

Politecnico di Torino

Corso di laurea in ingegneria meccanica

Tesi di laurea magistrale



Verifica strutturale del telaio anteriore di una supercar: ottimizzazione e dimensionamento crash box

Relatrice:
Prof.ssa Francesca Maria Curà
Correlatore:
Ing. Carlo Muzio
Tutor aziendale:
Ing. Michele Fonte

Candidato:
Francesco Amedeo Acquaviva

Nabis sine cortice

Indice

1	Crash management system: teoria e stato dell'arte	6
1.1	Generalità sui crash management systems	6
1.1.1	Bumper	8
1.1.2	Crash box	9
1.1.3	Scelta del materiale	11
1.2	Crash box: teoria e criteri progettuali	16
1.2.1	Forza sviluppata durante l'urto	16
1.2.2	Forza alla crash box	17
1.3	Normativa di riferimento	19
2	Richieste di progettazione e modello iniziale	20
2.1	Modello CAD iniziale	20
2.2	Vincoli progettuali	22
2.3	Progettazione e dimensionamento della crash box	22
2.3.1	Dimensionamento preliminare	23
2.3.2	Caratterizzazione FEM: analisi di componente	27
2.4	Realizzazione del modello virtuale per analisi FEM	30
2.4.1	Preparazione della geometria	30
2.4.2	Creazione della mesh	32
2.4.3	Parametri di verifica della qualità della mesh	33
2.5	Definizione generale del modello numerico studiato	38
3	Analisi del sistema crash box - telaio e ottimizzazione telaio	46
3.1	Integrazione della crash box nel modello del telaio	46
3.1.1	Modifiche preliminari	46
3.1.2	Realizzazione del bumper inferiore	49
3.1.3	Integrazione della crash box	51
3.1.4	Definizione degli spessori dei tubolari	52
3.2	Urto a bassa velocità: 15 km/h	55
3.2.1	Analisi dei risultati numerici	57

3.2.2	Bilancio di massa	59
3.2.3	Bilancio energetico	59
3.2.4	Forza trasmessa alla crash box	61
3.2.5	Forza trasmessa al longherone	64
3.3	Comportamento strutturale del telaio a bassa velocità	65
3.3.1	Criticità nella risposta all'urto asimmetrico	65
3.3.2	Analisi delle plasticizzazioni nel traliccio	66
3.4	Ottimizzazione del telaio: proposte di modifica	68
3.4.1	Irrigidimento torsionale del telaio	68
3.4.2	Ripartizione dei carichi tra i tubolari	69
3.4.3	Analisi della dinamica dell'urto	72
3.5	Urto ad alta velocità: 56 km/h	75
3.5.1	Forza trasmessa alla crash box	78
3.5.2	Forza trasmessa ai longheroni	79
3.5.3	Plastic strain nel telaio	80
3.5.4	Criticità relative all'urto ad alta velocità	82
4	Conclusioni e sviluppi futuri	83
4.1	Sviluppi futuri	86
5	Bibliografia	88

Elenco delle figure

1.1	<i>Differenti tipi di crash management systems.</i>	8
1.2	<i>Situazioni di carico più comuni nell'urto di un veicolo.</i>	10
1.3	<i>Sopra una crash box realizzata con un alluminio con scarse proprietà di schiacciamento, mentre in basso si può apprezzare l'ottimo comportamento della lega TL116-C24-T6.</i>	15
1.4	<i>Schema di crash full vehicle e con overlap.</i>	16
1.5	<i>Andamento qualitativo della forza scambiata tra veicolo e barriera rigida durante l'urto.</i>	17
1.6	<i>Comportamento della crash box nel caso di corretta compressione e instabilità di punta.</i>	18
1.7	<i>Confronto tra forza trasmessa alla crash box in caso di flessione (bending) e corretto impaccamento (folding).</i>	18
2.1	<i>Modello CAD di partenza fornito dal cliente.</i>	21
2.2	<i>Ingombro limite della crash box.</i>	22
2.3	<i>Area piena della crash box e area totale racchiusa dal profilo.</i>	24
2.4	<i>Parametri m e n in funzione del caso considerato.</i>	25
2.5	<i>Dettaglio del telaio con riferimento alla zona che potrebbe accogliere l'ampliamento dei longheroni.</i>	26
2.6	<i>Sezione della crash box.</i>	27
2.7	<i>Crash box definitiva con la presenza dei due inviti.</i>	28
2.8	<i>Folding della crash box rispettivamente dopo 11, 26 e 52 ms.</i>	29
2.9	<i>Crash box definitiva con la presenza dei due inviti.</i>	29
2.10	<i>Pannello con i tool utilizzati per la pulizia della geometria.</i>	31
2.11	<i>Esempio di fori e dettagli eliminati con il comando defeature.</i>	31
2.12	<i>Visualizzazione degli elementi critici relativi alla mesh non corretta sul tubolare.</i>	34
2.13	<i>Parametri di controllo della mesh 2D.</i>	35
2.14	<i>Parametri di controllo della mesh 3D.</i>	37

2.15	<i>Esempio di un componente relativo ad un generico modello con una saldatura realizzata mediante un cordone di elementi (evidenziata in azzurro).</i>	39
2.16	<i>Dettaglio di alcune saldature realizzate nel modello tramite connessione nodale.</i>	40
2.17	<i>Esempio di foro cieco realizzato con un rigid body.</i>	40
2.18	<i>Dettaglio di piastre connesse tramite viti. In figura si possono notare i fori, schematizzati con dei rigid body come descritto in precedenza (evidenziati in azzurro), ai quali sono collegati elementi spring che rappresentano le viti (in rosso).</i>	41
2.19	<i>Elemento scatolato realizzato con elementi shell: a sinistra la visualizzazione predefinita, che riporta unicamente la superficie media, a destra è possibile visualizzare lo spessore assegnato abilitando la visualizzazione "By thickness".</i>	42
2.20	<i>Sezione del supporto dei longheroni realizzato con elementi tridimensionali: come si può notare il componente risulta dotato intrinsecamente di uno spessore occupato per intero da elementi tetra.</i>	42
2.21	<i>Barriera rigida realizzata con elementi bidimensionali a cui viene associato un rigid body.</i>	43
2.22	<i>Alcune sezioni (evidenziate in rosso) in corrispondenza dei tubolari.</i>	44
3.1	<i>In alto il sistema originario bumper con collegamento ai longheroni e in basso quello modificato.</i>	48
3.2	<i>Bumper inferiore.</i>	49
3.3	<i>Dettaglio sui setti inseriti nel bumper inferiore.</i>	50
3.4	<i>Una delle quattro piastre di fissaggio della crash box ai longheroni.</i>	51
3.5	<i>Crash management system inferiore: bumper, crash box, piastre di collegamento e longheroni.</i>	52
3.6	<i>Tabella di riferimento per la scelta dei tubolari, in rosso è evidenziata la misura selezionata nel caso in esame.</i>	53
3.7	<i>Schema del modello completo, con barriera rigida e rigid body.</i>	54
3.8	<i>Modello di primo tentativo con installazione della crash box e dei longheroni.</i>	56
3.9	<i>Risultati mostrati dal solver durante la simulazione.</i>	57
3.10	<i>Bilancio di massa durante il crash.</i>	59
3.11	<i>Bilancio energetico durante il crash.</i>	60
3.12	<i>Forza trasmessa alla crash box installata sul telaio.</i>	62
3.13	<i>Sezioni considerate per la valutazione della forza alla crash box.</i>	62
3.14	<i>Forza trasmessa al longherone.</i>	64

3.15	<i>Confronto tra forza alla crash box (in blu) e al longherone (in verde).</i>	65
3.16	<i>Tubolari più sollecitati, critici per un urto proveniente dal basso.</i>	66
3.17	<i>Deformazioni plastiche nel modello al termine della simulazione.</i>	67
3.18	<i>Deformazioni plastiche nel punto più critico del telaio.</i>	67
3.19	<i>Aggiunta dei tubolari trasversali.</i>	68
3.20	<i>Introduzione tubolare aggiuntivo.</i>	69
3.21	<i>Dettaglio tubolare aggiuntivo.</i>	70
3.22	<i>Deformazioni plastiche nel telaio ottimizzato.</i>	70
3.23	<i>Deformazioni plastiche nel punto più critico in seguito all'ottimizzazione.</i>	71
3.24	<i>Telaio dopo 10 ms.</i>	72
3.25	<i>Telaio dopo 20 ms.</i>	73
3.26	<i>Telaio dopo 30 ms.</i>	73
3.27	<i>Telaio dopo 40 ms.</i>	74
3.28	<i>Telaio dopo 75 ms: la crash box è totalmente impaccata e inizia il rebound.</i>	74
3.29	<i>Telaio dopo 10 ms.</i>	75
3.30	<i>Telaio dopo 15 ms.</i>	76
3.31	<i>Telaio dopo 20 ms.</i>	76
3.32	<i>Telaio dopo 22 ms.</i>	77
3.33	<i>Telaio dopo 36 ms: inizio della fase di rebound.</i>	77
3.34	<i>Forza trasmessa alla crash box nell'urto ad alta velocità.</i>	78
3.35	<i>Forza trasmessa ai longheroni nell'urto ad alta velocità confrontato con l'andamento teorico (full overlap).</i>	79
3.36	<i>Sforzi plastici nel modello al termine della simulazione.</i>	80
3.37	<i>Sforzi plastici nei punti più critici del tubolare.</i>	81
4.1	<i>Confronto tra il modello di veicolo prima e dopo l'inserimento della crash box nel telaio anteriore.</i>	84
4.2	<i>Supporto dei longheroni nella fase di massima deformazione dopo l'urto a 56 km/h.</i>	86

Introduzione

Ai fini di una maggior comprensione degli obiettivi di questo elaborato è necessaria una breve premessa che fornisca una corretta chiave di lettura delle pagine che seguono. Innanzitutto, come da titolo, lo scopo dello scritto è la verifica strutturale del telaio anteriore di una supercar. Più nel dettaglio la richiesta è incentrata su progettazione e dimensionamento di una crash box adeguata a soddisfare i requisiti di legge per quanto riguarda l'urto a bassa velocità. Durante le prime fasi di progettazione ci si è tuttavia accorti che il seguente elaborato non poteva limitarsi alla richiesta appena citata, ma era necessario un lavoro più approfondito e accurato che coinvolgesse l'intero telaio.

Il modello consegnato dal cliente presenta inoltre una geometria del tutto semplificata, volta unicamente a fornire un'idea di massima su forme e ingombri. Il progettista deve pertanto ridefinire alcuni componenti e rielaborare il modello per permettere una corretta simulazione agli elementi finiti, evitando soprattutto l'insorgere di criticità strutturali.

Questo studio è stato effettuato presso *ANKERS Juss-Amg*, una società di consulenza ingegneristica particolarmente attiva nell'ambito automotive, e mira al soddisfacimento della richiesta di uno dei suoi clienti. La vettura oggetto della seguente trattazione è ancora in fase di sviluppo e si hanno solo alcuni riferimenti relativi a ingombri, massa e forma del veicolo. L'intera analisi deve pertanto essere svolta attenendosi scrupolosamente ai vincoli progettuali imposti, mantenendo una perfetta sinergia tra tutti i componenti.

Ai fini della stesura della seguente trattazione è stato necessario acquisire le competenze principali relative ai software utilizzati per l'analisi, più nel dettaglio:

- Per il **preprocessing**
 - *Hypermesh* → ha permesso la realizzazione del modello oggetto della simulazione, a partire dal CAD semplificato. È stato utilizzato per la pulizia delle superfici, per la creazione della mesh e degli elementi che rappresentano viti e giunzioni. Il tutto è stato realizzato in ambiente

Radioss, che permette una corretta esecuzione di analisi esplicite (di cui l'urto è l'esempio più classico).

- *Hypercrash* → è un software incentrato sulla definizione degli elementi fondamentali che riguardano l'impostazione di un crash test. È stato utilizzato per la realizzazione di contatti, sezioni (per la visualizzazione di forze in punti specifici della struttura) e condizioni al contorno (valore e posizione della massa, velocità e creazione della barriera rigida).

- Per il **postprocessing**

- *Hyperview* → per la visualizzazione della dinamica dell'urto e di alcuni parametri quali: deformazioni e sforzi plastici, forze e spostamenti.
- *Hypergraph* → per la realizzazione di grafici contenenti informazioni come l'energia in gioco durante l'urto o le forze scambiate in specifiche sezioni del modello.

Una volta acquisita una padronanza sufficiente nell'utilizzo dei software si è approcciato il problema nel seguente modo:

- Innanzitutto è stato necessario eseguire un'accurata "pulizia" del modello fornito dal cliente, modificando alcuni componenti eccessivamente semplificati prima di passare alla realizzazione della mesh. La taglia dei singoli elementi è stata determinata in base al time step da mantenere nella simulazione.
- Successivamente si è passati al dimensionamento preliminare della crash box secondo alcune formule empiriche reperite in letteratura.
- A questo punto si è deciso di caratterizzare la crash box attraverso un modello semplificato. Questo step intermedio ha permesso l'esecuzione di una simulazione in cui è stata presa in considerazione solo la crash box stessa, con un notevole risparmio computazionale (pochi minuti a fronte di quasi tre ore per il modello completo). I calcoli effettuati nel punto precedente vengono dunque verificati dal software e il componente così realizzato viene considerato valido.
- A questo punto si è passati all'inserimento della crash box nel modello completo, attraverso alcune modifiche geometriche che garantissero il corretto funzionamento del crash management system.
- Il modello del telaio a questo punto è pronto per la simulazione: è stata valutata la risposta all'urto a bassa velocità contro una barriera rigida con overlap del 40%.

- Le criticità riscontrate in bassa velocità sono state analizzate nel dettaglio e risolte in seguito ad un processo iterativo di ottimizzazione della struttura. Il modello così ottenuto risulta valido e permette di passare alla simulazione ad alta velocità.
- Si è poi passati all'urto ad alta velocità (56 km/h) contro barriera rigida. In questo caso sono emersi alcuni aspetti critici che ai 15 km/h non influenzavano il comportamento della struttura.
- L'analisi delle criticità emerse ha permesso di individuare l'esigenza di un'ulteriore ottimizzazione, che avrebbe tuttavia comportato un'eccessiva rivisitazione del telaio. Queste modifiche vengono pertanto proposte come possibili sviluppi futuri nel capitolo conclusivo.

In conclusione, il seguente lavoro di tesi, inizialmente incentrato sul dimensionamento della crash box, ha permesso di evidenziare alcuni aspetti critici legati al comportamento del telaio in seguito all'urto. Questi fattori sono stati opportunamente discussi e si è trovata una soluzione da proporre al cliente per l'ottimizzazione del telaio. L'aspetto più critico, non approfondito ulteriormente, riguarda il comportamento ad alta velocità. La risoluzione di questo problema tuttavia esula dagli scopi della trattazione, dal momento che richiederebbe un grosso intervento sul telaio. Come anticipato si ritiene pertanto opportuno segnalare il problema e farlo rientrare tra le proposte per i possibili sviluppi futuri.

Capitolo 1

Crash management system: teoria e stato dell'arte

La progettazione di un'autovettura deve soddisfare dei requisiti di sicurezza volti a minimizzare la probabilità di incidente e, qualora esso si verifichi, limitare quanto più possibile i danni. In particolare le misure di sicurezza "attiva" fanno riferimento a tutti i sistemi realizzati per la prevenzione dell'incidente, mentre la sicurezza "passiva" riguarda lo studio dei componenti che intervengono in caso di urto, limitando gli effetti dell'impatto sul veicolo, ma soprattutto sugli occupanti. In base alla velocità alla quale l'urto si verifica si valuta l'adeguatezza della progettazione dei componenti nel seguente modo:

- Fino ai 15 km/h l'obiettivo principale è salvaguardare l'integrità della vettura e minimizzare i costi di riparazione;
- A velocità comprese tra i 15 e 40 km/h deve essere garantita la salvaguardia dei pedoni;
- Oltre i 40 km/h è necessario preoccuparsi unicamente della sicurezza degli occupanti.

Prima di approfondire più nel dettaglio il comportamento delle crash box, il principale oggetto di questa trattazione, risulta opportuno fornire una breve panoramica sull'intero componente composto da crash box e bumper, detto anche "crash management system".

1.1 Generalità sui crash management systems

Il crash management system (CMS) è un elemento collocato alle estremità del veicolo che funge da dissipatore di energia, controllando il collasso localizzato

della struttura quando il veicolo subisce un impatto a bassa velocità. L'obiettivo della progettazione di questo componente non riguarda solo il soddisfacimento dei requisiti minimi di legge, ma anche il miglioramento della facilità di riparazione del veicolo, diminuendo i costi e garantendo di riflesso tariffe assicurative più economiche.

Come precedentemente anticipato, la progettazione di un CMS deve tenere in considerazione ulteriori scenari, come impatti ad alta velocità o urti contro pedoni, senza contare la necessità di integrare perfettamente il sistema nell'architettura del veicolo.

L'intero sistema deve infatti essere compatibile con l'installazione di altri componenti: a bassa velocità non si ammettono danni alla struttura retrostante e va anche valutato lo spostamento del CMS durante l'urto, che deve essere limitato per non danneggiare serbatoi di liquidi o radiatori.

All'interno del CMS la crash box è sicuramente l'elemento fondamentale, con la maggior influenza per quanto riguarda la capacità di assorbimento di energia. I parametri che determinano il suo comportamento sono molteplici, ma l'impatto delle caratteristiche geometriche è preponderante. Altezza, larghezza, presenza di invasi e forma degli spigoli sono aspetti su cui il progettista può senza dubbio lavorare, avendo di fronte a sé un'ampia rosa di possibili soluzioni. Un ulteriore aspetto da tenere in considerazione è la riduzione della trasmissione di forze ai longheroni a cui la crash box è connessa. Limitare questo valore è uno degli obiettivi principali del sistema e può essere garantito grazie ad una deformazione costante e controllata del sistema. Anche il bumper, così come la crash box, deve essere realizzato in modo tale da rispondere bene all'urto, con una perfetta sinergia con gli altri componenti che si prevede di deformare. Più nel dettaglio gli scopi del bumper possono essere riassunti qui di seguito:

- Assorbire energia all'inizio dell'urto e trasmettere la forza al resto della struttura;
- A bassa e media velocità: minimizzare i danni al veicolo e ridurre i costi di riparazione;
- Ad alte velocità: trasmettere i carichi all'intera struttura evitando una completa rottura del telaio in modo da salvaguardare gli occupanti;
- In ultima istanza deve rispondere ai requisiti di legge relativi ai parametri di assorbimento di energia.

1.1.1 Bumper

Il modo di concepire e realizzare il bumper è cambiato drasticamente nel corso degli anni. Inizialmente si prediligevano componenti molto massicci e vistosi, via via ridimensionati grazie alle regolamentazioni in termini di sicurezza. Ad oggi si predilige l'utilizzo di una fascia esterna termoplastica, tuttavia l'intero sistema può assumere diverse forme:

- A) Il metodo di realizzazione più datato e ad oggi obsoleto prevede l'introduzione di una traversa metallica visibile che funge da elemento primario di assorbimento di energia nell'impatto;
- B) La fascia plastica e l'elemento di rinforzo sono collegati direttamente ai longheroni. La trave di rinforzo ha una funzione strutturale, migliorando la resistenza all'urto del veicolo a scapito di una peggior performance del bumper;
- C-D) Un sistema che include la fascia plastica, un elemento di rinforzo e un ulteriore elemento in grado di assorbire energia (crash box, schiuma o honeycomb).

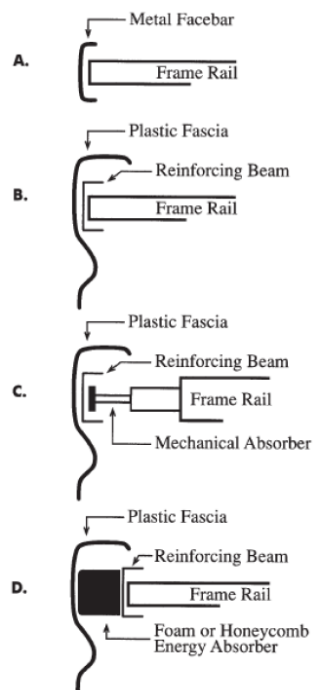


Figura 1.1: *Differenti tipi di crash management systems.*

Nel caso in esame si opta per l'opzione C, introducendo una crash box tra longherone principale e bumper anteriore.

1.1.2 Crash box

La crash box è una struttura a parete sottile realizzata in compositi o in metallo, montata in corrispondenza dell'area frontale dell'autovettura. Vi sono anche crash box collocate sul bumper posteriore per prevenire danni causati da altri veicoli, ma non verranno approfondite ulteriormente. Come già anticipato questo componente è l'elemento del crash management system con la maggior capacità di assorbimento di energia in seguito a urto. Parlando di crash box tuttavia non si fa riferimento solo all'assorbimento energetico, ma anche alla limitazione della decelerazione del veicolo al di sotto di valori di soglia, per prevenire danni agli occupanti durante l'impatto. I fattori che determinano una buona risposta all'urto da parte della crash box, sono principalmente i seguenti:

- **Geometria e struttura** → gli effetti dei differenti tipi di crash box e la presenza di inviti che fungano da "trigger" sono stati analizzati in letteratura per determinarne l'effetto sulla risposta all'urto. In particolare, si distinguono crash box a parete sottile o spessa, ma la vera distinzione tra diverse soluzioni riguarda la forma geometrica. La sezione trasversale di una crash box può infatti assumere diverse forme, determinando la quantità di energia che è in grado di assorbire. Si possono avere sezioni triangolari, quadrate, rettangolari, circolari e con forme poligonali più complesse, a 6, 8 o 10 lati.

Il valore di energia assorbita da una crash box a parete sottile aumenta all'aumentare dei lati del poligono che fa da base. Anche la forza trasmessa ha un picco sempre maggiore all'aumentare del numero di lati.

Parallelamente anche un graduale aumento della sezione permette un notevole incremento sia della capacità di assorbimento di energia, sia della forza media trasmessa: riducendo la sezione si minimizza il carico massimo.

Sarà pertanto compito del progettista scegliere il giusto compromesso tra forma e sezione della crash box per permettere un assorbimento di energia ottimale, senza eccedere i valori di forza limite imposti come vincolo progettuale.

- **Materiale** → l'impellente richiesta legata al risparmio di peso che riguarda l'industria automotive ha fatto sì che i car makers ponessero sempre più l'accento sull'utilizzo di materiali leggeri. Per quanto riguarda la progettazione di una crash box bisogna valutare il connubio tra leggerezza

e capacità di assorbimento energetico. Tipicamente i materiali utilizzati sono di tre tipi:

- *Leghe metalliche* → quelle maggiormente prese in considerazione sono acciai o leghe di alluminio. Il primo viene scelto per la sua grande reperibilità e basso costo, mentre l'alluminio fornisce una valida alternativa più leggera, ad un costo nettamente maggiore. La sua risposta all'urto va inoltre valutata più scrupolosamente rispetto all'acciaio.
 - *Compositi* → recentemente lo studio dei materiali compositi sta diventando un argomento di ricerca sempre più popolare, coinvolgendo diversi campi di studio. Nonostante il vasto numero di informazioni disponibili l'utilizzo dei materiali compositi per la realizzazione di una crash box è piuttosto critico, a causa della fragilità di questi materiali.
 - *Ibridi: leghe metalliche-compositi* → la fragilità dei compositi ha portato all'avvento di materiali ibridi, un ottimo compromesso tra leggerezza e risposta all'urto.
- **Tipo di carico** → Oltre alla forma geometrica della crash box anche il tipo di carico a cui è sottoposta contribuisce notevolmente alla risposta del sistema in seguito all'urto. In questo senso si fa tipicamente riferimento a differenti scenari associati all'impatto: urto frontale, obliquo, laterale e flessione laterale.

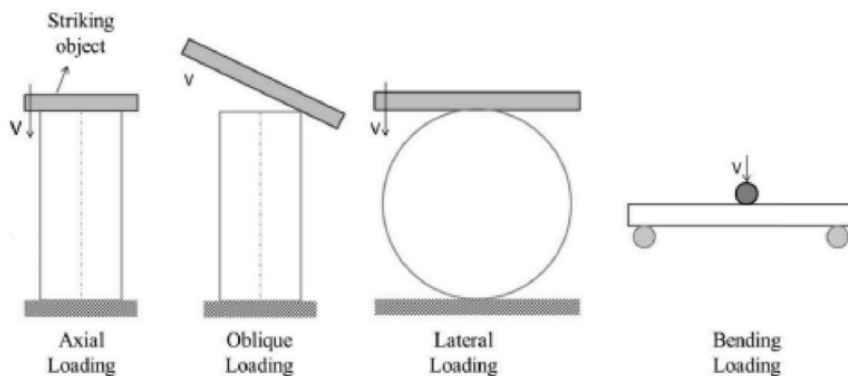


Figura 1.2: *Situazioni di carico più comuni nell'urto di un veicolo.*

La crash box è strettamente correlata ai primi casi riportati in figura (urto frontale e obliquo), mentre gli altri due sono più interessanti per uno studio approfondito del bumper. Nel caso in esame si prenderà in considerazione unicamente l'urto frontale, associato ad un'analisi del comportamento della crash box, valutando la presenza o meno di overlap della barriera rigida.

Questo breve riepilogo ha lo scopo di fornire alcune informazioni per comprendere meglio i concetti alla base della progettazione di una crash box, tuttavia è bene chiarire l'argomento con un'ulteriore precisazione.

Come ribadito nelle pagine precedenti, lo scopo dell'inserimento di elementi deformabili all'interno del crash management system è il controllo del livello di forza all'interfaccia tra il bumper e il resto del veicolo, oltre che l'assorbimento di energia. Questo controllo può avvenire in due modi, uno più convenzionale, a cui farà riferimento questa trattazione, l'altro atipico e di maggior difficoltà realizzativa.

In particolare, si possono avere diversi tipi di componenti in grado di assorbire energia:

- Assorbitori di energia rigenerativi, che possono essere riutilizzati (ad esempio smorzatori con materiali viscosi o comprimibili come il polipropilene);
- Assorbitori di energia non rigenerativi, che possono essere utilizzati una volta sola e sostituiti (crash box che lavorano a compressione o a taglio, sistemi "tubo in tubo", schiume metalliche, ecc.).

Nel caso in esame si opta per una crash box non rigenerativa che lavora a compressione.

1.1.3 Scelta del materiale

Il materiale più comunemente utilizzato in questo ambito è certamente l'alluminio, una scelta quasi obbligata nel caso in esame: si deve infatti integrare l'intero sistema in un telaio anteriore che a sua volta verrà fissato ad una monoscocca in fibra di carbonio.

Il principale vantaggio nell'uso di questo materiale è certamente la riduzione di peso, arrivando anche al 30-50% rispetto ad una soluzione equivalente in acciaio. Va sottolineato come una riduzione di peso all'anteriore abbia un impatto notevolmente maggiore sul feeling di guida e sulla risposta del veicolo rispetto ad un alleggerimento distribuito su tutta la struttura. Questo fattore va pertanto tenuto in considerazione più che in altri casi, dovendo realizzare un veicolo prodotto in pochi pezzi e orientato alla massimizzazione delle performance.

Risulta opportuna una breve digressione sull'alluminio per chiarire meglio la scelta effettuata.

L'alluminio e le sue leghe

L'alluminio puro è un metallo di color grigio argenteo con una struttura cristallina cubica a facce centrate, con densità pari a 2700 kg/m^3 , temperatura di fusione pari a $660 \text{ }^\circ\text{C}$, e modulo elastico di 70 GPa .

Le principali proprietà dell'alluminio puro, che lo hanno reso importante a livello industriale, sono:

- bassa densità;
- buona conducibilità elettrica e termica;
- elevato grado di deformabilità (può essere facilmente ridotto in lamine e fili sottili o profilati tramite processi di deformazione plastica);
- buona resistenza alla corrosione in ambienti neutri con pH da 4 a 8;
- buona saldabilità;

Come tutti i metalli puri le proprietà meccaniche dell'alluminio sono piuttosto scarse, ma le sue leghe trovano largo impiego in ambito industriale. I principali elementi di alligazione utilizzati nelle leghe commerciali sono il rame, il manganese, il silicio, lo zinco e il magnesio.

L'aggiunta degli elementi di lega permette di migliorare in modo considerevole la resistenza a trazione, che può superare quella degli acciai dolci, rendendo le leghe di alluminio adatte anche per impieghi strutturali. Questa considerazione è ancor più vera se si esaminano le proprietà meccaniche specifiche, cioè rapportate alla densità, vero parametro di riferimento per tutte le applicazioni in cui vi siano problemi di contenimento dei pesi. Nel caso in esame, come già accennato, il peso è un fattore chiave nelle scelte progettuali, dal momento che avendo a che fare con un telaio destinato ad una supercar la prestazione va massimizzata a scapito di altri fattori.

Le leghe dell'alluminio vengono abitualmente suddivise in due categorie:

- *Leghe da deformazione plastica* → il cui utilizzo avviene allo stato di semilavorati deformati plasticamente a freddo, in particolare laminati ed estrusi;
- *Leghe per getti* → largamente utilizzate in fonderia per la realizzazione di getti colati.

Nella seguente trattazione si farà riferimento alle leghe per deformazione plastica, che rappresentano la tipologia più importante fra le leghe leggere dell'alluminio, sia per quel che riguarda il numero di applicazioni che per la quantità di materiale prodotto. Il sistema utilizzato per la designazione di questo tipo di leghe si basa su di un numero di quattro cifre che ha valore simbolico e che permette di individuare la composizione chimica della lega.

- **1xxx** → alluminio con una purezza intorno al 99%. Questi tipi di alluminio hanno un'eccellente resistenza alla corrosione, un'elevata conducibilità termica ed elettrica, basse caratteristiche meccaniche e buona lavorabilità. Mediante incrudimento si possono aumentare le caratteristiche meccaniche. L'alluminio del gruppo 1xxx è utilizzato soprattutto per impianti chimici, riflettori, scambiatori di calore, applicazioni decorative e condensatori elettrici.
- **2xxx** → leghe alluminio-rame, dette Avional. Necessitano di trattamenti termici per raggiungere caratteristiche meccaniche simili a quelle di un acciaio al carbonio e mantengono un'eccellente lavorabilità. Sono ampiamente utilizzate in ambito aeronautico, nei trasporti e nell'automotive.
- **3xxx** → leghe alluminio-manganese. Il manganese conferisce una maggiore resistenza meccanica ed una maggiore resistenza ad usura. Questo tipo di leghe sono principalmente utilizzate per utensili da cucina, recipienti e tubi in pressione.
- **4xxx** → leghe alluminio-silicio. La maggiore fluidità ed il basso coefficiente di dilatazione di queste leghe le rende particolarmente adatte a saldature e pressofusione.
- **5xxx** → leghe alluminio-magnesio, note come Peralluman. Utilizzano il magnesio come principale elemento di lega e hanno un'ottima resistenza a corrosione oltre che un'ottima lavorabilità e saldabilità. Non sono adatte a trattamenti termici ma le caratteristiche meccaniche possono essere migliorate con la laminazione a freddo, per questo motivo sono ampiamente utilizzate per la produzione di carrozzerie.
- **6xxx** → leghe alluminio-magnesio-silicio, note come Anticorodal. Attraverso il trattamento termico possono raggiungere discrete proprietà meccaniche, buona saldabilità, formabilità e lavorabilità. La buona resistenza ad usura di queste leghe le rende adatte ad applicazioni in campo navale, ferroviario, ciclistico e motociclistico.

- **7xxx** → leghe alluminio-zinco-magnesio, note come Ergal. Sono le leghe di alluminio da trattamento termico con le migliori caratteristiche meccaniche, grazie allo zinco, che garantisce un aumento di resistenza e durezza. Queste leghe sono utilizzate principalmente per la realizzazione di telai, attrezzature sportive ed in campo aerospaziale. Unitamente alle leghe della serie 2xxx presentano le più elevate caratteristiche meccaniche fra tutte le leghe di alluminio, comparabili a quella di un buon acciaio da costruzione per uso generale.
- **8xxx** → leghe di alluminio contenenti elementi differenti da quelli precedentemente elencati.

Per quanto riguarda il caso in esame si opta per la lega TL116-C24-T6, che presenta proprietà analoghe a quelle di alcune leghe 6xxx. In particolare si ha un eccellente comportamento a schiacciamento, una tensione di snervamento pari a 240 MPa e allungamento a rottura pari all'11%.

La risposta allo schiacciamento è sicuramente di fondamentale importanza per il componente a cui è destinata questa lega: un alluminio che non si comprime in modo soddisfacente non è in grado di assorbire l'energia dell'urto e potrebbe rompersi prima di formare delle pieghe uniformi.

Qui di seguito il confronto tra una crash box realizzata con un alluminio con scarse proprietà di schiacciamento ed una realizzata con la lega TL116-C24-T6:





Figura 1.3: *Sopra una crash box realizzata con un alluminio con scarse proprietà di schiacciamento, mentre in basso si può apprezzare l'ottimo comportamento della lega TL116-C24-T6.*

1.2 Crash box: teoria e criteri progettuali

Come anticipato nel paragrafo precedente la crash box è un elemento che fa parte del crash management system e interviene nell'urto a bassa velocità, permettendo il completo assorbimento dell'energia cinetica di un veicolo in movimento fino ad una velocità pari ai 15 km/h. Lo studio e il dimensionamento di questo componente avviene pertanto a bassa velocità, mentre per quanto riguarda l'urto ad alta velocità si valuta il comportamento del telaio nel suo complesso.

1.2.1 Forza sviluppata durante l'urto

È possibile visualizzare un andamento della forza scambiata tra veicolo e ostacolo durante l'urto in funzione del progressivo avanzamento.

Qui di seguito viene proposto un grafico qualitativo che permette di comprendere cosa ci si aspetta in prima battuta durante un urto contro barriera rigida:

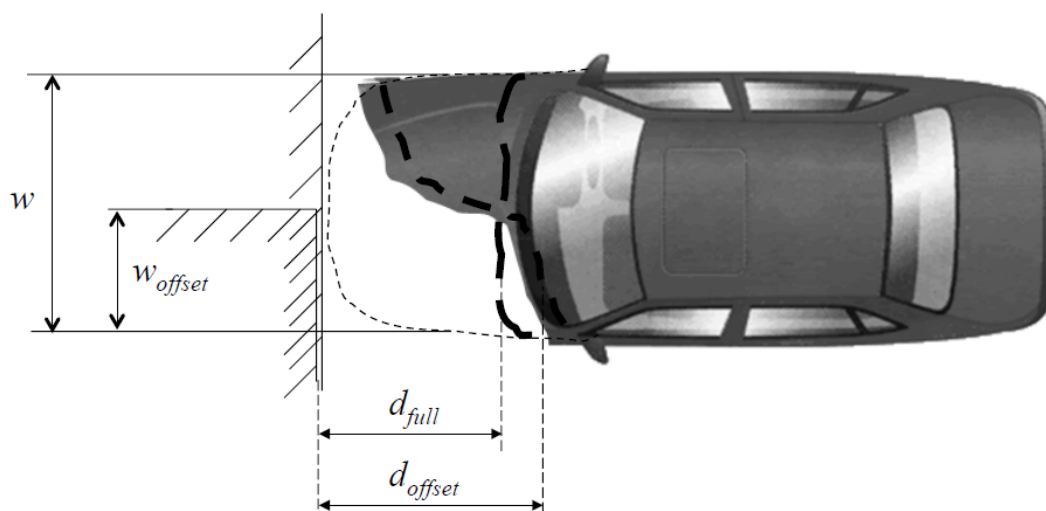


Figura 1.4: Schema di crash full vehicle e con overlap.

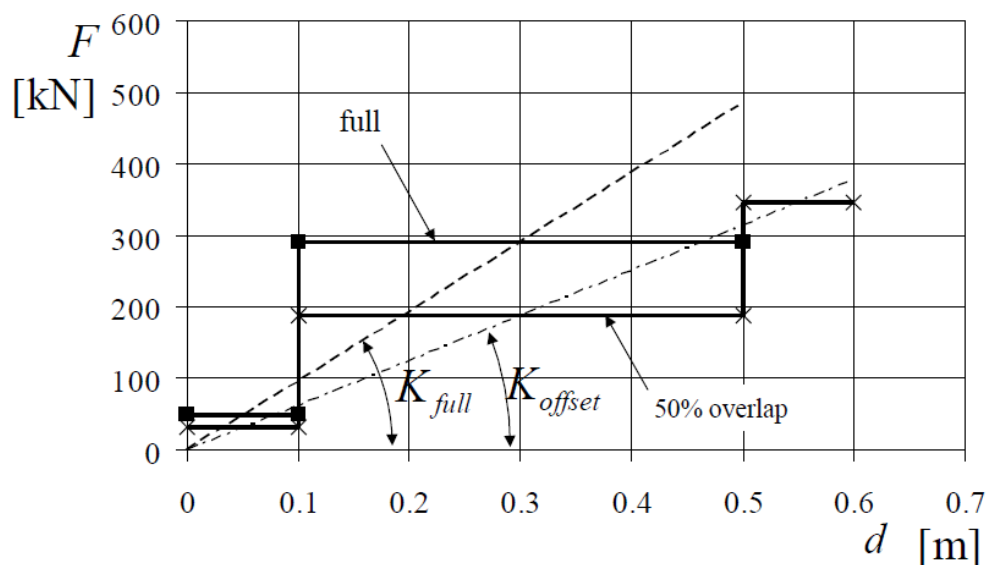


Figura 1.5: *Andamento qualitativo della forza scambiata tra veicolo e barriera rigida durante l'urto.*

Il diagramma mostra come durante la prima fase di urto, in cui interviene la crash box, la forza in gioco sia molto bassa (in particolare sotto i 100 kN). Una volta esaurita la capacità di assorbire energia la crash box è totalmente impaccata e si ha un picco di forza che viene a questo punto trasmessa in prima battuta ai longheroni e poi all'intero telaio.

Le rette oblique riportate in figura rappresentano una schematizzazione del fenomeno, che viene approssimato come la compressione di una molla: la costante di rigidità K è differente a seconda del tipo di urto considerato (crash full vehicle o con un certo overlap). Anche la forza sviluppata sarà chiaramente maggiore nel caso di urto completo, rispetto al caso di crash contro barriera parzialmente sovrapposta al veicolo, nonostante quest'ultimo caso sia il più gravoso per quanto riguarda le omologazioni del veicolo, in quanto fortemente asimmetrico.

1.2.2 Forza alla crash box

Il corretto dimensionamento di una crash box prevede che essa si comprima in modo uniforme, formando delle pieghe man mano che la deformazione procede. Se la progettazione non è andata a buon fine si potrebbe verificare un'instabilità a carico di punta che porta il componente a flettersi, senza essere in grado di assorbire l'energia che si sviluppa durante l'urto. In particolare, un elemento di lunghezza iniziale l_0 avrà una certa deformazione di collasso dc . A parità

di deformazione al collasso l'energia assorbita sarà molto maggiore nel caso di folding della crash box rispetto al caso affetto da instabilità di punta.

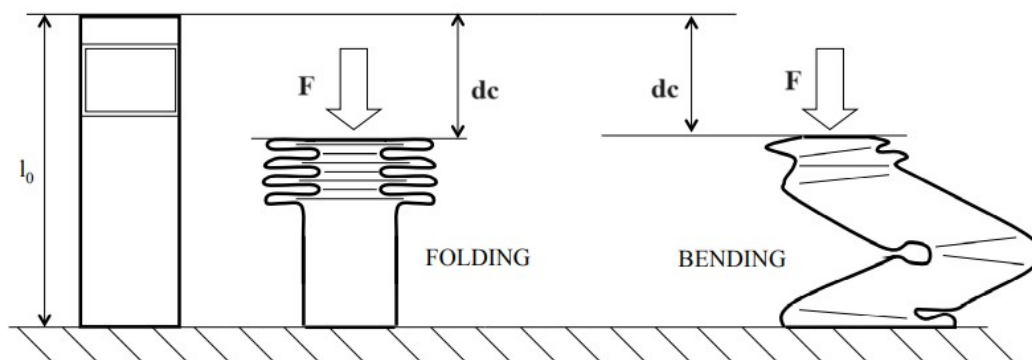


Figura 1.6: *Comportamento della crash box nel caso di corretta compressione e instabilità di punta.*

Volendo analizzare il fenomeno più nel dettaglio si può valutare la forza che viene trasmessa alla crash box invece della forza scambiata tra veicolo e barriera rigida. La compressione del componente può portare a una flessione, senza il corretto assorbimento di energia, oppure può impaccarsi in modo uniforme garantendo il miglior comportamento.

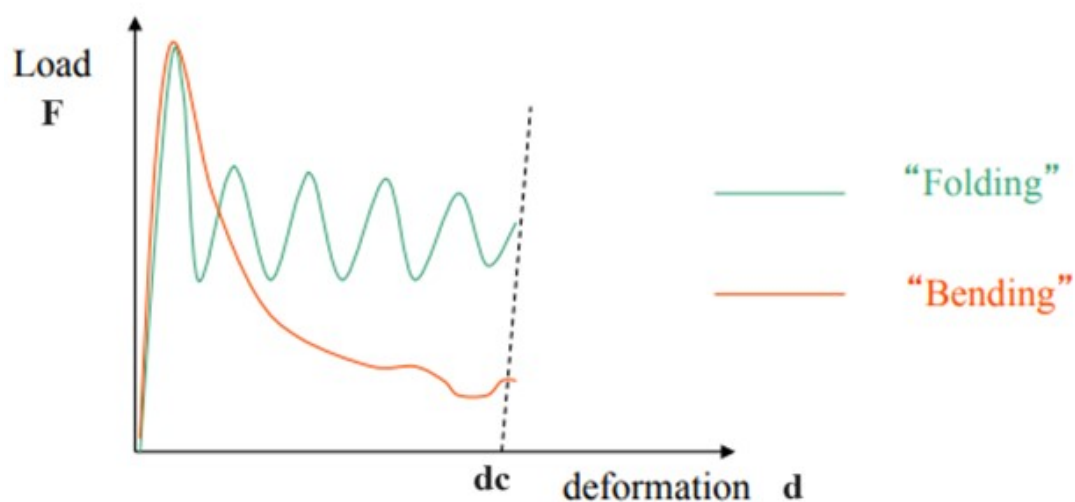


Figura 1.7: *Confronto tra forza trasmessa alla crash box in caso di flessione (bending) e corretto impaccamento (folding).*

Si può notare chiaramente un primo picco di forza in corrispondenza dell'urto, tuttavia in caso di flessione la forza è decrescente fino alla deformazione di collasso (dc). Per quanto riguarda invece la curva relativa al folding si può notare come dopo il primo picco vi siano tanti altri picchi relativi a un valore di forza minore, associati alla formazione di pieghe durante la compressione. Il numero di pieghe regola la generazione di questi picchi e dunque l'energia assorbita, che corrisponde all'area sottesa alla curva verde. In fase di simulazione o prove sperimentali l'obiettivo finale è il raggiungimento di un profilo di questo tipo, che conferma la validità della progettazione.

1.3 Normativa di riferimento

Per quanto riguarda i parametri di simulazione si è fatto riferimento alla normativa statunitense *FMVSS 208*, che fornisce una regolamentazione per la protezione degli occupanti in caso di urto.

Questa normativa in origine specificava anche il tipo di dispositivi di protezione individuale per la salvaguardia dei passeggeri (cioè le cinture di sicurezza) ma è stata poi modificata specificando i requisiti che i manichini collocati sui sedili anteriori dovevano rispettare. Lo scopo di questa legge è la riduzione del numero di incidenti mortali e infortuni gravi in caso di urti frontali.

Nella seguente trattazione non è stata trattata l'analisi del comportamento di manichini, dal momento che ci si concentra sul telaio anteriore e la monoscocca non è ancora stata definita. Si prende dunque la *FMVSS 208* come riferimento per quanto riguarda il tipo di urto da considerare e le velocità in gioco, in particolare:

- Urto frontale contro barriera rigida, con un overlap del 40% a 15 km/h;
- Urto frontale contro barriera rigida senza overlap a 56 km/h.

Capitolo 2

Richieste di progettazione e modello iniziale

La seguente trattazione mira a rispondere alla richiesta di progettazione e dimensionamento della crash box anteriore destinata al telaio di una vettura supersportiva. Durante la fase di studio preliminare ci si è accorti tuttavia di alcuni aspetti critici relativi alla realizzazione del telaio, pertanto il progetto che inizialmente doveva essere limitato ad un singolo componente è stato esteso ad un'ottimizzazione dell'intera struttura. La risoluzione di questi problemi rientra nel quadro delle proposte di modifica rivolte al cliente, che potrà valutarne l'implementazione.

2.1 Modello CAD iniziale

La realizzazione di un progetto di questo tipo ha come punto di partenza il modello fornito dal cliente, che dovrà essere opportunamente rielaborato per una corretta analisi FEM. La geometria iniziale presenta infatti notevoli semplificazioni, oltre a non riportare gli spessori delle sezioni tubolari.

Il progettista deve pertanto valutare quali componenti possono essere lasciati inalterati e quali invece necessitano di essere rivisti, a fronte di un processo iterativo che coinvolge l'intero telaio anteriore.

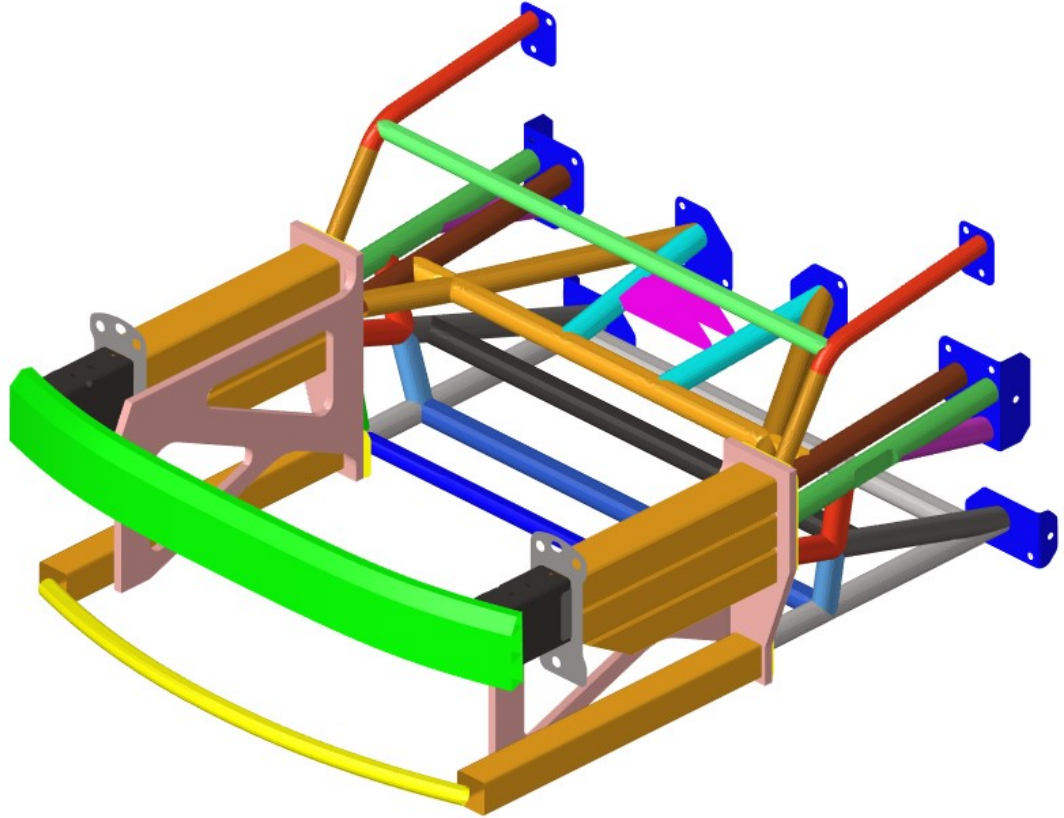


Figura 2.1: *Modello CAD di partenza fornito dal cliente.*

Il telaio riportato in figura dovrà essere fissato ad una monoscocca realizzata in fibra di carbonio attraverso delle piastre (evidenziate in blu) avvitate grazie a degli inserti. Queste piastre mettono in comunicazione da un lato il telaio tubolare e dall'altro la monoscocca, consentendo una ripartizione degli sforzi in caso di urto. Va infatti valutata la forza che attraversa le piastre in caso di impatto ad alta velocità, per evitare che i tubolari penetrino nella struttura retrostante, intaccando la cellula di sicurezza del veicolo. I risultati raccolti a valle dell'intera analisi saranno fondamentali per determinare le forze scambiate tra il telaio anteriore e la monoscocca e quindi contribuiranno al dimensionamento di quest'ultima. Anche gli inserti previsti nella monoscocca andranno opportunamente dimensionati per garantire la corretta tenuta delle viti. Come si nota in figura 2.1 il bumper inferiore presenta una geometria del tutto schematica, che ha unicamente l'obiettivo di evidenziare gli ingombri di massima

del sistema. Anche i longheroni connessi al bumper hanno una forma semplificata e non vi è alcun elemento di collegamento. Sarà dunque necessario definire la forma del bumper, dei longheroni e di elementi di collegamento tra le parti, oltre che della crash box in sé.

2.2 Vincoli progettuali

Il primo vincolo rispetto al modello di riferimento è certamente l'ingombro: la crash box non dovrà eccedere i 220 mm a partire dal longherone, per evitare di interferire con la scocca della vettura.

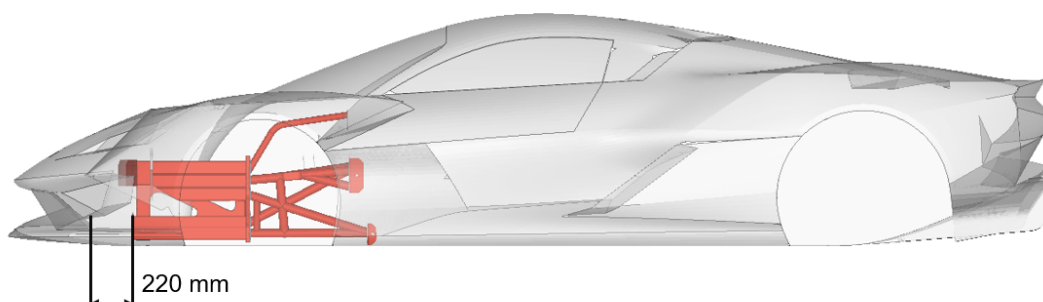


Figura 2.2: *Ingombro limite della crash box.*

Un ulteriore aspetto da tenere in considerazione è sicuramente il peso dell'intero sistema: dovendo destinare il progetto ad una supercar è necessario massimizzare le performance. La crash box (ma più in generale l'intero telaio anteriore) dovrà pertanto essere realizzata in alluminio, in modo da garantire un peso notevolmente ridotto rispetto all'acciaio.

Questa scelta progettuale comporta un duplice miglioramento, uno legato alle prestazioni generali della vettura, l'altro correlato alla dinamica del veicolo. Un alleggerimento comporta infatti migliori performance in termini di accelerazione, velocità di punta e reattività, ma il fatto di avere meno massa all'anteriore rende sicuramente migliore il feeling di guida del veicolo.

2.3 Progettazione e dimensionamento della crash box

Il capitolo seguente ripercorre il processo logico adottato per una corretta realizzazione della crash box. Si è resa necessaria una prima fase di studio preliminare per ottenere dei valori di prima approssimazione grazie all'utilizzo di formule

empiriche. In seconda battuta si è passati alla caratterizzazione del modello, realizzando una simulazione agli elementi finiti che contenesse solo la crash box. Una volta ottenuti dei parametri validi si è dunque passati all'introduzione del modello parziale all'interno di quello complessivo del telaio. Questa fase verrà trattata successivamente.

2.3.1 Dimensionamento preliminare

L'analisi preliminare del problema segue un criterio energetico: si valuta l'energia che la crash box deve assorbire per soddisfare i requisiti richiesti, valutando anche la forza scambiata durante l'impatto.

Si consideri un corpo, per semplicità supposto rigido, in moto nello spazio. A questo corpo si può associare un'energia definita come la quantità di lavoro necessaria a portare il corpo nella sua configurazione attuale, meno la quantità di lavoro spesa nel superamento di eventuali forze dissipative (attrito viscoso, coulombiano ecc.).

Il lavoro compiuto può essere visto come la somma di più contributi:

$$L = mgh_G + \frac{1}{2}mv_G^2 + \frac{1}{2}I\omega_G^2 + R$$

Dove i rispettivi termini fanno riferimento a:

- $mgh_G \rightarrow$ energia potenziale gravitazionale;
- $\frac{1}{2}mv_G^2 \rightarrow$ energia cinetica traslazionale,
- $\frac{1}{2}I\omega_G^2 \rightarrow$ energia cinetica rotazionale;
- $R \rightarrow$ lavoro dissipato da calore e forze di attrito.

Il termine a cui è associato un maggior contributo energetico è certamente quello relativo all'energia cinetica, pertanto si possono trascurare tutti gli altri termini senza commettere un errore considerevole.

Una volta note massa (1500 kg) e velocità del veicolo (15 km/h, ovvero 4.17 m/s) è possibile calcolare l'energia minima che la crash box deve assorbire per salvaguardare il resto della vettura:

$$E_c = \frac{1}{2}mv_G^2 = 13021 J$$

L'intera energia cinetica relativa all'impatto a bassa velocità deve essere assorbita dalla crash box, pertanto si può eguagliare l'energia cinetica del veicolo al lavoro che deve compiere la crash box:

$$E_c = \frac{1}{2}mv_G^2 \longleftrightarrow L = F \cdot \Delta s$$

A questo punto la lunghezza minima si determina considerandola pari allo spostamento nell'equazione del lavoro:

$$\Delta s = l_{\min} = \frac{E}{F}$$

Prima di eseguire il calcolo sopra riportato è necessario determinare il valore di forza media alla crash box (nell'equazione F), determinando una sezione iniziale di primo tentativo. Il target progettuale, basato sul know-how aziendale, è mantenersi sotto i 100 kN, per non gravare troppo sulla struttura retrostante. A tal proposito si ricorre alla seguente formula empirica per la determinazione del carico alla crash box:

$$F = m\sigma_u\Phi^{1+n}A_0$$

Dove:

- $m, n \rightarrow$ costanti che dipendono dal tipo di sezione trasversale;
- $\sigma_u \rightarrow$ tensione di snervamento del materiale;
- $A_0 \rightarrow$ area totale racchiusa dalla sezione;
- $\Phi = \frac{A}{A_0} \rightarrow$ rapporto tra area piena e area totale racchiusa dalla sezione.




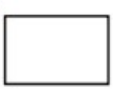
Figura 2.3: Area piena della crash box e area totale racchiusa dal profilo.

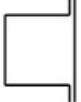
I parametri m e n vengono ricavati da materiale presente in letteratura e in particolare dalla seguente tabella:

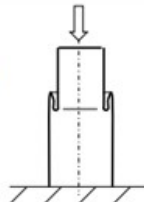
Values of constants m and n

Section type	Collapse mode	m	n
Cylinder ⁽¹⁾	Plastic buckling	2	0.7
Cylinder	Rupture	1.16	0.56
Square/rectangle ⁽²⁾	Plastic buckling	1.4	0.8
Spot welded ⁽³⁾	Plastic buckling	$2.82 - 4.35 \rho_f$	1
Cylinder	Tube inversion A ⁽⁴⁾	0.97	0.48
Cylinder	Tube inversion D ⁽⁵⁾	3.08	0.76
Cylinder	Rupture ⁽⁵⁾	$0.6 (D/r)^{2.6}$	2.6

(1) 

(2) 

(3) 

(4) 

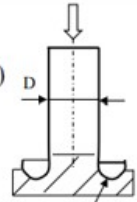
(5) 

Figura 2.4: Parametri m e n in funzione del caso considerato.

In figura viene evidenziato il caso preso in esame, relativo a una sezione rettangolare che si deforma plasticamente. Si ottengono pertanto:

- $m = 1.4$
- $n = 0.8$

Per quanto riguarda invece le dimensioni principali della crash box si è deciso di sfruttare lo spazio disponibile sul supporto dei longheroni, aumentando la sezione del longherone stesso ma anche della crash box. Questa scelta progettuale permette di avere le stesse sezioni all'interfaccia tra i componenti.

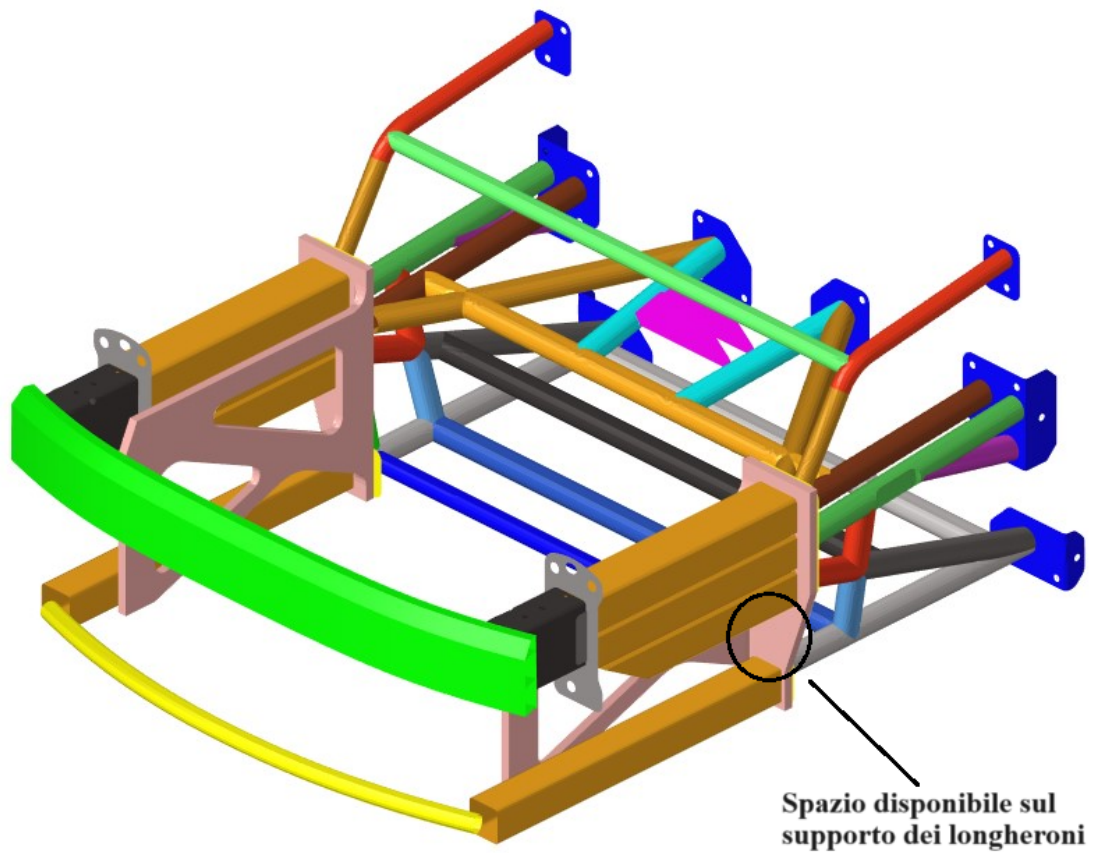


Figura 2.5: Dettaglio del telaio con riferimento alla zona che potrebbe accogliere l'ampliamento dei longheroni.

Per quanto riguarda lo spessore ci si assesta invece su un valore pari a 3 mm, paragonabile ad altri componenti simili presenti nel modello, in modo da mantenere una certa omogeneità della struttura. Riassumendo, i parametri che si ottengono per il calcolo della forza alla crash box sono:

- $m = 1.4$
- $n = 0.8$
- $\sigma_u = 240 \text{ MPa}$
- $l_1 = 57.3 \text{ mm}$
- $l_2 = 101.6 \text{ mm}$
- $A = 917.4 \text{ mm}^2$
- $A_0 = 5821.68 \text{ mm}^2$

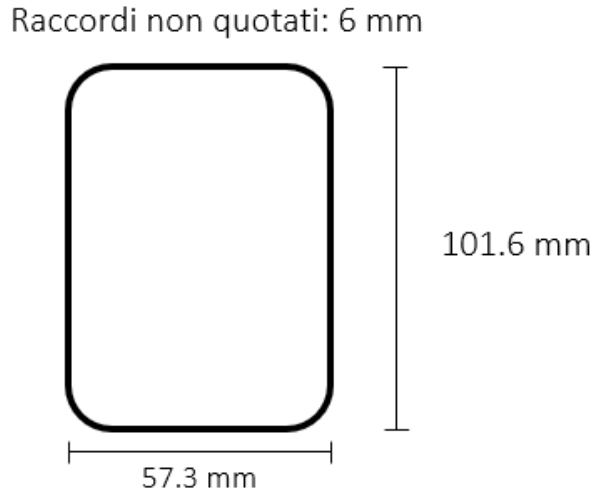


Figura 2.6: Sezione della crash box.

A partire da questi parametri è dunque possibile il calcolo della forza trasmessa alla crash box:

$$F = m\sigma_u\Phi^{1+n}A_0 = 70.3kN$$

E quindi della lunghezza minima richiesta:

$$l_{\min} = \frac{E}{F} = 185mm$$

Confrontando i valori ottenuti coi vincoli progettuali si nota come vengano rispettate entrambe le richieste iniziali:

$$F = 70.3kN < F_{\max} = 100kN$$

$$l_{\min} = 185mm < l_{\max} = 220mm$$

2.3.2 Caratterizzazione FEM: analisi di componente

A partire dalla lunghezza preliminare ottenuta in seguito al calcolo teorico sviluppato nel capitolo precedente è necessario valutare la lunghezza effettiva con cui realizzare la crash box. Si prevede infatti una certa discrepanza tra i risultati analitici e il modello reale, dal momento che la formula empirica non tiene conto dell'esatta forma della sezione e in particolare dell'eventuale presenza di raccordi e inviti.

A tal proposito è stato realizzato un semplice modello FEM di validazione com-

ponente per caratterizzare il comportamento della crash box, riportando i medesimi fissaggi che si hanno nel modello completo. Questo step intermedio permette di ridurre notevolmente i tempi di calcolo, in quanto si valuta se il modo di deformarsi della crash box è accettabile senza dover eseguire la simulazione di urto dell'intero telaio.

Dopo aver eseguito alcune simulazioni si è notato come la lunghezza minima ottenuta precedentemente (pari a 185 mm) non fosse sufficiente a garantire il completo assorbimento dell'energia cinetica del veicolo. In seguito ad un processo iterativo si è giunti ad una crash box rettangolare di 200 mm di lunghezza e 3 mm di spessore, mantenendo la medesima sezione riportata in figura 2.6.

Anche la forma è stata leggermente modificata, con l'inserimento di due inviti che favoriscano la formazione di pieghe in modo regolare.



Figura 2.7: *Crash box definitiva con la presenza dei due inviti.*

Le prime simulazioni, senza la presenza degli inviti, mostravano un comportamento irregolare della crash box, che presentava un certo comportamento a flessione. La modifica effettuata ha permesso di ottenere un ottimo comportamento a compressione, con totale assorbimento di energia cinetica.

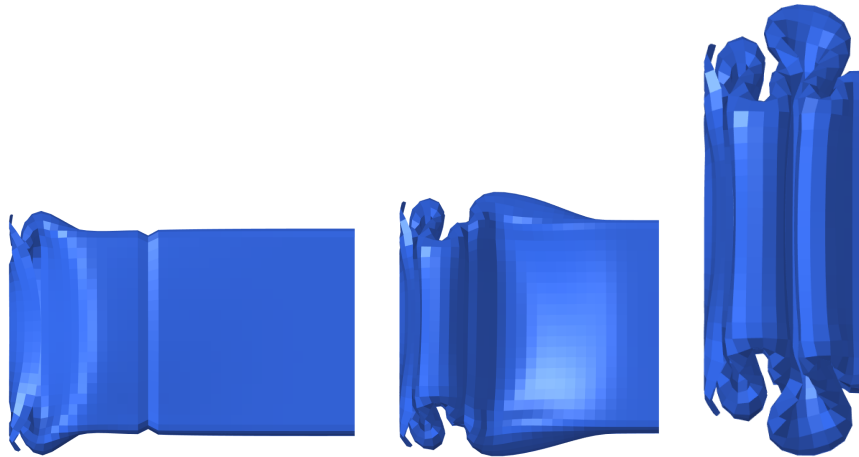


Figura 2.8: Folding della crash box rispettivamente dopo 11, 26 e 52 ms.

Come si nota il collasso della crash box è uniforme e gli inviti inseriti evitano fenomeni di bending. Anche la forza trasmessa alla crash box ha un andamento molto simile a quello teorico:

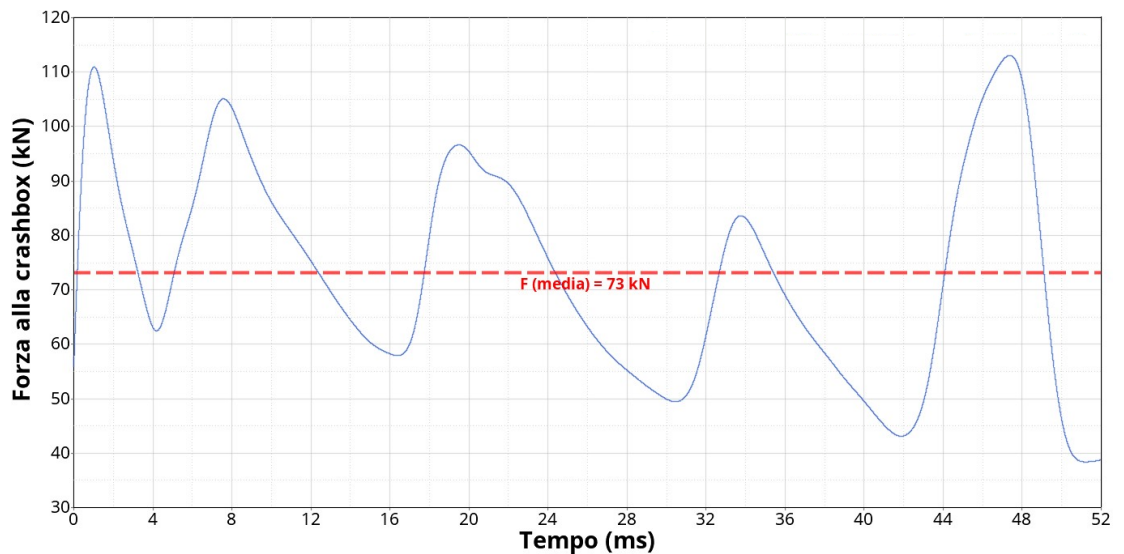


Figura 2.9: Crash box definitiva con la presenza dei due inviti.

Come si nota in figura si ha infatti un primo picco iniziale in corrispondenza dell'urto del veicolo contro il rigid wall ma successivamente si può apprezzare il comportamento oscillatorio che ci si aspetta durante il folding. I vari picchi di forza avvengono in corrispondenza della formazione delle varie pieghe e l'area sottesa alla curva rappresenta l'energia assorbita dal dispositivo.

Va sottolineato come questa simulazione avvenga a spostamento imposto, per-

tanto non si potrebbe mai notare un andamento del tutto decrescente della forza fino ad arrivare a zero. Successivamente verrà riportato il medesimo grafico per l'intero modello (telaio anteriore con crash box) e si noterà un andamento simile, ma con la forza che va a zero durante gli ultimi istanti di simulazione. Questo è dovuto al fatto che per l'urto complessivo si impone una velocità iniziale e non uno spostamento fissato. Il picco finale è dovuto ad un incremento di forza legato all'impaccamento della crash box durante gli ultimi istanti dell'urto. Nonostante questo picco la media di forza rimane intorno ai 73 kN, un valore coerente coi calcoli teorici e ampiamente al di sotto dei 100 kN di target. Si considera pertanto il risultato valido e si passa così all'implementazione della crash box nel modello completo.

2.4 Realizzazione del modello virtuale per analisi FEM

Il modello CAD fornito dal cliente contiene unicamente informazioni riguardanti la geometria del sistema. Per poter eseguire correttamente delle simulazioni è necessario elaborare il file *stl* e creare un modello adeguato alla simulazione. Per la seguente trattazione sono stati utilizzati i software *Hypermesh* e *Hypercrash* per la fase di preprocessing, realizzando il modello in ambiente *Radioss*, che permette l'analisi esplicita tipica di un crash test.

2.4.1 Preparazione della geometria

A monte della realizzazione del modello definitivo è necessario rielaborare la geometria di partenza per prevenire errori nella simulazione. In particolare il primo step consiste nell'eliminazione di tutti gli elementi *solid*, dal momento che su *Hypermesh* si lavora con le superfici. In seconda battuta si procede alla correzione delle linee di contorno. All'interno del modello vi sono infatti alcune imperfezioni legate alla geometria che potrebbero portare dei problemi durante la realizzazione della mesh. Tutte le superfici devono essere chiuse e ben definite, evitando quanto più possibile la presenza di regioni frammentate che genererebbero una mesh disomogenea anche in assenza di particolari complessi. Tipicamente si cerca di evitare quanto più possibile di lavorare sulla geometria, dal momento che il software permette meno margine di azione: si prediligono modifiche in termini di mesh, essendo più facile la realizzazione di superfici più omogenee. Lo step iniziale non può tuttavia prescindere da una prima rielaborazione delle geometrie, per i motivi sopra citati: si usa pertanto il tool *Geometry* → *surface*, oppure *Geometry* → *surface edit* per eliminare e correggere le su-

perfici, mentre *Geometry* → *line edit* per gestire le linee di contorno.

nodes	lines	surfaces	solids	quick edit	Geom
node edit	line edit	surface edit	solid edit	edge edit	1D
temp nodes	length	defeature	ribs	point edit	2D
distance		midsurface		autocleanup	3D
points		dimensioning			Analysis
					Tool
					Post

Figura 2.10: Pannello con i tool utilizzati per la pulizia della geometria.

Un ulteriore affinamento della geometria iniziale consiste nella rimozione di piccoli fori e raccordi che non incidono minimamente sui risultati della simulazione, ma se venissero lasciati sarebbero una fonte di forte distorsione della mesh. Si utilizza pertanto il comando *Geometry* → *defeature* per uniformare ulteriormente le superfici.

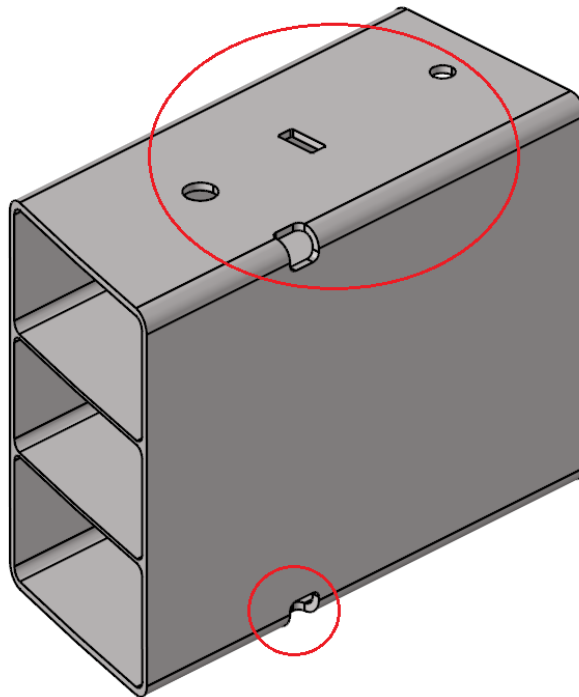


Figura 2.11: Esempio di fori e dettagli eliminati con il comando *defeature*.

2.4.2 Creazione della mesh

Una volta ottenuta una geometria priva di imperfezioni si passa alla creazione della mesh. La scelta della taglia degli elementi è un passaggio cruciale nell'impostazione di un'analisi agli elementi finiti. In particolare, nell'analisi FEM si distinguono metodi di risoluzione impliciti ed espliciti. Nel primo caso si rimane in ambito lineare e il carico applicato causa cambiamenti trascurabili alla rigidità della struttura, rimanendo nell'ambito delle piccole deformazioni. In campo non lineare invece si ha una notevole variazione nella rigidità in seguito a grandi deformazioni, che portano la struttura in campo plastico. Il modo di calcolare lo spostamento di questi due metodi definisce anche il loro campo di applicazione: se le accelerazioni hanno valori elevati e quindi le forze di inerzia non sono trascurabili verrà utilizzato il metodo esplicito. Se invece esse sono trascurabili come nel caso di simulazioni statiche o quasi-statiche, dove i valori di accelerazioni sono bassi, è opportuno utilizzare il metodo implicito.

Scelta della taglia della mesh in funzione del timestep

I due metodi si differenziano anche dalla loro stabilità rispetto all'intervallo di tempo. Il metodo implicito è incondizionatamente stabile perché non dipende dall'intervallo di tempo, mentre quello esplicito dipende dalla propagazione della deformazione nel materiale.

Il metodo esplicito è pertanto stabile e dunque fornisce risultati accettabili, solo se il time step è minore di un valore critico, che corrisponde al tempo necessario alla propagazione di un'onda all'interno del più piccolo elemento. In generale l'informazione è trasmessa attraverso la struttura tramite un'onda che viaggia alla velocità del suono, che dipende dalle caratteristiche del materiale, come il modulo di Young e la densità. In un modello FEM è dunque necessario scegliere timestep e taglia della mesh in modo tale che l'informazione attraverso la struttura sia in grado di attraversare non più di un elemento per ogni ciclo. La velocità di propagazione dell'onda in un certo materiale sarà:

$$v_{\text{wave}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Dunque il timestep minimo per garantire la stabilità risulta:

$$\Delta t_{\text{stable}} = \frac{l_{\text{min}}}{v_{\text{wave}}}$$

Dove:

- l_{\min} → dimensione minima di un elemento all'interno della mesh;
- E → modulo di Young del materiale, pari a 70 GPa;
- ρ → densità del materiale, pari a 2700 kg/m³.

Il parametro Δt_{stable} è utilizzato all'interno della simulazione per definire il massimo intervallo di tempo tra un istante e quello successivo per il calcolo degli spostamenti.

Avere una taglia di mesh più fine garantisce la stabilità del modello, tuttavia un'eccessiva raffinatezza non comporta ulteriori vantaggi considerevoli, appesantendo di molto la simulazione e dilatando enormemente i tempi di calcolo. A tal proposito nella seguente trattazione il processo di definizione della mesh è stato il seguente:

- Scelta della durata dell'urto, che corrisponde al tempo totale di simulazione, limitato a 100 ms;
- Scelta di un timestep abbastanza piccolo da permettere una corretta visualizzazione dei risultati:

$$\Delta t = 5 \times 10^{-4} \text{ms}$$

- In conclusione si calcola la taglia minima di mesh a partire dal Δt scelto nel punto precedente, utilizzando la formula inversa:

$$l_{\min} = \Delta t \cdot v_{\text{wave}}$$

ottenendo un valore pari a 5 mm. Questo valore si rivelerà valido anche per quanto riguarda l'approssimazione dei dettagli geometrici del telaio, perciò viene considerato il parametro di riferimento per quanto riguarda la definizione della mesh.

2.4.3 Parametri di verifica della qualità della mesh

La realizzazione della mesh avviene spesso in modo automatico, assegnando al software la superficie o l'elemento solido da meshare. Tipicamente si ottengono risultati accettabili, tuttavia alcuni dettagli più complessi, o in zone che si trovano in prossimità di curvature marcate, possono dare risultati del tutto insoddisfacenti. A tal proposito è buona norma impostare alcuni parametri per il controllo della qualità della mesh e verificare che essi siano rispettati. Si passerà poi ad una modifica manuale fino ad avere una percentuale di elementi al di

fuori del range sotto il 5%.

Il software permette di impostare dei valori di soglia per i parametri di mesh attraverso la sezione *Edit criteria*, controllando separatamente i parametri legati alla mesh 2D e 3D. Una volta scelti i valori opportuni si può visualizzare la presenza di eventuali criticità a video. Il software infatti permette di evidenziare con un colore specifico gli elementi che non rispettano un determinato parametro. Risulta dunque immediata la verifica e la successiva correzione.

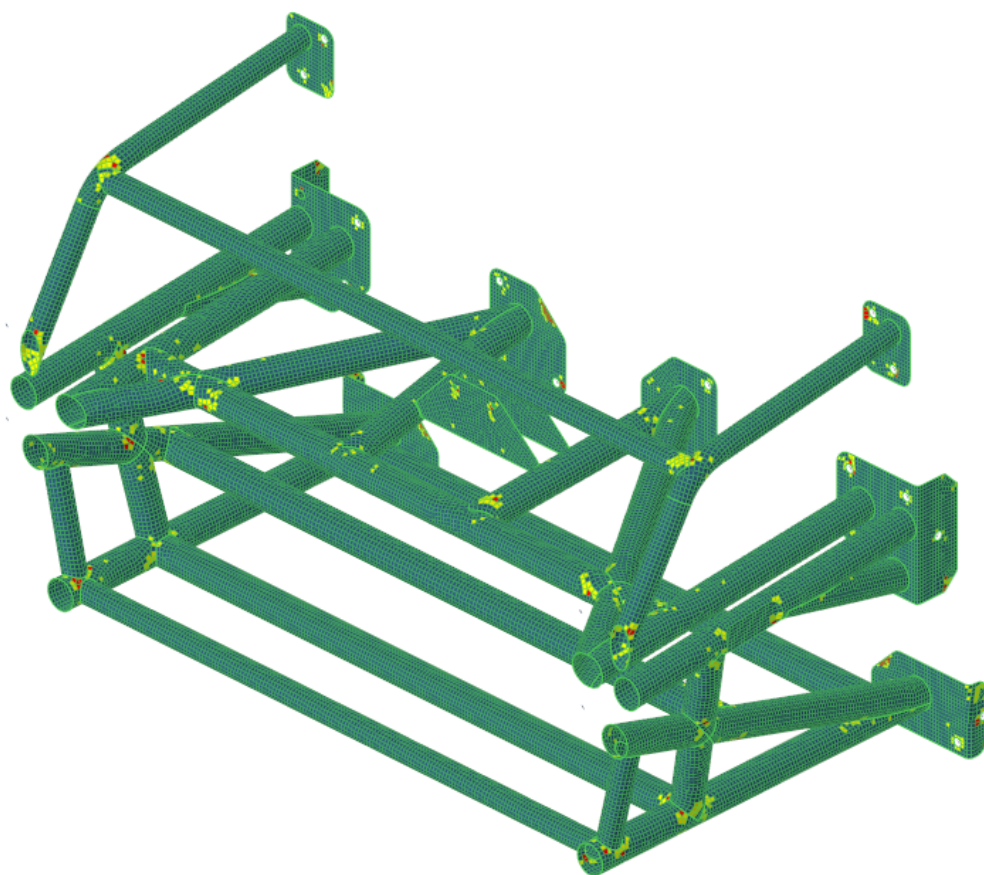


Figura 2.12: *Visualizzazione degli elementi critici relativi alla mesh non corretta sul tubolare.*

In figura viene riportato a titolo d'esempio una porzione di telaio prima che la mesh venga corretta manualmente. Come si può notare gli elementi che non soddisfano i requisiti sono evidenziati in giallo e, nei casi più gravi, in rosso. Questo tipo di visualizzazione evidenzia solo una certa criticità, senza fornire ulteriori dettagli su quale parametro non è rispettato nell'elemento in questione. Una visualizzazione semplificata di questo tipo permette comunque un buon

- **Target element size** → è il valore di riferimento per quanto riguarda la taglia della mesh, pari a **5 mm** in seguito alle considerazioni esposte nel paragrafo precedente.
- **Minimum size, Maximum size** → rispettivamente taglia minima e massima accettata dal software, pari a **3** e **7 mm**. Un elemento non dovrebbe discostarsi troppo dalla dimensione target: se è troppo piccolo potrebbe generare problemi di calcolo e creare una discontinuità eccessiva nella mesh (nel caso limite si hanno elementi "spillo"), se invece è troppo grande viene impoverita l'accuratezza della simulazione.
- **Aspect ratio** → è il rapporto tra il lato più lungo di un elemento e il lato più corto, oppure la distanza minima da un nodo al lato opposto. In sostanza questo parametro regola quanto un elemento appare "schiacciato": volendo limitare un'eccessiva distorsione si mantiene un valore pari a **5:1**.
- **Warpage** → regola di quanto un elemento o la superficie di un elemento (nel caso di elementi solidi) devia dalla planarità. Nel caso in esame si mantiene un valore pari a **15°**.
- **Skew**
 - **Elementi triangolari** → viene calcolato valutando il minimo angolo tra il vettore che collega ogni nodo con il punto medio del lato opposto e il vettore tra i punti medi sugli altri due lati. Il valore di skew corrisponde al risultato che si ottiene sottraendo l'angolo calcolato all'angolo retto.
 - **Elementi quadrangolari** → viene calcolato valutando il minimo angolo tra due linee che uniscono i punti medi dei lati opposti. Anche in questo caso il valore di skew corrisponde al risultato che si ottiene sottraendo l'angolo calcolato all'angolo retto.

Per quanto riguarda questo parametro si sceglie un valore pari a **40 °**.

- **Jacobian** → è una misura della deviazione di un elemento dalla forma ideale. Va da 0 a 1, dove 1 rappresenta un elemento perfettamente regolare. Generalmente valori al di sopra di 0.7 sono considerati accettabili, nel caso in esame è stato fissato a **0.8** per avere un miglior controllo.
- **% of trias** → indica la percentuale di elementi triangolari. Nonostante la mesh sia stata realizzata utilizzando elementi *Quads* a 4 nodi, possono esserci alcuni elementi triangolari per meglio riprodurre la geometria. Com'è noto l'elemento a 3 nodi è detto anche CTS, ovvero "*Constant strain triangle*", ed è dunque poco adatto a rappresentare situazioni reali

di gradienti di deformazione. Si vuole pertanto limitare la presenza di triangoli per avere risultati più accurati. Nel caso in esame si opta per un valore limite pari al **5 %**.

Per quanto riguarda la mesh 3D alcuni parametri sono del tutto analoghi a quelli controllati nel caso bidimensionale e non verranno ulteriormente approfonditi, mentre altri sono specifici del caso 3D e saranno analizzati più nel dettaglio. In figura vengono comunque evidenziati tutti i fattori presi in considerazione, anche se non saranno oggetto di ulteriore discussione.

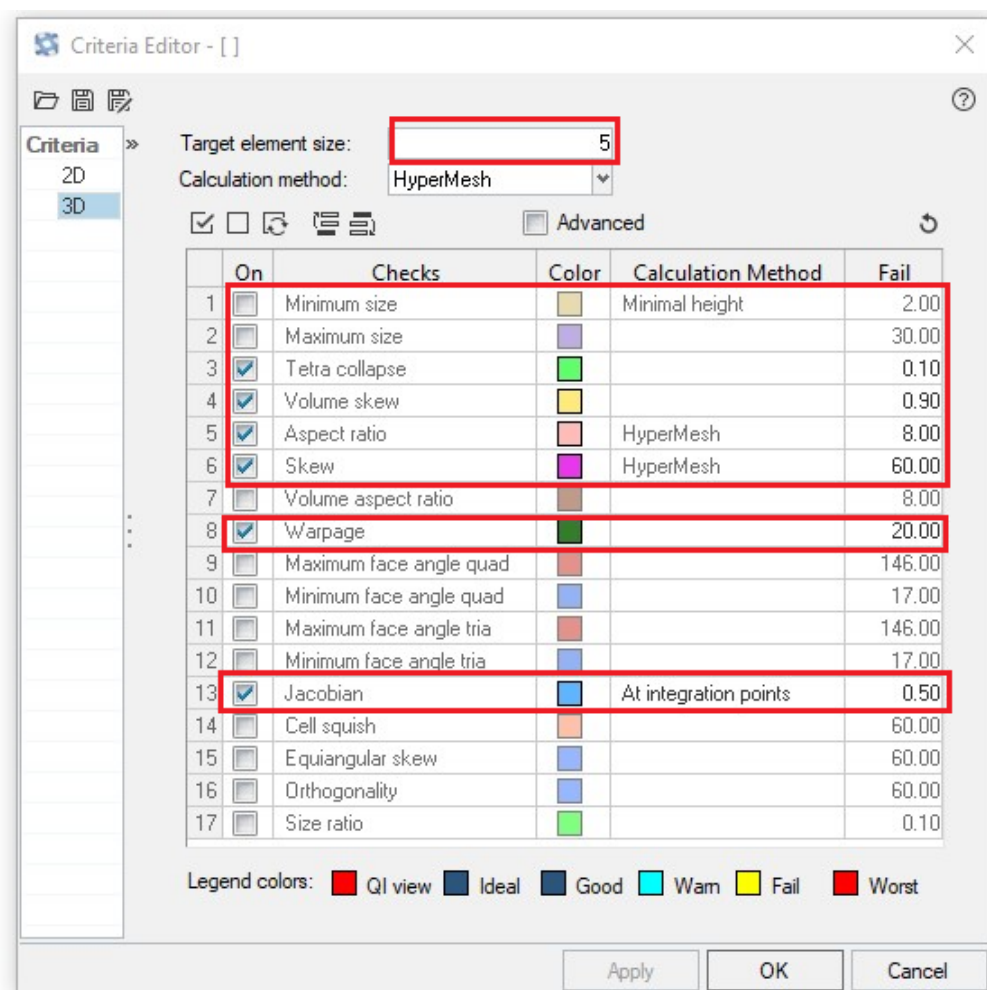


Figura 2.14: Parametri di controllo della mesh 3D.

- ***Tetra collapse*** → Si può calcolare misurando la distanza da un nodo rispetto al lato opposto, poi ognuno dei quattro valori così ottenuti viene diviso per la radice quadrata della faccia opposta. Il minimo valore ottenuto viene normalizzato dividendo per 1.24. Se l'elemento "collassa" il valore si avvicina a 0, mentre 1 corrisponde al caso ideale. Nel modello in esame è stato considerato **0.1** come valore limite al di sotto del quale l'elemento è considerato non valido.
- ***Volume skew*** → è applicabile solo a elementi tetraedrici, a tutti gli altri viene assegnato un valore pari a zero. In genere si considera 0 e 1 rispettivamente in caso di perfetta o pessima simmetria. In questo caso il valore limite, al di sopra del quale non si accettano elementi è **0.9**.
- ***Aspect ratio*** → è il rapporto tra il lato più lungo e il più corto di un elemento. Si considera un massimo di **8**.

2.5 Definizione generale del modello numerico studiato

In questo capitolo verrà illustrata la modalità di realizzazione del modello FEM, descrivendo nel dettaglio le varie ipotesi semplificative adottate per schematizzare alcuni componenti e le condizioni al contorno imposte.

- La **massa** dell'intero veicolo deve senza dubbio essere considerata e, in particolare, si adottano alcune semplificazioni che permettono di raggiungere il miglior compromesso in termini di semplicità del modello ed efficacia della simulazione. Il veicolo pesa complessivamente 1500 kg, così distribuiti:
 - **50 kg** → massa del telaio anteriore;
 - **1100 kg** → massa applicata ad un rigid body il cui nodo master è collocato in corrispondenza del centro di massa del veicolo;
 - **350 kg** → la massa restante viene considerata distribuita sul telaio anteriore, per approssimare con miglior accuratezza la presenza di ulteriori elementi non riportati nel modello, ma collocati in questa zona.

Va sottolineato come l'aggiunta di una massa distribuita migliori notevolmente la stabilità della dinamica della simulazione, pertanto oltre ad

essere una rappresentazione della realtà più efficace garantisce migliori risultati. Avere infatti un telaio molto leggero e l'intera massa concentrata in un nodo sarebbe un'approssimazione troppo gravosa e non aderente alla realtà.

- Le **saldature** sono state realizzate in due modi a seconda dei componenti:
 - Per quanto riguarda i tubolari si è optato per un collegamento tramite **connessione nodale**. Alternativamente si sarebbe potuto realizzare un "raccordo" di elementi con diverse proprietà dall'alluminio dei tubi, in modo da simulare con miglior accuratezza il comportamento delle giunzioni. Si è ritenuta tuttavia accettabile la semplificazione adottata, dal momento che la verifica su quei componenti è limitata alla verifica dell'assenza di deformazioni in campo plastico e della trasmissione di forze.
 - In alcuni casi si è resa opportuna una modellazione che prevedesse l'utilizzo dei **contatti**. Questo strumento di *Hypermesh* permette di definire una superficie master e dei nodi slave che, nonostante sul modello principale siano distanziati, vengono considerati come un tutt'uno, impedendo il movimento relativo tra le parti. Più nel dettaglio l'utilizzo dei contatti ha riguardato l'interfaccia tra tubi e piastre, ma anche tra longheroni e piastre, bumper e supporto dei longheroni. Le piastre della crash box invece, avendo dei fori di montaggio, sono state collegate tramite elementi *Spring* che modellano le viti. Il software fornisce diverse opzioni per il contatto, in questo caso si è optato per il **tipo 2**, che permette di definire un'interfaccia che collega cinematicamente i nodi *slave* alla superficie *master* entro una certa distanza impostata dal progettista, definita *d search*.

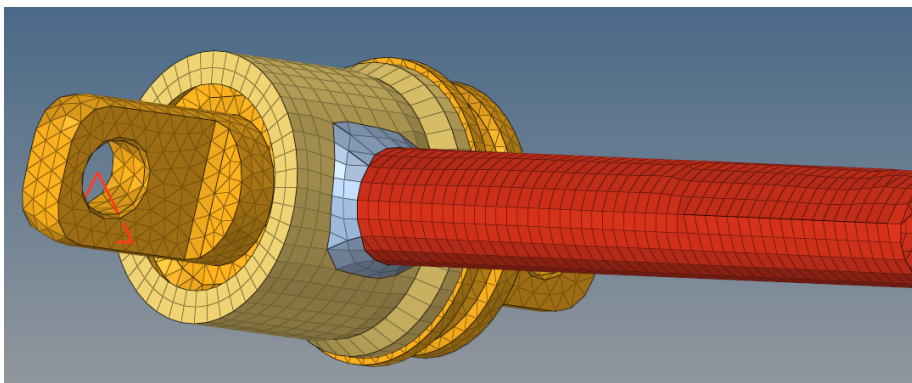


Figura 2.15: Esempio di un componente relativo ad un generico modello con una saldatura realizzata mediante un cordone di elementi (evidenziata in azzurro).

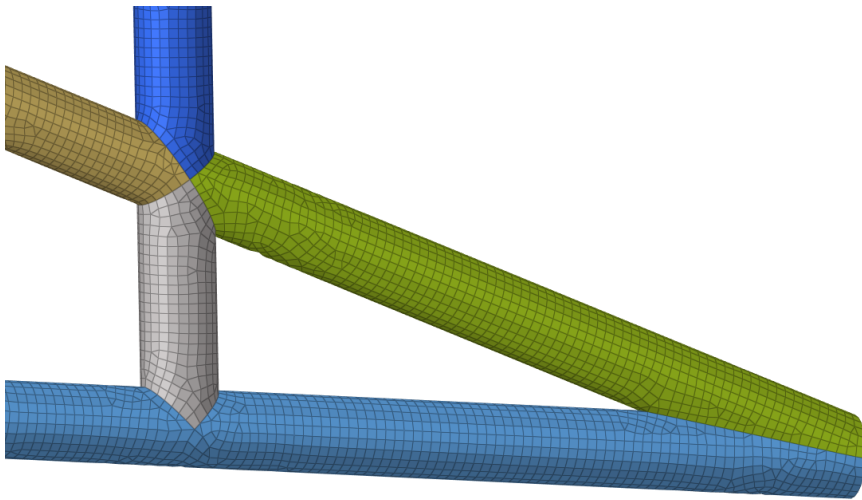


Figura 2.16: *Dettaglio di alcune saldature realizzate nel modello tramite connessione nodale.*

- Per le viti e i fori che le ospitano si è optato per la seguente modellazione:
 - **Fori** → tutti i punti sul profilo del foro sono stati considerati nodi slave collegati ad un master generato automaticamente dal software. Questa tecnica di semplificazione del modello è molto utilizzata in ambito FEM e permette di avere un unico punto di riferimento per ogni nodo (il master) a cui è associato il comportamento dei nodi secondari (slave).

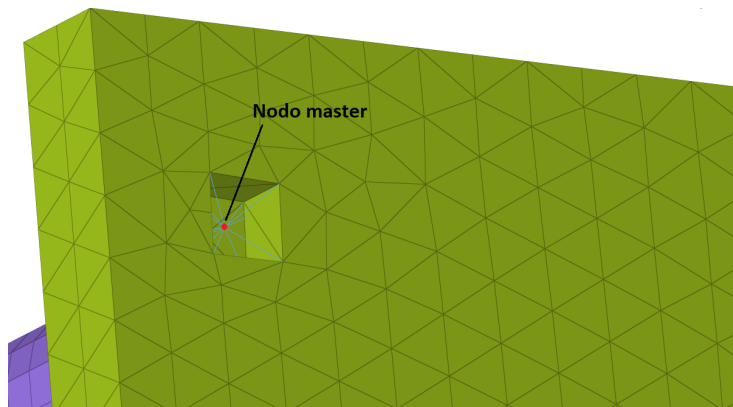


Figura 2.17: *Esempio di foro cieco realizzato con un rigid body.*

- **Viti** → sono state modellate come elementi *Spring* collegando le due estremità ad un nodo slave del foro e imponendo una rigidità molto

elevata, dal momento che non si intende valutare la resistenza delle viti ma di tutto il resto del telaio. Questa scelta semplificativa permette di ottenere un buon grado di approssimazione e di poter valutare in fase di post-processing le forze a cui sono soggette le viti. Volendo infatti ricavare informazioni utili per il dimensionamento degli inserti nella monoscocca questo tipo di modellazione è fondamentale per la valutazione degli sforzi a cui gli elementi di giunzione sono sottoposti.

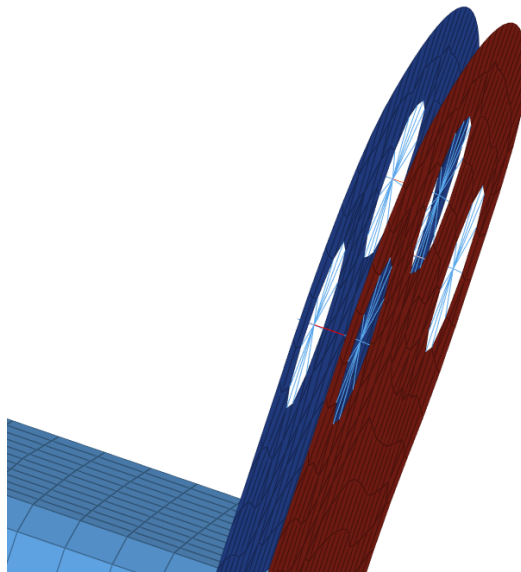


Figura 2.18: *Dettaglio di piastre connesse tramite viti. In figura si possono notare i fori, schematizzati con dei rigid body come descritto in precedenza (evidenziati in azzurro), ai quali sono collegati elementi spring che rappresentano le viti (in rosso).*

- Ad eccezione del supporto dei longheroni l'intero telaio è stato modellato con **elementi bidimensionali** di tipo *Shell*, dal momento che gli spessori in gioco sono notevolmente inferiori rispetto alle dimensioni principali dei componenti. Questa scelta comporta la definizione di una superficie media costituita da un'unica fila di elementi, alla quale viene assegnato uno spessore. Così facendo si ottiene un modello costituito da un numero di elementi notevolmente ridotto, permettendo un alleggerimento sostanziale delle simulazioni e di conseguenza una riduzione dei tempi di calcolo.

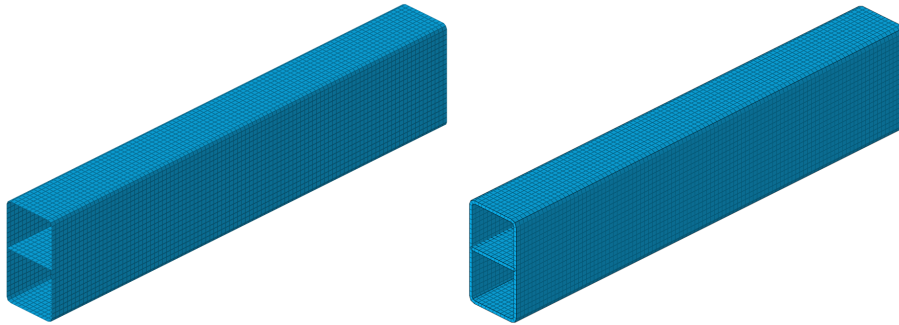


Figura 2.19: *Elemento scatolato realizzato con elementi shell: a sinistra la visualizzazione predefinita, che riporta unicamente la superficie media, a destra è possibile visualizzare lo spessore assegnato abilitando la visualizzazione "By thickness".*

- Per quanto riguarda il supporto dei longheroni, essendo un componente particolarmente massivo, si fa riferimento ad **elementi tridimensionali** di tipo *tetra*. Per realizzare un modello di questo tipo si parte da una mesh superficiale, alla quale viene associata una mesh di volume, realizzata in un secondo momento. Come ultimo step si elimina la mesh di superficie, che risulta ridondante ai fini dei calcoli.

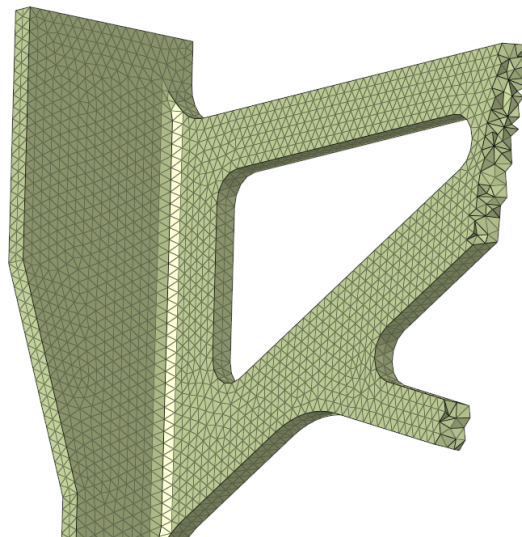


Figura 2.20: *Sezione del supporto dei longheroni realizzato con elementi tridimensionali: come si può notare il componente risulta dotato intrinsecamente di uno spessore occupato per intero da elementi tetra.*

- La simulazione di impatto per la validazione della crash box è stata eseguita attraverso l'utilizzo di una barriera rigida con overlap del 40%. Questo tipo di test è molto gravoso, in quanto l'intera energia sprigionata durante l'impatto viene scaricata su una piccola porzione dell'intero veicolo e, ancor peggio, su un'unica crash box.

La definizione della barriera contro cui avviene l'impatto è stata perfezionata nel corso delle varie iterazioni. Inizialmente è stata utilizzata la funzione di *Hypercrash* che prevede di definire un **rigid wall** di dimensioni assegnate. Si ottiene pertanto una superficie infinitamente rigida creata dal software, in grado di non deformarsi in seguito all'urto e che permette, in fase di post processing, la valutazione delle forze scambiate al contatto. Dopo alcune simulazioni si è tuttavia notata un'anomalia del modello: in corrispondenza del punto di flessione del bumper avveniva una sorta di sovrapposizione tra l'elemento in questione e il muro. Non essendo in grado di determinare se l'anomalia appena citata fosse solamente un'imperfezione grafica o intaccasse la qualità dei risultati, si è optato per una soluzione alternativa.

In particolare il rigid wall è stato sostituito con una superficie costituita da elementi bidimensionali, ai quali è stato assegnato un rigid body: così facendo si è ottenuta comunque una barriera infinitamente rigida, ma il problema relativo alla compenetrazione del bumper è stato corretto.

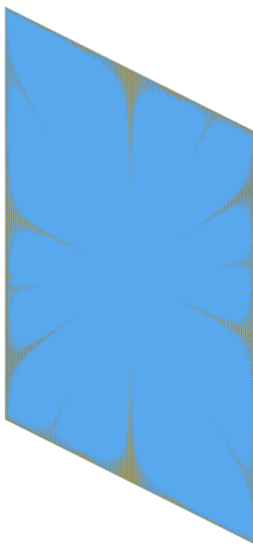


Figura 2.21: *Barriera rigida realizzata con elementi bidimensionali a cui viene associato un rigid body.*

- Un'ulteriore step fondamentale per una corretta simulazione di crash è l'implementazione del **self contact**: questo strumento consiste nell'assegnazione di un contatto di **tipo 7**, impostando contemporaneamente come *master* e *slave* dapprima il telaio che impatterà contro la barriera e poi la barriera stessa. Rimuovendo un elemento del telaio dal self contact si avrebbe un attraversamento dell'ostacolo senza percepire alcun impatto. Risulta pertanto di fondamentale importanza che ogni elemento di cui si vuole valutare la risposta all'urto sia incluso nel contatto.
- Per poter valutare correttamente le forze trasmesse durante l'impatto e di conseguenza il comportamento dei singoli componenti si è resa necessaria l'aggiunta di numerose **sezioni** collocate in punti strategici. In fase di post-processing risulta pertanto possibile valutare più nel dettaglio zone critiche e di interesse che si vogliono approfondire durante la trattazione.

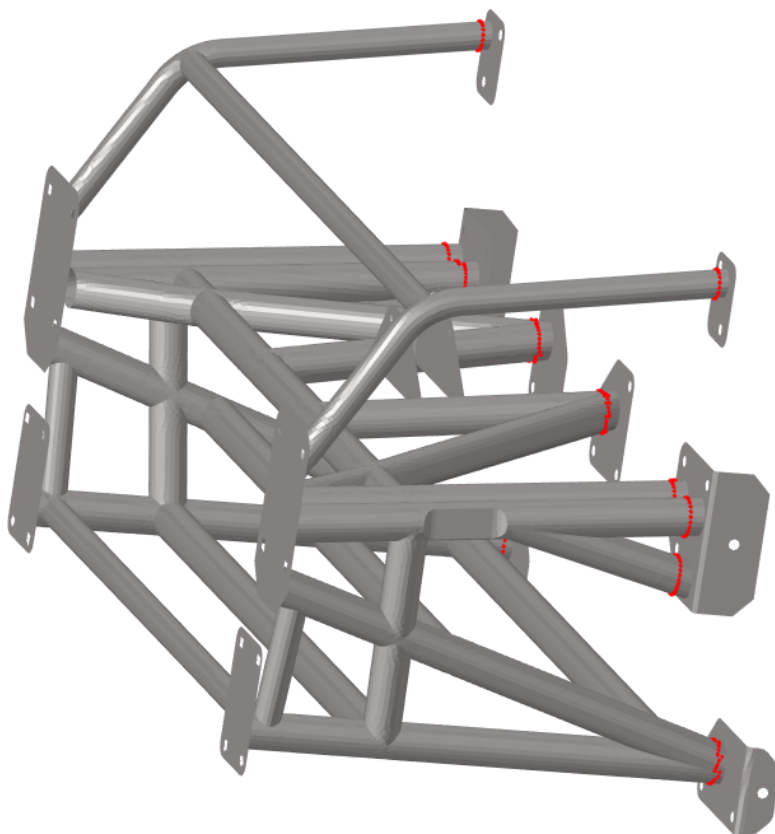


Figura 2.22: Alcune sezioni (evidenziate in rosso) in corrispondenza dei tubolari.

- In ultima istanza, per completare il modello, è necessario assegnare le condizioni al contorno. In particolare viene aggiunto l'effetto della **gravità** per rendere più stabile e realistica la simulazione e assegnata una **velocità iniziale** pari a 15 km/h.

Capitolo 3

Analisi del sistema crash box - telaio e ottimizzazione telaio

Avendo ottenuto risultati soddisfacenti per quanto riguarda la fase di caratterizzazione della crash box si passa ora all'inserimento di questo componente nel modello completo. Si vuole valutare se il comportamento ritenuto valido ricorrendo ad un'analisi semplificata rimane soddisfacente anche in seguito all'implementazione nel telaio.

A tal proposito va sottolineato come siano emerse alcune criticità progettuali, che vanno in netto contrasto con gli scopi della seguente trattazione, ovvero salvaguardare l'integrità strutturale a bassa velocità e la sicurezza degli occupanti ad alta. Si ritiene pertanto necessaria l'introduzione di alcune modifiche, che rientrano nel quadro delle proposte al cliente.

Qui di seguito verrà esposto l'iter progettuale seguito e le conclusioni a cui si è giunti. Ovviamente la fase di ottimizzazione del telaio riguarda criticità preesistenti: non si vuole assolutamente adeguare il telaio alla crash box, bensì il contrario. Alcuni problemi emersi durante le prime analisi minano tuttavia la resistenza all'urto dell'intero sistema e vanno trattati nel modo opportuno per poter effettuare una corretta valutazione di risposta al crash.

3.1 Integrazione della crash box nel modello del telaio

3.1.1 Modifiche preliminari

Il primo step relativo all'inserimento della crash box nell'intero modello riguarda la valutazione degli ingombri e della lunghezza che si ha a disposizione per la

dissipazione dell'energia sviluppata durante l'urto. Come già evidenziato in precedenza si è deciso di sfruttare l'intero spazio disponibile in corrispondenza dei supporti dei longheroni per aumentare la sezione dei longheroni stessi e dunque della crash box. Questa scelta progettuale fa sì che non sia più possibile un aumento di sezione, pertanto l'energia può essere dissipata solo attraverso un aumento della lunghezza. A tal proposito è opportuno sottolineare come i vincoli progettuali siano rispettati, rientrando nei 220 mm massimi disponibili. Durante una prima analisi degli ingombri si è tuttavia notato come gli elementi di collegamento tra bumper superiore e longheroni presentino una dimensione tale da non permettere il corretto impaccamento della crash box e dunque il totale assorbimento dell'energia sviluppata. Parallelamente non è nemmeno possibile accorciare la crash box, dal momento che la lunghezza minima teorica è pari a 185 mm, mentre quella effettiva è 200 mm.

L'unica opzione disponibile risulta pertanto l'accorciamento degli elementi di collegamento del bumper superiore. Oltre a questa modifica anche il bumper è stato rivisto, aumentandone la superficie ma riducendo lo spessore. Questo permette, in caso di urto, una migliore distribuzione delle forze in gioco. Sarà tuttavia compito dei risultati ottenuti in seguito alle simulazioni in alta velocità confermare o smentire la validità di questa scelta progettuale.

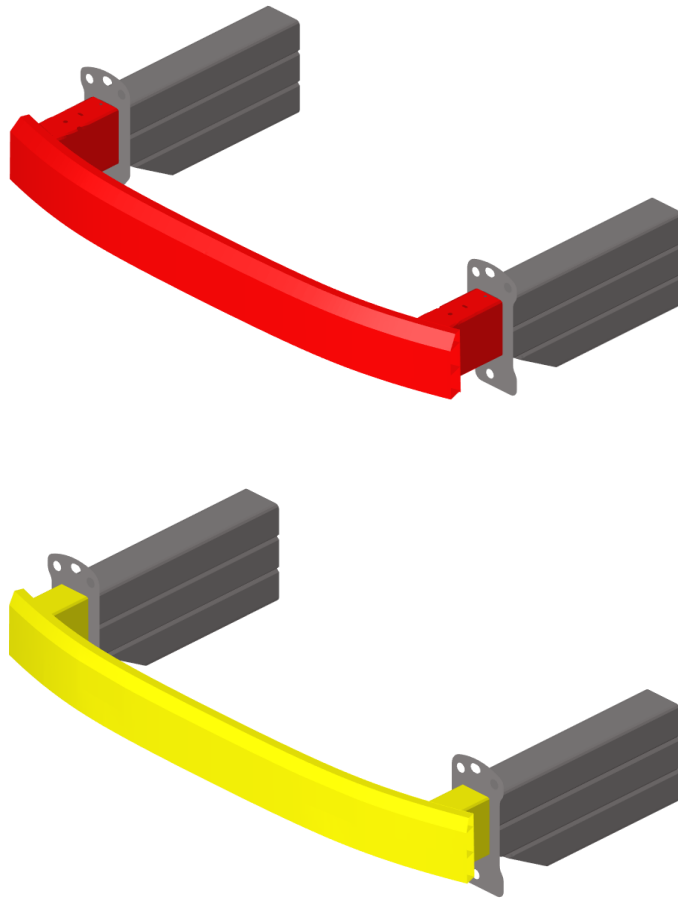


Figura 3.1: *In alto il sistema originario bumper con collegamento ai longheroni e in basso quello modificato.*

L'accorciamento complessivo degli elementi evidenziati permette dunque un corretto impaccamento della crash box, rispettando gli ingombri necessari al montaggio di ulteriori componenti non riportati in figura.

Durante l'impatto ai 15 km/h l'unico elemento che deve intervenire è l'insieme costituito da crash box e bumper inferiore. La parte soprastante del telaio deve rimanere inalterata e non urtare il muro, altrimenti si intaccherebbero ulteriori elementi del veicolo, con un aumento esponenziale dei costi di riparazione. La validità della soluzione proposta andrà pertanto valutata durante la simulazione ad alta velocità: in quel caso infatti si potrà osservare il comportamento del bumper e dei supporti che lo collegano al resto del veicolo, in quanto l'intero telaio impatterà contro la barriera. Con questa prima modifica viene garantito il mantenimento della forza trasmessa sotto i 100 kN, potendo dunque passare ad un'analisi più completa relativa al comportamento complessivo del telaio in seguito all'urto.

3.1.2 Realizzazione del bumper inferiore

Le immagini proposte nelle prime pagine di questa trattazione riportano il telaio in forma semplificata, così come è stato fornito dal cliente. Un elemento realizzato in modo del tutto schematico è sicuramente il bumper inferiore, che evidenzia unicamente gli ingombri di massima, senza avere una forma realistica. Il primo obiettivo risulta pertanto la definizione di un bumper che possa essere montato insieme alla crash box e che contribuisca anch'esso ad una miglior risposta del veicolo in caso di urto.

Nella definizione di questo elemento si è cercato di mantenere quanto più possibile un'omogeneità con il bumper superiore: materiali e spessori sono identici, tuttavia si è ritenuta opportuna una modifica della forma.

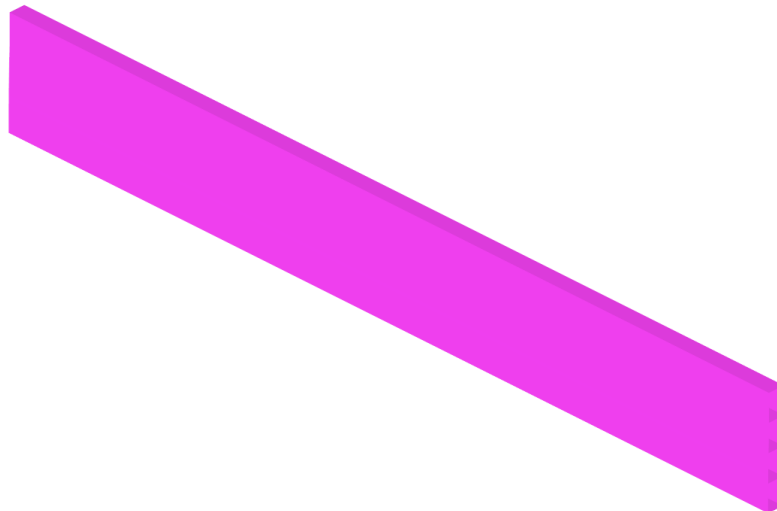


Figura 3.2: *Bumper inferiore.*

Come si nota in figura il bumper inferiore è stato realizzato senza mantenere la curvatura che ha quello superiore. Questa scelta progettuale deriva dal fatto che, in fase di simulazione, si è notato un comportamento notevolmente asimmetrico e sbilanciato in caso di urto con overlap del 40%. Mantenere un profilo dritto permette infatti di aiutare la crash box a mantenere un corretto impaccamento senza flettersi in seguito ad un'instabilità di punta.

I setti interni sono stati collocati opportunamente in modo da garantire una corretta deformazione del sistema. Inserirne troppi irrigidisce notevolmente il bumper e fa sì che la crash box non intervenga come dovrebbe. Parallelamente inserirne pochi comporta uno scarso sostegno strutturale, che pregiudica la capacità del bumper di favorire l'assorbimento di energia.

In seguito ad alcuni processi iterativi sono stati determinati il numero ottimale di setti da collocare e la loro posizione, in modo da garantire la migliore risposta all'urto.

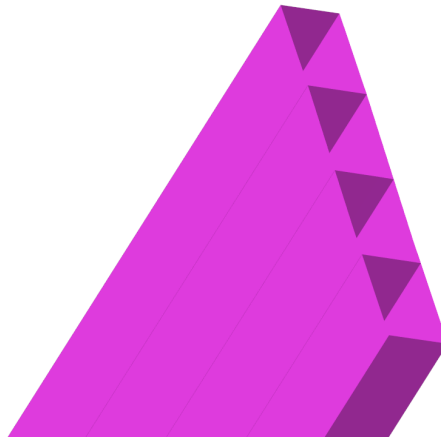


Figura 3.3: *Dettaglio sui setti inseriti nel bumper inferiore.*

3.1.3 Integrazione della crash box

L'ultimo step necessario alla realizzazione di un modello di primo tentativo riguarda la modalità di inserimento della crash box all'interno del telaio. Il sistema costituito da bumper, crash box e longheroni deve infatti essere modulare e permettere una facile sostituzione dei componenti danneggiati.

La soluzione presa in esame prevede un unico componente per quanto riguarda bumper e crash box, a loro volta collegati ai longheroni tramite piastre.



Figura 3.4: Una delle quattro piastre di fissaggio della crash box ai longheroni.

La piastra riportata in figura è rettangolare ha uno spessore di 5 mm. La forma dei fori è molto irregolare, ma serve unicamente a ospitare un rigido a cui a sua volta verrà collegata una vite modellata come *Spring*, pertanto non si cerca di riprodurre in modo fedele il foro reale.

Le piastre, in totale 4, presentano una sezione trasversale leggermente maggiore rispetto a quella dei longheroni, quel tanto che basta per permettere la presenza di fori e un corretto montaggio. Si ha infatti una piastra collegata alla crash box, l'altra ai longheroni e le due vengono unite tra loro tramite delle viti. In caso di urto a bassa velocità sarà pertanto necessario sostituire il bumper danneggiato e la crash box collegata alla piastra. L'altra piastra rimane invece fissata al telaio senza aver subito danni. All'interno del modello le viti sono state realizzate tramite elementi *Spring*, come anticipato in precedenza, mentre i collegamenti bumper-crash box, crash box-piastra e piastra-longheroni sono stati schematizzati con un contatto di tipo 2.

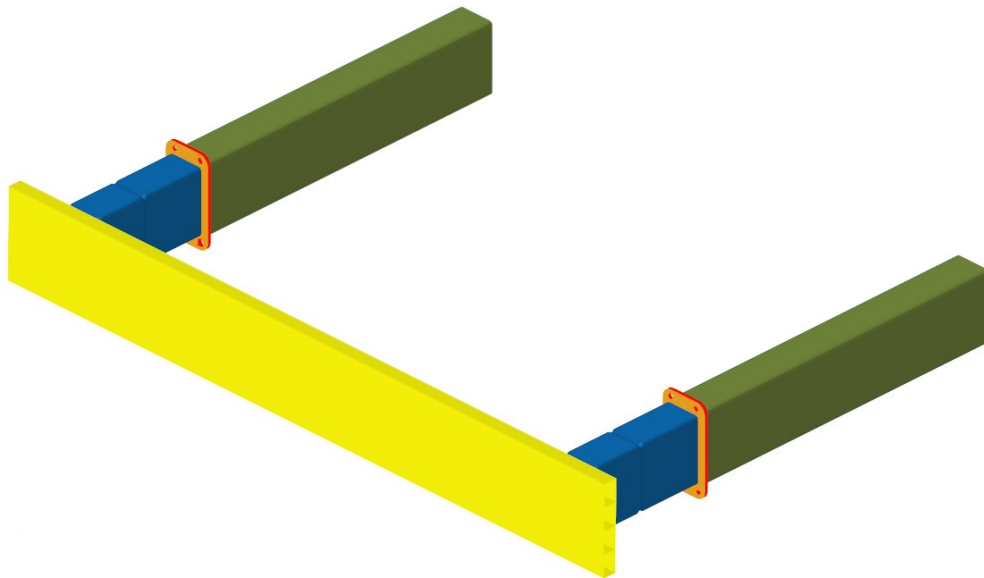


Figura 3.5: *Crash management system inferiore: bumper, crash box, piastre di collegamento e longheroni.*

3.1.4 Definizione degli spessori dei tubolari

Come accennato precedentemente la realizzazione del modello in esame prevede anche la definizione di alcuni spessori, non riportati nel CAD. I componenti da dimensionare di maggior rilievo sono certamente i tubolari posteriori: essi sono responsabili della redistribuzione delle forze in seguito all'urto, ma fungono anche da collegamento tra la monoscocca (attraverso piastre avvitate) e i longheroni. Per quanto riguarda il dimensionamento preliminare si è deciso di mantenere inalterato il modello fornito dal cliente, non agendo sulle sezioni dei tubi ma solo sugli spessori.

Il processo logico seguito è iterativo: è stata eseguita una simulazione con un modello di primo tentativo, mantenendo lo spessore intorno ai 3mm. I risultati ottenuti hanno mostrato notevoli criticità per quanto riguarda la presenza di sforzi plastici (aspetto che verrà approfondito successivamente), rendendo necessario un aumento di spessore. Per quanto riguarda le simulazioni successive si è quindi preso come riferimento lo spessore di alcuni tubolari in alluminio disponibili in commercio.

Diametro × Spessore (mm)	Peso teorico (kg/m)
20×1,5	0,235
20×2	0,306
20×3	0,433
20×5	0,536
22×2	0,337
23×3	0,509
24×1,5	0,286
25×1,5	0,298
25×2	0,390
25×2,5	0,478
25×3	0,559

Figura 3.6: *Tabella di riferimento per la scelta dei tubolari, in rosso è evidenziata la misura selezionata nel caso in esame.*

Facendo riferimento alla tabella riportata in figura si è scelto di adottare uno spessore di 5 mm per un tubo di circa 20 mm di diametro, dal momento che per questa misura non vengono prodotti tubi più spessi. Questa scelta progettuale non garantisce comunque l'assenza di sforzi plastici nel tubolare, evidenziando la necessità di una vera e propria ottimizzazione che vada aldilà di un semplice aumento di spessore.

Nonostante questa prima criticità l'intero sistema è considerato completo, con la definizione di bumper, crash box e piastre di collegamento: si può pertanto passare alla simulazione a bassa velocità.

Lo schema del modello, in cui vengono evidenziati gli elementi rigidi risulta pertanto il seguente:

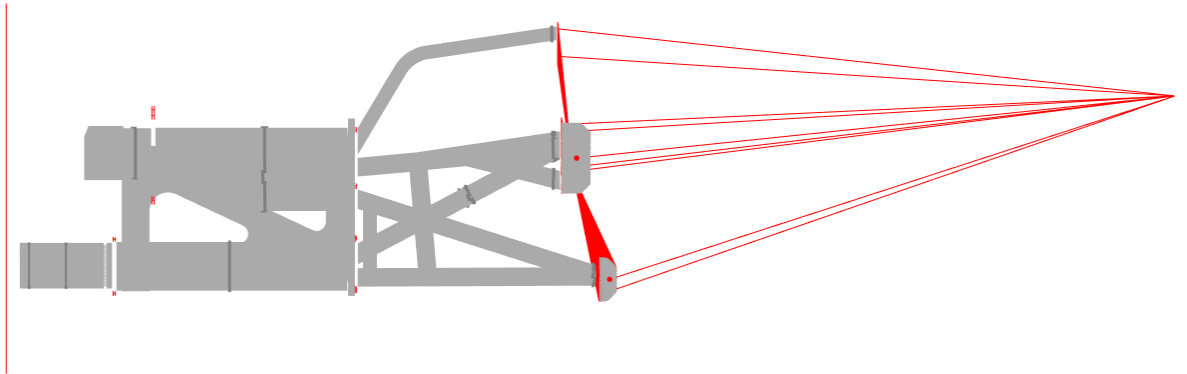


Figura 3.7: *Schema del modello completo, con barriera rigida e rigid body.*

3.2 Urto a bassa velocità: 15 km/h

Una volta che il modello è stato corretto e la crash box opportunamente installata si può passare alla fase di simulazione, raccolta dati e post-processing. In particolare si vuole valutare il comportamento del telaio in seguito ad un urto a bassa velocità contro una barriera rigida, con overlap del 40%. Questo tipo di verifica è molto gravosa, in quanto sollecita il telaio in modo asimmetrico, permettendo di evidenziare tutte le eventuali criticità. Qui di seguito vengono riassunte le condizioni al contorno e i parametri considerati nella simulazione. Alcune di queste voci sono state già trattate in modo più esaustivo nei capitoli precedenti, ma si ritiene opportuno un richiamo per una maggior chiarezza espositiva:

- la gravità viene implementata in fase di preprocessing;
- la massa totale viene in parte concentrata in un punto in corrispondenza del centro di massa del veicolo (1100 kg) e in parte distribuita sul telaio anteriore (350 kg) per tenere conto di ulteriori componenti collocati in questa zona;
- il telaio è realizzato in TL116C24T6 e ha una massa propria di 50 kg;
- viene imposta una velocità iniziale pari a 4.17 m/s (ovvero 15 km/h);
- l'urto avviene contro una barriera rigida con overlap del 40% realizzata tramite una porzione di elementi ai quali è stato assegnato un *Rigid body*;
- la simulazione dura 100 ms;
- Il timestep è pari a 5×10^{-4} ms;

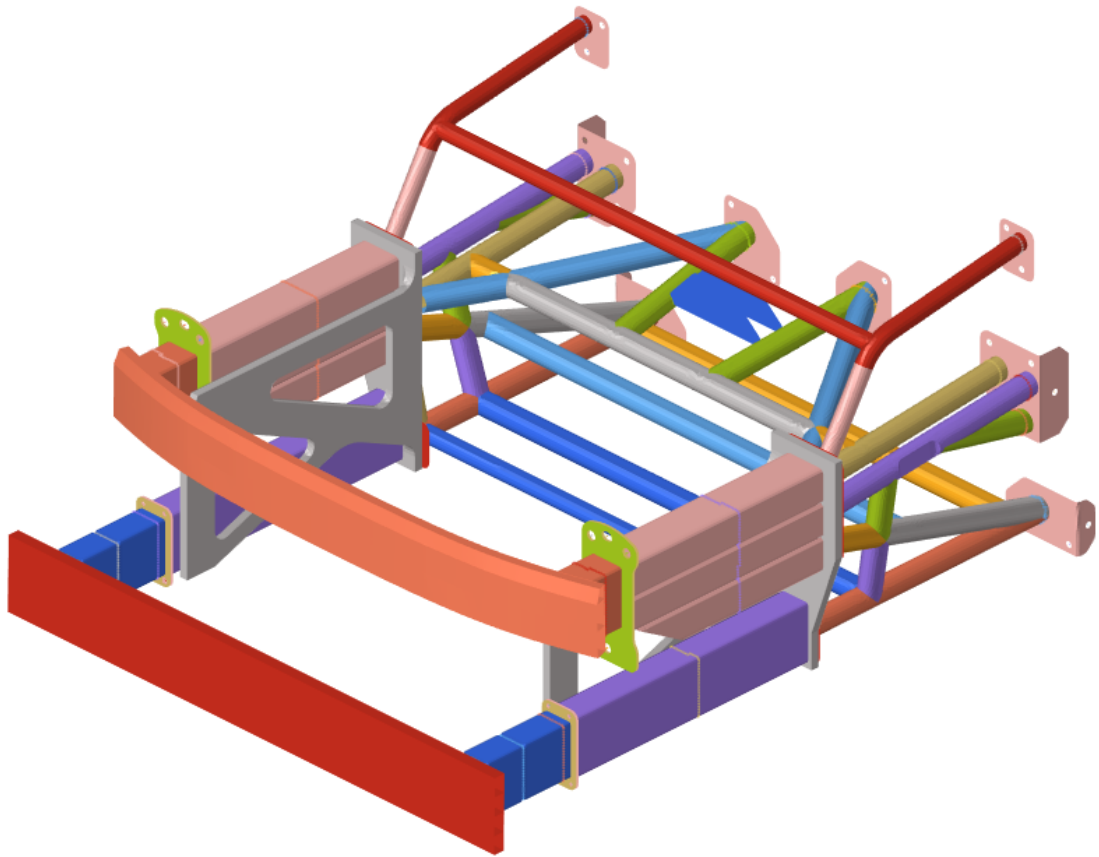


Figura 3.8: *Modello di primo tentativo con installazione della crash box e dei longheroni.*

Il modello riportato in figura viene pertanto considerato un modello di primo tentativo: in seguito al post-processing si valuteranno eventuali criticità e si agirà di conseguenza.

3.2.1 Analisi dei risultati numerici

Non appena viene eseguita la simulazione è necessario soffermarsi sulla lettura di alcuni parametri riportati a video.

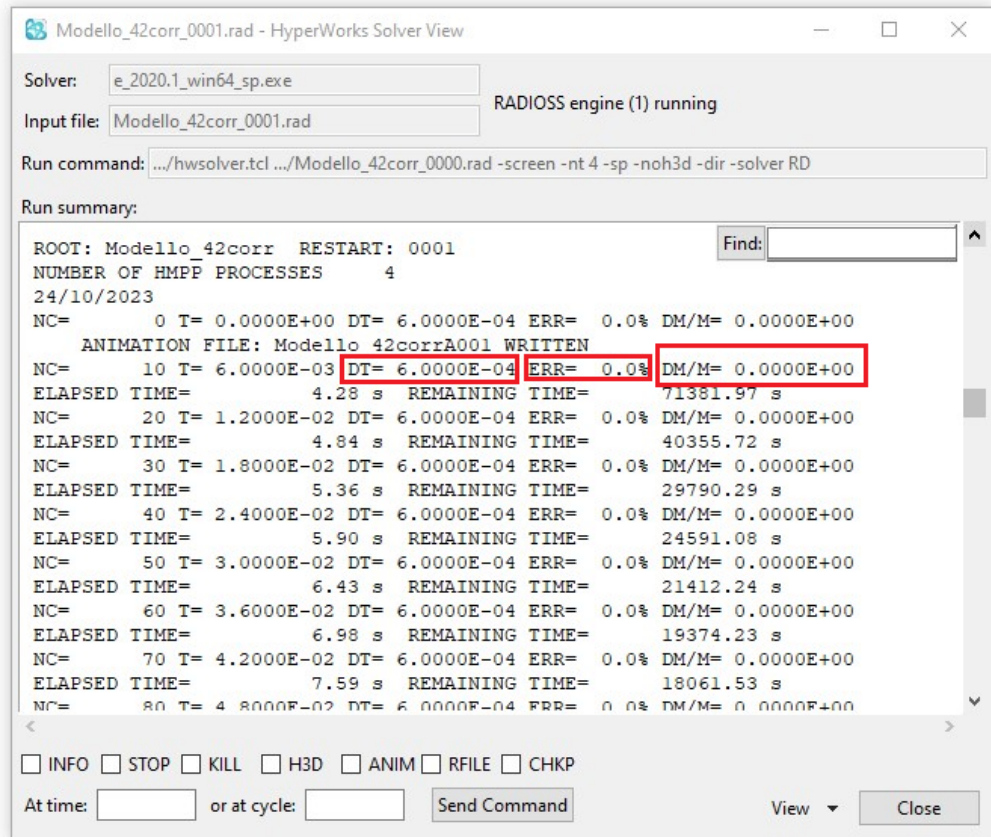


Figura 3.9: Risultati mostrati dal solver durante la simulazione.

- **Time step (DT)** → corrisponde al valore impostato in fase di preprocessing e indica il corretto procedere dei calcoli. Si può avere una leggera differenza tra due valori consecutivi, tuttavia non si deve riscontrare un brusco calo. In quel caso infatti si dovrebbe procedere ad un controllo di forma, dimensione e materiale degli elementi della mesh, dal momento che probabilmente il calcolo preliminare (descritto nel capitolo 2.4.2) è stato svolto in maniera errata.
- **Energy error (ERR)** → è espresso come errore percentuale e tiene conto di tutti i contributi energetici nel modello (energia cinetica traslazionale e rotazionale, energia interna e lavoro interno ed esterno). Se si ottiene un valore negativo significa che c'è qualche dissipazione di

energia da correggere, ad esempio dovuta ad un'errata impostazione dei contatti. Al contrario, se l'errore è positivo, si ha una qualche fonte di generazione di energia che va identificata ed eliminata. Condizioni cinematiche incompatibili (ad esempio un nodo che è contemporaneamente master e slave) possono portare a problemi di questo tipo. Infine, se l'errore raggiunge un valore pari a $\pm 99\%$ significa che il calcolo sta divergendo, ad eccezione dei primi cicli di simulazione in cui l'energia iniziale del sistema è nulla e dunque c'è un bilancio energetico falsato (pertanto è ammesso un grande errore relativo).

- **Mass error (DM/M)** → il software aggiunge una certa quota di massa in corrispondenza di alcuni nodi per permettere la corretta esecuzione dei calcoli. L'errore di massa indica a quanto ammonta questo valore in termini percentuali. La quota limite dovrebbe rimanere al di sotto del 5%, in caso contrario si deve effettuare un controllo sui nodi coinvolti dall'aggiunta di massa. Un errore di questo tipo potrebbe essere causato dalla scelta di un time step troppo elevato, da una scorretta definizione di materiali e proprietà, o dall'errata definizione delle interfacce di contatto.

Se la simulazione è andata a buon fine viene riportato il messaggio "**Normal termination**" e si può dunque procedere all'analisi dei risultati, entrando nella fase di postprocessing.

3.2.2 Bilancio di massa

Il parametro relativo all' *added mass* visualizzato nella finestra di dialogo durante la simulazione non è sufficiente per valutare il corretto andamento dei calcoli. Risulta infatti opportuno effettuare una valutazione del grafico di massa aggiunta a simulazione conclusa: anche in questa fase ci si vuole mantenere al di sotto del 5%, per scongiurare errori nell'impostazione del modello.

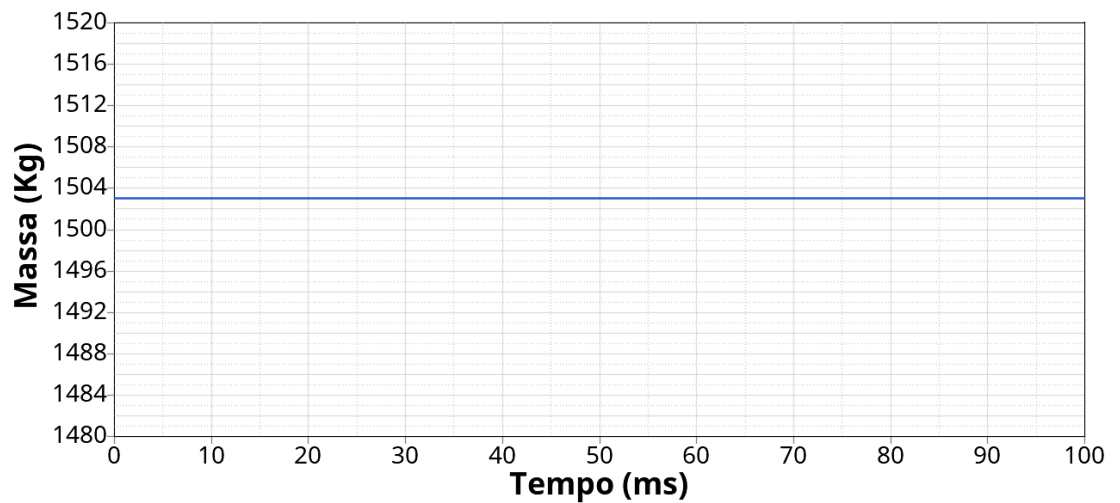


Figura 3.10: *Bilancio di massa durante il crash.*

In figura si nota un andamento più che soddisfacente per quanto riguarda la massa aggiunta: la curva in esame è infatti pressoché costante, a conferma della validità delle ipotesi effettuate in fase di preprocessing.

3.2.3 Bilancio energetico

La prima verifica in una simulazione agli elementi finiti consiste nella valutazione del bilancio energetico, che include principalmente energia cinetica, interna e totale.

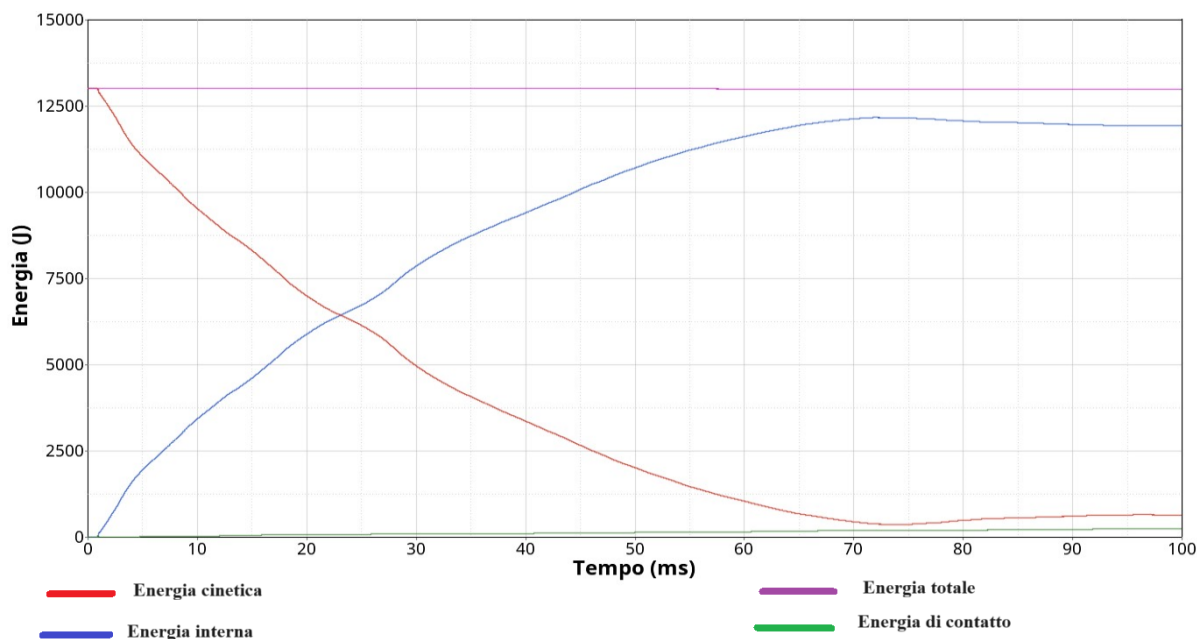


Figura 3.11: *Bilancio energetico durante il crash.*

In figura vengono riportate le curve necessarie al bilancio energetico: in rosso l'energia cinetica, in blu quella interna e in viola la totale. Un'ulteriore curva (in verde) rappresenta l'energia di contatto. È opportuno analizzare più nel dettaglio i singoli contributi:

- **Energia cinetica** → dovuta al moto del veicolo, si considera unicamente quella traslazionale dal momento che il veicolo si muove secondo un moto rettilineo. Si dissipa durante l'urto, andando a zero alla fine della simulazione, quando il veicolo si ferma.
- **Energia interna** → l'energia cinetica dissipata si trasforma in energia interna, che, al contrario di quella cinetica, aumenta man mano che la simulazione procede. Sarà dunque massima quando il veicolo è fermo e la trasformazione di energia è avvenuta completamente.
- **Energia di contatto** → è relativa all'energia che viene generata in seguito all'introduzione di contatti nel modello. È un fenomeno prettamente numerico ma va tenuto in considerazione per l'analisi della conservazione dell'energia totale. In generale l'energia di contatto non deve costituire più del 5% dell'energia totale, in caso contrario è necessario ricontrollare il modello e ricercare eventuali errori nell'impostazione dei contatti.
- **Energia totale** → somma delle varie forme di energia in gioco, deve rimanere costante per rispettare il bilancio energetico.

Nel caso in esame si nota una perfetta conservazione di energia: la curva relativa all'energia totale è pressochè costante durante l'intera simulazione. La leggera flessione nella fase finale rappresenta una deviazione numerica dovuta alla presenza dell'energia di contatto.

Per quanto riguarda energia cinetica e interna le due curve hanno un andamento coerente col fenomeno preso in esame: l'una decresce man mano che il veicolo si arresta in seguito all'urto e l'altra invece aumenta nel tempo, mantenendo costante l'energia totale.

Va inoltre sottolineata la presenza di una leggera inversione di tendenza nelle ultime fasi dell'urto: questa apparente anomalia è dovuta al fatto che negli istanti finali della simulazione è presente la fase di cosiddetto "rebound" del veicolo. Si è infatti deciso di estendere la durata dei calcoli a 100 ms, oltre la fase di crash vero e proprio, garantendo una visualizzazione più chiara del fenomeno. Il veicolo pertanto, dopo aver impattato la parete, subisce un contraccolpo e acquisisce una certa velocità in direzione opposta a quella di progressione che è la responsabile del lievissimo aumento di energia cinetica.

3.2.4 Forza trasmessa alla crash box

Nel capitolo precedente era stato riportato il grafico di forza trasmessa alla crash box relativo ad una simulazione il cui scopo principale era quello di caratterizzare il singolo componente. Come già accennato, la curva ottenuta segue un andamento che è in parte funzione della condizione di spostamento imposto.

Nel caso in esame invece, la crash box è stata installata sull'intero telaio, pertanto l'andamento della forza trasmessa a questo componente risentirà delle differenti condizioni al contorno. La simulazione non avviene più a spostamento imposto ma a velocità iniziale imposta, che ovviamente si azzererà dopo l'urto. Questo permette di visualizzare un andamento di forza più intuitivo e coerente con il fenomeno.

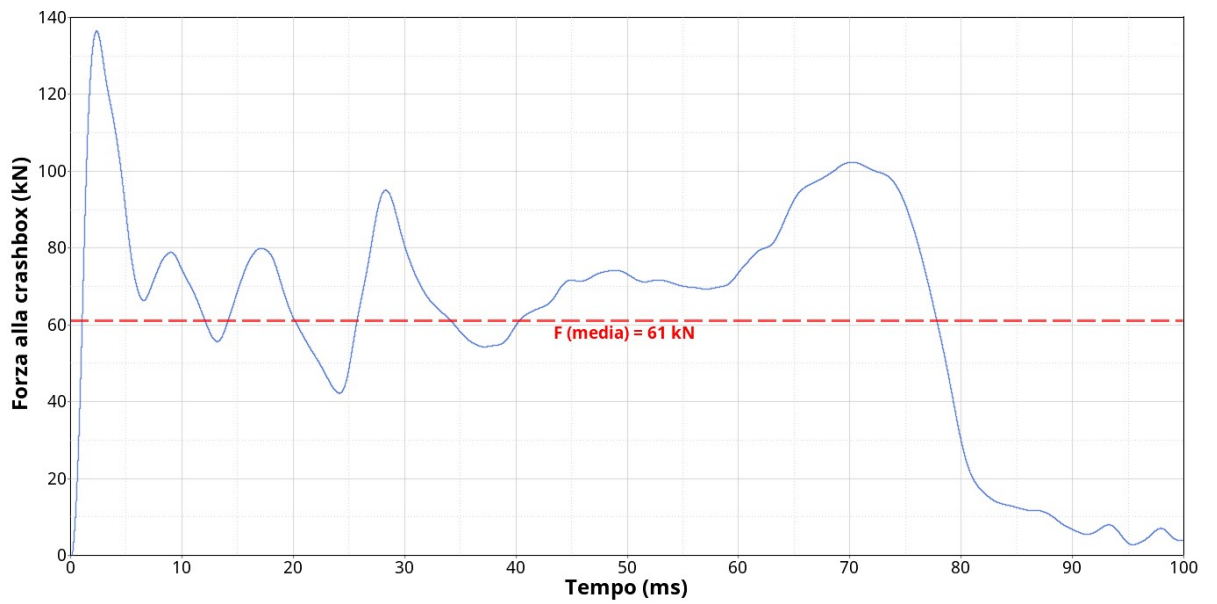


Figura 3.12: *Forza trasmessa alla crash box installata sul telaio.*

Il grafico proposto in figura permette di visualizzare la forza trasmessa alla crash box in corrispondenza di una sezione collocata nel tratto finale, in prossimità della piastra di fissaggio.

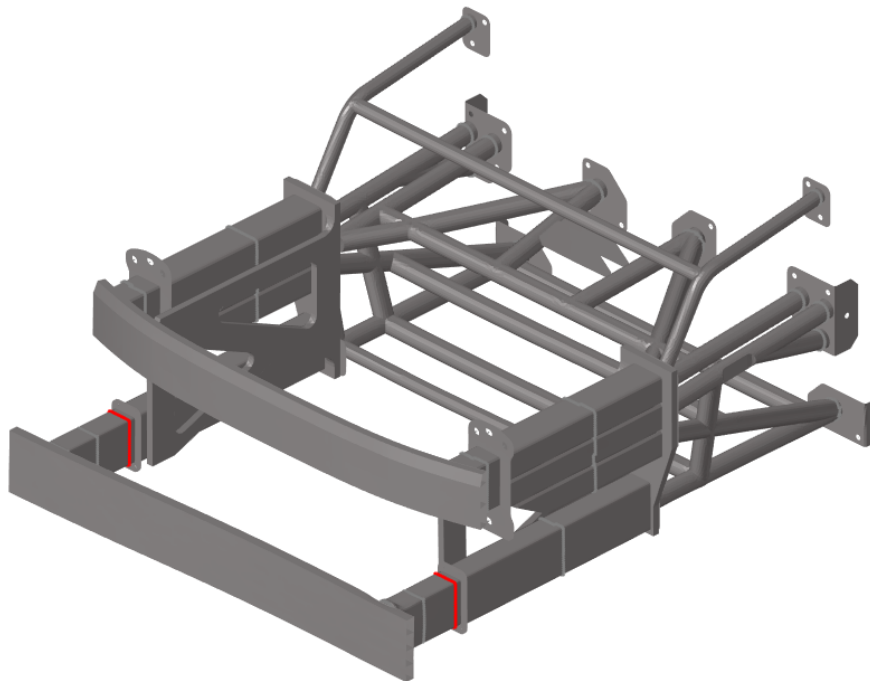


Figura 3.13: *Sezioni considerate per la valutazione della forza alla crash box.*

Dopo un picco iniziale si può apprezzare il comportamento oscillatorio che ci si aspetta durante il folding, con una media di circa 61 kN. La forza media calcolata in questo modo fornisce un risultato inferiore rispetto ai calcoli analitici e alla successiva caratterizzazione della crash box: se infatti si tagliasse il grafico all'ultimo picco, non considerando la parte di rebound, si avrebbe un valore maggiore, più in linea con le analisi preliminari e pari a circa 70 kN. A prescindere da queste considerazioni si nota come anche con la crash box installata si ottiene un valore di forza media ampiamente al di sotto dei 100 kN, confermando la validità delle scelte progettuali adottate fino ad ora.

Va infine sottolineata la presenza di un picco finale, poco prima della fase di rebound. Questa apparente anomalia è in realtà dovuta al fatto che la crash box sia quasi del tutto "impaccata" durante gli ultimi istanti dell'urto. Dal momento che l'obiettivo principale è mantenersi sotto i 100 kN di forza media si accetta il picco in questione in quanto al di sotto del valore limite. Se anche fosse stato leggermente al di sopra della soglia non avrebbe comunque costituito un problema, dal momento che in questa fase dell'analisi si valuta l'andamento medio della curva e non quello puntuale.

3.2.5 Forza trasmessa al longherone

L'analisi delle forze scambiate durante l'urto viene effettuata in fase preliminare considerando soltanto la crash box, ma non si può prescindere da un'ulteriore verifica dei componenti retrostanti da salvaguardare.

Il primo di questi è senza dubbio il longherone collegato alla piastra di giunzione, l'elemento che in assoluto riceve le sollecitazioni più gravose ed esprime in prima battuta quanta forza viene trasmessa al resto del telaio dopo l'assorbimento di energia da parte della crash box.

Qui di seguito si riporta il grafico di interesse:

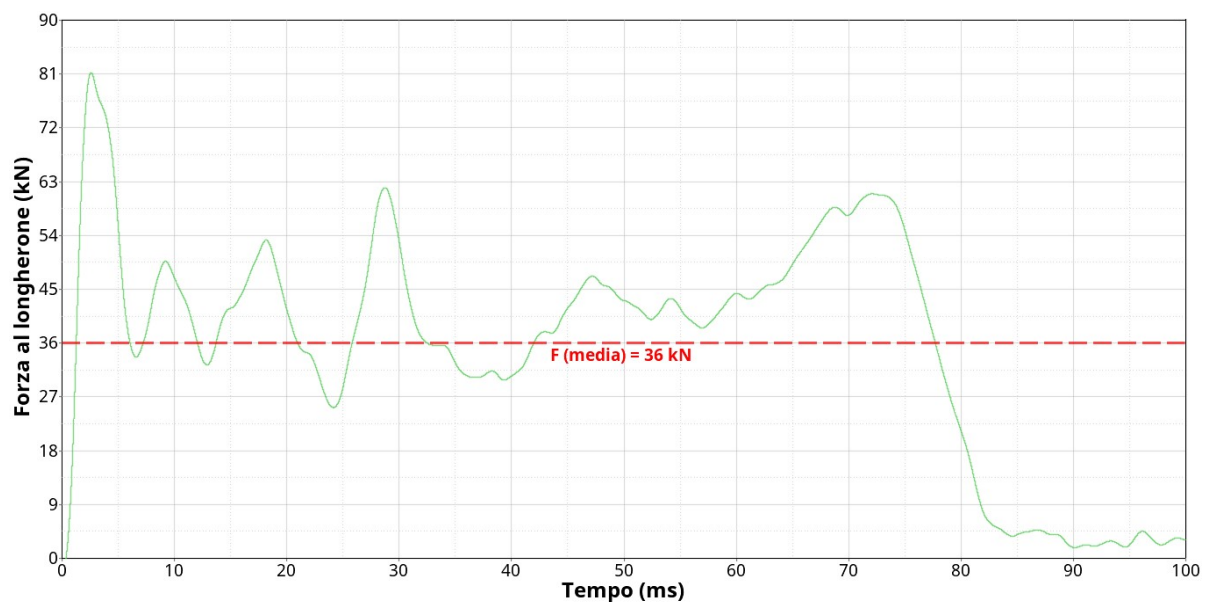


Figura 3.14: Forza trasmessa al longherone.

Come si nota l'andamento è del tutto analogo a quello riscontrato nel caso di analisi della crash box, tuttavia i valori di picco e la media di forza trasmessa sono nettamente inferiori, dal momento che la crash box assorbe gran parte dell'energia e permette di salvaguardare gli elementi retrostanti. La media rimane intorno ai 36 kN, in ogni caso ampiamente al di sotto dei 100 kN di target. Si considera pertanto soddisfacente la risposta del telaio per quanto riguarda la trasmissione di forze e si passa ad un'analisi più dettagliata del suo comportamento.

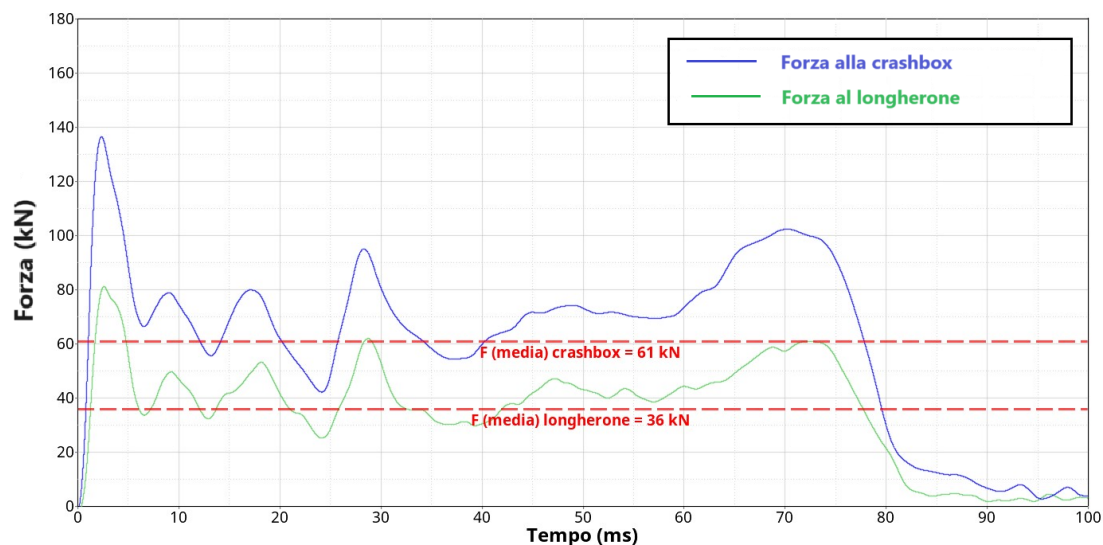


Figura 3.15: Confronto tra forza alla crash box (in blu) e al longherone (in verde).

3.3 Comportamento strutturale del telaio a bassa velocità

Nonostante il corretto dimensionamento della crash box, confermato dalle analisi relative alle forze trasmesse, si riscontrano alcune notevoli criticità per quanto riguarda il comportamento del telaio durante l'urto. Il seguente capitolo è un approfondimento sui problemi più stringenti, che verranno affrontati successivamente. Le pagine seguenti esulano infatti dal progetto della crash box in sé, per spaziare su un'ottimizzazione generale del telaio, che permetta di garantire il soddisfacimento dei requisiti richiesti.

3.3.1 Criticità nella risposta all'urto asimmetrico

Come ribadito più volte il crash test a bassa velocità viene simulato ricorrendo ad una barriera rigida con un overlap del 40%. Questo vincolo progettuale, frutto della normativa di cui si è discusso nel capitolo 1.3, introduce una forte asimmetria nel modello. Il telaio deve pertanto essere in grado di mostrare una corretta distribuzione di carichi e sforzi, anche in seguito ad una sollecitazione fortemente sbilanciata.

Analizzando la dinamica di crash si riscontra immediatamente un forte squilibrio nella risposta all'impatto. Più nel dettaglio i tubolari posteriori, sono soggetti ad un eccessivo moto e presentano valori di spostamento molto elevati.

Questo comportamento è certamente dovuto ad un'insufficiente rigidità torsionale del telaio, causata dall'assenza di elementi trasversali di sostegno.

3.3.2 Analisi delle plasticizzazioni nel traliccio

Il secondo aspetto di criticità riscontrato nel telaio riguarda invece la distribuzione degli sforzi nei tubolari. Analizzando la struttura si nota immediatamente come essa sia realizzata in modo tale da non poter rispondere adeguatamente ad un urto che sollecita la parte più bassa del veicolo.

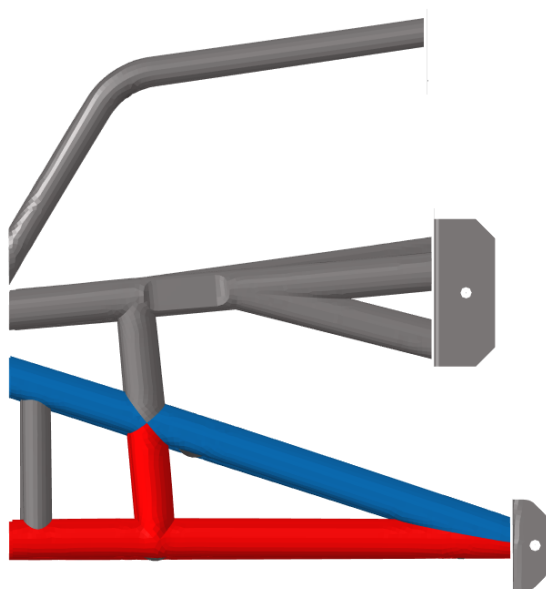


Figura 3.16: *Tubolari più sollecitati, critici per un urto proveniente dal basso.*

Come si nota in figura la geometria della struttura risulta adeguata a ricevere sforzi unicamente provenienti dal bumper superiore. Nel caso di urto a bassa velocità, in cui il bumper che interviene è quello inferiore (dove è installata la crash box), non si ha una corretta distribuzione delle forze e pertanto si ottiene una concentrazione degli sforzi in corrispondenza della giunzione tra i tubi evidenziati in rosso. L'elemento in blu invece è responsabile della redistribuzione degli urti provenienti dal bumper superiore: sarà pertanto necessario inserire un elemento che svolga la medesima funzione per urti dal basso.

Queste considerazioni preliminari trovano conferma in seguito all'analisi del *Plastic strain*. Il software permette infatti una visualizzazione delle deformazioni che avvengono in campo plastico. Dal momento che lo scopo della crash box è salvaguardare gli elementi retrostanti, non si ammette la presenza di sforzi (e

dunque deformazioni) plastici in nessun componente al di fuori della crash box stessa.

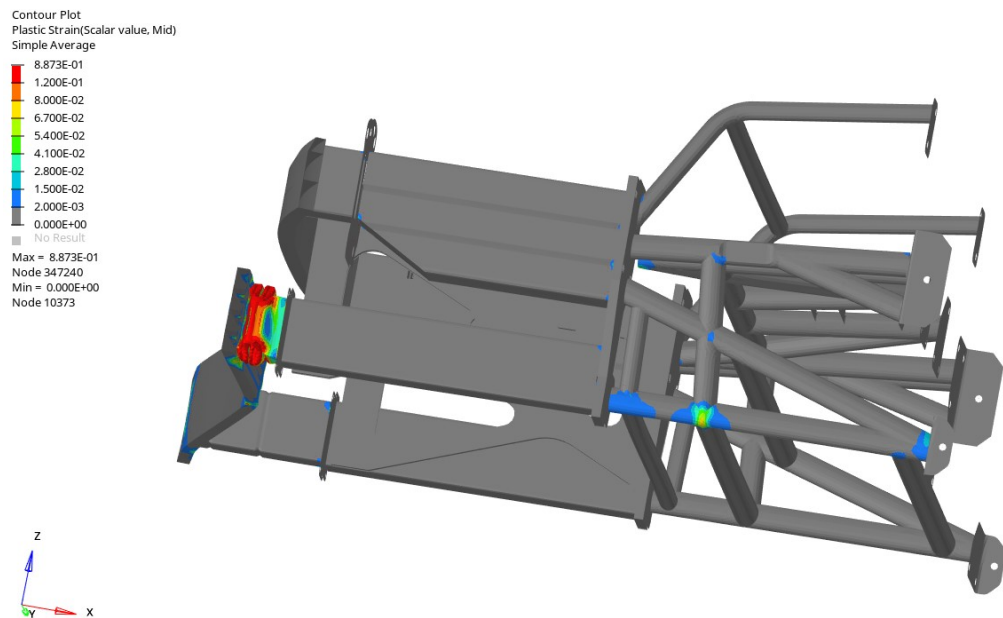


Figura 3.17: *Deformazioni plastiche nel modello al termine della simulazione.*

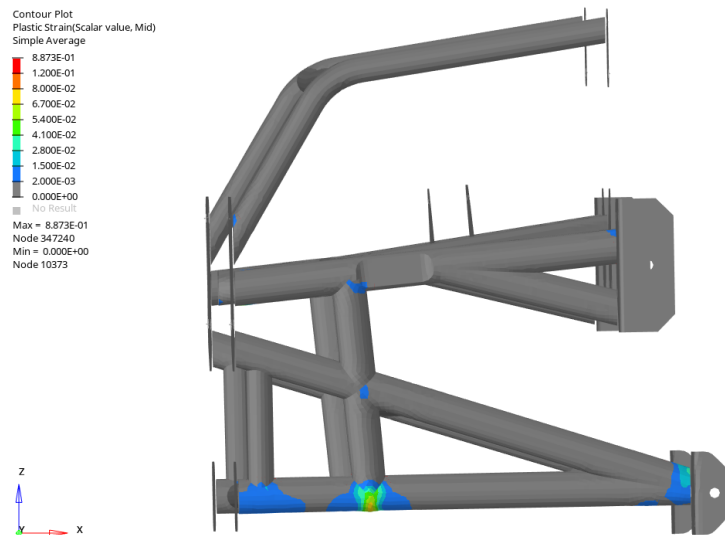


Figura 3.18: *Deformazioni plastiche nel punto più critico del telaio.*

In figura viene evidenziata la zona più critica, proprio in corrispondenza della giunzione dei tubolari, come anticipato in precedenza. Questa sezione risulta

particolarmente problematica in quanto l'intera forza proveniente dal bumper viene scaricata sul tubo orizzontale, che è così soggetto a sforzi notevoli. Risulta pertanto essenziale l'implementazione di un ulteriore rinforzo per far fronte a questa criticità.

3.4 Ottimizzazione del telaio: proposte di modifica

I problemi riscontrati richiedono un'opportuna ottimizzazione, che prescinde dal comportamento della crash box. L'oggetto del capitolo seguente rientra pertanto nel quadro delle proposte di modifica avanzate al cliente. L'urto ad alta velocità sarà analizzato esclusivamente implementando le migliorie che seguono, dal momento che si sono rivelate vitali per il soddisfacimento dei requisiti di progetto.

3.4.1 Irrigidimento torsionale del telaio

La causa della scarsa rigidità torsionale è da imputarsi all'assenza di elementi trasversali che colleghino le due estremità del telaio. A tal proposito si nota la presenza di un ampio spazio tra i longheroni adibito all'installazione di una presa d'aria. Nonostante questo vincolo progettuale si riesce a sfruttare parzialmente lo spazio disponibile aggiungendo due tubolari di rinforzo.

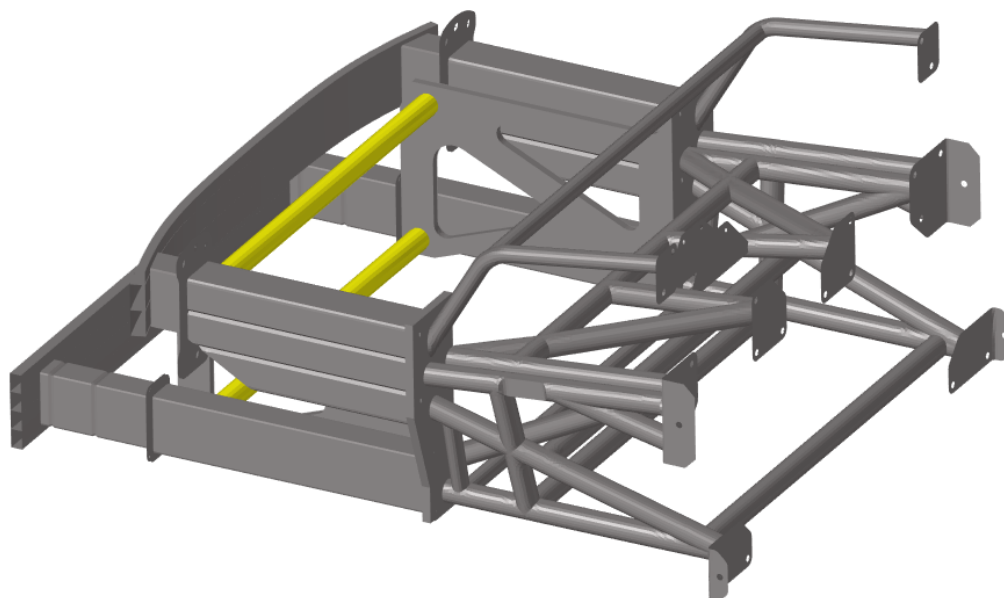


Figura 3.19: *Aggiunta dei tubolari trasversali.*

Le simulazioni successive a questa modifica mostrano un comportamento nettamente migliore dei tubolari posteriori, confermando la necessità di incrementare la rigidità del telaio.

3.4.2 Ripartizione dei carichi tra i tubolari

Per quanto riguarda il problema relativo alla presenza di sforzi plastici nei tubolari si ha una necessità stringente di intervento. La scarsa rigidità torsionale, rispetto alla criticità affrontata qui di seguito, ha infatti un impatto notevolmente ridotto sull'esito della simulazione.

Per ovviare al problema viene introdotto un ulteriore tubolare, di sezione e spessore identici a quelli degli altri elementi del telaio.

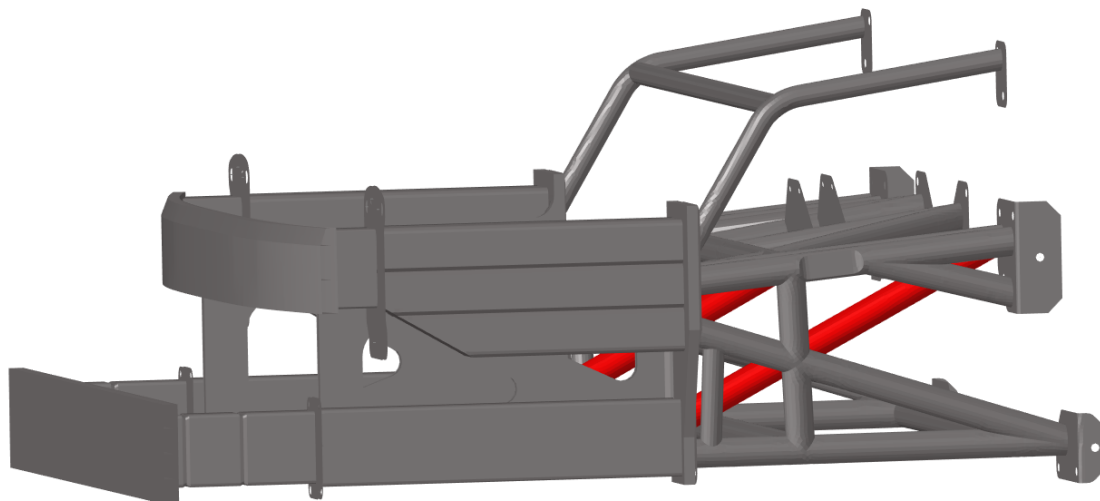


Figura 3.20: *Introduzione tubolare aggiuntivo.*

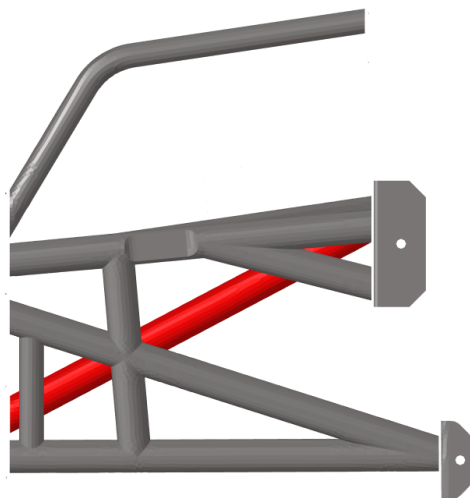


Figura 3.21: *Dettaglio tubolare aggiuntivo.*

L'elemento evidenziato in figura permette una corretta redistribuzione degli sforzi, permettendo di ricevere sollecitazioni provenienti anche dal basso senza che si abbia una concentrazione delle tensioni fino al campo plastico. Si nota come l'ottimizzazione appena descritta contribuisca ad un miglioramento generale del telaio, riducendo il *Plastic strain* anche in zone lontane dalla giunzione più critica.

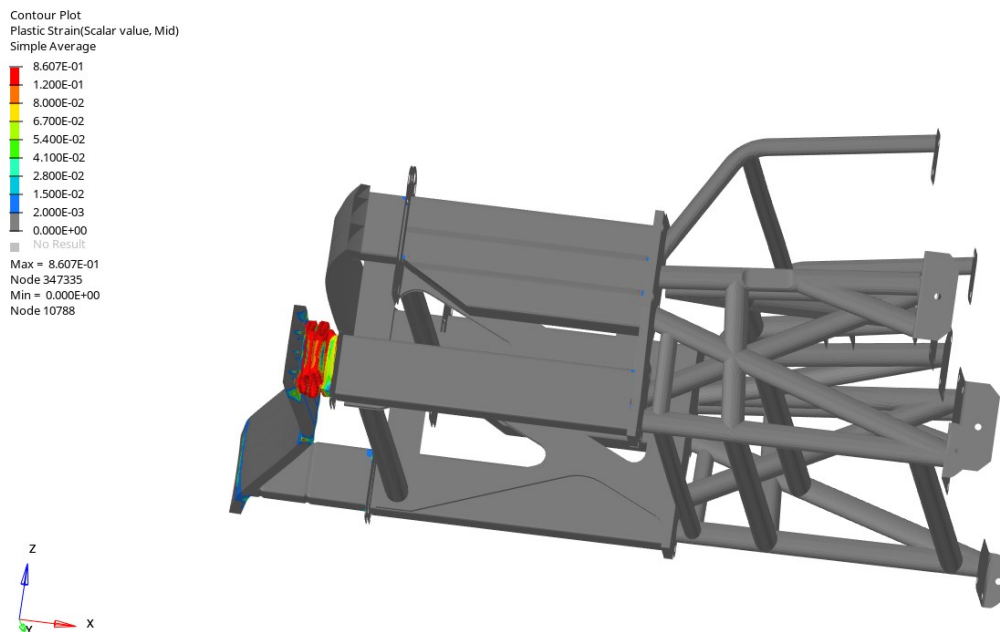


Figura 3.22: *Deformazioni plastiche nel telaio ottimizzato.*

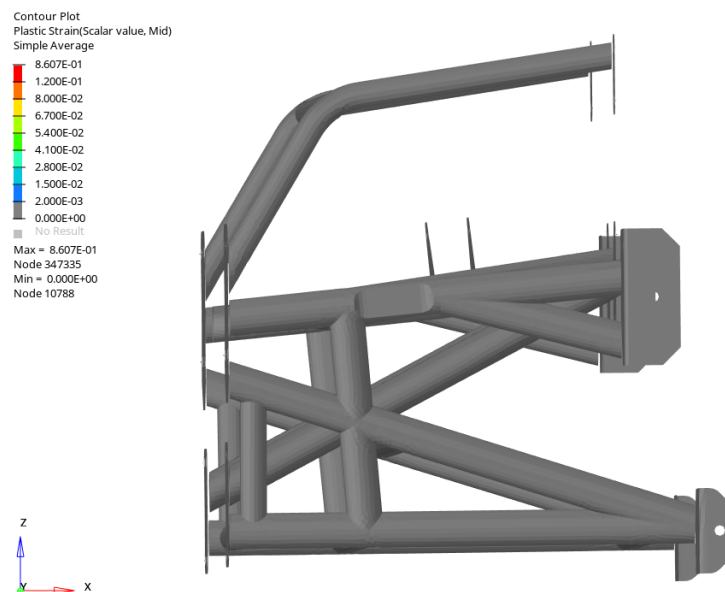


Figura 3.23: *Deformazioni plastiche nel punto più critico in seguito all'ottimizzazione.*

Il cliente potrà valutare di implementare o meno la proposta suggerita nel paragrafo precedente (eventualmente richiedendo un'ottimizzazione alternativa), tuttavia la modifica appena esposta è di vitale importanza ed è difficilmente sostituibile, a meno di pesanti stravolgimenti del telaio. Il seguente lavoro di tesi mira infatti a salvaguardare quanto più possibile il progetto per come è stato concepito, per cui la migliore ottimizzazione considerata è quella che permette di evitare le criticità esposte mantenendo il resto inalterato.

3.4.3 Analisi della dinamica dell'urto

La risposta del modello all'urto a bassa velocità viene riportata qui di seguito attraverso alcuni frame relativi ad istanti di tempo successivi. La visualizzazione del comportamento del telaio è infatti di vitale importanza per avere un quadro complessivo del problema appena trattato, prima di passare all'urto ad alta velocità.

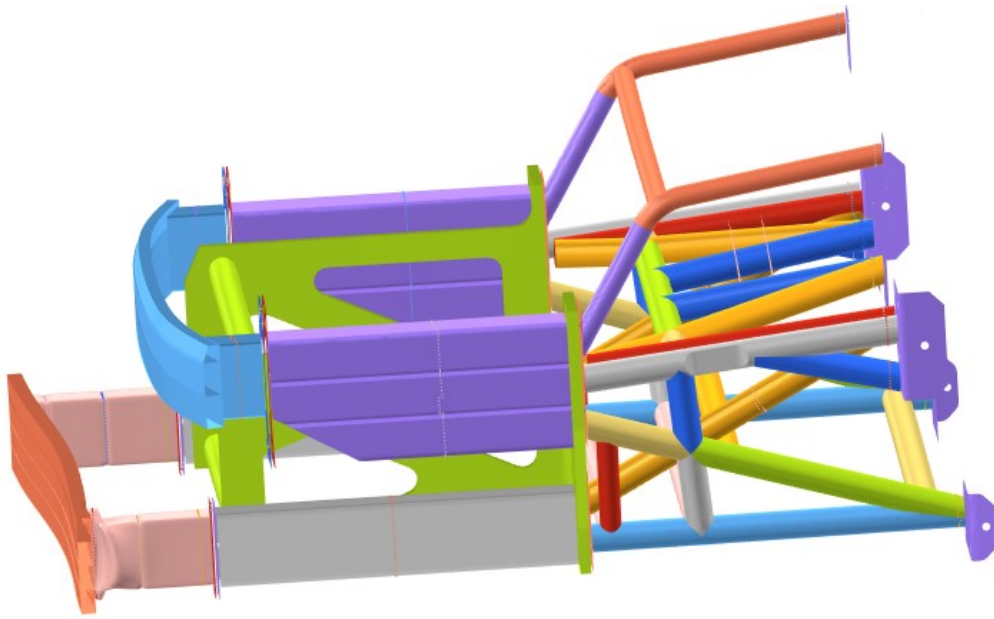


Figura 3.24: *Telaio dopo 10 ms.*

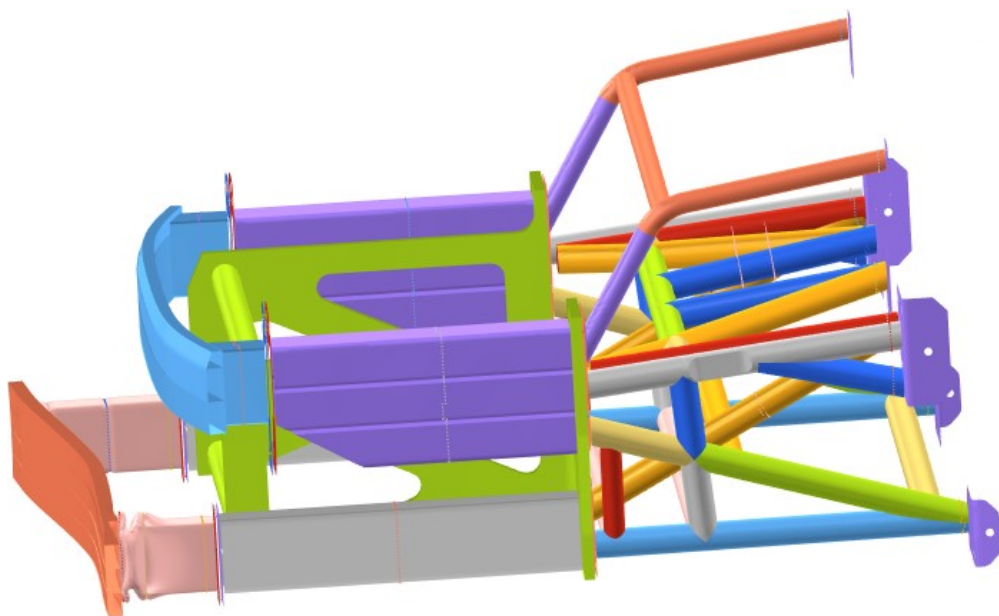


Figura 3.25: *Telaio dopo 20 ms.*

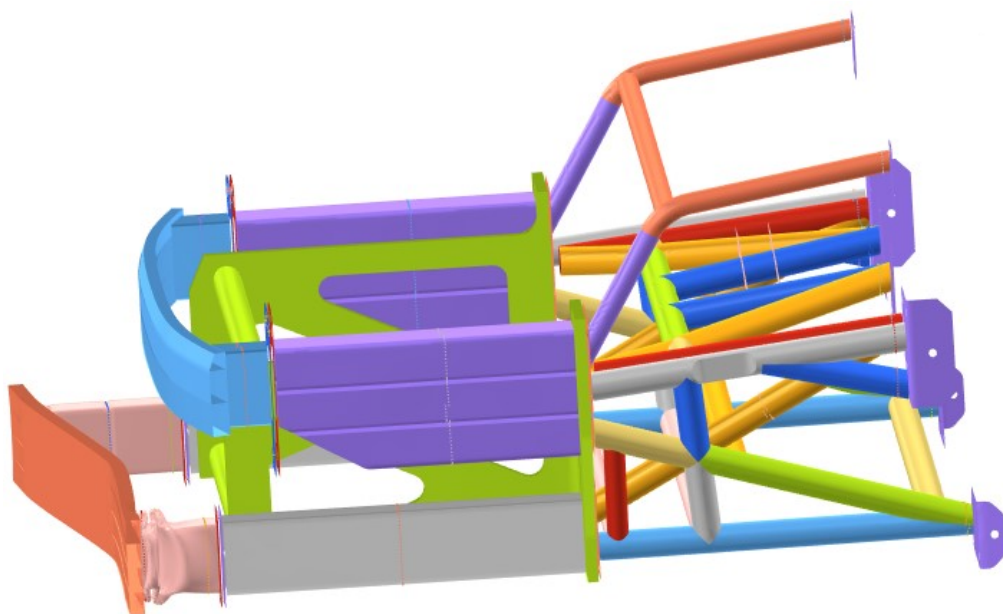


Figura 3.26: *Telaio dopo 30 ms.*

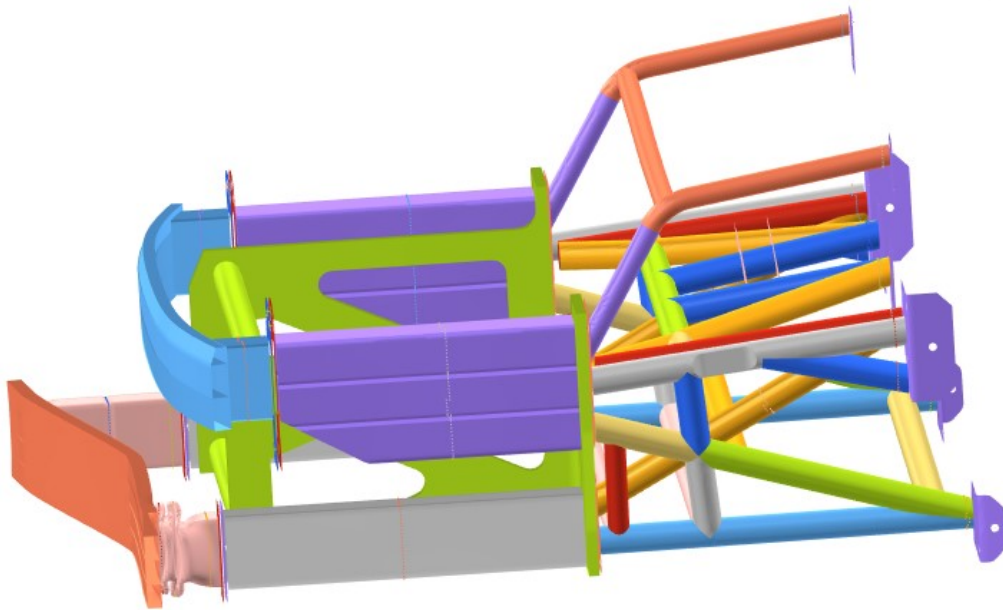


Figura 3.27: Telaio dopo 40 ms.

Intorno ai 75 ms la crash box è completamente impaccata e il resto della simulazione (fino a 100 ms) permette di visualizzare la fase di rebound.

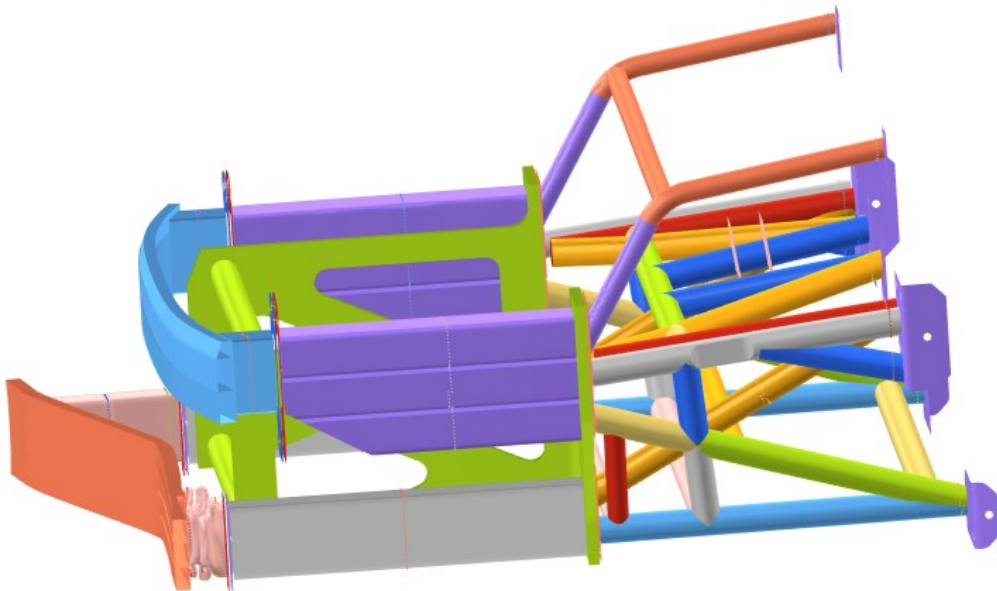


Figura 3.28: Telaio dopo 75 ms: la crash box è totalmente impaccata e inizia il rebound.

3.5 Urto ad alta velocità: 56 km/h

Una volta realizzato un modello soddisfacente, che rispetti i vincoli progettuali previsti per l'urto a 15 km/h, è necessaria una valutazione più approfondita del comportamento ad alta velocità. Per quanto riguarda i parametri di simulazione si mantengono gli stessi del caso precedente, con l'unica differenza che la barriera rigida non presenta più un overlap del 40%, ma copre l'intera sagoma del veicolo. Come precedentemente discusso, in questa fase ci si focalizza sulla salvaguardia degli occupanti, pertanto si ammette una deformazione marcata del telaio, a patto che vengano rispettati alcuni target relativamente alle forze trasmesse. Questo parametro è infatti considerato come una misura della sicurezza che il telaio è in grado di garantire.

Anche per quanto riguarda l'impatto ad alta velocità si riportano alcuni frame relativi alla dinamica della simulazione, per visualizzare il comportamento del telaio durante l'urto.

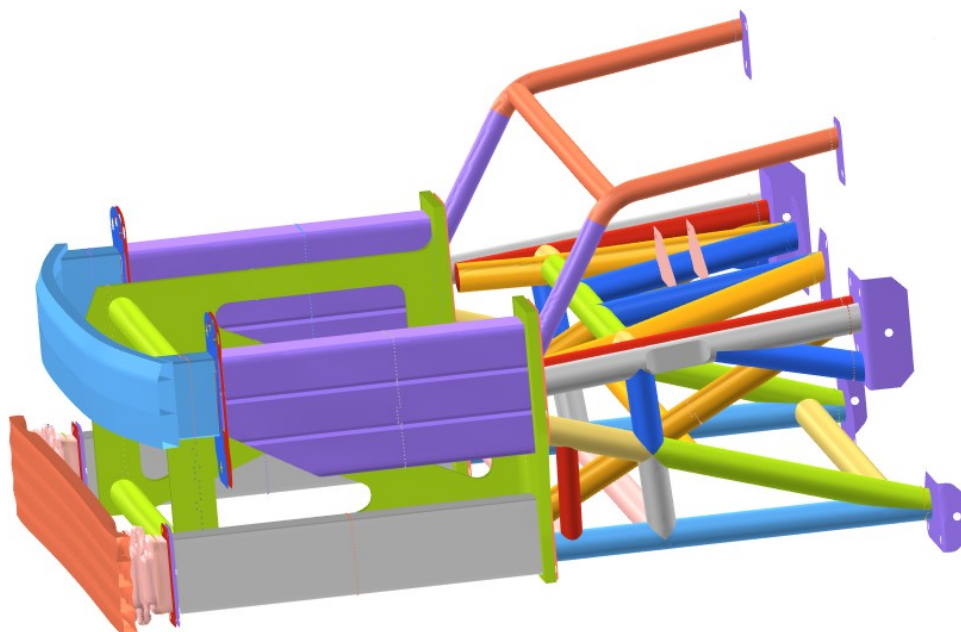


Figura 3.29: *Telaio dopo 10 ms.*

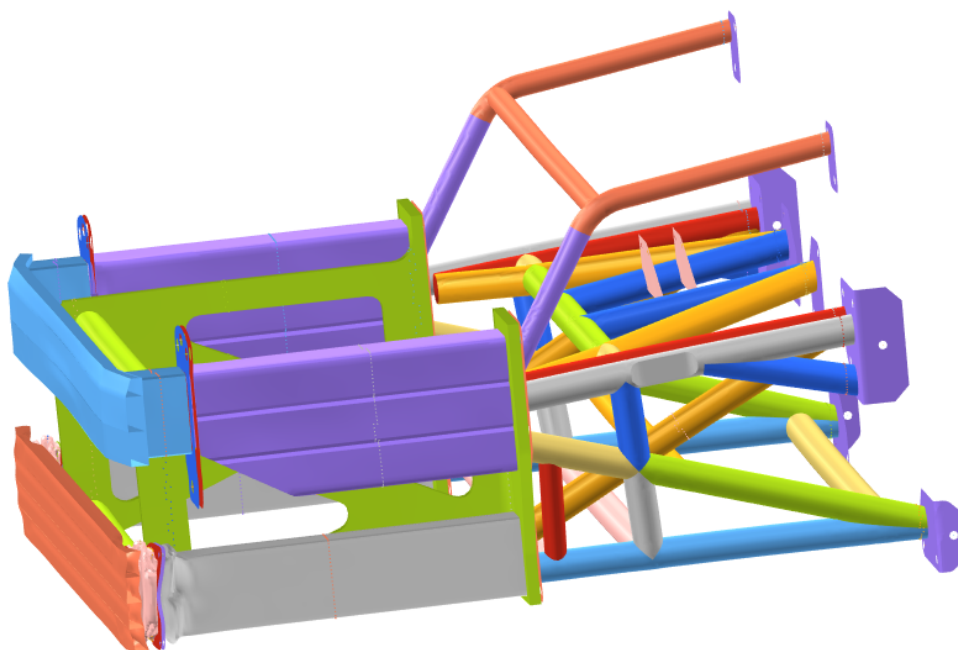


Figura 3.30: Telaio dopo 15 ms.

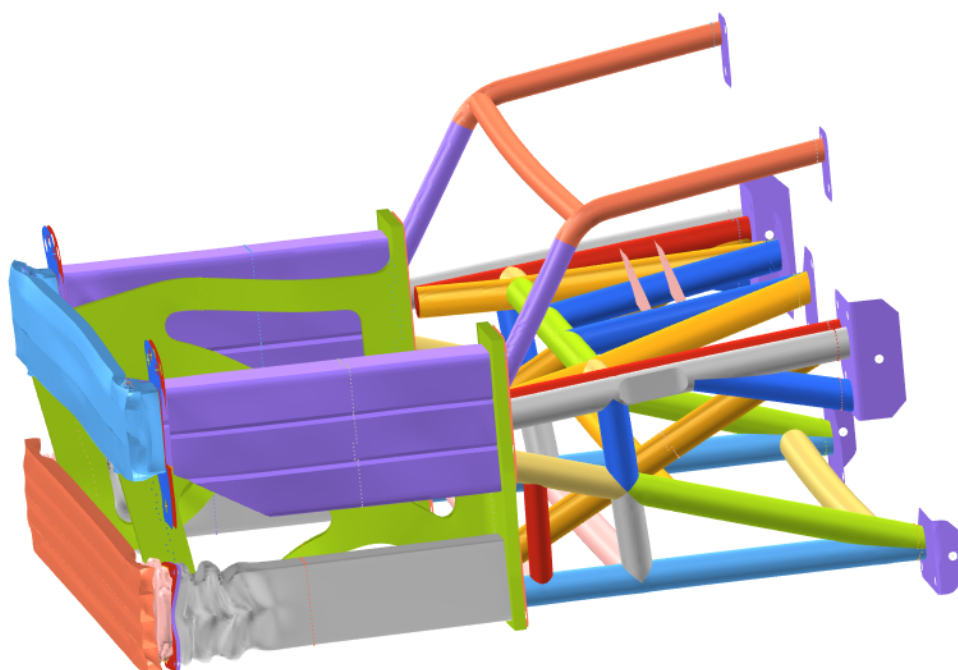


Figura 3.31: Telaio dopo 20 ms.

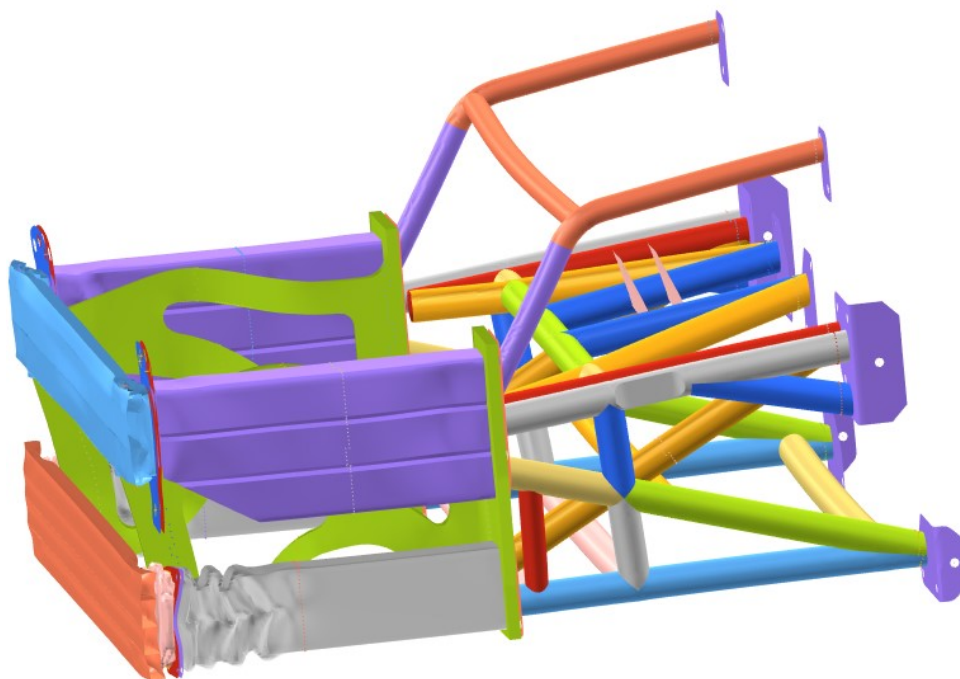


Figura 3.32: Telaio dopo 22 ms.

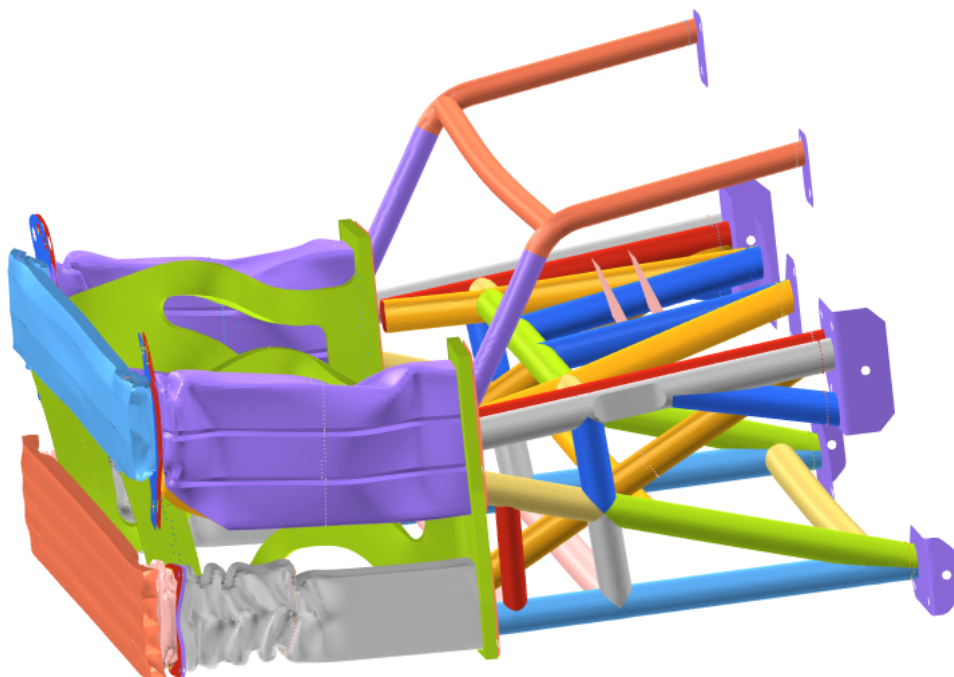


Figura 3.33: Telaio dopo 36 ms: inizio della fase di rebound.

Come si può notare il crash management system interviene durante la prima fase dell'urto e in un secondo momento l'assorbimento di energia avviene grazie ad altri componenti, in particolare il supporto dei longheroni e i longheroni stessi.

Nell'urto ad alta velocità il rebound avviene molto prima rispetto al caso precedente, in particolare intorno ai 36 ms. A tal proposito si potrebbe interrompere il tempo di simulazione anche a 50 ms, riducendo i tempi di calcolo ma permettendo al contempo una visualizzazione del rebound.

3.5.1 Forza trasmessa alla crash box

Volendo diagrammare la forza in funzione della progressione del veicolo contro la barriera rigida si ottiene un andamento analogo a quello riportato in figura 1.5, pertanto coerente con la teoria. Inizialmente ci si focalizza sulla forza trasmessa alla crash box, che interviene nei primi istanti dopo l'impatto (più precisamente fino a 16 ms, come indicato in figura).

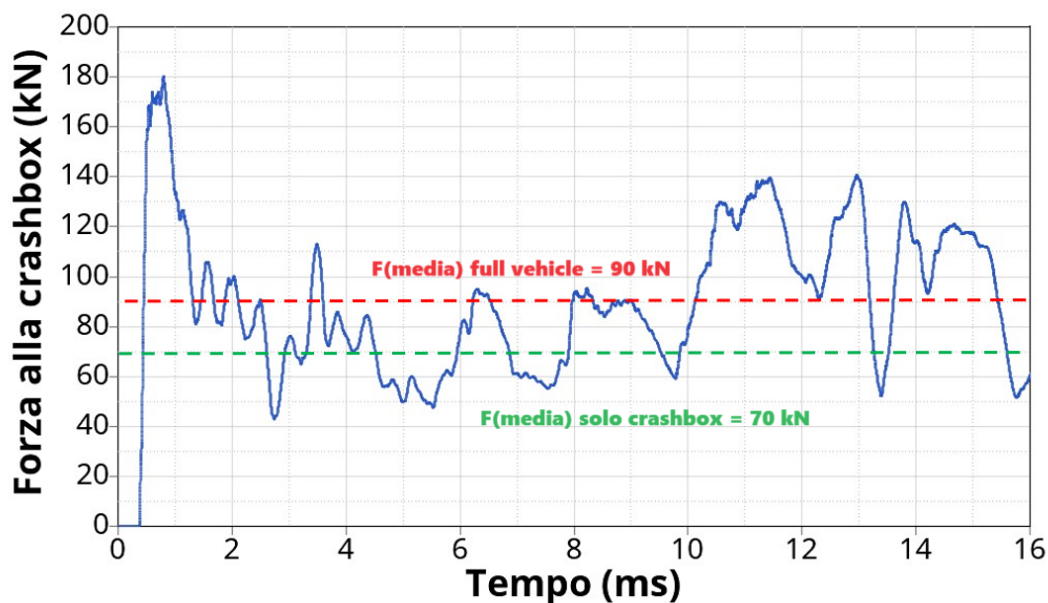


Figura 3.34: Forza trasmessa alla crash box nell'urto ad alta velocità.

Durante la prima fase dell'urto si nota un andamento della forza in linea con l'assorbimento di energia da parte della crash box: come già discusso precedentemente ci si mantiene intorno ai 70 kN di forza media fino al totale impaccamento. Successivamente, dopo che la crash box è ormai impaccata, il valore di forza subisce un incremento, assestandosi intorno ai 90 kN di media. La forza rimane all'incirca costante, a meno delle oscillazioni dovute al folding: valutando un urto che coinvolge gran parte del telaio non si è più in grado di apprezzare i dettagli e visualizzare tutti i picchi che sono stati invece analizzati in modo approfondito nelle pagine precedenti. In ogni caso, dopo circa 16 ms la crash box è completamente deformata e impaccata, pertanto interverranno gli elementi retrostanti nell'assorbimento di energia.

3.5.2 Forza trasmessa ai longheroni

Si passa ora alla valutazione della forza trasmessa ai longheroni, ancor più rilevante per quanto riguarda il riferimento con la curva teorica.

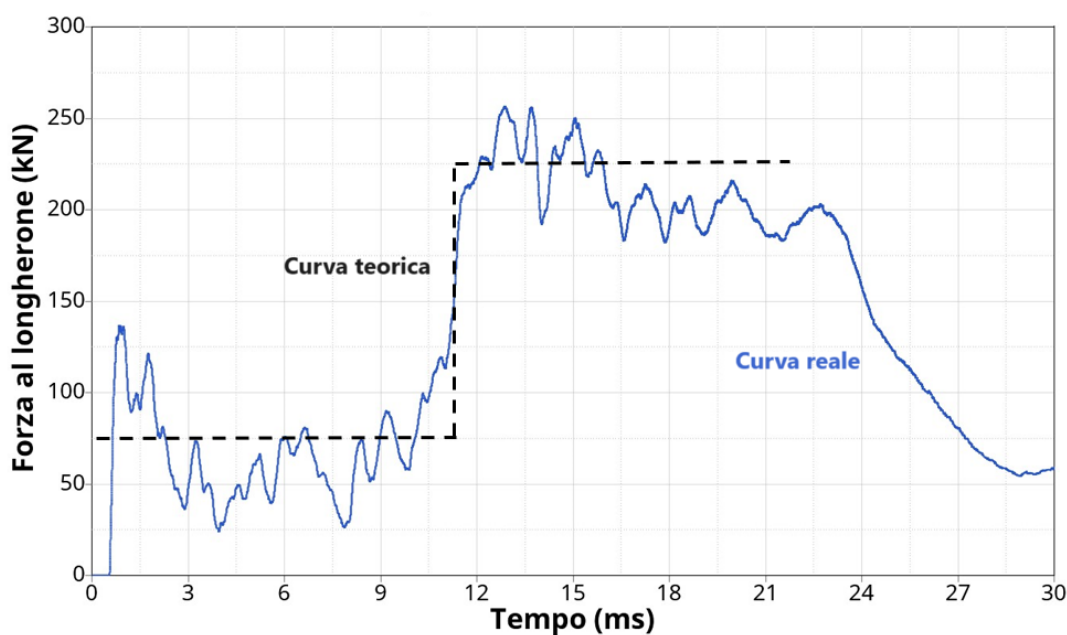


Figura 3.35: Forza trasmessa ai longheroni nell'urto ad alta velocità confrontato con l'andamento teorico (full overlap).

Come si può notare, nel grafico proposto si nota in modo ancor più marcato l'incremento di forza una volta che la crash box ha esaurito la sua capacità di assorbimento energetico. Dopo una prima fase in cui la forza media rimane

all'incirca costante (a meno delle oscillazioni dovute al folding) la restante energia sviluppata durante l'urto viene assorbita dagli elementi retrostanti, con un incremento notevole di forza trasmessa. La curva segue un andamento del tutto coerente con quello teorico, riportato in figura con una linea tratteggiata. Si ha infatti una seconda fase dell'urto in cui intervengono i longheroni, con una forza media nettamente maggiore, ma sempre costante. I longheroni agiscono anch'essi in modo molto simile alla crash box, comprimendosi uniformemente e garantendo l'assorbimento di energia.

La curva complessiva che si ottiene presenta pertanto un notevole incremento della forza trasmessa dopo l'impaccamento della crash box, che si mantiene però all'incirca costante, coerentemente con la teoria.

3.5.3 Plastic strain nel telaio

Lo sforzo plastico relativo all'urto ad alta velocità subisce un notevole incremento e riguarda la quasi totalità del modello. In particolare, la parte anteriore del telaio risulta fortemente deformata e in completa plasticizzazione, con i longheroni che si comportano similmente a quanto faceva la crash box in bassa velocità. Questi elementi infatti garantiscono un notevole assorbimento di energia, prima dell'intervento dei supporti, che verranno analizzati successivamente.

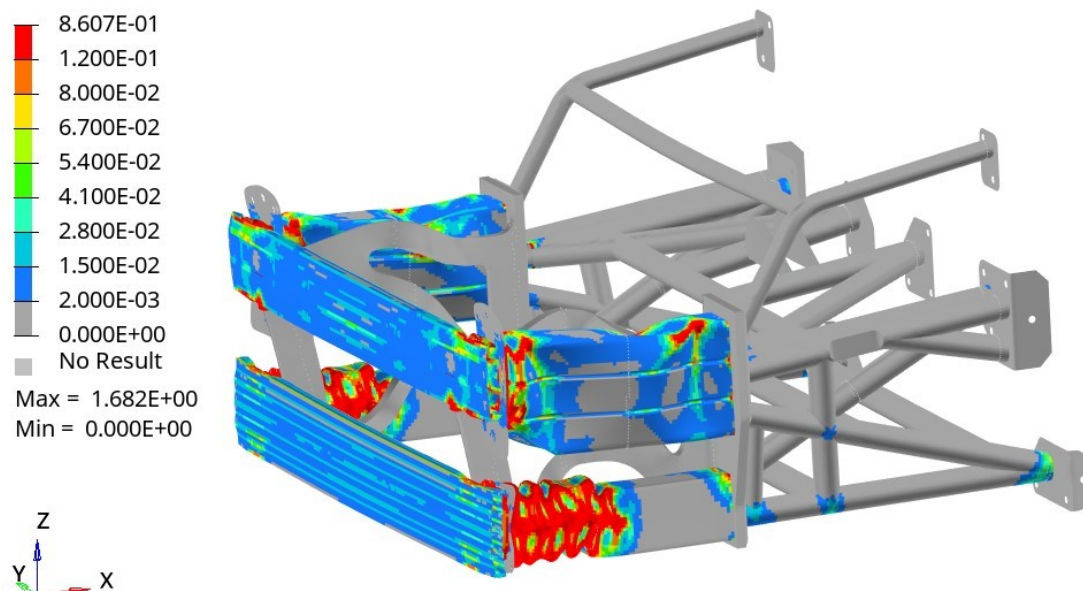


Figura 3.36: *Sforzi plastici nel modello al termine della simulazione.*

Per quanto riguarda il resto del telaio si notano notevoli sforzi plastici in corrispondenza dei punti critici già individuati nell'analisi della risposta all'urto

a bassa velocità. In particolare le tensioni, e dunque le deformazioni, si concentrano in corrispondenza della giunzione dei tubi e dell'interfaccia tra le flange, sia anteriori che posteriori.

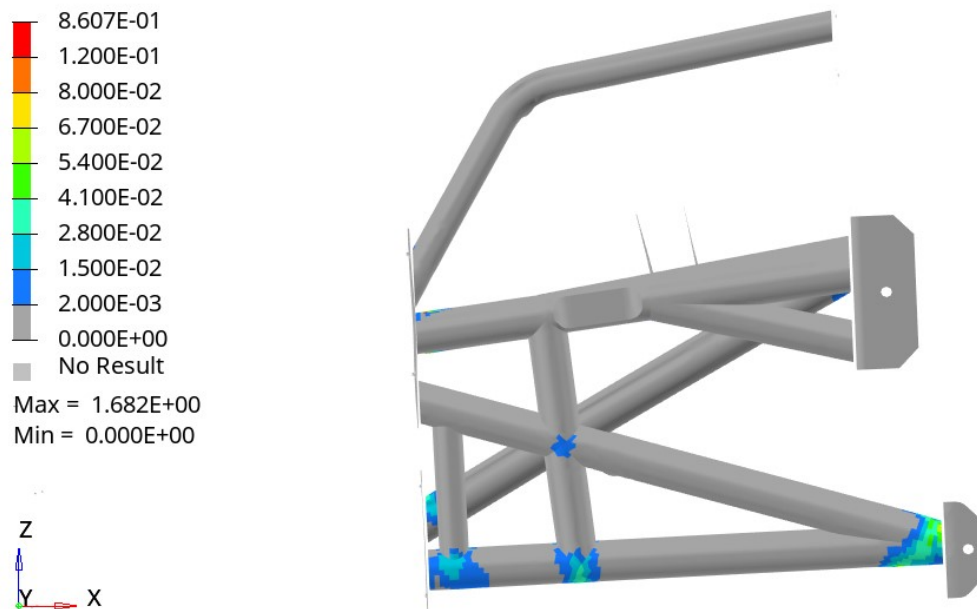
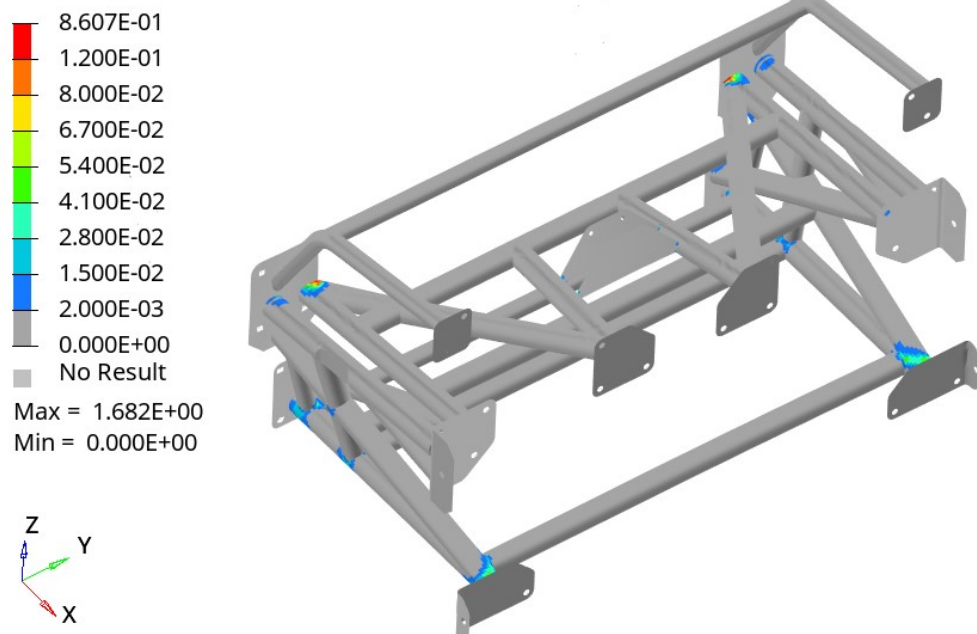


Figura 3.37: Sforzi plastici nei punti più critici del tubolare.

3.5.4 Criticità relative all'urto ad alta velocità

Un'evidente anomalia che si riscontra nell'urto ad alta velocità è la presenza di un brusco picco relativo alla forza trasmessa (oltre i 300 kN), una volta che il supporto dei longheroni è entrato in gioco per assorbire energia. Questo componente, generando un picco come appena descritto, rende l'effetto dell'impatto molto più gravoso sull'intera struttura e di conseguenza sulla monoscocca ad essa fissata.

Questa problematica è sicuramente da imputarsi ad un'eccessiva rigidità del componente in esame: certamente ha una grande capacità di arresto dell'urto una volta che entra in gioco, tuttavia, essendo molto massivo e di conseguenza rigido, si deforma troppo poco in seguito all'impatto e genera un aumento repentino dei picchi di forza trasmessa al resto del veicolo.

L'ottimizzazione di questo componente non è tuttavia oggetto di questa trattazione: un eventuale design alternativo viene proposto nelle ultime pagine, tuttavia non si ritiene opportuno un ulteriore approfondimento, dal momento che la modifica di questo componente porterebbe drastici cambiamenti nel telaio per come è stato concepito.

Capitolo 4

Conclusioni e sviluppi futuri

Al termine della trattazione risulta opportuno spendere qualche parola per riassumere i risultati ottenuti, chiarendo le aree di intervento su cui ci si è concentrati maggiormente, senza tralasciare quelle che potranno essere oggetto di ulteriori approfondimenti.

Lo scopo del seguente elaborato era inizialmente limitato al dimensionamento e alla progettazione di una crash box, tuttavia ciò che inizialmente costituiva l'argomento principale di discussione è diventato via via un aspetto complementare. Sono state riscontrate infatti alcune criticità nell'impostazione progettuale del telaio, che hanno richiesto un'ottimizzazione generale.

Nella creazione del modello definitivo esposto poc'anzi si è partiti innanzitutto dalla definizione della crash box: dopo un breve calcolo preliminare, basato su formule empiriche reperite in letteratura, si è passati alla caratterizzazione di questo componente. Attraverso un modello semplificato è stato infatti possibile uno studio della modalità di schiacciamento, valutando accuratamente l'inserimento di eventuali inviti per favorire il folding.

Successivamente si è passati all'inserimento nel modello completo, analizzando il comportamento globale e passando alla fase di postprocessing, per la bassa velocità. Solo a questo punto sono emerse le criticità, nonostante il dimensionamento della crashbox permettesse di riscontrare valori di forza trasmessa entro i limiti. In particolare:

- Il telaio risulta fortemente instabile e vibra molto in seguito all'urto.
- La linea di carico inferiore risulta inadeguata per l'assorbimento di un urto proveniente dal basso: l'errata distribuzione di energia si ripercuote sui tubolari nel traliccio posteriore, che entrano in campo plastico nonostante l'intervento della crash box.

Per ovviare alle problematiche esposte è stato necessario un intervento diretto sulla struttura, più nel dettaglio:

- Due elementi trasversali di rinforzo sono stati inseriti nella parte anteriore del telaio per conferire maggiore stabilità alla struttura e ridurre le vibrazioni.
- Un tubolare obliquo è stato inserito per permettere la corretta ripartizione dei carichi ed evitare così la plasticizzazione.

A questo punto il telaio soddisfa i requisiti richiesti per l'urto a bassa velocità, permettendo dunque di passare all'analisi della risposta ai 56 km/h, con l'emergere di altre criticità, oggetto di spunti per eventuali miglioramenti futuri.

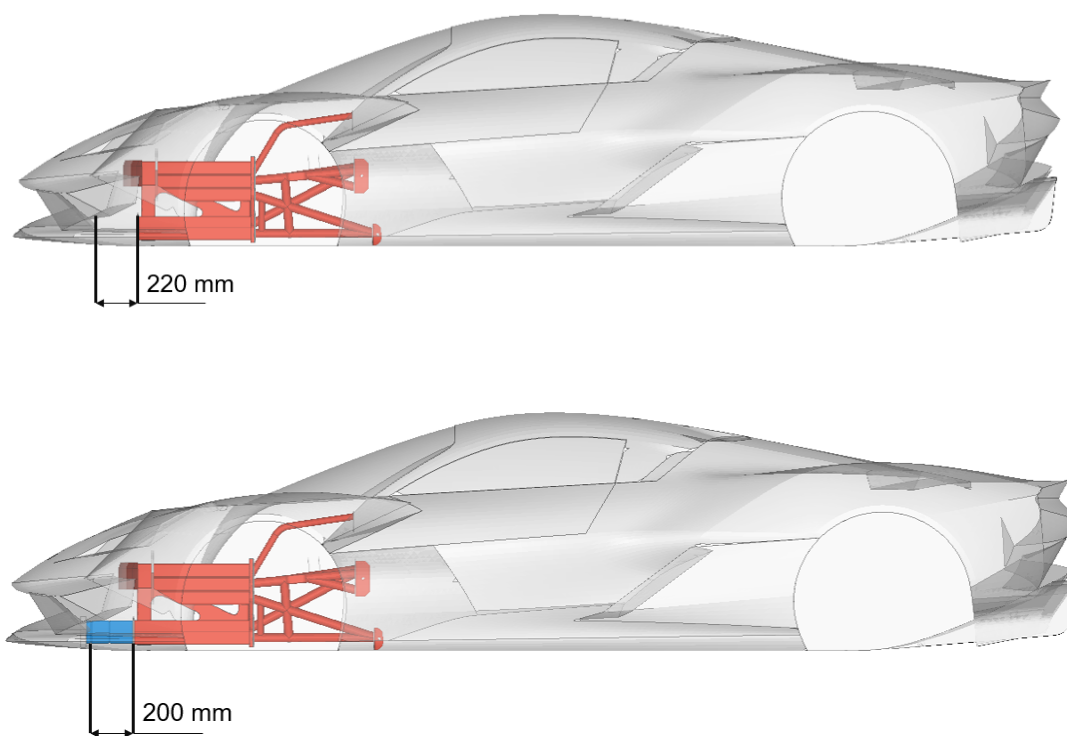
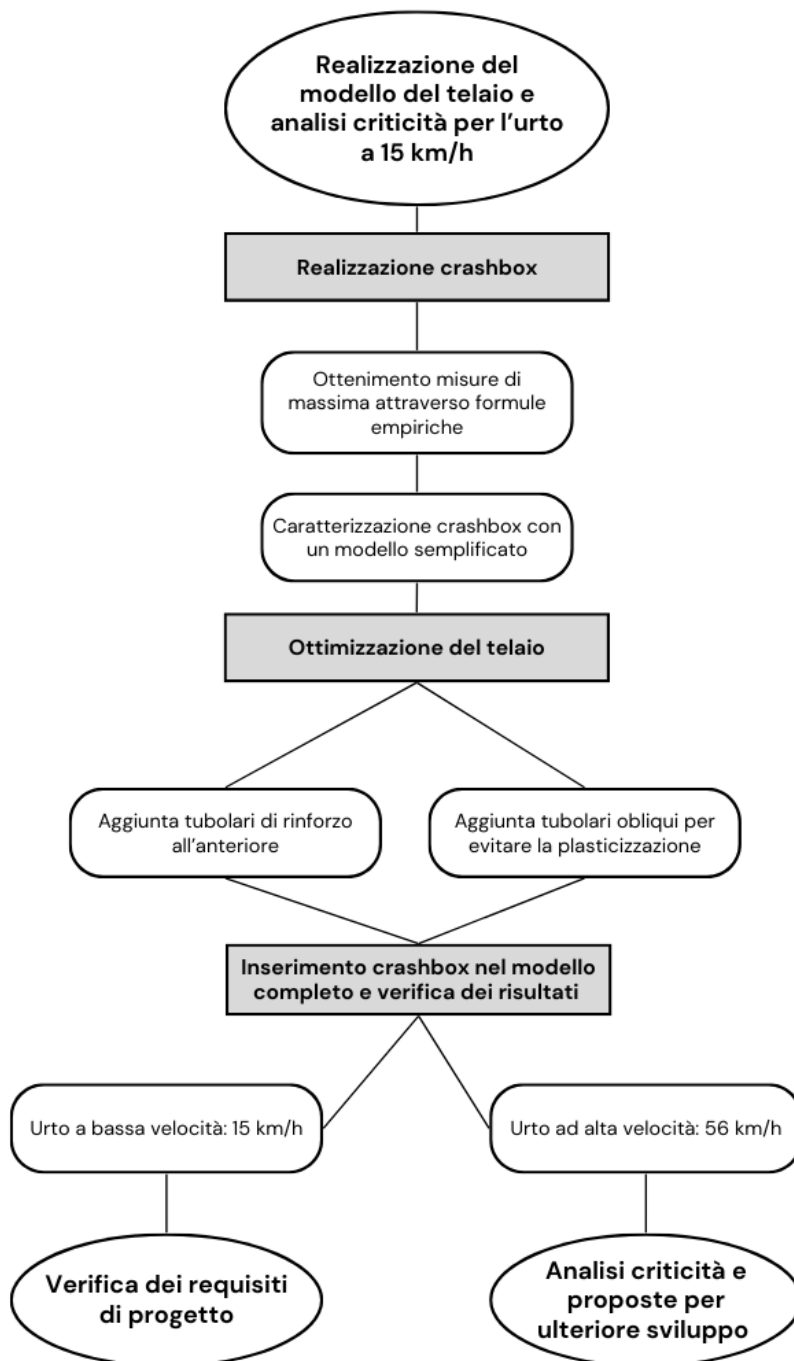


Figura 4.1: *Confronto tra il modello di veicolo prima e dopo l'inserimento della crash box nel telaio anteriore.*

In figura viene evidenziato il telaio inserito all'interno della scocca, in seguito all'ottimizzazione e all'inserimento della crash box nel modello completo. Come si nota l'intera struttura rispetta gli ingombri e i vincoli progettuali ed è perfettamente inserita nell'architettura del veicolo.

Qui di seguito viene riportato lo schema logico secondo cui si è proceduto, sotto forma di diagramma di flusso:



4.1 Sviluppi futuri

Nella sezione conclusiva del seguente elaborato si ritiene opportuno focalizzarsi sul miglioramento del supporto dei longheroni (evidenziato in rosso in figura 4.2), che aveva mostrato criticità nell'impatto ad alta velocità. Come già accennato in precedenza il componente in esame non sarà oggetto di ulteriore ottimizzazione, in quanto una modifica così drastica comporterebbe una serie di altre modifiche che non riguarderebbero solo il telaio, ma anche prese d'aria e impianto di raffreddamento. A tal proposito si ritiene opportuno evidenziare il problema e suggerire una possibile soluzione, tuttavia l'elaborazione di una soluzione alternativa verrà eseguita nuovamente in fase di progettazione.

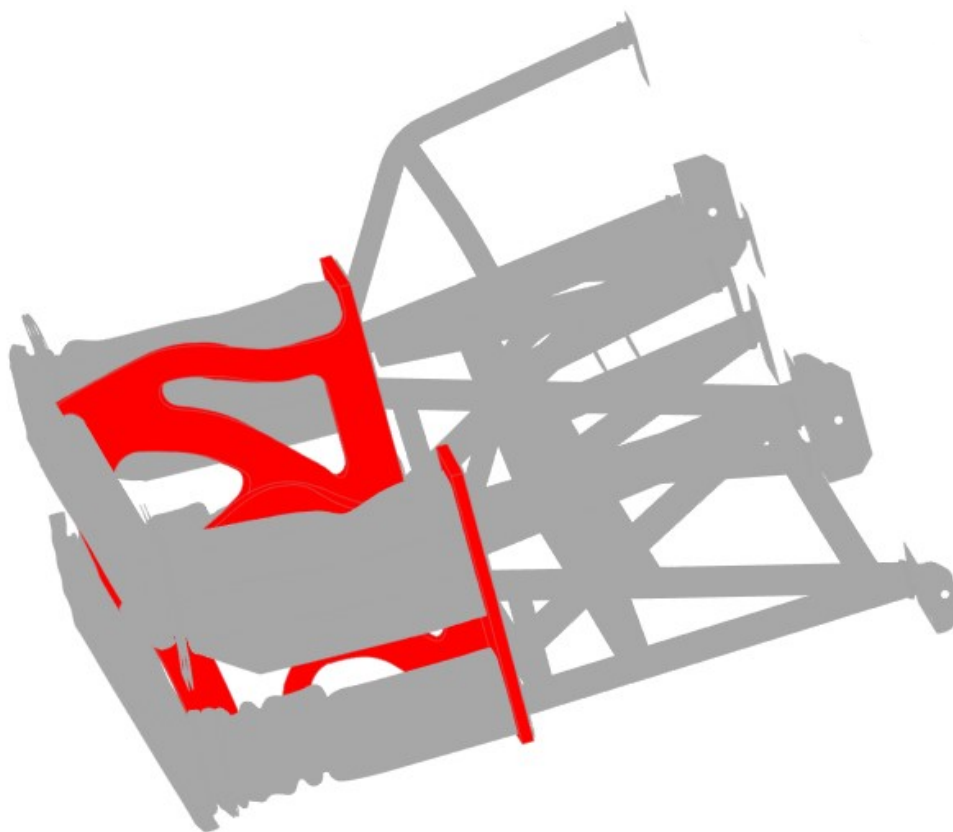


Figura 4.2: *Supporto dei longheroni nella fase di massima deformazione dopo l'urto a 56 km/h.*

Il supporto in questione è certamente l'elemento più massivo dell'intero telaio anteriore: ha dimensioni notevoli e presenta uno spessore elevato (risulta infatti l'unico componente modellato con elementi solidi). In generale la sua massa comporta una rigidità molto maggiore rispetto a qualsiasi altra parte

del telaio, con evidenti conseguenze sulla risposta ad alta velocità. L'introduzione di un elemento così rigido fa in modo che gli altri componenti non siano in grado di assorbire energia, dal momento che la deformazione viene limitata e contenuta dal supporto. A tal proposito si ritiene opportuno suggerire alcuni spunti di miglioramento del componente, da verificare in seconda battuta in fase di simulazione:

- Alleggerire la struttura rendendola meno massiva, riducendo al contempo la rigidità in modo da avere più omogeneità con gli altri componenti;
- Realizzare una geometria più favorevole al folding, attraverso uno studio simile a quello che è stato effettuato per la crash box;
- Valutare la sostituzione del supporto per i longheroni in modo da non avere i due elementi laterali.

Le modifiche proposte costituiscono unicamente alcuni spunti utili in fase di riprogettazione, ma non è possibile suggerire soluzioni con un maggior grado di dettaglio dal momento che non si conoscono le esatte disposizioni degli elementi da collocare in quei punti del telaio. In tal senso l'ottimizzazione del supporto dei longheroni rientra in un quadro di modifiche più complesse da realizzare in sinergia con il resto del veicolo.

Capitolo 5

Bibliografia

[1] "Applications - Car body - Crash Management Systems". In *The aluminium automotive manual*.

[2] <https://trattamentimetalli.com/designazione-delle-leghe-di-alluminio/>

[3] Marco V. Boniardi, Andrea Casaroli (2013) - *L'alluminio e le sue leghe*. Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano.

[4] Sapa Extrusions (2013) - *Alloy development for extruded automotive aluminium applications*.

[5] Mauro Velardocchia, *Meccanica del veicolo*. Politecnico di Torino, inedito.

[6] Antonio Gugliotta, Aurelio Somà, Niccolò Zampieri (2022) - *Elementi finiti*. Quine business publisher.

[7] Sebastian Wesselmecking, Marion Kreins, Martin Dahmen, Wolfgang Bleck (2022) - *Material oriented crash-box design - Combining structural and material design to improve specific energy absorption, Materials & Design, Volume 213*.

[8] N.A.Z. Abdullah, M.S.M. Sani, M.S. Salwani, N.A. Husain (2020) - *A review on crashworthiness studies of crash box structure, Thin-Walled Structures, Volume 153*.

[9] Mario Boreanaz - *Development of crash box for automotive application*.

- [10] Luca Benedetto (2020) - *Studio del comportamento ad impatto di una crash box innovativa in composito con struttura Origami-*
- [11] Stefano Cristofanelli (2007) - *Progetto di un assorbitore d'urto per monoposto di Formula SAE.*
- [12] Altair Engineering (2021) - *HyperMesh 2021 User Guide.*
- [13] Altair Engineering (2021) - *Optistruct 2021 User Guide.*
- [14] Altair Engineering (2021) - *HyperCrash 2021 User Guide*
- [15] Altair Engineering (2021) - *Radioss 2021 User Guide.*

Ringraziamenti

La stesura di questo elaborato è il coronamento di un percorso accademico impegnativo che, oltre a permettermi di acquisire le nozioni necessarie al conseguimento della laurea, mi ha indotto ad affinare la dote della perseveranza. Fortunatamente i miei ultimi passi nel mondo universitario sono stati accompagnati da persone competenti e disponibili nei miei confronti.

Primo fra tutti l'Ingegnere Michele Fonte, che ha saputo trasmettermi con passione il suo enorme bagaglio di esperienza, guidandomi laddove necessario, ma lasciandomi al contempo ampio margine di autonomia nella realizzazione della tesi. Non posso non ringraziare anche l'Ingegnere Matteo Castagna, che mi ha supportato pazientemente insieme a Michele, permettendomi di acquisire le competenze necessarie a valutare criticamente i risultati del mio lavoro. Più in generale il ringraziamento va a tutto lo staff di Ankers, un'azienda che ha riposto da subito fiducia in me, permettendomi di inserirmi nel mondo lavorativo in qualità di ingegnere, prima ancora di conseguire ufficialmente il titolo.

La stesura dell'elaborato, tuttavia, non sarebbe stata possibile senza il significativo contributo dell'Ingegnere Carlo Muzio e della Professoressa Francesca Curà, che hanno permesso la realizzazione di un documento strutturato e fruibile anche da chi non lavora strettamente in ambito CAE, fornendo opportuni suggerimenti sulle modalità di esposizione dei risultati ottenuti.

Un'altra persona fondamentale nel mio percorso è stata sicuramente Giovanni de Niederhäusern, mentore validissimo che ha colto molti aspetti del mio carattere sin dal primo istante in cui ci siamo conosciuti, dispensando consigli preziosi e mirati per indirizzare al meglio le mie scelte future.

Il frutto di ogni decisione è condizionato fortemente dalle persone che ciascuno incontra lungo il proprio cammino, ma sta al singolo individuo valutare criticamente quali di queste meritano di avere un impatto o meno. A tal proposito spero che le poche righe che ho scritto siano sufficientemente esplicative dell'enorme contributo che hanno avuto nella mia vita professionale e personale le persone che ho citato.

Ad maiora.