Coperchio Inferiore
Modo 25	48,3	Coperchio Inferiore
Modo 26	48,9	Coperchio Inferiore
Modo 27	49,6	Alette pressofuso, Cooling plate

Come è possibile notare da questa prima analisi il pacco batteria così prodotto non soddisfa affatto i requisiti richiesti dall'analisi NVH dato che sia il coperchio inferiore (Figura 6.2) che la piastra di raffreddamento (Figura 6.3) presentano il primo modo di vibrare rispettivamente a 18,7 Hz e a 20,8 Hz; dunque, ben al di sotto della soglia critica dei 35 Hz a cui facciamo riferimento.

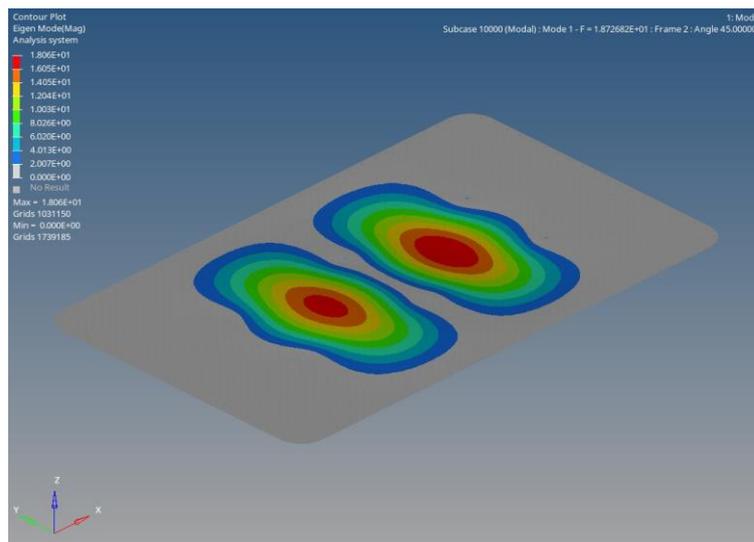


Figura 6.2: Modello 1 - I modo di vibrare del coperchio inferiore

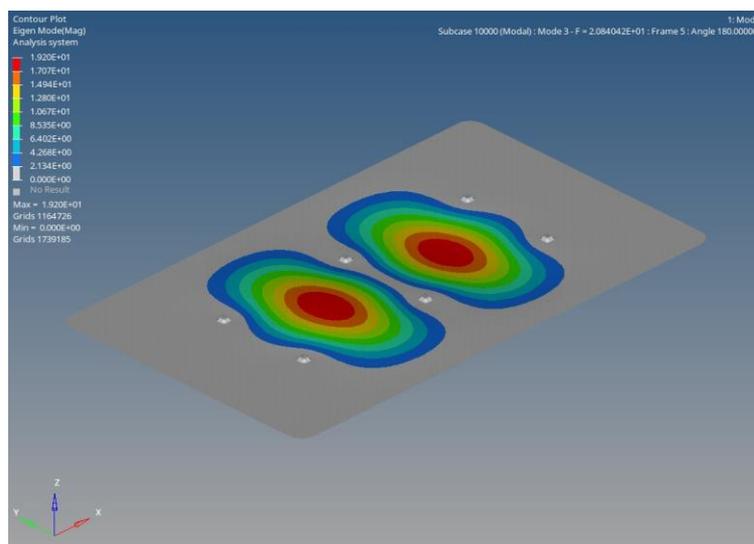


Figura 6.3: Modello 1 - I modo di vibrare della cooling plate

Il motivo di questi risultati così insoddisfacenti sta essenzialmente nel fatto che entrambi i componenti sono stati progettati sostanzialmente come delle grosse piastre lisce prive di qualsiasi nervatura, dunque, risulta naturale che siano estremamente sensibili dal punto di vista vibrazionale a basse frequenze.

Inoltre, è possibile notare che per modi di vibrare a frequenza elevata (46,9 Hz) anche le alette presenti nel pressofuso del frame vengono leggermente sollecitate come è possibile vedere in figura (Figura 6.4):

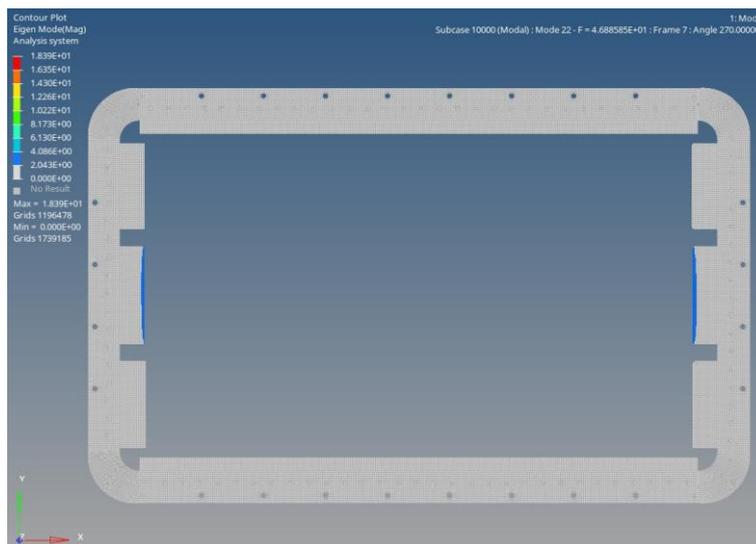


Figura 6.4: Modello 1 - 1 modo di vibrare delle alette del frame

Dovranno pertanto essere apportate delle modifiche ai componenti del pacco batteria al fine di ottimizzarne le prestazioni e cercare di massimizzare la minima frequenza di vibrazione per soddisfare le richieste imposte dalla prova NVH.

Modello 2

Sono state effettuate delle nervature sia sul coperchio inferiore che sulla piastra di raffreddamento in modo da aumentarne la rigidità flessionale. L'analisi ha prodotto i seguenti risultati (Tabella 6.2):

Tabella 6.2: Risultati NVH Modello 2

	Frequenza [Hz]	Componente
Modo 1	25,2	Cooling plate
Modo 2	26,7	Cooling plate
Modo 3	27,2	Coperchio inferiore
Modo 4	29,6	Coperchio Inferiore
Modo 5	33,8	Coperchio Inferiore
Modo 6	34,3	Coperchio Inferiore
Modo 7	38,3	Cooling plate
Modo 8	38,6	Cooling plate
Modo 9	38,9	Coperchio Inferiore
Modo 10	41,2	Coperchio Inferiore
Modo 11	42,7	Coperchio Inferiore
Modo 12	43,6	Coperchio Inferiore
Modo 13	44,6	Coperchio Inferiore
Modo 14	45,9	Coperchio Inferiore
Modo 15	47,5	Coperchio Inferiore, Alette estruso, Cooling plate
Modo 16	47,8	Coperchio Inferiore, Cooling plate
Modo 17	49,7	Cooling plate

Nell'intervallo di frequenza impostato con queste modifiche ai componenti, i modi di vibrare sono passati da 27 a 17. I primi modi di vibrare analizzati nel modello precedente sono passati rispettivamente da 18,7 Hz a 27,2 Hz per quanto riguarda il coperchio inferiore (Figura 6.5); da 20,8 Hz a 25,2 Hz per quanto riguarda la piastra di raffreddamento (Figura 6.6):

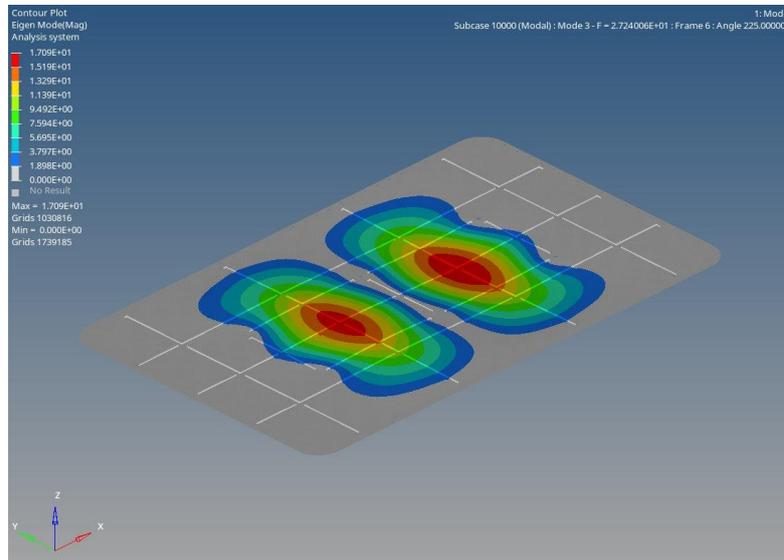


Figura 6.5: Modello 2 - 1 modo di vibrare del coperchio inferiore

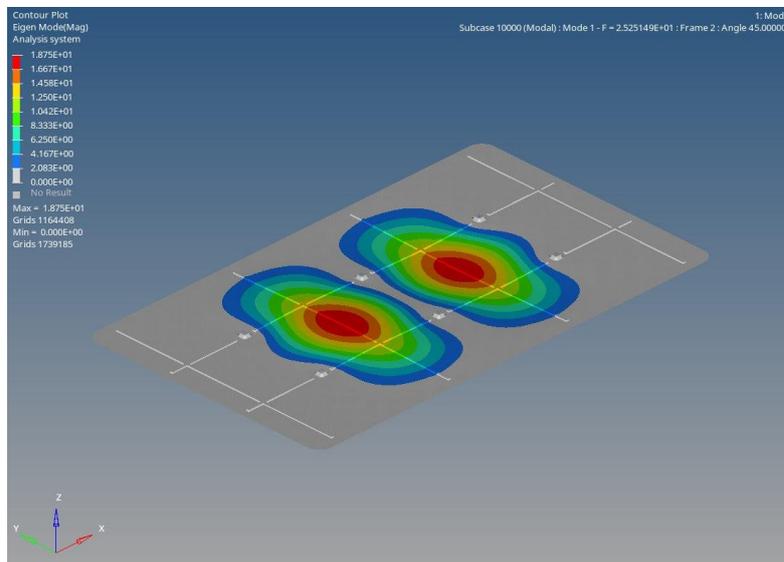


Figura 6.6: Modello 2 - 1 modo di vibrare della cooling plate

Al modo 15, in corrispondenza della frequenza pari a 47,5 Hz, si nota inoltre un interessamento anche dell'aletta presente sull'estruso laterale del frame esterno seppur di entità veramente minima (Figura 6.7):

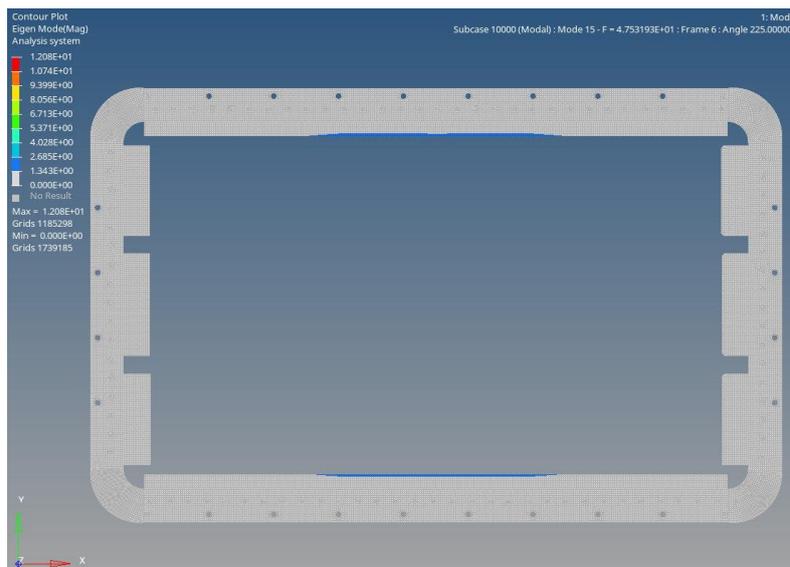


Figura 6.7: Modello 2 - 1 modo di vibrare delle alette del frame

Questi dati ci confermano la bontà delle modifiche effettuate sui componenti ma non soddisfano ancora in pieno il limite che ci eravamo prefissati dei 35 Hz.

Modello 3

Vengono implementate le nervature presenti sul coperchio inferiore e sulla piastra di raffreddamento, in particolar modo si cerca di intervenire sulle aree critiche segnalate dal colore rosso nelle mappe esposte riferite al modello precedente. La simulazione relativa a questo modello ha prodotto i seguenti risultati (Tabella 6.3):

Tabella 6.3: Risultati NVH Modello 3

	Frequenza [Hz]	Componente
Modo 1	25,9	Cooling plate
Modo 2	27,4	Cooling plate
Modo 3	27,5	Coperchio Inferiore
Modo 4	29,9	Coperchio Inferiore
Modo 5	35,8	Coperchio Inferiore
Modo 6	35,9	Coperchio Inferiore
Modo 7	39,1	Cooling plate
Modo 8	39,3	Cooling plate
Modo 9	41,9	Coperchio Inferiore
Modo 10	44,5	Coperchio Inferiore
Modo 11	47,2	Coperchio Inferiore
Modo 12	47,8	Coperchio Inferiore

I modi di vibrare in questo intervallo di frequenze si sono ridotti ulteriormente arrivando a 12. Le modifiche apportate questa volta però non hanno prodotto

sostanziali miglioramenti dato che il primo modo di vibrare che interessava il coperchio inferiore passa da 27,2 Hz a 27,5 Hz (Figura 6.8), mentre quello della piastra di raffreddamento passa da 25,2 Hz a 25,9 Hz (Figura 6.9):

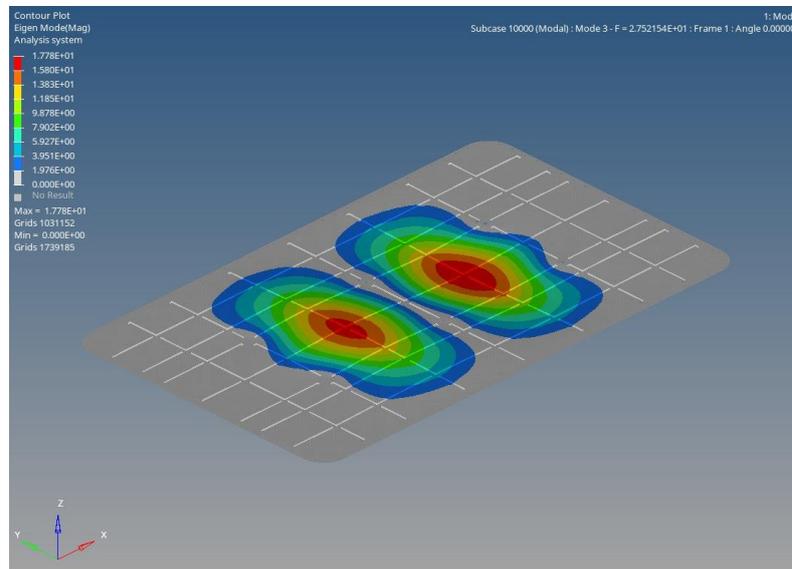


Figura 6.8: Modello 3 - I modo di vibrare del coperchio inferiore

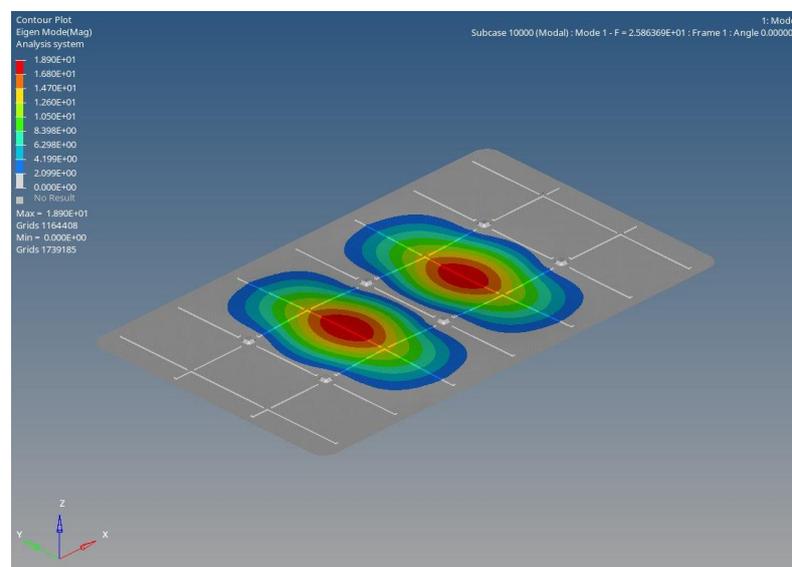


Figura 6.9: Modello 3 - I modo di vibrare della cooling plate

Le modifiche apportate non hanno prodotto i risultati sperati dato che una buona parte dei modi prodotti da questo modello si trova al di sotto della soglia dei 35 Hz. Sarà dunque necessario apportare delle modifiche più strutturali al pacco batteria per poter rispettare i requisiti imposti.

Modello 4

Sfruttando i fori già presenti sulla *crash structure*, dove passano le viti che collegano il fondo del vassoio contenete i moduli con il coperchio superiore (Figura 6.10), si è deciso di sostituire queste viti ponendone due viti passanti per l'intero pacco di diametro maggiore, come le sei viti già presenti nella zona centrale, passando da un M8 a un M16:

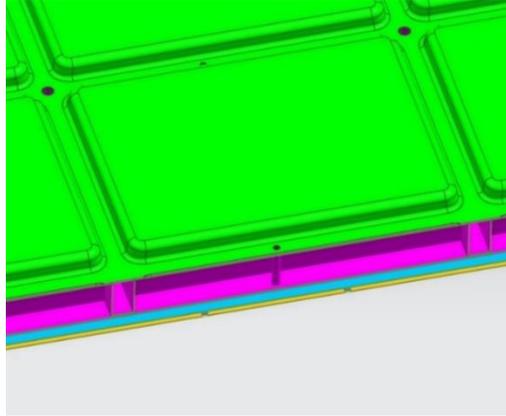


Figura 6.10: Viti di collegamento tra vassoio e coperchio superiore

Questi interventi strutturali richiederebbero una modifica al CAD dei vari componenti (dovendo forare sia la piastra di raffreddamento che il coperchio inferiore), ma a quel punto si dovrebbe reimportare il nuovo modello e ricostruire il nuovo modello FEM andando a ripetere tutte le procedure e le simulazioni già effettuate. Per ovviare a tutto questo è possibile simulare l'azione delle nuove viti semplicemente collegando alla vite preesistente dei rigidi che vadano ad interessare anche la piastra di raffreddamento e il coperchio inferiore, dato che prima risultavano scollegati dal resto della struttura in queste zone (Figura 6.11). Questo senza dubbio è un metodo che sovrastima l'effetto che indurrebbero due nuove viti sull'insieme, ma in prima approssimazione è una procedura che per questo tipo di simulazione non comporta sostanziali differenze e dunque non porta ad inficiare i risultati per l'analisi di nostro interesse.

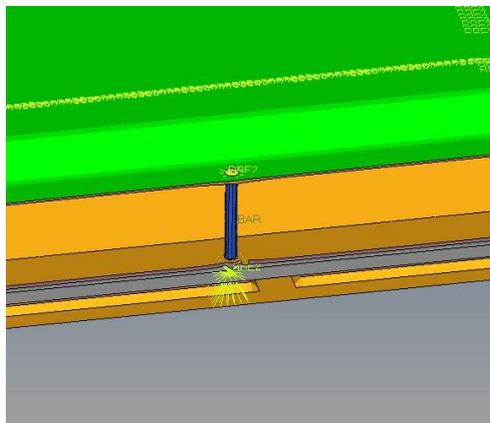


Figura 6.11: Realizzazione nuove viti passanti

Si è deciso di porre altre due viti passanti (in rosso) in modo da intervenire in maniera più mirata ed incisiva su quelle zone che nei modelli precedenti risultavano sempre critiche, dovute essenzialmente alle grosse dimensioni del coperchio inferiore e della piastra di raffreddamento che vibrano maggiormente in queste zone centrali (Figura 6.12):

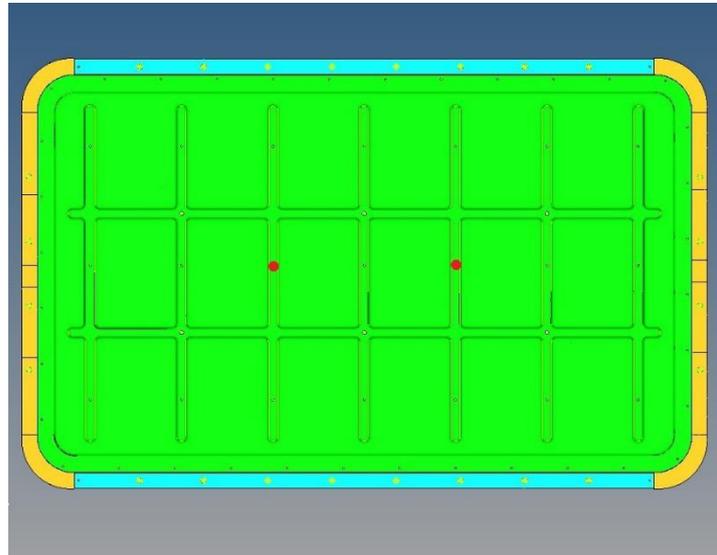


Figura 6.12: Posizione nuove viti passanti

I risultati della simulazione di questo modello ottimizzato sono presentati nella tabella seguente (Tabella 6.4):

Tabella 6.4: Risultati NVH Modello 4

	Frequenza [Hz]	Componente
Modo 1	37,3	Coperchio Inferiore
Modo 2	37,9	Coperchio Inferiore
Modo 3	40,3	Coperchio Inferiore
Modo 4	41,5	Coperchio Inferiore
Modo 5	42,8	Cooling plate
Modo 6	42,9	Cooling plate
Modo 7	46,9	Coperchio Inferiore, Cooling plate
Modo 8	47,3	Coperchio Inferiore, Cooling plate
Modo 9	47,4	Coperchio Inferiore, Cooling plate
Modo 10	47,9	Coperchio Inferiore, Cooling plate

I modi di vibrare si sono ridotti da 12 a 10 ma quel che più ci interessa è che con le ultime modifiche si è alzato significativamente il valore del primo modo di vibrare che supera largamente la soglia dei 35 Hz prevista come limite da questa prova. I modi analizzati nei modelli precedenti che andavano ad interessare sia il coperchio inferiore che la piastra di raffreddamento adesso non sono più presenti (oppure si troveranno a valori di frequenza elevatissimi) dato che quelle zone sono ora vincolate ed impossibilitate a vibrare (Figura 6.13).

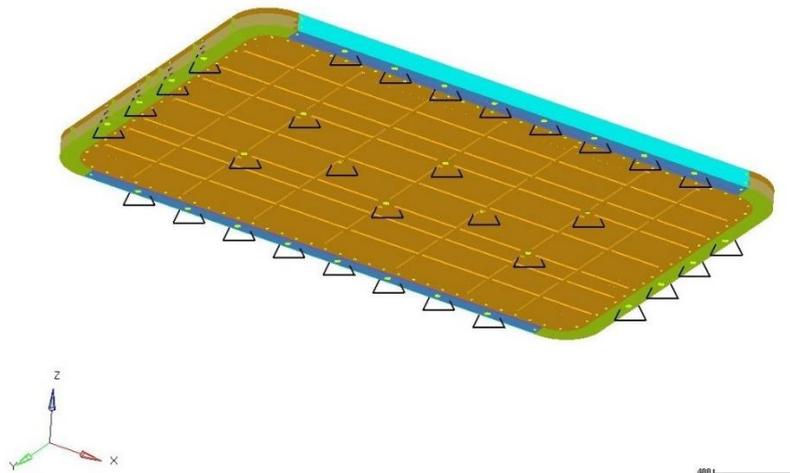


Figura 6.13: Posizione nuovi vincoli

In questa simulazione il primo modo di vibrare interessa il coperchio inferiore ma ad un valore di 37,3 Hz in una zona diversa da quella vista nei modelli precedenti (Figura 6.14):

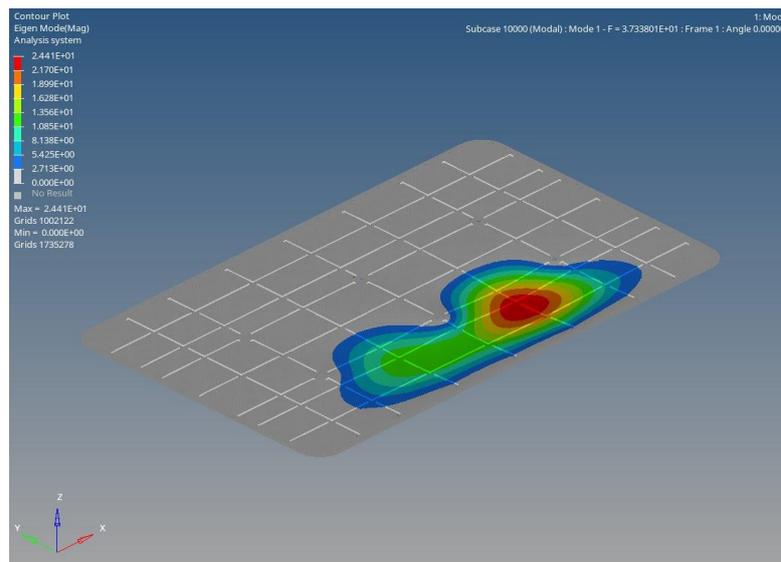


Figura 6.14: Modello 4 - 1 modo di vibrare del coperchio inferiore

Mentre per trovare il primo modo che interessa la piastra di raffreddamento bisogna salire fino ai 42,8 Hz (Figura 6.15):

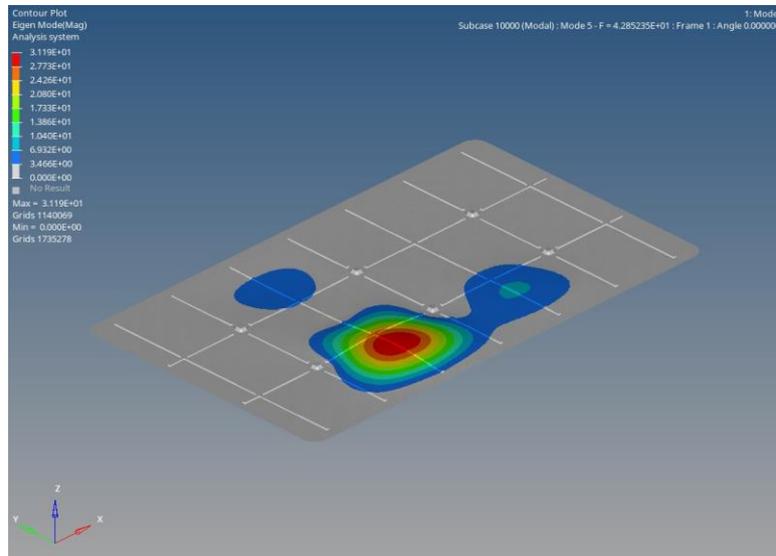


Figura 6.15: Modello 4 - I modo di vibrare della cooling plate

Anche se come descritto in apertura di questo studio è bene evitare di ricadere con dei modi di vibrare nell'intervallo tra 20-40 Hz onde evitare risonanze con il telaio del veicolo, tuttavia si sono ritenuti tali valori accettabili dato che i primi modi si trovano praticamente a ridosso di questa soglia e dunque è possibile affermare che con queste nuove modifiche apportate al modello vengono soddisfatte le specifiche richieste per superare la prova di NVH. Saranno le verifiche successive a questa che ci diranno se i modi ricavati da questo modello possano comportare o meno dei problemi a livello strutturale all'intero pacco batteria.

6.2 Analisi della risposta in frequenza - FRF

L'analisi della risposta in frequenza viene utilizzata per calcolare la risposta di una struttura sottoposta all'effetto di una eccitazione armonica. Questa analisi calcola la risposta transitoria della struttura in un dominio di frequenza statico in cui il carico è sinusoidale. Un caso semplice è un carico che ha ampiezza a una frequenza specificata. La risposta si verifica alla stessa frequenza e lo smorzamento porterebbe a uno sfasamento, come è possibile vedere dall'immagine (Figura 6.16):

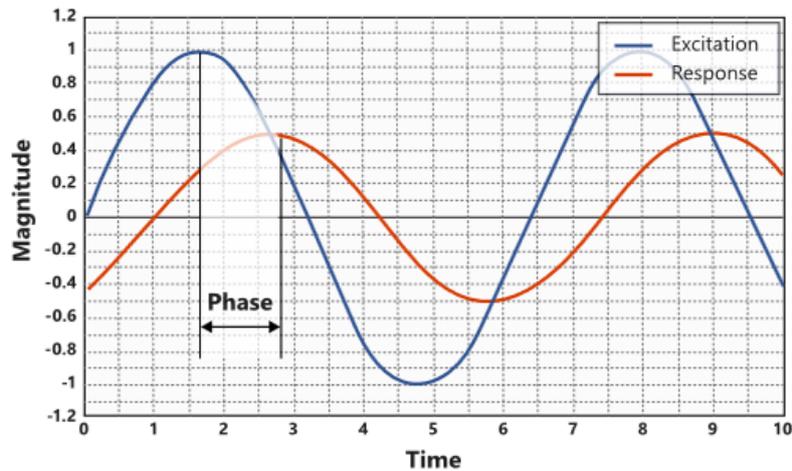


Figura 6.16: Eccitazione e Risposta di una analisi di risposta in frequenza [7]

I carichi possono essere applicati come forze o movimenti forzati (spostamenti, velocità e accelerazioni) dipendendo dalla frequenza di eccitazione. Tutti i carichi vengono applicati sulla frequenza in cui viene valutata la risposta. I risultati/risposte di un'analisi FRF sono spostamenti, velocità, accelerazioni, forze, sollecitazioni e deformazioni [7].

Le risposte in genere sono numeri complessi che vengono dati come grandezze e angolo di fase oppure come parte reale o parte immaginaria.

In Optistruct è possibile implementare le soluzioni secondo due modalità:

- Metodo diretto: risolve l'equazione del moto accoppiata in termini di frequenza di eccitazione;
- Metodo modale: utilizza la forma modale della struttura per disaccoppiare le equazioni del moto e la soluzione per una particolare frequenza di eccitazione è ottenuta sommando le risposte modali individuali o con sovrapposizione modale [7].

In questo studio verrà utilizzato il metodo modale [Appendice A].

6.2.1 Preparazione del modello

Prima di lanciare la simulazione sempre tramite Optistuct è necessario impostare alcuni parametri al fine di valutare il modello secondo la normativa di riferimento, la ECE R100.

Il primo valore da inserire è il range di frequenza fissato a 50 Hz come nell'analisi precedente. In questa simulazione però nei Load Collectors si è preferito utilizzare la card EIGRA che, a differenza della EIGRL utilizzata nella NVH, è un po' meno precisa (usa la tecnica di sotto strutturazione automatizzata multilivello) ma più rapida dal punto di vista computazionale. Tale scelta è dettata dal fatto che il solutore prima di fornire i risultati della FRF deve ripetere l'analisi modale e dunque il tempo di lavoro per ogni singola simulazione si allungherebbe sensibilmente.

EIGRA inoltre dovrebbe essere settato su un intervallo più ampio di frequenza, in genere il doppio, questo perché anche se l'intervallo di nostro interesse è fino a 50 Hz è opportuno, per ottenere un'analisi più accurata, calcolare anche le forme modali di secondo/terzo ordine. La regola generica è quella di lanciare almeno una volta e mezza in più del range che interessa. Per questa simulazione si è deciso di impostare un intervallo tra 0 Hz e 100 Hz.

Passaggio successivo è quello di andare ad impostare i vincoli per questa prova. In questo caso, sempre in corrispondenza dei punti di collegamento tra pacco batteria e pianale auto, vengono posti come tipo di vincolo gli SPCD riferiti all'asse delle z, ovvero alle sollecitazioni sulla verticale perché sono quelle soggette a tensioni maggiori. La tipologia di vincolo SPCD definisce un valore di spostamento forzato per l'analisi statica, uno spostamento forzato, velocità o accelerazione per l'analisi dinamica. Viene altresì utilizzato per l'analisi termica ponendo una condizione termica al contorno per l'analisi di trasferimento di calore (o trasferimento di calore transitorio) [13].

Inoltre sempre tra i Load Collectors viene impostata la card RLOAD lungo l'asse z, card utile per definire un carico dinamico dipendente dalla frequenza del modulo, settato sulla tipologia "ACCE" relativa alle accelerazioni imposte.

Infine è presente una TABLED, ovvero una tabella, dove inserire i valori delle sollecitazioni a cui vogliamo sottoporre il nostro pacco batteria in esame. La TABLED in pratica definisce una funzione tabulare da utilizzare nella generazione dei carichi dinamici dipendenti dalla frequenza e dal tempo.

Per questo studio, come anticipato, si fa riferimento alla normativa ECE R100 che utilizza le specifiche riportate nella tabella seguente (Tabella 6.5):

Tabella 6.5: ECE R100 - Prova di resistenza alle vibrazioni

Frequenza [Hz]	Accelerazione [m/s ²]
7-18	10
18-30	Ridotta gradualmente da 10 a 2
30-50	2

Il modello così impostato è pronto per la simulazione.

6.2.2 Analisi risultati FRF

La simulazione ha prodotto i risultati di tensione per 101 carichi applicati che fanno riferimento all'intervallo 0-100 Hz imposto. Verranno presi dunque in considerazione solamente i casi di carico che fanno riferimento ai modi di vibrare relativi all'analisi NVH effettuata precedentemente.

Nelle valutazioni delle tensioni, il valore di riferimento per il danneggiamento è la tensione di snervamento ma, volendo applicare un coefficiente di sicurezza, la massima sollecitazione dovrebbe attestarsi ad uno 0,4-0,5 del valore della tensione di snervamento del materiale a cui si fa riferimento.

Il primo modo di vibrare faceva riferimento al coperchio inferiore ed aveva un valore pari a 37,3 Hz: Andando ad affiancare il risultato fornito dall'analisi NVH con quello appena ottenuto con l'analisi FRF è possibile andare a valutare l'effetto che tale frequenza ha a livello di tensioni sulle componenti del pacco (Figura 6.17).

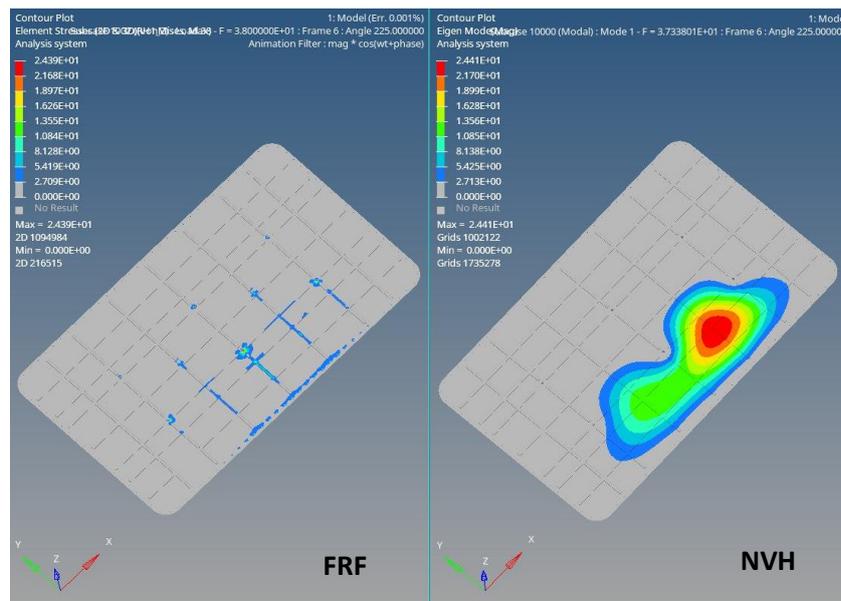


Figura 6.17: Confronto tra NVH e FRF del coperchio inferiore

Come è possibile notare dal confronto nell'immagine, la vibrazione del primo modo ha prodotto una leggera tensione del materiale in corrispondenza del foro in cui è presente la boccola che collega il pacco batteria al resto dell'auto (Figura 6.18). Tale valore risulta essere molto basso, pari a 24,385 MPa, dunque largamente al di sotto del valore di snervamento dell'alluminio utilizzato per questo componente pari a 177 MPa.

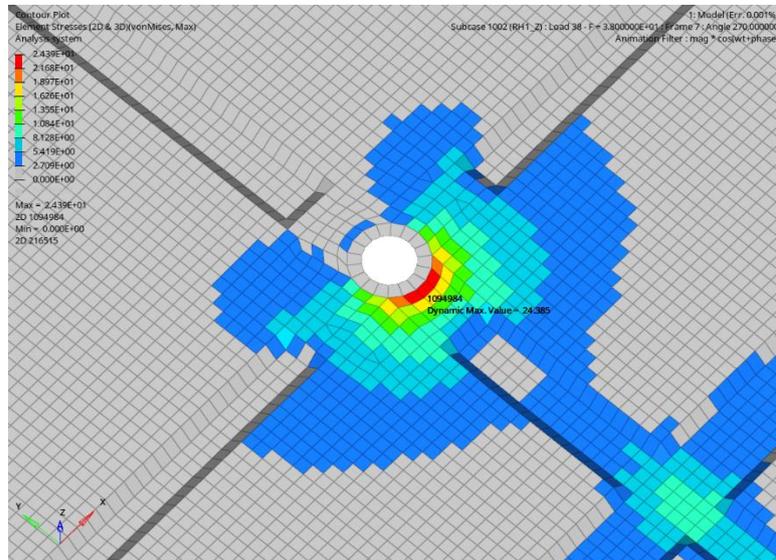


Figura 6.18: Tensione massima del coperchio inferiore

Per quanto riguarda la piastra di raffreddamento il valore della sollecitazione era 42,8 Hz, pertanto, andando a paragonare questo valore con il medesimo riprodotto dalla FRF possiamo notare che anche questa volta le tensioni maggiori sono presenti al livello dei fori di collegamento e nella zona centrale della piastra in corrispondenza di una nervatura (Figura 6.19).

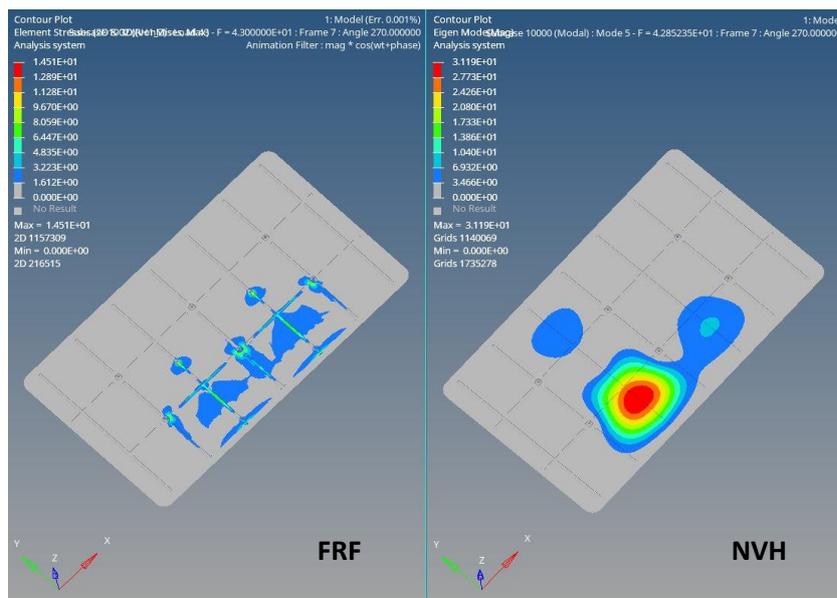


Figura 6.19: Confronto tra NVH e FRF della cooling plate

Anche in questo caso però il valore di picco è molto modesto essendo di 14,505 MPa e dunque ininfluenza a livello di tenuta del pacco (Figura 6.20).

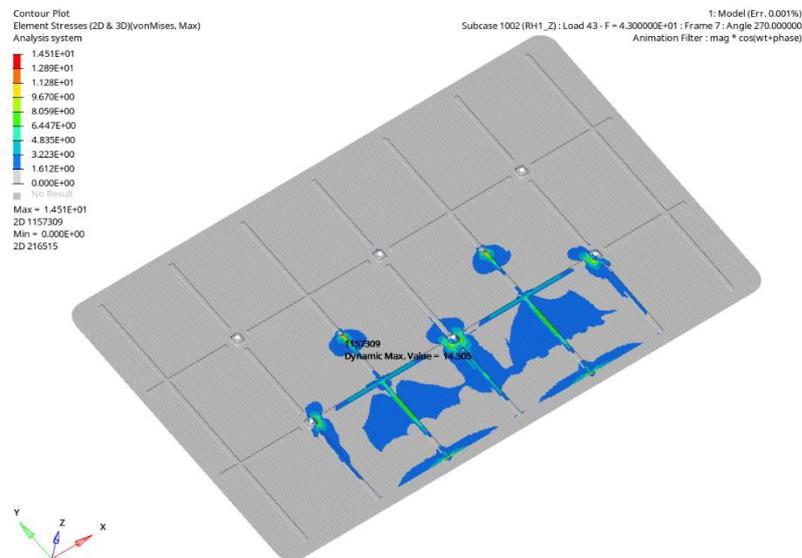


Figura 6.20: Tensione massima della cooling plate

A conclusione di questa analisi è stato possibile affermare che seppur l'intervallo tra 20-40 Hz era da evitare per non incorrere nel pericolo di risonanza tra gli elementi del pacco batteria con le forzanti del telaio, i 37,3 Hz del primo modo di vibrare del coperchio inferiore hanno superato le verifiche vibrazionali imposte dalla norma e quindi si può procedere ritenendo il modello 4 del pacco batteria idoneo a proseguire con le successive valutazioni.

6.3 Analisi densità spettrale di potenza - PSD

Nell'analisi delle vibrazioni il termine PSD (*Power Spectral Density*) definisce la densità spettrale di potenza di un segnale. Con il termine "Potenza" si intende che l'ampiezza è il valore quadratico medio del segnale che si analizza, con "Spettrale" si specifica che la PSD è funzione della frequenza e "Densità" si riferisce al fatto che l'ampiezza è normalizzata da una banda di un singolo Hertz [16].

L'analisi PSD in sostanza fornisce il segnale preso con un accelerometro restituendo l'accelerazione del punto preso in esame in funzione della frequenza. Quindi dall'accelerazione insieme alla frequenza collegata alle forme modali si riescono a trovare i valori di tensioni causati dalle sollecitazioni che arrivano dalla strada. Individuate le sollecitazioni si può andare a valutare il valore delle tensioni per poi eventualmente fare un discorso di sollecitazioni a fatica.

La densità spettrale di potenza definisce le caratteristiche del profilo stradale che la vettura si troverà ad affrontare. Sono segnali stradali che attraversano la gomma, la sospensione, arrivano al telaio fino a trasferirsi al pacco batteria. L'auto dunque sottoposta a questi segnali sarà indotta ad avere dei moti di beccheggio ma anche di rollio. Le sollecitazioni potrebbero anche essere ricavate tramite una analisi multibody, ma nel nostro caso si è fatto riferimento alla normativa UN 38.3 che si riporta di seguito (Tabelle 6.6 – 6.7 – 6.8):

Tabella 6.6: Valori per PSD applicati in orizzontale longitudinalmente all'asse X

Frequenza [Hz]	PSD [g ² /Hz]	PSD [(m/s ²) ² /Hz]
5	0.0125	1.20
10	0.03	2.89
20	0.03	2.89
200	0.00025	0.02

Tabella 6.7: Valori per PSD applicati in orizzontale trasversalmente lungo l'asse Y

Frequenza [Hz]	PSD [g ² /Hz]	PSD [(m/s ²) ² /Hz]
5	0.01	0.96
10	0.015	1.44
20	0.015	1.44
50	0.01	0.96
200	0.0004	0.04

Tabella 6.8: Valori per PSD applicati verticalmente lungo l'asse Z

Frequenza [Hz]	PSD [g ² /Hz]	PSD [(m/s ²) ² /Hz]
5	0.05	4.81
10	0.06	5.77
20	0.06	5.77
200	0.0008	0.08

La procedura di applicazione di questi carichi consiste nel montare il pacco batteria ad un banco di prova collegandolo un agitatore (*shaker*) in modo tale che il carico di applicazione sia equivalente al montaggio nel veicolo, facendo coincidere ciascuna posizione di montaggio relativa ai vincoli posizionati sul modello.

Con un solo dispositivo di prova il test di vibrazione deve essere eseguito in una sequenza di tutte e tre le direzioni spaziali.

6.3.1 Preparazione del modello

Come per l'analisi FRF, anche per l'analisi PSD è necessario impostare alcuni parametri specifici della prova prima di effettuare la simulazione. Da notare inoltre che la simulazione verrà effettuata per tutte e tre le coordinate principali e non solo per l'asse z come fatto per la FRF.

In corrispondenza dei vincoli presenti sul modello FEM si è posto come tipologia di vincolo gli SPCD (quelli adatti per il calcolo che prevede spostamenti, velocità ed accelerazioni), andando a selezionare il grado di libertà relativo all'asse di riferimento che si sta analizzando.

I parametri della normativa sono stati applicati al Load Collectors TABRND, che definisce la densità spettrale di potenza come una funzione tabulare della frequenza da utilizzare nell'analisi casuale. Bisogna inoltre prestare attenzione ad essere coerenti con le unità di misura utilizzate (se considerare i valori espressi in $[g^2/Hz]$ oppure in $[(m/s^2)^2/Hz]$ dalle tabelle in normativa).

Per un'analisi più realistica viene inserito un parametro di smorzamento pari al 3% (TABDMP) che, in assenza di dati sperimentali, è un valore statistico adeguato.

L'intervallo di frequenza infine viene impostato tra 0-100 Hz.

6.3.2 Analisi risultati PSD

A differenza dell'analisi FRF, i risultati dell'analisi PSD forniscono il valore medio delle tensioni perché essendo un'analisi randomica viene effettuata una valutazione statistica, quindi in questo caso non si ragiona sul valore massimo delle sollecitazioni.

- ***PSD applicata longitudinalmente lungo l'asse X***

Applicando le sollecitazioni previste dalla prova PSD lungo l'asse X è stato possibile apprezzare che il pacco batteria non ha risentito di grosse sollecitazioni alle sue componenti o ai collegamenti vari. Il picco lo si è avuto attorno ai fori di ancoraggio tra i moduli e le traverse della *crash structure* ma con un valore pari a 2,071 MPa, ben al di sotto della soglia di snervamento dell'alluminio applicato a questi componenti (Figura 6.21).



Figura 6.21: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo X

- **PSD applicata trasversalmente lungo l'asse Y**

In questo caso le tensioni presenti sul pacco batteria risultano essere più distribuite rispetto all'applicazione lungo l'asse X, interessando maggiormente le giunzioni tra le varie componenti. In questa applicazione però il valore delle tensioni è ancora più basso rispetto al caso precedente, infatti, il picco lo si riscontra sempre al collegamento tra modulo e *crash structure* ma con un valore di 1,120 MPa (Figura 6.22).

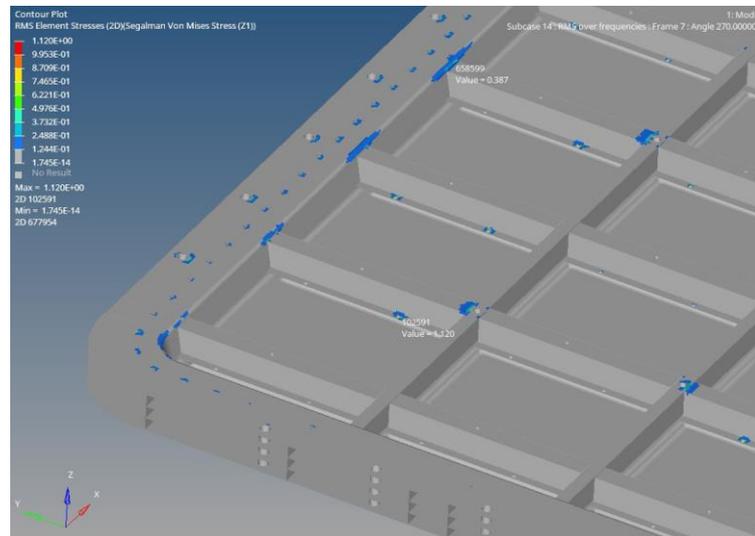


Figura 6.22: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Y

- **PSD applicata verticalmente all'asse Z**

Questa è risultata l'applicazione più gravosa per il pacco batteria in esame. Infatti, diversi sono i componenti che presentano tensioni distribuite su più aree. Come nell'applicazione lungo gli assi X e Y, anche per l'asse Z si sono avute sollecitazioni al collegamento tra modulo e *crash structure* ma in questo caso di entità sicuramente maggiore con dei valori superiori ai 40 MPa (Figura 6.23).

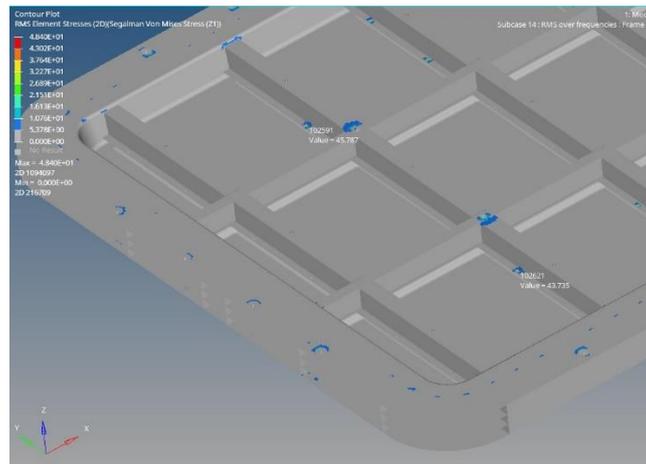


Figura 6.23: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z alla crash structure

Altro elemento che presenta una sollecitazione diffusa in più zone è senza dubbio la piastra di raffreddamento. In questo caso è possibile notare che le aree maggiormente interessate sono quelle centrali, in corrispondenza delle viti passanti che collegano il pacco al veicolo (Figura 6.24). Questo risultato si spiega facilmente confrontandolo con le simulazioni della prova NVH fatte in precedenza. Infatti, le zone interessate sono quelle che anche in quel caso risultavano le più critiche e che si è cercato di ottimizzare, tant'è che il punto di picco di queste tensioni, con un valore compreso tra i 39 e i 40 MPa, si trova proprio nei punti dove sono state inserite le nuove viti passanti per cercare di massimizzare le prime forme modali.

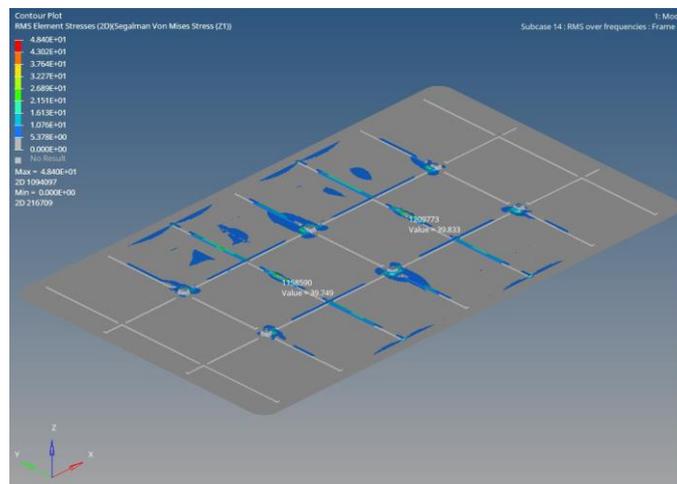


Figura 6.24: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z alla cooling plate

Il componente che è interessato maggiormente da questa prova però è senza dubbio il coperchio inferiore. Qui è possibile notare una mappatura con delle zone di tensioni diffuse su tutta la superficie con il picco, valore più alto dell'intero pacco batteria, situato in corrispondenza dei fori passanti posti al centro e pari a 48,4 MPa (Figura 6.25).

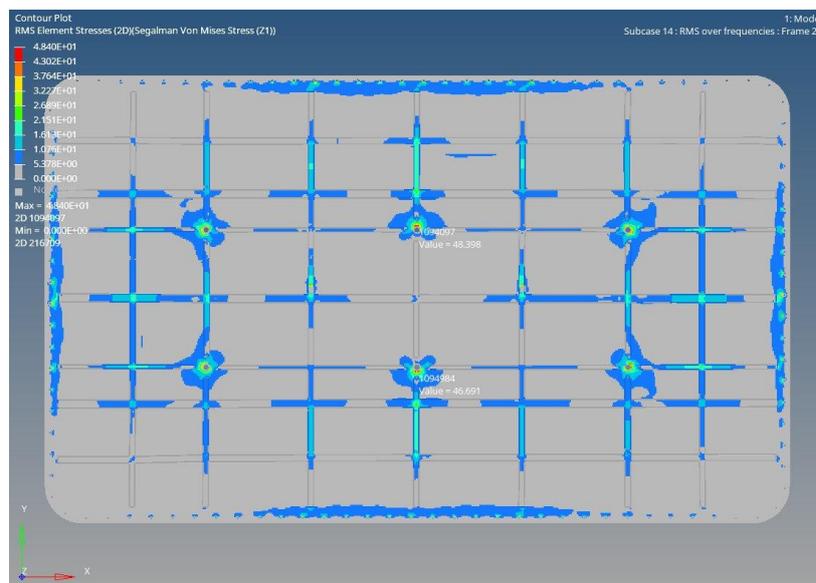


Figura 6.25: Massima sollecitazione data dalla PSD lungo Z al coperchio inferiore

I risultati di queste analisi non fanno altro che confermare la bontà degli interventi effettuati nell'ottimizzazione del modello per cercare di superare i parametri soglia imposti dalla prova NVH. Le sollecitazioni presenti infatti hanno comunque dei valori molto al di sotto della soglia di snervamento del materiale utilizzato e dunque non comportano dei problemi di tenuta dal punto di vista strutturale.

Capitolo 7

Analisi dinamica non lineare

Nella validazione del pacco batteria è opportuno effettuare delle prove di analisi FEM nel campo degli espliciti, in modo da poter valutare il comportamento della struttura sottoponendola a prove dove le accelerazioni e le deformazioni non sono trascurabili e dipendono dal tempo.

Quando la risposta strutturale (tensione e deformazione) è linearmente proporzionale all'entità del carico (forza, pressione, momento, coppia, temperatura ecc.), allora l'analisi di tale struttura è nota come analisi lineare. Quando la relazione tra carico e risposta non è linearmente proporzionale, l'analisi rientra nell'analisi non lineare (Figura 7.1).

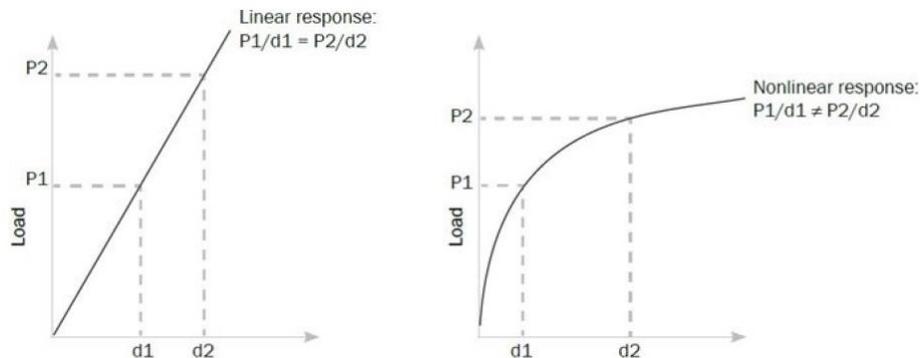


Figura 7.1: Confronto tra risposta lineare e non lineare [17]

Generalmente una struttura compatta sottoposta ad un carico relativamente inferiore rispetto alla resistenza del materiale dovrebbe presentare una deformazione linearmente proporzionale al carico, in quanto la struttura è stata sottoposta a deformazione lineare statica. Il più delle volte invece il comportamento del materiale non è lineare nelle condizioni operative o la geometria della struttura stessa gli impedisce di rispondere in maniera lineare. Per prevedere con precisione la resistenza delle strutture in queste circostanze, è necessario eseguire un'analisi non lineare. In questo caso la matrice di rigidezza presenta una variazione dei parametri geometrici di cui è costituita mentre viene applicato il carico.

I metodi impliciti ed espliciti sono approcci utilizzati nell'analisi numerica per ottenere approssimazioni numeriche alle soluzioni di equazioni alle derivate ordinarie e alle derivate parziali dipendenti dal tempo. L'approccio implicito è utile nei problemi in cui la dipendenza dal tempo della soluzione non è un fattore importante (come l'analisi statica, modale, ecc.), mentre per l'approccio di dinamica esplicita è molto utile per risolvere problemi dipendenti dal tempo ad alta deformazione (crash, impatto, ecc.). La scelta del miglior approccio da utilizzare è ben rappresentata dall'immagine seguente (Figura 7.2) [17].

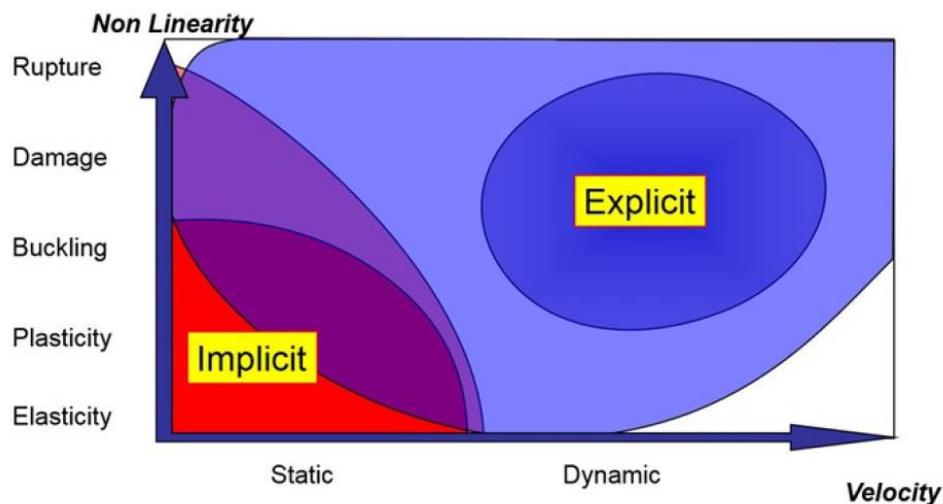


Figura 7.2: Campi di applicazione dell'analisi implicita ed esplicita [17]

7.1 Prova di urto meccanico

La prova di urto meccanico (*Mechanical Shock*) fa riferimento alla normativa ECE R100 e consiste nel verificare le prestazioni in materia di sicurezza del dispositivo sottoposto a carichi inerziali che possono verificarsi in caso di incidente con l'auto.

Secondo la procedura il dispositivo sottoposto a prova va rallentato o, a scelta del richiedente, accelerato, in conformità ai corridoi di accelerazione specificati nelle tabelle di riferimento della categoria di appartenenza del veicolo sottoposto a test. Nell'effettuare il test, previa consultazione del costruttore, è possibile decidere se le prove vanno eseguite in direzione positiva, negativa, o in entrambe.

È possibile usare un dispositivo sottoposto a prova distinto per ciascuno degli impulsi di prova specificati. L'impulso di prova deve essere compreso tra il valore minimo e il valore massimo specificati nelle tabelle. È possibile, inoltre, applicare un livello d'urto più elevato e/o una durata maggiore rispetto al valore massimo riportato dalle tabelle se raccomandato dal costruttore.

Il dispositivo sottoposto a test inoltre deve essere collegato all'apparecchiatura di prova esclusivamente mediante i sostegni previsti forniti ai fini di fissare il pacco batteria o il sottosistema del pacco batteria al veicolo [18]. Il pacco batteria viene dunque collegato ad una slitta montata a sua volta su una rotaia che provvederà a sottoporre al pacco le sollecitazioni richieste (Figura 7.3) [19].



Figura 7.3: EV Battery Mechanical Shock Test [14]

L'auto sottoposta a test rientra nella categoria M_1 , dunque, si fa riferimento ai dati forniti dalla tabella relativa ai veicoli M_1 e N_1 (Tabella 7.1). Il dispositivo viene sottoposto ad un ciclo di accelerazioni in un intervallo di tempo prestabilito seguendo la curva illustrata in figura (Figura 7.4):

Descrizione generica degli impulsi di prova

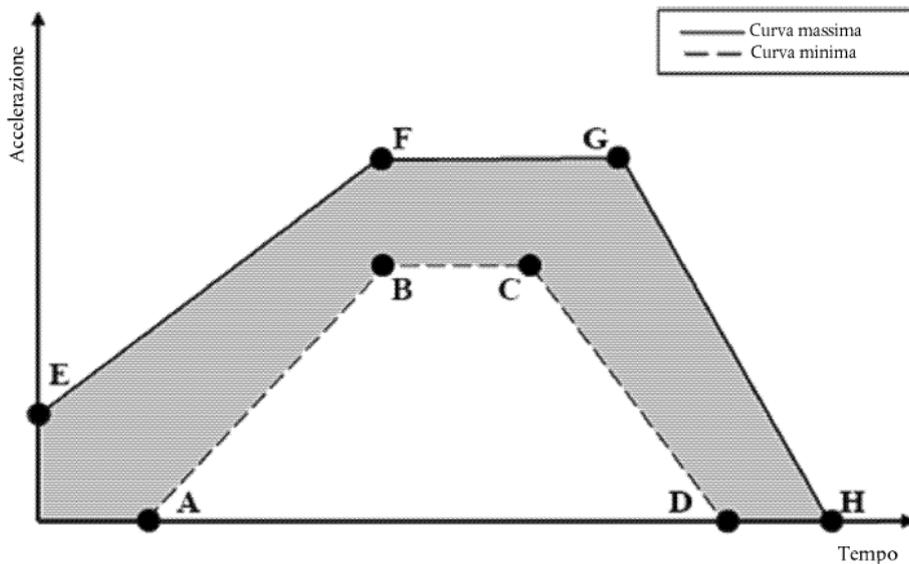


Figura 7.4: Curve sollecitazioni urto meccanico

Tabella 7.1: Impulsi di prova per i veicoli delle categorie M1 e N1

Punto	Tempo [ms]	Accelerazione [g]	
		Longitudinale	Trasversale
A	20	0	0
B	50	20	8
C	65	20	8
D	100	0	0
E	0	10	4.5
F	50	28	15
G	80	28	15
H	120	0	0

Per valutare il comportamento del pacco batteria nelle condizioni più gravose, vengono applicati in fase di simulazione i dati relativi alla curva superiore della figura riportata, ovvero quelli corrispondenti ai punti E, F, G e H da tabella.

Sebbene la maggior parte degli incidenti stradali (studio FP7 EVERS SAFE) mostrano accelerazioni inferiori ai 20-30 g sia per urti frontali che laterali (valore che scende al di sotto dei 12 g in caso di tamponamento) con durata inferiore ai 100 ms, ad ogni modo, essendo lo scopo del test quello di valutare gli scenari peggiori, bisognerebbe utilizzare i parametri più rigorosi possibili soprattutto indagando scenari di incidenti stradali. Altro punto da tenere in considerazione è che i parametri di shock definiti nelle norme e nei regolamenti sono estratti da test automobilistici convenzionali; tuttavia, le accelerazioni a cui è sottoposta la batteria montata nel veicolo potrebbero avere valori diversi rispetto ad un veicolo elettrico. Pertanto, per una corretta analisi sarebbe più opportuno andare ad indagare se per un veicolo elettrico bisognerebbe imporre dei requisiti specifici [20].

La normativa ECE R100 utilizzata per questa prova ha la caratteristica di prevedere una durata dello shock maggiore di altre normative a fronte di un picco di accelerazione più basso come è possibile notare dalla seguente figura (Figura 7.5).

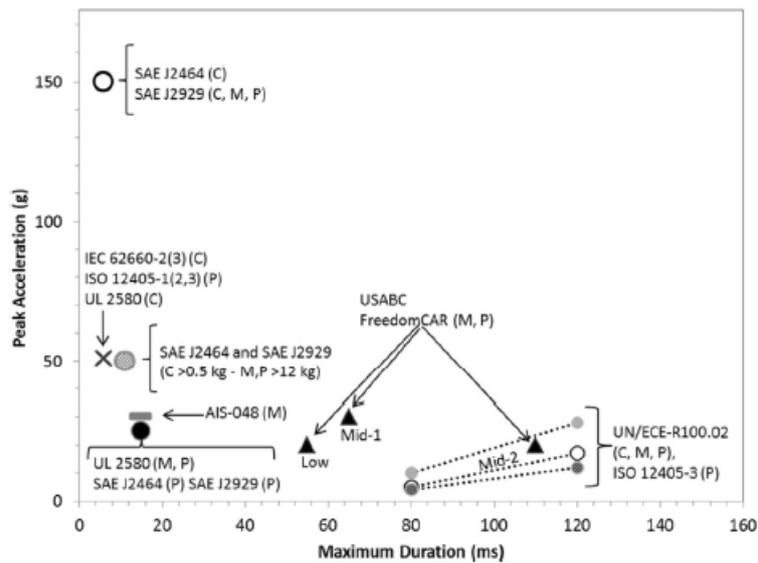


Figura 7.5: Confronto tra picco di accelerazione e durata dell'urto per vari standard e regolamenti [20]

7.1.1 Preparazione del modello

Primo passo da effettuare per impostare questo tipo di analisi è quello di andare a convertire il modello FEM creato su Hypermesh da OptiStuct a Radioss. Radioss infatti è il soluto adatto per gli espliciti che si presta in particolar modo allo studio dei crash quando ci sono alte velocità ed alte deformazioni, casi in cui si ha bisogno di altri metodi di risoluzione essendo calcoli fortemente non lineari.

Una volta effettuata la conversione a Radioss è possibile procedere alla preparazione del modello utilizzando indifferentemente HyperMesh (impostando come solutore Radioss) oppure passare su HyperCrash. Quest'ultimo è sempre un software utilizzato per il pre-processing ma non permette di effettuare la mesh, dunque, il componente da analizzare deve essere importato già con la mesh prestabilita. HyperCrash è utile più che altro per effettuare dei controlli sul modello importato (ad esempio si possono ottimizzare i contatti tra gli elementi) oltre a poter assegnare materiali, carichi, ecc. Nota fondamentale è che nello studio degli espliciti vanno modificate le unità di misura che in questo caso saranno: kN; mm; ms; kg. Anche il valore delle accelerazioni presenti nella tabella esposta al paragrafo precedente dovrà dunque essere convertito da "g" a "mm/ms²".

Come descritto in precedenza, per effettuare la prova bisogna predisporre il dispositivo su una slitta che fornirà gli impulsi dettati da normativa. Viene inserito dunque nello spazio di lavoro una superficie abbastanza estesa tanto da coprire la superficie del pacco che simulerà per l'appunto l'azione della slitta. Le dimensioni della slitta sono puramente arbitrarie (2437 mm × 3482 mm) così come la scelta della distanza tra la stessa e la superficie del pacco batteria. Questo aspetto risulta essere una delle criticità

più evidenti della normativa ECE R100 perché non normare la distanza di serraggio del pacco dalla slitta può comportare un notevole cambiamento dei risultati ottenuti.

La slitta è facilmente ricavabile come superficie su HyperMesh applicando una mesh molto grossolana per non appesantire di molto il calcolo con l'aggiunta di troppi nodi derivanti da una mesh più fine. Si imposta dunque un *element size* di 10, con uno spessore molto importante (50 mm) e come materiale un acciaio. Sebbene le dimensioni possano sembrare irrealistiche per un'applicazione pratica, tuttavia la scelta di questi parametri è dettata essenzialmente dalla necessità di creare un componente indeformabile durante l'esercizio, dunque a livello simulativo sono dati giustificabili. Infine si vincola la slitta impedendole la traslazione lungo l'asse z e tutte e tre le rotazioni in modo da poter scorrere solamente lungo le direzioni principali della prova.

Il collegamento tra la slitta e il pacco batteria è effettuato tramite rigidi, andando ad interessare le viti passanti che nelle precedenti prove presentavano dei vincoli che simulavano il collegamento al veicolo. In genere nel test sul modello reale si sfruttano i longheroni (o i dispositivi destinati all'ancoraggio del pacco al veicolo) da installare sulla slitta per rendere più verosimile possibile lo shock che subirebbe l'auto sottoposto a questa prova. Non avendo a disposizione le dimensioni fisiche dei supporti, si è assunto con buona approssimazione una distanza di collegamento tra pacco batteria e slitta di circa 140 mm all'altezza del frame laterale. Nella figura seguente viene mostrato il modello da simulare corredato dalla presenza della slitta con relativi supporti (Figura 7.6).

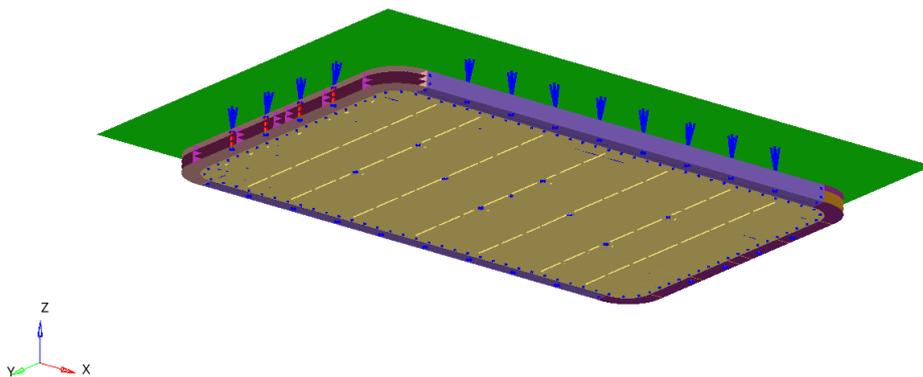


Figura 7.6: Collegamento del pacco batteria alla slitta

Il nuovo assieme così realizzato può essere convertito in Radioss per essere ottimizzato per la prova. Si è deciso di utilizzare HyperCrash per la preparazione del modello in quanto ci permette di apportare alcune correzioni e specifiche adatte ad una simulazione più fine per questo tipo di test.

Nella conversione da OptiStruct a Radioss si può subito notare il primo inconveniente dovuto alla massa. Infatti quando fa la conversione il programma non riconosce in cosa trasformarla dato che appartiene ad una CARD differente. La massa di 23 kg per modulo viene dunque assegnata nuovamente collegandola sul rigido interno del modulo.

Come verifica di una corretta attribuzione delle masse, è opportuno fare un controllo sul peso totale tra la versione del modello presente su OptiStruct e quella appena realizzata con Radioss. Il peso totale risulta essere dunque di 649,8 kg, dato dalla somma dei 391 kg dei 17 moduli più 258,8 kg della scocca del pacco batteria. Questa verifica ci conferma l’inserimento corretto di tutte le masse presenti nel modello dato che il peso complessivo non è cambiato.

Passo successivo è quello di assegnare ai componenti del modello delle proprietà idonee a simulare nel modo più realistico possibile la prova. Dal menù “Model” e quindi “Property” di HyperCrash è possibile andare a impostare dei valori che possano meglio servire a questo scopo. Come è possibile vedere dalla figura (Figura 7.7) per ogni componente è possibile richiamare una tabella con dei valori caratteristici da inserire:

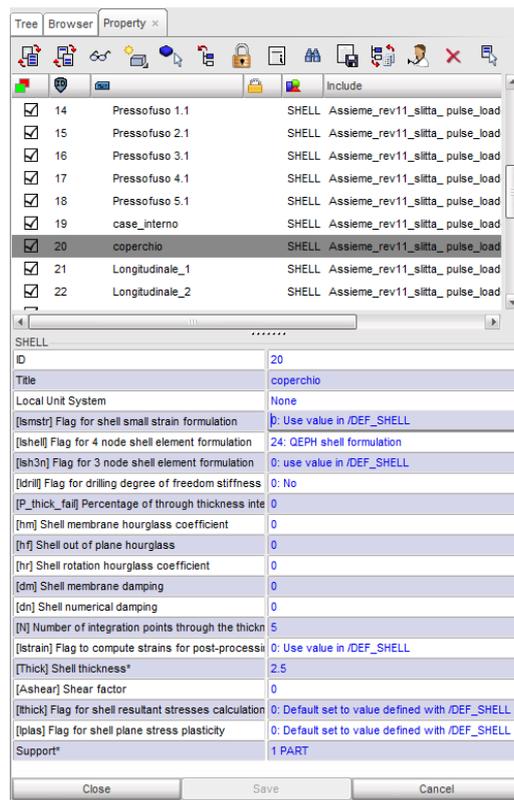


Figura 7.7: Proprietà componenti

I parametri imposti alle proprietà sono:

- **[Ismstr] Flag for shell small strain formulation = 0**
Parametro che specifica la formulazione per piccola o grande deformazione; viene posto a zero come valore di default;
- **[Ishell] Flag for 4 node shell element formulation = 24: QEPH shell formulation**
Parametro che caratterizza il metodo di integrazione della shell; il valore di 24 indica l'accuratezza dell'integrazione (ad esempio il valore Ishell pari a 1 integrerebbe come un moto rigido tra due nodi facendo rimanere tra questi una distanza di una retta costante anche in deformazione). Il valore di 24 è il più adatto per i calcoli tensionali;
- **[Ish3n] Flag for 3 node shell element formulation = 0**
Valore riservato agli elementi shell a 3 nodi;
- **[Idrill] Flag of drilling degree of freedom stiffness = 0: No**
Nessun grado di libertà sulla perforazione;
- **[P_thick_fail] Percentage of through thickness integration points that must fail before the element is deleted = 0**
Percentuale di punti di integrazione attraverso lo spessore che devono fallire prima che l'elemento venga eliminato;
- **[hm] Shell membrane hourglass coefficient = 0**
Coefficiente hourglass della membrana a guscio;
- **[hf] Shell out of plane hourglass = 0**
Hourglass fuori dal piano;
- **[hr] Shell rotation hourglass coefficient = 0**
Coefficiente di rotazione;
- **[dm] Shell membrane damping = 0**
Smorzamento della membrana a guscio;
- **[dn] Shell numerical damping = 0**
Smorzamento numerico del guscio;
- **[N] Number of integration points through the thickness = 5**
Parametro utile perché integra sui vari layer dello spessore della shell consentendo di distinguere su quali layer avviene, ad esempio, la rottura. È un parametro compreso tra 1 e 10, il valore di 5 è quello consigliato perché sufficiente come numero di punti per l'integrazione;

- **[Istrain] Flag to compute strains for post-processing = 0**
Calcola le deformazioni per il post-processing;
- **[Thick] Shell thickness = 2.5**
È il valore dello spessore assegnato al componente in fase di progettazione;
- **[Ashear] Shear factor = 0**
Fattore di taglio;
- **[Ithick] Flag for shell resultant stresses calculation = 0**
Parametro per il calcolo delle sollecitazioni risultanti del guscio;
- **[Iplas] Flag for shell plane stress plasticity = 0**
Parametro per la plasticità della tensione del piano shell.

I parametri impostati a zero sono relativi a quelli di default e sono valori che non conviene modificare per questo tipo di prova.

Per ottimizzare la preparazione del modello inoltre è stato destinato al punto di ancoraggio presente sul modulo una proprietà per un elemento solido (essendo un pieno e non una superficie media come gli altri componenti) con una formulazione con sei gradi di libertà per nodo e quattro punti di integrazione. Mentre per le viti si assegna una proprietà BEAM di tipo 1D andando a definire l'area e i momenti d'inerzia.

Nella messa a punto del modello è opportuno inoltre andare ad effettuare sul modello fem delle modifiche anche ai rigidi presenti. È preferibile, infatti, effettuare un cambio nella tipologia di rigido passando da un RBE2 ad un RIGID BODY. Sostanzialmente i RIGID BODY hanno le stesse caratteristiche dei RBE2 su HyperMesh mentre HyperCrash fa un distinguo: i RIGID BODY sono dei rigidi (tutti e 6 i gradi di libertà) e hanno un metodo di calcolo della massa sul nodo centrale particolare. A seconda delle impostazioni che diamo è possibile far calcolare la massa, ad esempio, tutta sul nodo centrale, tutta sugli slaves, ecc. Invece gli RBE2 vengono più che altro usati in HyperMesh perché è possibile accendere o spegnere i gradi di libertà ma il principio di funzionamento è sostanzialmente lo stesso dei RIGID BODY. Nella conversione della tipologia di rigido effettuata su HyperMesh è possibile notare che i rigidi che collegano le boccole con le viti al resto della struttura sono diventati RIGID BODY mentre i rigidi che simulano le saldature non sono stati convertiti. La spiegazione sta nel fatto che questi rigidi sono collegati nodo-nodo sulla shell ma dovrebbero avere sempre un nodo master staccato dalla shell per formare i RIGID BODY; dunque, per effettuare questa correzione ci si affida ad HyperCrash.

Come già indicato in precedenza, l'utilizzo di HyperCrash ci consente di effettuare dei controlli sul modello ("*Model checker*") onde evitare errori o alterazione dei risultati una volta lanciata la simulazione. È possibile notare dunque che ci sono dei "Warning", degli avvisi, di correzioni da apportare. Ci viene segnalato infatti che è

presente un nodo master su una shell da correggere (Figura 7.8) oltre ad un problema sulle BEAM dove sono presenti 3 nodi allineati. Il problema in questo caso è che il terzo nodo definisce il sistema di riferimento, pertanto, se è allineato rispetto agli altri due il simulatore non riconosce qual è il sistema di riferimento.

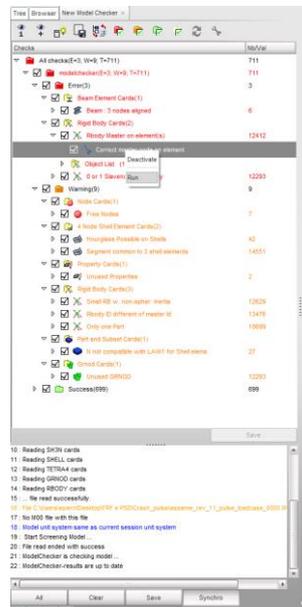


Figura 7.8: Pannello Model Checker

Apportate le dovute correzioni è necessario ora andare a porre un contatto tra nodo ed elemento. Ci sono diversi tipi di contatto, di solito si usa uno che fa nodi su elementi, crea una rigidezza tra due elementi diversi. Questa rigidezza dipende dalla rigidezza delle due parti a cui è collegata (in genere si fa una media ma è possibile scegliere tra varie impostazioni) quindi più si avvicinano le due parti più reagisce con una maggiore forza di repulsione creando maggiori deformazioni.

Nel posizionamento del contatto non metto elementi 1D ma solamente 2D e 3D. Su HyperCrash è possibile dunque applicare dai *LoadCase* i contatti tra le interfacce. Selezionata questa opzione si imposta come tipologia la TYPE7 (nodi su elementi) e da qui si apre un pannello, simile a quello trattato in precedenza per le proprietà, dove poter inserire i parametri idonei al nostro studio:

- **Self impact:** seleziono questa opzione per dare un effetto di danneggiamento realistico al modello. Si pone il contatto sia ai nodi che agli elementi in modo tale che se una parete dovesse accartocciarsi non si avrebbe l'effetto di attraversamento (o penetrazione) come se la parete non riconoscesse il contatto con se stessa;
- **Formulation:** valore 0: Classica. In alternativa si può porre come valore 1 con moltiplicatori di Lagrange oppure 3 con il minimo passo di tempo costante;

- **Stiffness:** 4: $K = \min(K_m, K_s)$. È la rigidezza che mette tra il nodo (slave) e la shell (master) prendendo il valore minimo tra le due;
- **Gap/element option:** 1: Variable gap. Usa la dimensione degli spessori con distanza tra gli elementi;
- **Node and segment definition:** 2. In caso di rottura toglie il nodo dal master per non creare delle deformazioni infinite;
- **Stiffness deactiv. (init. penetration):** 6. Il divario è variabile con il tempo. All'inizio del calcolo se ha degli elementi che compenetrano tra loro sposta il contatto.
- **Friction formulation:** 0: Static Coulomb;
- **Coulomb friction:** .2. È il coefficiente di attrito ed il valore assegnato è una buona approssimazione per l'alluminio. Nel calcolo, dunque, oltre ad entrare con la rigidezza dei materiali agisce anche sulle forze di taglio facendo entrare in gioco il coefficiente di attrito;
- **Friction penalty formulation:** 2: Stiffness. Parametro impostato nel caso di scorrimento a velocità molto basse dove la formulazione dell'attrito non funziona a causa della forza d'attrito calcolata sulla velocità tangenziale. È una formulazione della penalità di attrito che introduce una rigidezza per calcolare la variazione della forza di attrito;
- **Main surface:** seleziono semplicemente tutti gli elementi presenti.

Impostate le condizioni del contatto bisogna inserire i parametri delle accelerazioni esposte in normativa ed applicarle alla slitta per effettuare la prova. Sempre dai *LoadCase* è possibile impostare le accelerazioni potendo differenziare una prima applicazione per la prova che prevede un movimento della slitta lungo l'asse longitudinale del pacco batteria (dunque lungo l'asse delle X) ed un'altra trasversale (lungo l'asse delle Y).

Infine per sicurezza si posizionano due accelerometri, uno sulla slitta ed uno sul pacco batteria, in modo da avere un controllo sulla corretta movimentazione dell'insieme slitta-pacco batteria rispetto ai parametri che sono stati inseriti.

7.1.2 Analisi risultati urto meccanico

Obiettivo principale della prova di urto meccanico è quello di andare a valutare gli effetti di accelerazioni repentine sul dispositivo sottoposto al test soffermandosi in particolare su possibile zone critiche che possano portare a snervamento il materiale di cui sono costituiti i componenti.

- **Prova d'urto applicata longitudinalmente lungo l'asse X**

Le accelerazioni riportate in Tabella 7.1 vengono applicate longitudinalmente al pacco batteria lungo l'asse delle X seguendo la direzione del moto del veicolo. In questa prova si vuole mostrare il comportamento del pacco durante il normale esercizio con impulsi differenti di frenata e accelerazione.

Essendo un'analisi di espliciti, il dato interessante da andare ad analizzare è senza dubbio quello relativo alla deformazione plastica. Come è possibile vedere dalla figura (Figura 7.9) l'intero pacco batteria non presenta nessuna zona interessata a deformazione plastica. Il risultato è facilmente riconducibile al fatto che la struttura del pacco è molto solida e le sollecitazioni a cui è stata sottoposta non sono sufficienti a provocare deformazioni permanenti all'alluminio della struttura o all'acciaio di cui sono costituite ad esempio le boccole nelle zone di ancoraggio.

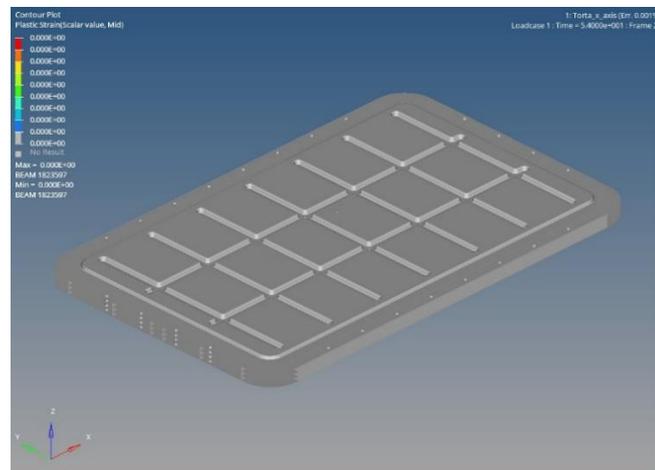


Figura 7.9: Risultati urto meccanico con accelerazioni longitudinali

Come conferma a questa analisi, è possibile mostrare l'andamento delle tensioni secondo Von Mises lungo tutto il pacco (Figura 7.10):

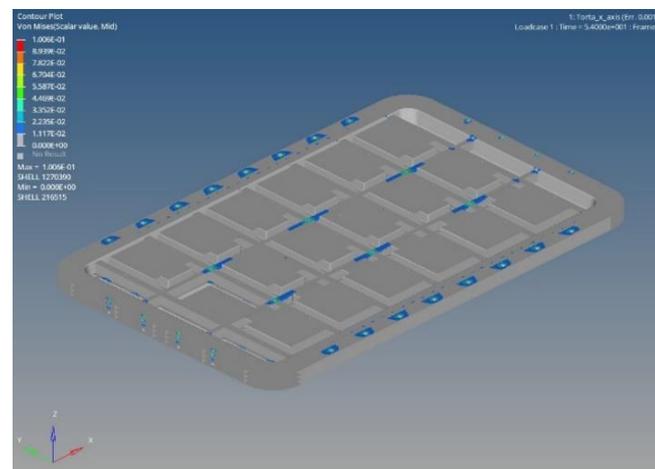


Figura 7.10: Von Mises - urto meccanico longitudinale

Dall'immagine si nota che i punti più sollecitati della struttura sono le zone relative alla presenza delle boccole e delle travette interne della *crash structure*. Il valore massimo della sollecitazione è pari a 100 MPa e corrisponde ad una piccola zona situata su una delle boccole nella parte centrale del pacco destinate all'ancoraggio al pianale (Figura 7.11). Le restanti zone evidenziate invece hanno valori ancora più piccoli quindi ben al di sotto della soglia di snervamento del materiale.

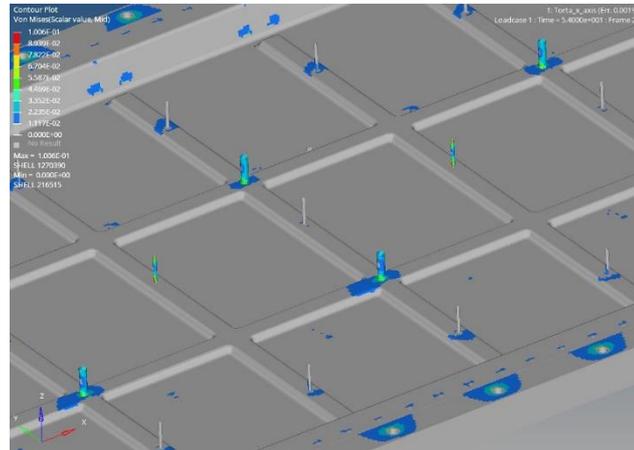


Figura 7.11: Massima sollecitazione per urto longitudinale

Diagrammando il comportamento del dispositivo sottoposto a questo tipo di sollecitazione è possibile notare che l'energia dinamica calcolata secondo Von Mises segue l'andamento della curva dell'accelerazione mostrata in normativa (Figura 7.12) con dei picchi più accentuati al momento dell'inizio della prova per poi arrivare ad un plateau nella parte centrale, con il valore più alto di sollecitazione, in corrispondenza dei punti di accelerazione costante della normativa.

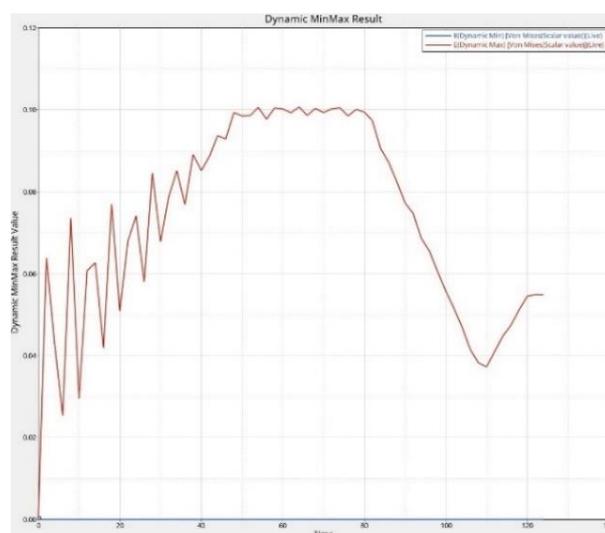


Figura 7.12: Diagramma massimo valore di Von Mises per urto meccanico longitudinale

La spiegazione di questo andamento turbolento nel primo tratto è riconducibile al fatto che al tempo di inizio ($t=0$) il pacco ha già una sollecitazione pari a 10g per poi passare dopo 50 ms a 28g. Queste repentine sollecitazioni generano dei picchi di tensione che vanno via via livellandosi nel tempo, quando il delta delle accelerazioni si riduce.

Infine un altro grafico interessante da analizzare è il ritardo della risposta alle sollecitazioni del pacco batteria rispetto alla slitta dove vengono applicati i valori della normativa (Figura 7.13). Si può notare che in buona approssimazione il pacco segue lo stesso percorso compiuto dalla slitta senza deviare di molto rispetto alle sollecitazioni imposte e dunque senza andare ad inficiare le performance e i dati che ci interessa valutare.

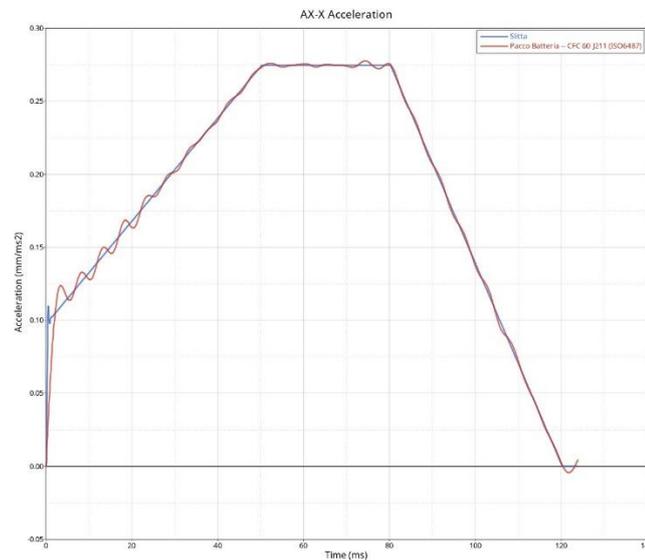


Figura 7.13: Ritardo Pacco Batteria Vs Slitta nella prova longitudinale

Questo grafico è un'ulteriore conferma della correttezza del modello realizzato per effettuare questo tipo di test.

- ***Prova d'urto applicata trasversalmente lungo l'asse Y***

In questo secondo caso la procedura del test viene ripetuta utilizzando sempre lo stesso modello di pacco batteria realizzato ma andato ad applicare i valori da normativa relativi alle accelerazioni trasversali. Obiettivo di questa seconda prova è l'andare a valutare il comportamento del pacco nel momento in cui subisce delle accelerazioni dovute a imbardata o rollio improvvisi, oppure, in casi più gravosi, durante un urto laterale.

Come per il caso longitudinale, anche per questa prova si fa riferimento alla curva superiore della Tabella 7.1 perché si vuole sottoporre il dispositivo alle sollecitazioni più gravose.

Valutando i risultati ottenuti dalla simulazione, anche in questo caso non si sono ottenute deformazioni plastiche relative ai materiali costituenti la struttura. Questo in qualche modo era prevedibile dato che le accelerazioni della prova trasversale sono di entità inferiore a quelle previste per la prova longitudinale.

Analizzando invece le sollecitazioni secondo Von Mises è possibile notare che le zone interessate maggiormente sono quelle relative ai punti di collegamento tra pacco batteria e slitta. In particolar modo le sollecitazioni riguardano i fori in cui sono presenti le boccole e le travette che costituiscono la *crash structure*. In entrambi in casi però l'entità della sollecitazione è contenuta, con un picco rilevato di 50 MPa, dunque non in grado di andare a compromettere l'integrità dell'elemento interessato. Di seguito si riporta un'immagine delle sollecitazioni trasversali subite dal pacco (Figura 7.14) con relativo grafico esplicativo del picco raggiunto secondo il criterio di Von Mises (Figura 7.15) in cui valgono le stesse osservazioni fatte per il caso precedente.

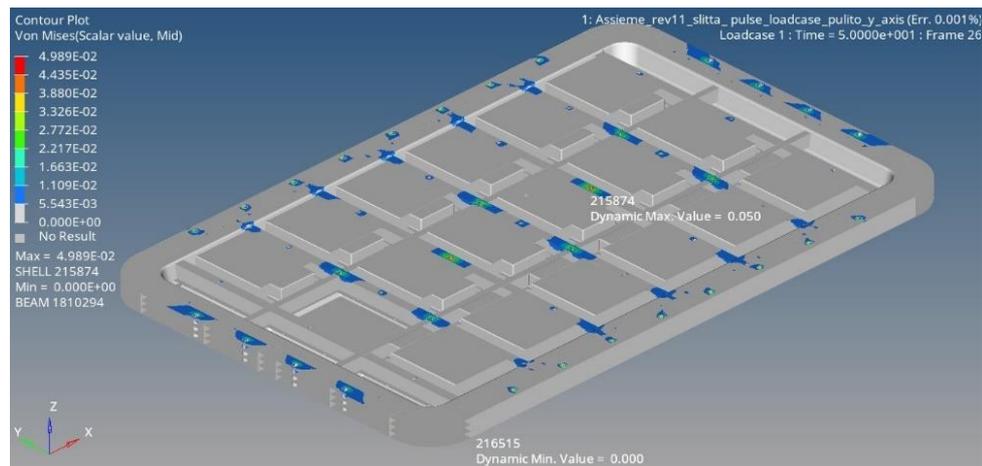


Figura 7.14: Von Mises - urto meccanico trasversale

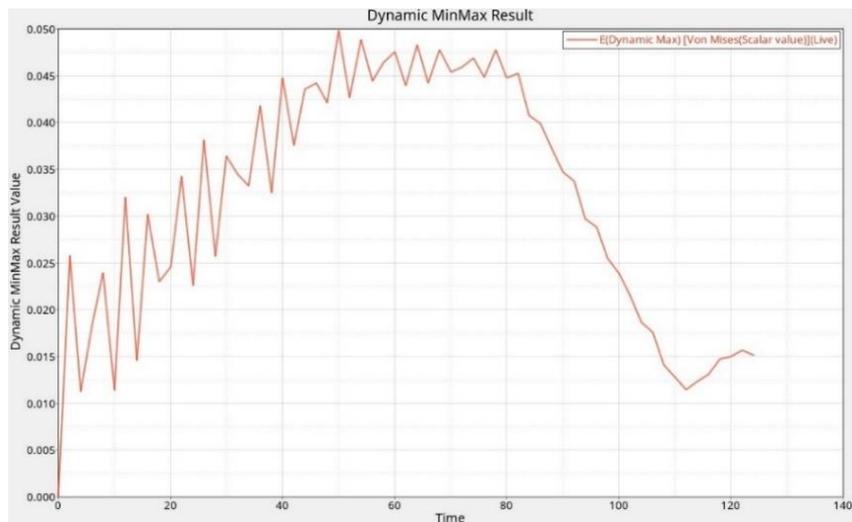


Figura 7.15: Diagramma massimo valore di Von Mises per urto meccanico trasversale

In ultimo anche per le sollecitazioni trasversali è giusto riproporre l'andamento del ritardo nella risposta del pacco batteria rispetto alla slitta (Figura 7.16). Anche in questo caso il pacco porta un lieve ritardo nella risposta rispetto alla slitta, dunque, anche per il caso trasversale l'applicazione della normativa risulta essere corretta.

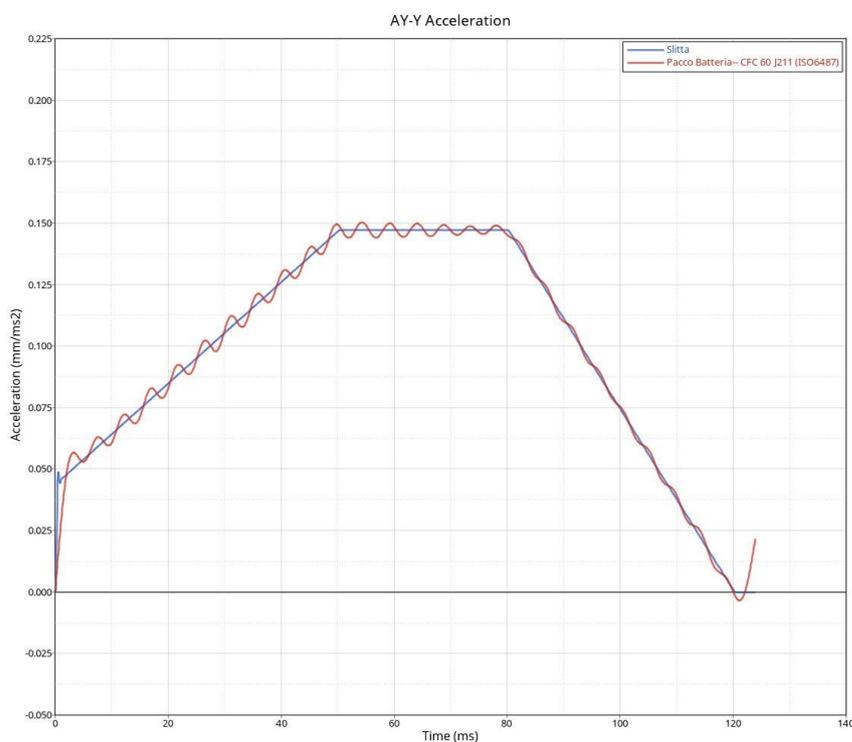


Figura 7.16: Ritardo Pacco Batteria Vs Slitta nella prova trasversale

7.1.3 Osservazioni sulla prova di urto meccanico

Dai risultati prodotti dalla prova di urto meccanico si è potuto notare che questa non ha minimamente intaccato l'integrità della struttura del pacco nonostante le sollecitazioni di una certa rilevanza. Si potrebbe considerare questa prova utile non solo per testare la struttura del pacco batteria che si ha intenzione di progettare, ma anche per vedere, una volta sottoposta a questi shock, in che modo la componentistica interna potrebbe risentirne. Avendo a disposizione il modello reale del pacco batteria questo test potrebbe fornire dati interessanti anche sulla resistenza dei collegamenti tra moduli e busbar, sull'integrità dei *Battery Management System* e di tutti quegli elementi elettrici indispensabili per un corretto funzionamento del pacco batteria.

7.2 Prova di integrità meccanica

La prova di integrità meccanica (*Crush test*) consiste nel verificare le prestazioni in materia di sicurezza del pacco batteria sottoposto a carichi di contatto che possono verificarsi in caso di incidente d'auto.

Per effettuare questo genere di test è possibile far riferimento a diverse normative che si differenziano tra loro a seconda del mercato di riferimento se europeo, americano o asiatico. In questa trattazione si farà riferimento alla normativa ECE R100 già utilizzata per le prove precedenti, questo perché sostanzialmente è la normativa utilizzata sia dai produttori europei che da numerosi stati extra-europei che operano nel settore dell'automobile e dei pacchi batteria.

La prova va effettuata con il dispositivo completo o con i sottosistemi connessi al pacco batteria. Se il costruttore sceglie di effettuare la prova con i sottosistemi connessi al pacco batteria, deve dimostrare che il risultato della prova può ragionevolmente rappresentare le prestazioni in materia di sicurezza del dispositivo completo alle stesse condizioni. Se l'unità di gestione elettronica del pacco batteria non è integrata nell'involucro contenente le celle, su richiesta del costruttore può essere omessa dall'installazione sul dispositivo sottoposto a prova. Inoltre, il dispositivo sottoposto al test deve essere collegato all'apparecchiatura di prova secondo quanto raccomandato dal costruttore [21].

La procedura prevede le seguenti condizioni generali di prova [21]:

- a) La prova deve essere eseguita a una temperatura ambiente di 20 ± 10 °C;
- b) All'inizio della prova, lo stato di carica del dispositivo va regolato ad un valore superiore al 50 per cento dell'intervallo di esercizio normale dello stato di carica;
- c) All'inizio della prova, tutti i dispositivi di protezione interni ed esterni che influiscono sulle funzioni del dispositivo sottoposto a prova che sono rilevanti per l'esito della prova devono essere operativi.

Essendo quella effettuata una simulazione agli elementi finiti e non disponendo del prototipo di pacco batteria reale, queste tre procedure non avranno riscontro nella prova eseguita ma si terrà conto solamente dell'insieme del pacco batteria e dei moduli presenti al suo interno.

Il dispositivo sottoposto a prova deve essere schiacciato tra una resistenza ed una piastra d'urto andando ad applicare una forza pari ad almeno 100 kN, ma non superiore ai 105 kN, con un tempo di avvio dello schiacciamento inferiore a 3 minuti e un tempo di mantenimento dello schiacciamento di almeno 100 ms, ma non superiore a 10 s [21].

Nel praticare questa compressione si utilizza una piastra d'urto con le seguenti caratteristiche (Figura 7.17):

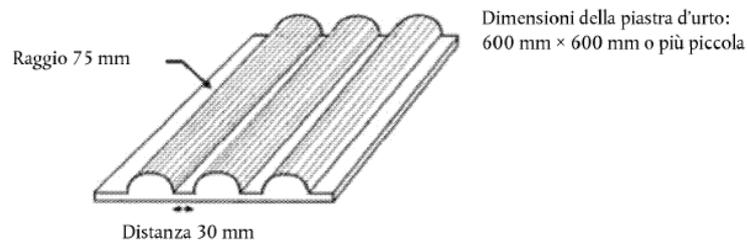


Figura 7.17: Parametri dimensionali della piastra d'urto

Su richiesta del costruttore è possibile applicare una forza d'urto maggiore, un tempo di avvio più lungo, un tempo di mantenimento più lungo, o una combinazione di questi.

L'applicazione della forza è decisa dal costruttore insieme al servizio tecnico, tenendo conto della direzione di marcia del dispositivo rispetto al suo montaggio sul veicolo. La forza va applicata orizzontalmente e perpendicolarmente alla direzione di marcia del pacco batteria [21].

7.2.1 Preparazione del modello

Essendo un'analisi nel campo degli espliciti è possibile fare riferimento al modello preparato per la prova di urto meccanico effettuata precedentemente. L'ambiente di lavoro pertanto è sempre Radioss in quanto ci interessa valutare le deformazioni plastiche che si avranno in questa prova piuttosto che le tensioni a cui verrà sottoposto il pacco batteria.

Nell'effettuare la prova bisogna introdurre come nuovi elementi la piastra d'urto che andrà a comprimere il dispositivo e la parete contro cui verrà compresso.

Per quanto riguarda la piastra d'urto, essendo una geometria semplice, è possibile realizzarla direttamente su HyperMesh senza dover ricorrere al supporto di programmi CAD specifici. La piastra ha dunque una dimensione normata di 600×600 mm con una superficie trilobata di raggio 75 mm (Figura 7.18). Per rendere indeformabile questo elemento si pongono degli elementi rigidi sulla superficie e si effettua una mesh grossolana (*element size* di 10) su tutto il componente.

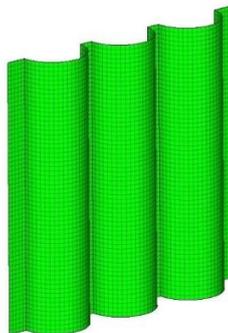


Figura 7.18: Modello FEM della piastra d'urto

La fase di pre-processing è effettuata sempre nell'ambiente di HyperCrash come nella prova di urto meccanica. Importato dunque il modello insieme alla piastra d'urto, si procede con l'introduzione delle pareti contro cui far appoggiare il pacco durante la compressione.

Tra i *Load Case* di HyperCrash è presente proprio la funzione *Rigid Wall*, ovvero muro rigido, per questo tipo di simulazioni. Viene realizzata quindi una parete indeformabile piana andando a selezionare l'opzione di scorrimento con attrito (con valore di attrito stimato a 0,2) tra le superfici per rendere più realistica possibile la prova. La parete è un rigido infinito definito da due nodi che costituiscono il vettore nel piano. La caratteristica di questo piano è quella di non far oltrepassare nessun nodo nelle condizioni cinematiche. Pertanto, quando la piastra d'urto andrà a spingere il pacco batteria, questo andrà in battuta contro la parete.

A seconda della direzione di applicazione della spinta, è necessario impostare dei vincoli lungo la direzione Z in modo che il pacco non scorra verso l'alto durante la prova. Per fare questo si potrebbero bloccare i gradi di libertà in corrispondenza dei vincoli posti sul dispositivo oppure creare una seconda parete posta sul piano X-Y in modo tale da appoggiarci il pacco batteria durante la prova. Il pacco batteria viene dunque posizionato prima della prova come riportato nelle seguenti immagini: compressione lungo l'asse X (Figura 7.19) e compressione lungo Y (Figura 7.20).

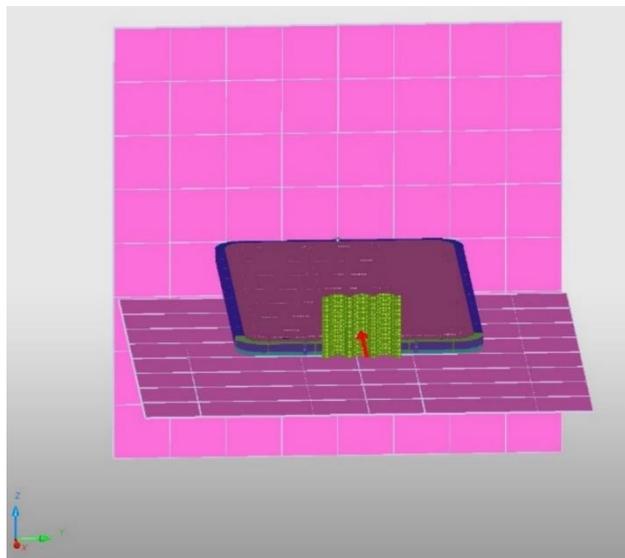


Figura 7.19: Pacco Batteria posizionato per la compressione lungo l'asse X

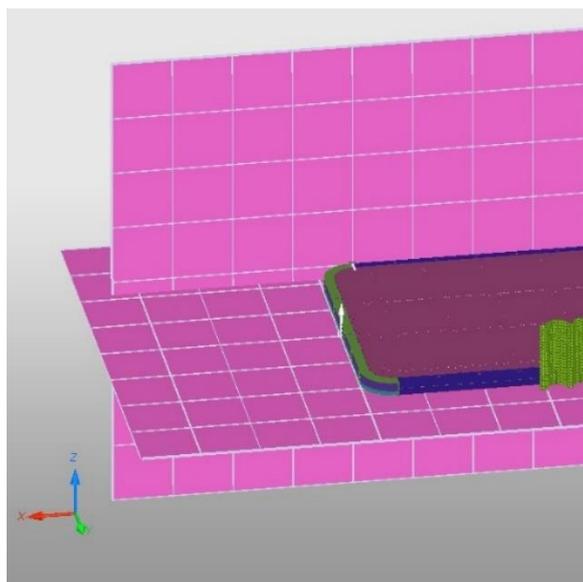


Figura 7.20: Pacco Batteria posizionato per la compressione lungo l'asse Y

Pertanto, viene lasciato come unico grado di libertà svincolato quello relativo alla direzione della prova in esame: libero lo scorrimento lungo l'asse Y nel caso di applicazione della spinta sulla parete longitudinale; libero lo scorrimento lungo l'asse X nel caso di applicazione della piastra d'urto lungo il frontale del pacco batteria. Lo stesso ragionamento è applicato ai vincoli assegnati alla piastra d'urto durante l'esercizio.

Il passo successivo è quello di applicare la velocità di avanzamento alla piastra d'urto. Questa operazione la si effettua sempre dai Load Case andando ad imporre uno spostamento in un lasso di tempo prestabilito. In questa simulazione si è deciso di far avanzare la piastra di 1 mm/ms ponendo dei valori di tempo e di spostamento arbitrari per ottenere questa velocità ma prestando attenzione a porre uno spostamento negativo in quando la piastra dovrà comprimere il pacco batteria (Figura 7.21).

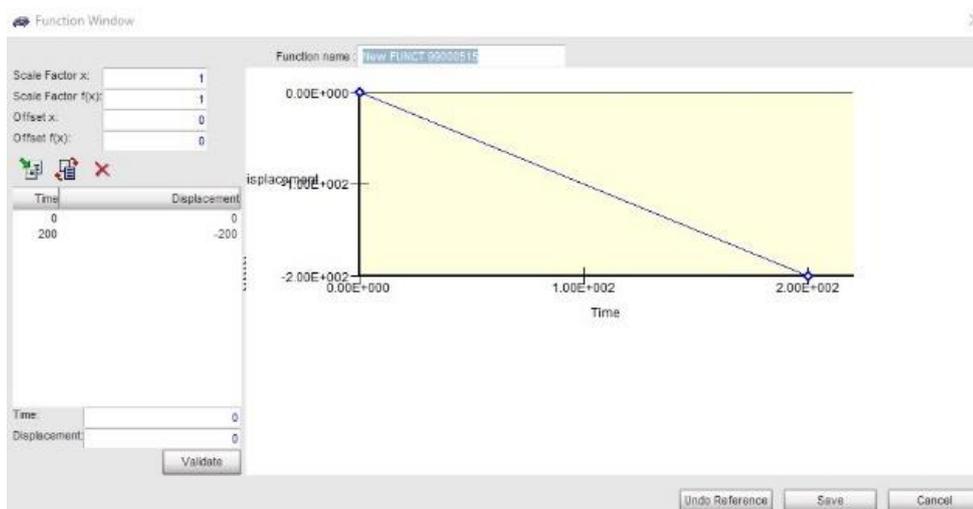


Figura 7.21: Parametri per lo spostamento della piastra d'urto

Impostato lo spostamento che la piastra dovrà avere e, andando a variare la posizione a seconda della prova da effettuare, basterà modificare la direzione di applicazione del carico per ottenere la simulazione desiderata (Figura 7.22 e Figura 7.23).

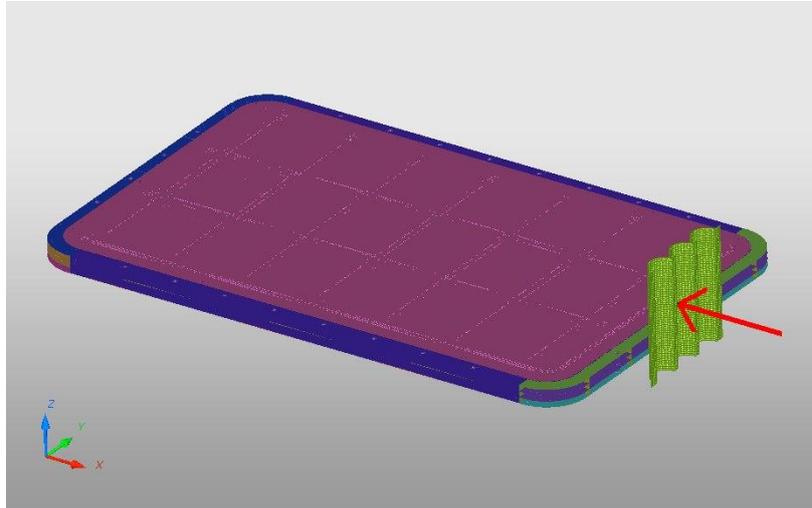


Figura 7.22: Carico applicato lungo l'asse X

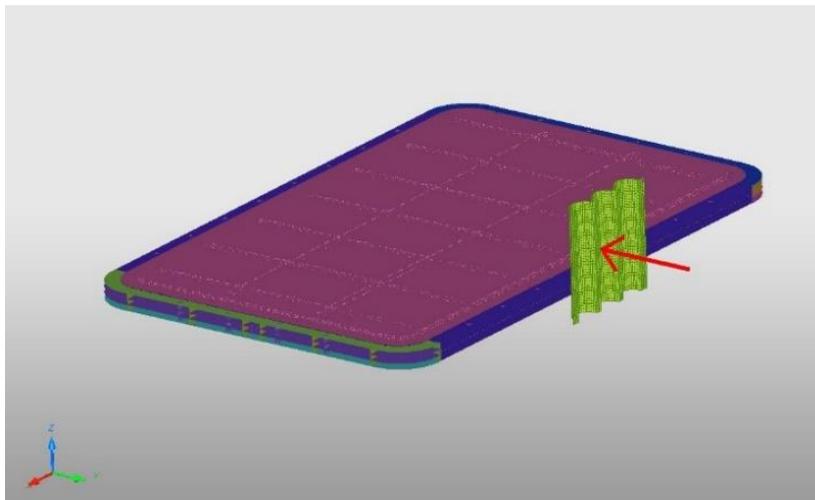


Figura 7.23: Carico applicato lungo l'asse Y

Come punto di applicazione dello spostamento viene preso il nodo centrale della piastra d'urto a contatto con la superficie del pacco batteria.

7.2.2 Analisi risultati prova di integrità meccanica

La prova di integrità meccanica consiste nell'applicare una forza di schiacciamento al pacco batteria in modo da simulare un incidente automobilistico o qualsiasi altra forza di carico esterna che potrebbe danneggiare la scocca del pacco batteria costituendo una situazione di pericolo. Obiettivo di questo prova è dunque preservare quanto più possibile l'interno del pacco batteria, andando a proteggere i moduli contenenti le celle che, se sottoposte a forti carichi di schiacciamento, potrebbero dare luogo ad incendi o esplosioni.

Vengono analizzati dunque i risultati ottenuti dalla simulazione del test relativi alle due diverse applicazione del carico.

- ***Prova di integrità meccanica applicata longitudinalmente alla direzione di marcia***

La piastra d'urto viene posizionata sul frontale del pacco batteria. In questa condizione si vuol simulare quelli che sarebbero gli effetti nel caso di impatto frontale del veicolo contro un ostacolo.

Come anticipato nei paragrafi precedenti, obiettivo primario è preservare la zona destinata all'alloggio dei moduli. Quindi il primo parametro di interesse per il nostro studio è valutare le deformazioni plastiche riportate dai componenti in corrispondenza della zona di compressione. Secondo la ECE R100 il carico da applicare deve essere contenuto nell'intervallo compreso tra i 100 kN e i 105 kN (Figura 7.24):

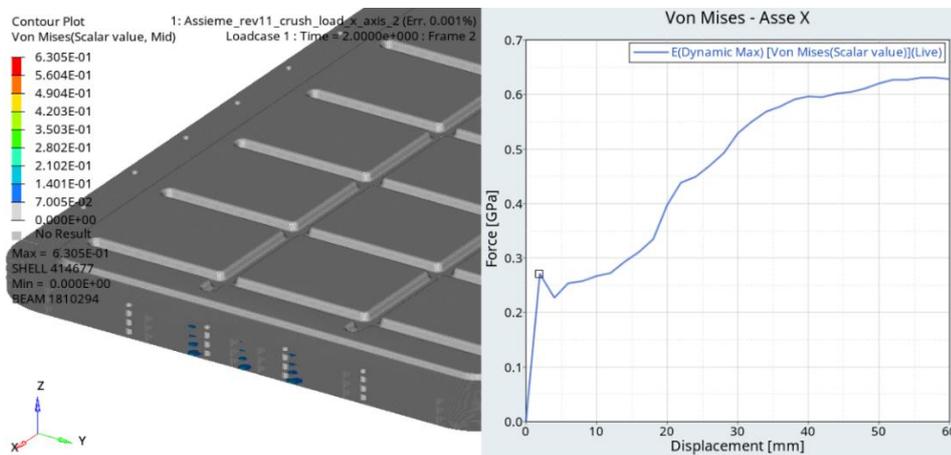


Figura 7.24: ECE R100 - Forza applicata longitudinalmente

Come è possibile notare dall'immagine con relativo grafico il valore di 100 kN è pressoché ininfluenza ai fini di questa prova. Il valore della forza è talmente basso che lo si raggiunge dopo meno di 2 mm inoltre non produce nessun tipo di deformazione alla struttura come è possibile vedere dall'immagine (Figura 7.25) dove sono presenti solo delle piccole zone sollecitate.

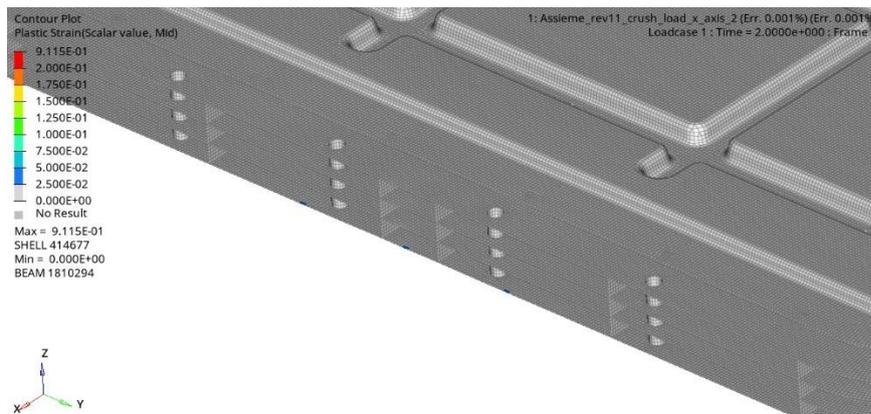


Figura 7.25: ECE R100 - Deformazioni plastiche nel caso longitudinale

Per rendere più interessante questo tipo di prova è possibile andare ad applicare i parametri di compressione suggeriti dalla SAE J2464, una normativa che prevede una procedura per questo tipo di analisi molto simile alla ECE R100. Si fa avanzare dunque la piastra d'urto di una quantità del 50% dell'altezza del componente in esame che, in questo caso di studio, è di circa 60 mm.

Il risultato ottenuto è una evidente deformazione plastica sul frontale del pacco batteria (Figura 7.26) dove è possibile notare anche un rigonfiamento del coperchio superiore e inferiore. Ciò che più interessa, però, è che anche con questa nuova prova non si intacca minimamente la zona di alloggiamento dei moduli.

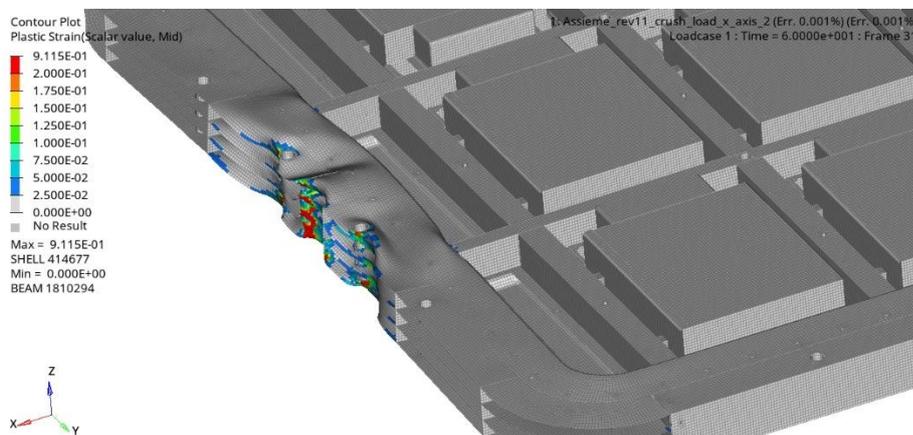


Figura 7.26: SAE J2464 - Deformazioni plastiche nel caso longitudinale

L'incolumità dei moduli viene anche garantita dalle caratteristiche costruttive del pacco batteria. La zona di tolleranza prevista tra il *frame* esterno e la zona moduli è stata pensata in fase di progettazione proprio per far fronte a questi tipi di urti. Per questo tipo di simulazione non viene studiato un criterio di rottura perché, essendo un materiale sollecitato a compressione, è molto probabile che la rottura non avverrà mai (se non al massimo delle scheggiature). Il materiale tende a

deformarsi talmente tanto, a fronte di una forza d'urto veramente molto elevata, da andare a compattarsi piuttosto che a rompersi.

In ultimo è interessante valutare l'andamento della forza della piastra d'urto in funzione dello spostamento (Figura 7.27).

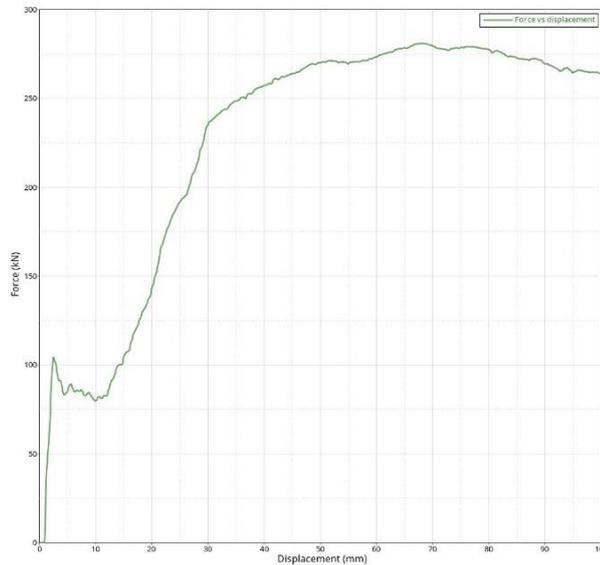


Figura 7.27: Caso longitudinale - Forza Vs Spostamento

Dal grafico è possibile notare un innalzamento del valore della forza applicata fino a superare i 100 kN per poi crollare di netto fino ad un minimo toccato in corrispondenza di uno spostamento di 10 mm. Questo andamento ricalca in parte quello che è il comportamento del materiale dove nella prima zona, con una forza applicata inferiore ai 100 kN, si è praticamente in campo elastico dove la piastra comprime solamente di pochi millimetri. La zona di crollo della forza indica che il materiale ha iniziato a snervare, seguito da un innalzamento importante della forza applicata dovuto alla difficoltà della piastra di continuare a penetrare in presenza di deformazioni plastiche.

Queste ultime valutazioni confermano quanto detto in merito al carico previsto dalla ECE R100, non in grado di provocare deformazioni plastiche significative.

- ***Prova di integrità meccanica applicata trasversalmente alla direzione di marcia***

La piastra d'urto viene posizionata lateralmente al pacco batteria. In questa applicazione si vuole simulare i danni provocati al pacco batteria in caso di collisione laterale o di urto contro un palo.

Come nella simulazione precedente, è interessante andare a valutare gli effetti prodotti a livello di deformazione plastica agli elementi del pacco. Applicando la

normativa ECE R100 nel caso di urto trasversale il risultato prodotto è quanto segue in figura (Figura 7.28):

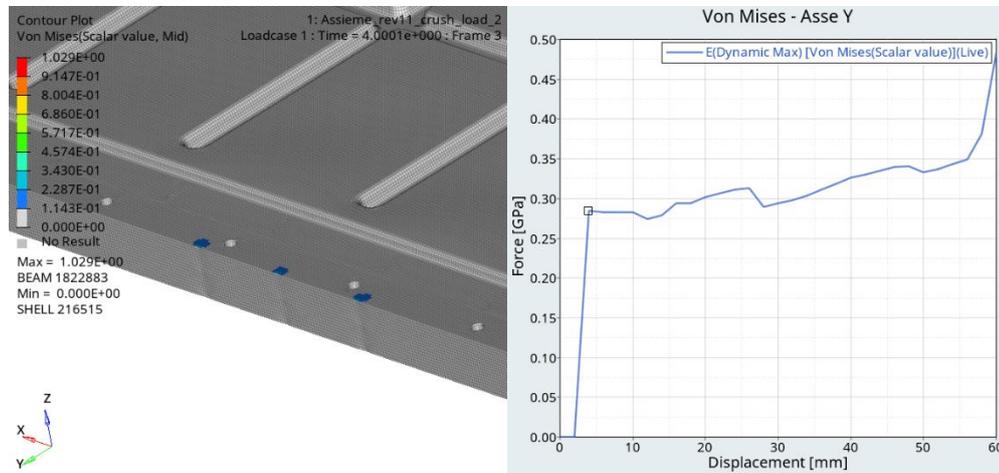


Figura 7.28: ECE R100 - Forza applicata trasversalmente

Anche in questo caso la forza di 100 kN è a circa 3 mm di compressione, non comporta deformazioni permanenti ed importanti alla struttura ma si vede solo una piccola sagomatura che ricalca la forma della piastra d'urto. Sagomatura che comunque non produce sollecitazioni significative (Figura 7.29):

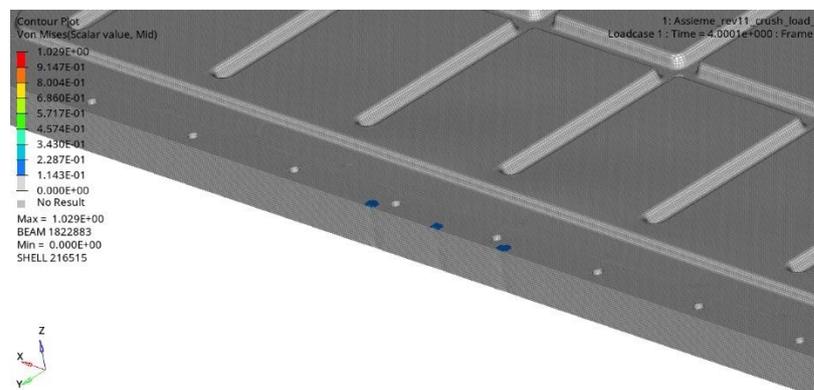


Figura 7.29: ECE R100 - Deformazioni plastiche nel caso trasversale

Dunque, anche per il caso di urto trasversale è opportuno applicare i parametri della normativa SAE J2464 facendo compenetrare la piastra fino a raggiungere lo spostamento di 60 mm (Figura 7.30).

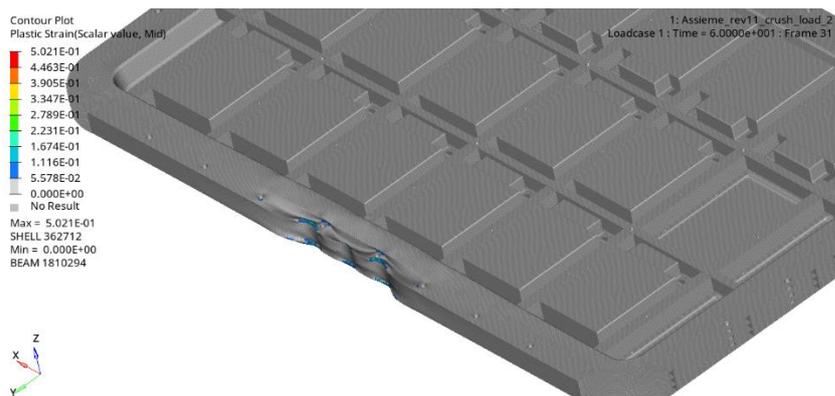


Figura 7.30: SAE J2464 - Deformazioni plastiche nel caso trasversale

Come nel caso della pressione frontale, anche nel caso di urto laterale applicando questi diversi parametri non si va ad intaccare la zona sensibile dei moduli e dunque anche in questa prova la struttura presenta una robusta progettazione che le consente di resistere ai carichi imposti.

Infine, anche per la prova di integrità meccanica applicata trasversalmente al senso di marcia è interessante fare alcune valutazioni sul diagramma forza-spostamento (Figura 7.31):

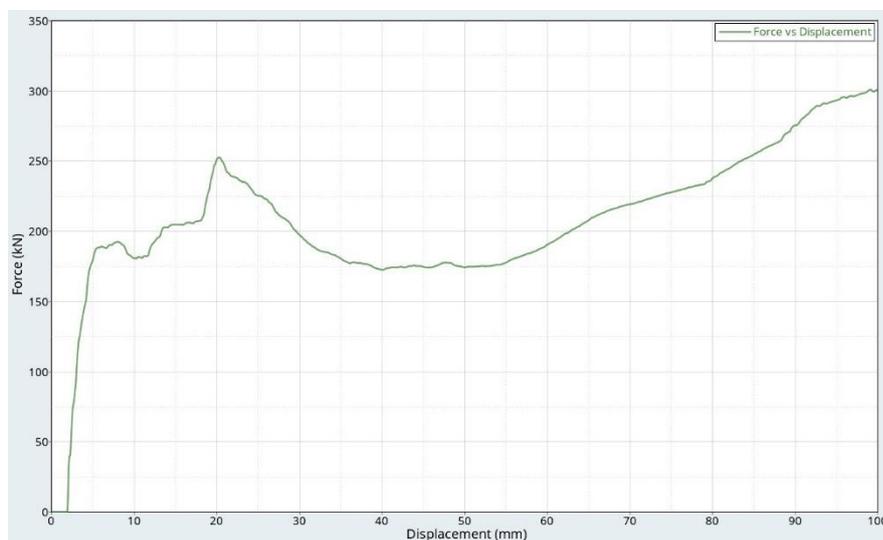


Figura 7.31: Caso trasversale - Forza Vs Spostamento

L'andamento è in buona parte simile a quello analizzato per la prova frontale e dunque valgono le stesse considerazioni. Quello che però è interessante notare è che il picco della forza lo si raggiunge molto oltre i 60 mm imposti dalla normativa. Questo dato è giustificabile dal fatto che nella simulazione di impatto trasversale, la piastra d'urto interessa una zona sostanzialmente limitata rispetto alle

dimensioni di sviluppo longitudinale del pacco batteria. Dunque, andando a comprimere, il materiale si deformerà più facilmente senza andare a compattarsi dato che potrà in qualche modo disporsi più liberamente nel contorno della zona di impatto. Questo fa sì che la piastra nel suo movimento non incontrerà la resistenza vista nel caso precedente e dunque le forze in gioco avranno un valore più basso.

7.2.3 Osservazioni sulla prova di integrità meccanica

Dai risultati ottenuti dalla prova di integrità meccanica si è potuto valutare la solidità strutturale dei componenti realizzati per costituire la scocca del pacco batteria.

Come visto nell'applicazione, la criticità principale di questa normativa è lo scegliere il target di riferimento, ovvero il livello fino al quale spingere la piastra d'urto per ottenere risultati apprezzabili. La ECE R100 consiglia il costruttore di applicare una forza compresa tra i 100-105 kN ma, come valutato dai risultati ottenuti sia per la prova longitudinale che trasversale, questo valore è del tutto ininfluenza in quanto non produce che una lieve deformazione sulla superficie del pacco interessata dal contatto.

Si è preferito dunque andare più a fondo con questa analisi perché l'interesse di questo studio è valutare fino a che punto il pacco batteria così progettato riesce a tutelare l'integrità dei vani destinati ad accogliere i moduli con le celle. Quindi, oltre all'applicazione dei target di prova relativi alla ECE R100, si è fatto riferimento anche allo standard SAE J2464. Quest'ultimo prevede una prova del tutto analoga a quella descritta dalla ECE R100 utilizzando anche una piastra d'urto delle stesse caratteristiche. A differenziare le due prove è invece il modo e il tempo in cui viene applicato il carico, per la SAE J2464 il test si sviluppa in due fasi [22]:

- Prima fase: Controllo dello spostamento. È previsto uno spostamento del 15% dell'altezza del dispositivo testato con un tempo di mantenimento della pressione di 5 minuti;
- Seconda fase: Controllo di forza e limite dello spostamento. È limitato da uno spostamento del 50% dell'altezza del modulo o da una forza pari a 1000 volte la massa del dispositivo; qualunque condizione si verifichi per prima viene trattenuta per 5 minuti.

Pertanto, si è ritenuto interessante andare a caricare il dispositivo di una quantità pari al 50% della sua altezza. Quindi essendo la zona interessata al contatto con la piastra d'urto alta 96,5 mm, mentre l'altezza dell'intero pacco è di poco più di 126 mm, si è applicata una forza tale da far spostare la parete del pacco batteria di almeno 60 mm per valutare le deformazioni prodotte all'interno del pacco.

Come descritto in normativa il target può essere impostato anche sul peso, andando a porre un valore di 1000 volte quello della massa. In sostanza i risultati prodotti non cambierebbero di molto ma applicare questa strategia potrebbe portare alcuni problemi nel testare il componente. Applicando infatti forze massime inferiori al valore di 1000 volte il peso della batteria si potrebbe non raggiungere il requisito richiesto di

spostamento a compressione del 50% dell'altezza invalidando la prova [20]. Inoltre, per quanto riguarda il dispositivo esaminato in questo studio, avendo un peso complessivo di circa 650 kg, si dovrebbe applicare un carico pari a 6500 kN. Questo è uno scenario irrealistico perché i carichi massimi raramente superano i 200 kN sulla base di simulazioni di crash test [20].

Altro aspetto da tenere in considerazione è la posizione scelta per applicare il carico. Questa è lasciata come libera scelta al costruttore e, nel caso esaminato, avendo una struttura sostanzialmente simmetrica, l'applicazione in posizioni diversa lungo le due direttrici esaminate non avrebbe portato grossi cambiamenti in termini di risultati. Qualora invece la struttura avesse presentato una maggiore distanza tra le maglie della *crash structure*, allora sarebbe potuto risultare interessante valutare la differenza di danno prodotta applicando la piastra d'urto sia in corrispondenza della travetta della *crash structure* che in corrispondenza del vano per l'alloggio del modulo.

Bisogna tenere presente, inoltre, che le normative citate, insieme a molte altre, consentono di applicare il carico sia sul componente cella, che sul modulo, che sull'intero veicolo. Questo è un altro elemento che porta discrepanza tra i risultati ottenuti. Se è vero infatti che i carichi dovuti ad urti si attestano attorno ad un valore di 100 kN, è anche vero che tale valore in caso di collisione non si riversa totalmente sul pacco batteria perché quest'ultimo può godere della protezione del telaio e del vano in cui viene alloggiato. Difficilmente, pertanto, si potrà subire un urto di forza tale da far arrivare un carico di 100 kN direttamente alla scocca del pacco batteria [20].

Sempre nella valutazione della tipologia di urto che può subire un veicolo durante il normale funzionamento, la procedura dettata dalla normativa ECE R100 prevede l'applicazione di un carico su un dispositivo incernierato su una piattaforma. Nella realtà gli incidenti hanno nella maggior parte dei casi una natura dinamica, dove il pacco batteria si muove verso la zona di impatto. Pertanto, gli autori delle normative stanno raccogliendo sempre più dati in questo ambito in modo da rendere più dettagliate possibili le future procedure di valutazione dell'integrità meccanica [23]. Dopo la prova di schiacciamento, inoltre, potrebbe essere opportuno eseguire una prova di ribaltamento come, ad esempio, prevede la normativa SAE J2929:2013.

Nell'esecuzione di questa prova non è stato introdotto nel modello un "criterio di rottura". Il motivo di tale scelta è dettato dal fatto che il materiale sottoposto alla prova è molto duttile quindi, pur potendo presentare delle microfratture in alcune zone, l'introduzione della rottura avrebbe complicato di molto la simulazione inserendo comunque un fenomeno difficile da cogliere. L'alluminio usato si deforma talmente tanto che non è detto che si rompa ma potrebbe disporsi nelle zone limitrofe alla piastra d'urto tanto da non risentire più dello schiacciamento.

Infine, come verifica finale del modello creato e sulla correttezza della mesh apportata, in quest'ultima analisi si è effettuato un controllo dei risultati sulla percentuale di errore energetico calcolato da Radioss. Se l'errore è negativo, significa che è stata dissipata dell'energia. Una corretta simulazione viene indicata da questo valore di percentuale che non deve aumentare troppo sia in negativo che in positivo, altrimenti

vuol dire che il sistema o sta dissipando troppa energia o la sta creando. Prendendo in considerazione il caso di carico applicato lungo l'asse X si osserva una lieve instabilità al momento del contatto tra piastra e pacco batteria fino a salire ad un valore massimo in negativo di -13,1% (Figura 7.32).

CYCLE	TIME	TIME-STEP	ELEMENT	ERROR	I-ENERGY	K-ENERGY T	K-ENERGY R	EXT-WORK	MAS.ERR	TOTAL MASS	MASS ADDED
0	0.000	0.5000E-03	NODE 1523920	0.0%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.1355E-01	663.1	8.867
ANIMATION FILE: Assieme_rev11_crush_load_x_axis_2A001 WRITTEN											
100	0.5000E-01	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
200	0.1000	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
300	0.1500	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
400	0.2000	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
500	0.2500	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
600	0.3000	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
700	0.3500	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
800	0.4000	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
900	0.4500	0.5000E-03	NODE 115745	0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1000	0.5000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1100	0.5500	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1200	0.6000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1300	0.6500	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1400	0.7000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1500	0.7500	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1600	0.8000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1700	0.8500	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1800	0.9000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
1900	0.9500	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
2000	1.000	0.5000E-03	NODE 115745	-0.0%	0.000	2.004	0.000	2.004	0.1355E-01	663.1	8.867
2100	1.050	0.5000E-03	NODE 531871	-3.1%	0.7981E-01	2.013	0.7714E-03	2.162	0.1408E-01	663.5	9.210
2200	1.100	0.5000E-03	NODE 1452725	-8.6%	0.3318	2.087	0.2526E-02	2.648	0.1500E-01	664.1	9.812
2300	1.150	0.5000E-03	NODE 532013	-12.7%	0.8367	2.354	0.4500E-02	3.660	0.1640E-01	665.0	10.73
2400	1.200	0.5000E-03	NODE 755666	-13.1%	1.551	2.931	0.5143E-02	5.165	0.1787E-01	666.0	11.69
2500	1.250	0.5000E-03	NODE 789879	-11.7%	2.476	3.711	0.6382E-02	7.018	0.1911E-01	666.8	12.50
2600	1.300	0.5000E-03	NODE 515806	-10.1%	3.588	4.564	0.1012E-01	9.075	0.2019E-01	667.5	13.21
2700	1.350	0.5000E-03	NODE 547693	-8.7%	4.881	5.371	0.1173E-01	11.24	0.2114E-01	668.1	13.83
2800	1.400	0.5000E-03	NODE 225546	-7.6%	6.399	6.028	0.1063E-01	13.47	0.2216E-01	668.8	14.50
2900	1.450	0.5000E-03	NODE 906436	-6.9%	8.075	6.573	0.1447E-01	15.75	0.2308E-01	669.4	15.10
3000	1.500	0.5000E-03	NODE 546230	-6.5%	9.880	7.058	0.1488E-01	18.13	0.2405E-01	670.0	15.73
3100	1.550	0.5000E-03	NODE 1200803	-6.1%	11.86	7.450	0.1533E-01	20.59	0.2497E-01	670.6	16.34
3200	1.600	0.5000E-03	NODE 1222490	-5.9%	14.01	7.750	0.2093E-01	23.15	0.2581E-01	671.2	16.89
3300	1.650	0.5000E-03	NODE 420109	-5.7%	16.33	7.996	0.2809E-01	25.83	0.2619E-01	671.4	17.13
3400	1.700	0.5000E-03	NODE 226748	-5.6%	18.80	8.209	0.3422E-01	28.64	0.2638E-01	671.5	17.26
3500	1.750	0.5000E-03	NODE 1872860	-5.4%	21.41	8.435	0.4173E-01	31.60	0.2652E-01	671.6	17.35
3600	1.800	0.5000E-03	NODE 569936	-5.2%	24.15	8.679	0.5466E-01	34.70	0.2664E-01	671.7	17.43
3700	1.850	0.5000E-03	NODE 362271	-5.1%	27.03	8.936	0.6575E-01	37.95	0.2674E-01	671.8	17.50

Figura 7.32: Errore energetico percentuale - prova di integrità meccanica in X

Il risultato ottenuto è un valore ottimale dato che l'intervallo di riferimento in caso di dissipazione di energia è compreso tra il -10% ed il -15% [Appendice B].

Capitolo 8

Conclusioni

Il pacco batteria di un veicolo elettrico è un dispositivo complesso che assume il ruolo di immagazzinare energia per poi rilasciarla andando ad alimentare i motori elettrici.

Nel presente lavoro di tesi si è analizzato il dimensionamento strutturale ed il comportamento dinamico di un pacco batteria per veicolo elettrico partendo da un preliminare dimensionamento energetico di massima, utile al fine di ottenere dati più specifici in termini di peso e di ingombri.

Tale studio ha messo in evidenza il ruolo chiave che assume il pacco batteria all'interno del sistema veicolo. Una corretta progettazione del sistema di accumulo infatti incide in maniera importante nella valutazione del veicolo stesso sia in termini di prestazioni, come autonomia e velocità, che in termini di sicurezza per i passeggeri. Progettare accuratamente questo dispositivo consente pertanto di ottenere una ottimizzazione sia in termini di peso che di ingombri, aiutando dunque il progettista a sfruttare al meglio gli spazi a disposizione nel definire l'architettura del veicolo.

In questo contesto si inserisce il lavoro di tesi appena esposto. Partendo da uno studio approfondito del prototipo di veicolo elettrico a disposizione, si è calcolato il necessario numero di celle, suddivise in moduli, da destinare al pacco batteria. A questo dimensionamento energetico è seguita una prima proposta di progetto della struttura pacco batteria in modo da garantire una protezione da agenti endogeni ed esogeni alle celle stesse.

Realizzato il modello al CAD, se ne è ricavato il modello da destinare all'analisi agli elementi finiti. Sono state condotte una serie preliminare di analisi modali con lo scopo di andare a valutare le frequenze naturali dei componenti realizzati onde evitare di ricadere nei classici intervalli di frequenza del veicolo e quindi di incorrere nel fenomeno della risonanza.

A fronte dei risultati ottenuti dall'analisi modale, sono state applicate una serie di migliorie ed ottimizzazioni al fine di ottenere frequenze naturali più elevate. In particolar modo si è deciso di intervenire ponendo dei rinforzi localizzati, delle nervature, sulle superfici che presentavano le maggiori criticità in termini di frequenze naturali.

Apportate le dovute modifiche ai componenti si è ottenuto il modello ottimizzato destinato alle successive analisi di risposta in frequenza e di densità spettrale di potenza in modo da valutare il comportamento della struttura sottoposta ad una eccitazione armonica e agli impulsi provenienti dalla strada durante l'utilizzo del veicolo. Queste analisi hanno confermato la solidità strutturale dei componenti realizzati in quanto le tensioni prodotte da queste prove non hanno prodotto snervamento ai materiali applicati.

Infine si è sottoposto il pacco batteria realizzato a delle prove nel campo della non linearità con la prova di urto meccanico e la prova di integrità meccanica. Scopo della prima è valutare la reazione dei componenti del pacco batteria sottoposto a repentine accelerazioni o frenate in modo da poter studiare il comportamento del pacco, specie nelle zone che simulano l'ancoraggio al veicolo, dove non si sono riscontrate criticità o snervamento del materiale. La prova di integrità meccanica invece ha dimostrato che il pacco batteria così concepito può resistere a forti compressioni, sia in senso longitudinale che trasversale, senza andare ad intaccare la zona destinata all'alloggio dei moduli e dunque senza andare a costituire un pericolo per i passeggeri e per un corretto funzionamento del veicolo stesso.

I parametri di ingresso inseriti nelle simulazioni fanno riferimento a normative specifiche utilizzate nel campo automobilistico per testare questo tipo di dispositivo.

Dalle simulazioni condotte e a fronte dei risultati ottenuti, risulta evidente che la progettazione meccanica di un pacco batteria si gioca su un dualismo tra l'ottimizzazione della massa e quella della rigidità del sistema al fine di poter garantire una adeguata resistenza strutturale sia dei singoli elementi che al pacco batteria nel suo complesso. In particolar modo, nel valutare il comportamento dinamico di una struttura, per non incorrere in criticità strutturali:

- La massa dei componenti deve essere la più piccola possibile. Questo dato infatti incide sia sulle prestazioni del veicolo, con un peso maggiore aumentano i consumi e diminuisce l'autonomia in termini di chilometri percorsi, che dal punto di vista del comportamento dinamico. Una massa piccola consente di ottenere frequenze naturali più alte e dunque scongiurare il rischio della risonanza oltre a limitare le inerzie del veicolo;
- La rigidità strutturale invece deve essere elevata per ottenere una buona progettazione dei componenti. La rigidità è direttamente proporzionale alla frequenza naturale e dunque con un valore alto della rigidità si evitano le risonanze con il sistema veicolo, oltre ad ottenere una risposta stabile del pacco sottoposto alle sollecitazioni esterne.

Il pacco batteria realizzato, seppur migliorabile dal punto di vista prestazionale e costruttivo, può essere dunque considerato come un valido modello di prototipo da proporre sul mercato avendo superato queste preliminari analisi.

Lo studio intrapreso rappresenta dunque un punto di partenza per ulteriori sviluppi futuri da applicare al fine di ottenere una struttura sempre più ottimizzata e performante.

Tra i nuovi scenari di studio vi è senza dubbio il procedere ad una riduzione del peso della struttura, avendo ottenuto dalle simulazioni dei risultati che pongono i componenti ben al di sotto della soglia critica di snervamento.

Tra gli sviluppi futuri interessante potrebbe essere anche l'introduzione di materiali innovativi o compositi come la fibra di carbonio, la fibra di vetro o il kevlar da

applicare a specifici componenti ed andare a misurarne le prestazioni sottoponendoli alle stesse analisi dinamiche affrontate.

Come più volte specificato, il pacco batteria è stato progettato utilizzando delle celle a sacchetto, ma nulla vieta di poter sperimentare nuove tipologie di cella come la cilindrica o la prismatica, oppure riferirsi a nuovi modelli di *pouch* offerti dal mercato, essendo questo in continua evoluzione e proponendo celle sempre più performanti. Con l'adozione di una nuova tipologia di celle si potrebbe ridurre il numero di queste da destinare ai moduli con una conseguente riduzione del peso e degli ingombri del pacco batteria.

Dal punto di vista strutturale, un nuovo studio potrebbe interessare il *frame* del pacco batteria proposto, studiando delle sezioni con geometrie diverse oppure andando a variare il numero e la disposizione dei collegamenti tra pacco e veicolo. Allo stesso modo il sistema di ancoraggio del modulo all'interno del pacco potrebbe essere riprogettato in modo da ottimizzare gli spazi senza andare ad intaccare la rigidità strutturale che la *crash structure* proposta garantisce.

Le proposte di nuovi sviluppi futuri non fanno altro che andare a giustificare la mancanza di una standardizzazione del pacco batteria per auto elettriche. Il motivo principale è dunque quello che ogni casa automobilistica intende adattare un pacco batteria a modelli di auto già progettate e riconvertite all'elettrico. Attualmente, dunque, il mercato richiede delle strutture altamente flessibili che vadano ad inserirsi in un contesto progettuale già ben definito. Solamente negli ultimi anni si è manifestata la necessità di andare a progettare un'auto concepita da principio con propulsione elettrica, evitando di riconvertire modelli a combustione interna, e dunque iniziando a porre le basi per dei pacchi batteria che possano essere utilizzati per modelli diversi.

Il pacco batteria presentato ben si inserisce in questo contesto produttivo, dove alle aziende viene richiesto un dispositivo intercambiabile che vada ad adattarsi anche a diverse applicazioni.

APPENDICE

APPENDICE A

Metodo Modale dell'analisi della risposta in frequenza [7]

Il metodo modale esegue prima un'analisi dei modi normali per ottenere gli autovalori λ_i e i corrispondenti autovettori A del sistema.

La risposta può essere espressa come prodotto scalare degli autovettori A e delle risposte modali, d .

$$u = Ade^{i\Omega t} \quad (\text{A.1})$$

L'equazione del moto senza smorzamento viene quindi trasformata in coordinate modali utilizzando gli autovettori.

$$[-\Omega A^T M A + A^T K A]de^{i\Omega t} = A^T f e^{i\Omega t} \quad (\text{A.2})$$

La matrice di massa modale $A^T M A$ e la matrice di rigidità modale $A^T K A$ sono diagonali. Se gli autovettori sono normalizzati rispetto alla matrice delle masse, la matrice delle masse modali è la matrice delle unità e la matrice delle rigidità modali è una matrice diagonale contenente gli autovalori del sistema. In questo modo, l'equazione del sistema si riduce a un insieme di equazioni disaccoppiate per le componenti di d facilmente risolvibili.

L'inclusione dello smorzamento produce:

$$[A^T K A - \Omega A^T M A + iG A^T K A + iA^T C_{GE} A + i\Omega A^T C_1 A]de^{i\Omega t} = X^T F E^{i\Omega t} \quad (\text{A.3})$$

Qui, le matrici $A^T C_{GE} A$ e $X^T B_1 X$ sono generalmente non diagonali. Allora il problema accoppiato ha molti meno gradi di libertà del sistema diretto e dunque si risolve con quest'ultimo.

La valutazione dell'equazione del moto è molto più veloce se le equazioni possono essere mantenute disaccoppiate. Ciò può essere ottenuto se lo smorzamento viene applicato a ciascuna modalità separatamente. Questo viene fatto attraverso una tabella di smorzamento TABDMP1 che elenca i valori di smorzamento g_i rispetto alla frequenza naturale f_i^{freq} . Se si utilizzasse questo approccio, non dovrebbe essere definito alcun elemento strutturale o smorzamento viscoso.

L'equazione disaccoppiata è:

$$[-\Omega^2 m_i + i\Omega c_i + k_i]d_i e^{i\Omega t} = f_i e^{i\Omega t} \quad (\text{A.4})$$

Dove, $\zeta_i = c_i/2m_i\omega_i$ è il rapporto di smorzamento modale, mentre ω_i^2 è l'autovalore modale. È possibile definire tre tipi di valori di smorzamento modale $g_i(f_i^{\text{freq}})$: G -

Smorzamento strutturale, CRIT - Smorzamento critico e Q - Fattore di qualità. Sono correlati attraverso le seguenti tre equazioni alla risonanza:

$$\zeta_i = c_i/c_{cr} = g_i/2 \quad (\text{A.5})$$

$$c_{cr} = 2m_i\omega_i \quad (\text{A.6})$$

$$Q_i = 1/2\zeta_i = 1/g_i \quad (\text{A.7})$$

Lo smorzamento modale viene inserito nella matrice di rigidezza complessa come smorzamento strutturale se si utilizza PARAM, KDAMP, -1. Quindi l'equazione non accoppiata diventa:

$$[-\Omega^2 m_i + (1 + ig(\Omega)k_i)]d_i e^{i\Omega t} = f_i e^{i\Omega t} \quad (\text{A.8})$$

È necessaria un'istruzione METHOD affinché il metodo modale controlli l'analisi dei modi normali. L'istruzione METHOD può fare riferimento a EIGRL o EIGRA Bulk Data Entry.

APPENDICE B

Controllo dei risultati: Calcolo dell'errore energetico [24]

Dal file di output in ambiente Radioss è possibile calcolare l'errore energetico utilizzando la seguente relazione:

$$\%Error = 100 \left(\frac{E_k + E_k^r + E_i}{E_{k,1} + E_{k,1}^r + E_{i,1} + E_{wk} - E_{wk,1}} - 1 \right) \quad (B.1)$$

Dove:

- E_k : energia cinetica traslazionale al tempo corrente
- E_{kr} : energia cinetica rotazionale al tempo corrente
- E_i : energia interna
- E_{wk} : lavoro delle forze esterne (energia apportata al sistema)
- $E_{i,1}$: energia all'inizio del RUN (non all'istante $t=0$)

L'energia di hourglass non viene conteggiata in questo bilancio energetico, quindi generalmente si verifica un errore di energia negativa. La percentuale di errore energetico è limitata ad un $\pm 99\%$ e l'errore si azzerà dopo ogni riavvio del ciclo.

Come interpretare l'errore energetico e quali valori sono considerati ragionevoli.

L'errore energetico calcolato da Radioss è una percentuale:

- Se l'errore è negativo, significa che è stata dissipata dell'energia. Nel caso di elementi sottointegrati (gusci Belytschko, solidi con 1 punto di integrazione), l'energia hourglass può anche spiegare un Errore Energetico negativo poiché non viene conteggiato nel bilancio energetico. Il valore normale di energia hourglass è compreso tra il -10% e il -15%;
- Se l'errore è positivo si sta creando energia. L'errore energetico può essere leggermente positivo perché non c'è energia di hourglass e il calcolo risulta molto più accurato. Un errore di +1% o +2% è accettabile. Se l'errore di energia positiva è maggiore del 2%, la fonte di questa energia deve essere identificata. Condizioni cinematiche incompatibili possono portare a una tale situazione.
- Un errore energetico crescente che raggiunge $\pm 99\%$ può indicare che la simulazione è divergente. Tuttavia, in alcune situazioni questo errore energetico elevato può essere accettato:
 - Se l'energia iniziale nel sistema è bassa, allora è possibile che si verifichino grandi errori energetici all'inizio di una simulazione che si riducono man mano che l'energia viene aggiunta al sistema. Questo perché piccole differenze numeriche nell'energia causano una grande percentuale di errori energetici
 - Ci sono momenti in cui un grande errore energetico alla fine di una simulazione può essere causato da una sola parte divergente, ma il resto del modello sta dando risultati corretti.

- Grandi energie di contatto rispetto all'energia totale possono causare grandi errori energetici negativi perché l'energia di contatto non fa parte dell'equazione dell'errore energetico. Se la simulazione presenta attrito e molto contatto strisciante, allora l'elevata energia di contatto e l'errore di energia risultante possono essere considerati accettabili.

Bibliografia

- [1] X-engineer.org, EV Design – battery calculation URL <https://x-engineer.org/ev-design-battery-calculation/>
- [2] Bernardini, Annalia & Barrero, Ricardo & Macharis, Cathy & Van Mierlo, Joeri. (2015). Technological solutions aiming at recovering metro braking energy: a multi-criteria analysis case study. BDC – Bollettino del Centro Calza Bini – Università degli Studi di Napoli Federico II. 14. 301-325. 10.6092/2284-4732/2929.
- [3] Mooy, Robert & Aydemir, Muhammed & Seliger, Günther. (2017). Comparatively Assessing different Shapes of Lithium-ion Battery Cells. Procedia Manufacturing. 8. 104-111. 10.1016/j.promfg.2017.02.013.
- [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 didattico in rete.
- [6] M.Petyt, *Introduction to finite element vibration analysis*, Cambridge University Press, 1990
- [7] ebook-Learn Dynamic Analysis with Altair OptiStruct™
- [8] Tecnocad group. URL https://www.tecnocadgroup.com/it/news/icona_nucleus_world_premiere/
- [9] Newsauto, WLTP URL <https://www.newsauto.it/guide/wltp-omologazione-euro-6c-uso-reale-auto-cosa-significa-come-2022-179216/>
- [10] X-engineer.org, EV Design – energy consumption URL <https://x-engineer.org/ev-design-energy-consumption/>
- [11] Tom Denton, *Automobile Electrical and Electronic Systems*, Third edition. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, page 129.
- [12] Celle LG Chem E66A
URL <https://www.batemo.de/products/batemo-cell-library/lg-chem-e66a/>;
<https://www.lgensol.com/en/business-automotive-battery>
- [13] Altair OptiStruct, 2021.
URL https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/os/topics/solvers/os/bulk_data_section.htm
- [14] Shashank Arora, WeixiangShen, AjayKapoor “Review of mechanical design and strategic placement technique of a robust battery pack for electric vehicles”
- [15] ebook-Learn Dynamic Analysis with Altair OptiStruct™
- [16] BPS. URL <https://www.bpsweb.it/wp-content/uploads/La-PSD.pdf>

[17] ebook-Explicit_Analysis_RADIOSS, *Introduction to Explicit Analysis with Altair Radioss™*

[18] ATTI ADOTTATI DA ORGANISMI CREATI DA ACCORDI INTERNAZIONALI Regolamento n. 100 della Commissione economica per l'Europa delle Nazioni Unite (UNECE) — Disposizioni uniformi relative all'omologazione dei veicoli riguardo a requisiti specifici del motopropulsore elettrico [2015/505], Allegato 8C, URTO MECCANICO, L 87/53

[19] BEV TEST CENTER, EV Battery Mechanical Shock Test.
URL <https://www.youtube.com/watch?v=ldmIVqIhpIY>

[20] V. Ruiza, A. Pfranga, A. Kristona, N. Omarb, P. Van den Bosscheb, L. Boon-Bretta “*A review of international abuse testing standards and regulations for lithium-ion batteries in electric and hybrid electric vehicles*”

[21] ATTI ADOTTATI DA ORGANISMI CREATI DA ACCORDI INTERNAZIONALI Regolamento n. 100 della Commissione economica per l'Europa delle Nazioni Unite (UNECE) — Disposizioni uniformi relative all'omologazione dei veicoli riguardo a requisiti specifici del motopropulsore elettrico [2015/505], Allegato 8D, INTEGRITÀ MECCANICA, L 87/56

[22] SANDIA REPORT, Daniel H. Doughty and Chris C. Crafts “*Freedom CAR Electrical Energy Storage System Abuse Test Manual for Electric and Hybrid Electric Vehicle Applications*”, SAND 2005-3123

[23] Wech L, Richter R, Justen R, Schöneburg R. Crash safety aspects of HV batteries for vehicles. In: Proceedings of the international technical conference on the enhanced safety of vehicles ESV-22. Washington, USA; 2011.

[24] Altair Radioss , 2021
URL:https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/faq_rad_results_checking_r.htm?zoom_highlightsub=error