

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

-Sede di Forlì-

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

TESI DI LAUREA

In Progettazione Meccanica e Costruzione di Macchine

ANALISI DI PROBLEMATICHE D'URTO PER
MACCHINE SEMOVENTI ED INDIVIDUAZIONE
DI SOLUZIONI ATTE A CONTROLLARNE
GLI EFFETTI

CANDIDATO

Fabbri Davide

RELATORE

Prof. Ing. Dal Re Vincenzo

CORRELATORE

Ing. Rocchi Stefano

Anno accademico

2013/2014

Sessione I

INDICE:

<i>Introduzione</i>	7
<i>1. Descrizione dell'azienda</i>	9
1.1 Il gruppo AETNA	9
1.2 Robopac S.p.A.	10
1.3 Gamma dei prodotti	11
<i>2. Problematiche d'urto</i>	21
2.1 Tipologie di urti	21
2.1.1 Urto robot contro robot	22
2.1.2 Urto robot conto carrello elevatore	23
2.1.3 Casistiche di impatto	23
2.2 Robot S6	26
2.3 Paraurti rinforzato per il robot S6	28
<i>3. Modelli impulsivi</i>	31
3.1 Urti centrati coassiali	32
3.1.1 Modello ad un grado di libertà	32
3.1.2 Il coefficiente di restituzione	36
3.1.3 Calcolo delle velocità	38
3.1.4 Energia	38
3.2 Urti nel piano	42
3.2.1 Modello a tre gradi di libertà	42
3.2.2 Energia	46
3.3 Applicazione dei modelli impulsivi al caso reale	47
3.3.1 Urto frontale	48

3.3.2 Urto inclinato a 45°	50
3.3.3 Urto laterale	52
3.3.4 Considerazioni sui modelli impulsivi applicati ai 3 casi d'urto	54
3.4 Forza impulsiva	55
3.41 Teorema dell'impulso	55
3.42 Determinazione della durata dell'urto	56
4. Il modello CAD e la simulazione al FEM	57
4.1 Posizionamento del nuovo paraurti	57
4.2 Scelta della forma del paraurti	60
4.3 Il modello CAD	62
4.3.1 Il Telaio	62
4.3.2 Il Paraurti	64
4.3.3 Il carrello elevatore	64
4.4 Simulazione FEM	65
4.4.1 Introduzione al metodo agli elementi finiti	65
4.4.2 Ansys Explicit Dynamic	67
4.4.3 Simulazione dell'urto fra carrello elevatore e robot	68
4.5 Esito dell'analisi FEM	70
4.6 Confronto dei risultati tramite la forza d'impatto media	72
4.6.1 Calcolo della forza equivalente media	72
4.6.2 Risoluzione della struttura iperstatica	73
5. Dispositivi elastici in elastomero	77
5.1 Gli elastomeri	77
5.1.1 Informazioni generali	77

5.1.2 Comportamento degli elastomeri	78
5.1.3 Proprietà meccaniche degli elastomeri	80
5.1.4 Caratteristiche dinamiche	81
5.2 I poliuretani	81
5.2.1 Informazioni generali	81
5.2.2 Polioli, catalizzatori e additivi	82
5.2.3 Elastomeri poliuretanic	84
5.3 I supporti elastici in elastomero	84
5.3.1 Molle in elastomero EFFBE	85
5.4 Scelta delle molle adeguate agli urti in studio	87
5.5 Simulazione degli urti con sospensioni in elastomero	89
6. Dimensionamento della struttura del paraurti	101
6.1 Simulazioni del paraurti finale	101
6.2 Simulazioni con ammortizzatore continuo	108
6.3 Scelta del materiale	116
6.4 Dimensionamento dei collegamenti	117
6.4.1 Calcolo della forza media d'impatto	118
6.4.2 Risoluzione della struttura iperstatica	118
6.4.3 Verifica delle saldature	123
6.4.4 Dimensionamento del collegamento bullonato	124
6.6 Render	126
7. Conclusioni e sviluppi futuri	131
7.1 Conclusioni	131
7.2 Sviluppi futuri	132

Introduzione

Nel presente elaborato di tesi vengono analizzate le principali casistiche d'urto che possono affliggere i robot semoventi per l'imballaggio in grandi magazzini industriali; inoltre vengono proposti dei miglioramenti tecnico-costruttivi per contenere i danni che i frequenti impatti contro oggetti o macchinari possono provocare. Nello specifico verrà dimensionato un paraurti anteriore in grado di resistere ad urti con macchinari di elevato peso.

L'esigenza di questo studio nasce principalmente dalle frequenti richieste da parte del mercato USA di avere macchinari per il packaging sempre più solidi e resistenti agli assidui urti che li coinvolgono negli estesi e caotici magazzini oltreoceano. Innanzi tutto si distingueranno le principali tipologie di scontro che interessano questa categoria di macchinari: verranno considerati urti reciproci fra i robot semoventi ed urti che coinvolgono oltre ai macchinari per l'imballaggio i carrelli elevatori utilizzati per la movimentazione dei prodotti da imballare; di questa ultima tipologia, che risulta essere sicuramente la più gravosa per il mezzo più leggero, verranno distinte ulteriormente 3 casistiche di urto in base alla direzione ed alla zona di impatto.

La progettazione del paraurti si eseguirà tenendo in considerazione che possa resistere elasticamente all'urto contro un carrello elevatore di 3000Kg ad una velocità relativa limite di 2m/s, non si prevede il collasso e la deformazione plastica dell'oggetto, come avviene solitamente in campo automobilistico, poiché in questo caso non essendoci persone all'interno si cerca di preservare il più possibile il macchinario da danni fisici e quindi da costi di sostituzione pezzi e fermo macchina.

Per fare ciò si procederà parallelamente con un approccio teorico, tramite lo studio di modelli impulsivi e lo studio di strutture iperstatiche, ed un approccio sperimentale, tramite l'ausilio di un software di simulazione dinamica di urti.

Assodato che la sola struttura metallica, data l'elevata rigidità, non risponde bene alla natura impulsiva dell'urto, viene adottato un sistema di assorbimento del colpo tramite elementi elastici in poliuretano. Dimensionando correttamente sia questi ultimi elementi che la struttura del paraurti ed i suoi collegamenti si avrà un notevole calo delle tensioni interne alla struttura compatibile con le tensioni ammissibili di un acciaio da costruzione.

Infine verrà stimato un costo di produzione della struttura paracolpi evidenziando il peso dei vari componenti e delle lavorazioni meccaniche sul costo totale del sistema.

1. Descrizione dell'azienda

1.1 Il gruppo AETNA

AETNA GROUP produce e commercializza a livello mondiale macchine avvolgitrici per il confezionamento e l'imballaggio con film estensibile, fardellatrici, confezionatrici con film termoretraibile, incartonatrici e nastratrici.

Le origini del Gruppo risalgono agli inizi degli anni '80 quando ROBOPAC, una piccola azienda artigianale, incominciò la produzione, grazie ad un'idea innovativa brevettata a livello mondiale, del Robot: macchina robotizzata, dotata di batterie ricaricabili e di un tastatore, che girando autonomamente intorno ai pallet di qualunque dimensione, applica film estensibile per ottenere la stabilizzazione del carico.

Ben presto l'azienda raggiunge la leadership mondiale nelle macchine semiautomatiche per l'applicazione di film estensibile al fine della stabilizzazione dei pallet sviluppando assieme al Robot un'ampia gamma di tavole rotanti, di avvolgitori orizzontali per prodotti di forma allungata, una gamma di confezionatrici per l'applicazione di film termoretraibile e di nastratrici.

Nel 1987 nasce ROBOPAC SISTEMI, in questa azienda produttiva inizia la realizzazione di sistemi e macchine automatiche per la stabilizzazione di carichi pallettizzati con film estensibile fino a 100 pallets ora raggiungendo la leadership nel mondo tramite una gamma di prodotti a più alta tecnologia e livello di produttività.

Perseguendo la logica di creare un gruppo leader capace di fornire alla clientela soluzioni sempre più complete per il packaging, nel 1989 viene acquisita DIMAC, azienda già presente nel mondo del packaging da oltre dieci anni. Questa Business Unit produce e commercializza una vasta gamma di macchine fardellatrici con film termoretraibile ed incartonatrici ad alta e media velocità indirizzate prevalentemente al mondo del food e del beverage.

Nel 2010 entra a far parte di AETNA GROUP PRASMATIC, azienda che dal 1977 è specializzata nella progettazione, costruzione ed installazione di impianti per il confezionamento e l'imballaggio, sia in film termoretraibile che in cartoni, destinati al settore food, diary, home & personal care.



Figura 1.1 – Logo AETNA GROUP

1.2 Robopac S.p.A.

Leader nella tecnologia dell'avvolgimento con film estensibile, Robopac con una produzione di oltre 5000 macchine/anno, ha raggiunto i vertici del mercato nel segmento degli avvolgitori semi-automatici per la stabilizzazione di carichi pallettizzati come pure nel settore degli avvolgitori orizzontali con film estensibile per prodotti di forma allungata. Robopac ha ritenuto inoltre di dover differenziare ad ampliare la propria offerta, entrando con autorevolezza nei segmenti del termoretraibile e della nastratura, creando così una delle più ampie gamme di offerta sul mercato del packaging.

Oltre il 70% della produzione viene esportata nei principali mercati mondiali quali: Germania, Francia, Regno Unito, Spagna, Portogallo, Grecia, Svizzera, Austria, Paesi Scandinavi, Benelux, Middle e Far East, Oceania, USA, Canada, Messico e America del Sud, avvalendosi di una capillare rete commerciale in Italia e all'estero che conta, attualmente, oltre 250 distributori attivi e che rappresenta uno dei punti di forza aziendali più qualificanti.

Robopac in Francia, nel Regno Unito, in Nord America e Russia opera attraverso le proprie filiali Aetna Group France, Aetna Group UK, Aetna Group USA, Aetna Group Cina e Aetna Vostok alle quali è affidato il compito di presidiare i rispettivi mercati sia dal punto di vista delle vendite che del servizio post-vendita e della customer care.

Nel 2008 Robopac ha introdotto con l'aiuto di Porsche Consulting la metodologia Lean Manufacturing per migliorare ulteriormente i processi che hanno valore per il cliente.



Figura 1.2 – Immagine stabilimento

1.3 Gamma dei prodotti

Vediamo ora più in dettaglio la gamma dei prodotti Robopac:

- **Macchine verticali semiautomatiche per film estensibile**

ROBOT MASTER (Figura 1.3)

Robopac presenta la nuova gamma entry level di macchine semoventi per l'imballaggio, Robot MASTER. L'unione tra l'accattivante design e la sofisticata tecnologia si materializza in MASTER e lo rende un robot solido ed affidabile per l'avvolgimento di carichi su pallet. MASTER è stato realizzato seguendo i criteri progettuali, costruttivi e di sicurezza utilizzati per realizzare robot a più alte prestazioni. MASTER è lo strumento per imballaggio agile e compatto che nasce dall'esperienza maturata da oltre 25000 robot ROBOPAC venduti sul mercato mondiale. MASTER è semplice da utilizzare ma al tempo stesso è destinato ad un impiego tipicamente industriale, che tiene conto delle condizioni di lavoro più diverse e gravose.

Robot Master è inoltre dotato di soluzioni tecniche quali: l'avvisatore acustico di inizio ciclo, il lampeggiante visibile durante l'avvolgimento del prodotto, il pulsante di arresto immediato, ed il paraurti d'emergenza garantiscono elevati livelli di sicurezza.

ROBOT S6 (Figura 1.4)

Il nuovo ROBOT S6, macchina avvolgitrice, si posiziona come miglior partner per tutte le realtà industriali che richiedono la massima flessibilità in termini di logistica e di gestione del magazzino. Il ROBOT S6 dimostra essere leader indiscusso della sua categoria grazie alle innovazioni tecnologiche introdotte e finalizzate alla semplicità di utilizzo. Il ROBOT S6 è stato progettato e costruito seguendo i criteri che contraddistinguono Robopac in termini di affidabilità e robustezza. Ogni singolo dettaglio è stato realizzato scegliendo le migliori materie prime presenti sul mercato.

ROTOWRAP (Figura 1.5)

Le macchine di fine linea ROTOWRAP sono la soluzione ideale per l'avvolgimento con film estensibile di prodotti particolarmente instabili, la possibilità di mantenere il pallet fermo e stabilizzare i prodotti facendo girare un braccio rotante e' spesso una necessità per molte realtà industriali. Le macchine di fine linea ROTOWRAP si propongono come prodotto di qualità superiore in un ambito tecnologico importante per l'imballaggio di fine linea. Queste macchine di fine linea presentano eccellenti caratteristiche tecniche e costruttive e sono la scelta ideale per eseguire l'avvolgimento del pallet in modo affidabile ed efficace.

ROTOPLAT (Figura 1.6)

La gamma Rotoplat rappresenta una serie completa di avvolgitori a tavola rotante e transpallet per la stabilizzazione dei carichi mediante film estensibile.

Caratteristiche e prestazioni sono state curate e seguite partendo dalla lunghissima esperienza Robopac nella costruzione di macchine per l'avvolgimento su pallet. La qualità dei materiali e le elevate caratteristiche tecniche di tutti i componenti meccanici ed elettronici usati si uniscono all'attenzione e precisione dei processi industriali, per portare sul mercato prodotti dagli elevatissimi standard in termini di prestazioni, sicurezza e durabilità.

Gli avvolgitori ROTOPLAT sono da sempre sinonimo di grande affidabilità operativa, semplicità d'uso, facilità di manutenzione e, soprattutto, rigoroso rispetto delle norme di sicurezza.

TECHNOPLAT (Figura 1.7)

Le Technoplat automatiche rappresentano la soluzione innovativa e flessibile per eseguire l'avvolgimento del pallet in modo completamente automatico. L'operatore posiziona il pallet sulla tavola rotante, avvia il ciclo mediante comando a distanza e, dopo l'esecuzione del ciclo di avvolgimento, che avviene in modo automatico, provvede a rimuovere il pallet. L'innovativo Gruppo Pinza-Taglio Film con Spalmatore integrato assicura l'aggancio, il taglio e la spalmatura della coda del film; in ogni condizione operativa è garantito il pieno rispetto delle vigenti normative di sicurezza.

La possibilità di posizionare il pallet mediante carrello elevatore o transpallet manuale, grazie all'altezza del piatto di 92 mm., evidenzia l'elevata flessibilità operativa della Technoplat.

- Macchine per film estensibile orizzontali

COMPACTA (Figura 1.8)

Le macchine della serie Compacta sono costruite seguendo criteri di alta qualità e specifiche costruttive sempre più raffinate e maturate nel corso del tempo. L'alto grado di soddisfazione riscosso in tutto il mondo dalle Compacta manuali posiziona queste macchine al top delle preferenze degli utenti finali che affidano il proprio prodotto alla tecnologia orizzontale di avvolgimento con film estensibile.

Grazie ai diversi diametri dell'anello rotante, la gamma di queste macchine Robopac copre in maniera completa innumerevoli categorie di prodotti delle più svariate forme e dimensioni.

La versatilità di impiego e la facilità di utilizzo delle Compacta unite alla robustezza che le contraddistingue pone anche questo prodotto Robopac al vertice della propria categoria.

SPIROR (Figura 1.9)

Le macchine avvolgitrici automatiche ad anello rotante della linea SPIROR sono la scelta ideale per l'avvolgimento con film estensibile di una grande varietà di prodotti. Queste macchine ad elevata produttività sono infatti la soluzione perfetta per la protezione e la consolidazione di estrusioni in alluminio e plastica, profilati in legno, prodotti tessili e tappeti, motori e tantissimi altri. L'avvolgimento mediante film estensibile assicura una tenuta perfetta, non danneggia il prodotto e rappresenta una scelta economicamente vantaggiosa e vincente.

Tutte le macchine della famiglia SPIROR sono costruite badando alla solidità ed alla sicurezza della macchina asservite alla funzionalità e semplicità d'uso ed agli altissimi standard di sicurezza. Gli automatismi del processo di avvolgimento e di pinzatura e taglio del film rendono le SPIROR perfette sia come macchine da linea sia come stazioni di lavoro ad automazione totale.

- Macchie per film termoretraibile

MICRA (Figura 1.10)

Confezionatrici angolari a campana manuale che consentono, con una sola operazione, la saldatura e la retrazione del film sul prodotto da confezionare. Grazie alle caratteristiche di grande funzionalità, affidabilità e facilità d'uso, queste confezionatrici trovano vasta applicazione nei più svariati settori quali: alimentare, grafico, chimico, cosmetico, audiovisivo, elettronico, farmaceutico, giocattoli, tessile ecc.

ARIANE (Figura 1.11)

Confezionatrice manuale ed automatica che coniuga ottime prestazioni e semplicità d'uso per le basse e medie produzioni di articoli appartenenti a svariate categorie merceologiche. La compattezza della macchina e la sua affidabilità ne fanno un prodotto centrato e stimato.

ATHENA COMBI (Figura 1.12)

Le macchine per imballaggio Athena Combi sono confezionatrici automatiche che racchiudono tutta la filosofia costruttiva ROBOPAC applicata alla realizzazione di macchine per l'imballaggio.

Le caratteristiche tecniche di queste confezionatrici, le soluzioni tecnologiche di altissimo livello, la robustezza e la sicurezza di queste macchine per l'imballaggio le posizionano al top della propria categoria. Il continuo sviluppo delle confezionatrici e la costanza nella ricerca delle soluzioni tecniche e dei materiali più adatti alla lavorazione con film termoretraibile hanno portato alla creazione di macchine per imballaggio dalle pregevoli caratteristiche di lavorazione del prodotto e della grande versatilità produttiva. Le confezionatrici Athena Combi offrono per questo grande adattabilità e precisione per quanto riguarda il processo di imballaggio dei vari articoli e grande praticità e sicurezza di utilizzo per l'operatore.

- **Macchine nastratrici e formatori**

STARTAPE (Figura 1.13)

Macchine manuali ed automatiche per la nastratura della struttura essenziale e solida offrono una gamma ampissima di funzioni ed opzioni sia per i formatori sia per gli automatismi.

SUPERBOX (Figura 1.14)

Robopac propone una macchina per la formazione automatica di scatole in cartone dalle ottime caratteristiche di produttività e durata. Il SUPERBOX e' infatti un formatore che preleva, apre, ripiega, forma e sigilla con nastro adesivo la parte inferiore della scatola. La grande versatilità risiede anche nella possibilità di utilizzare bobine adesive comunemente reperibili sul mercato.

La macchina è costituita da un magazzino per i cartoni, una zona dove i cartoni vengono aperti e una rulliera di uscita dove le scatole vengono nastrate alla base. La regolazione del cambio formato si esegue in maniera comoda per mezzo di 5 volantini a cui segue un aggiustamento dei riscontri del magazzino cartoni e della posizione delle ventose. I modelli disponibili sono tre, Superbox 544, 545 e 645.



Figura 1.3 – Robot Master



Figura 1.4 – Robot S6



Figura 1.5 – Rotowrap



Figura 1.6 - Rotoplat



Figura 1.7 – Technoplat



Figura 1.8 - Compacta



Figura 1.9 - Spiror



Figura 1.10 - Micra



Figura 1.11 – Ariane



Figura 1.12 – Athena Combi



Figura 1.13 – Startape



Figura 1.14 – Superbox

2. Problematiche d'urto

Questo studio nasce dall'esigenza, da parte di Robopac, di un continuo avanzamento e sviluppo, per avere prodotti sul mercato sempre più competitivi e all'avanguardia. L'attuale Robot S6, leader indiscusso fra i macchinari semoventi per imballaggio, è oggetto di studio per la sperimentazione di nuove tecnologie, con lo scopo di apportare miglioramenti sia dal lato dell'affidabilità che da quello della sicurezza.

In questo capitolo, innanzitutto, introdurrò alcune problematiche d'urto che potrebbero coinvolgere i macchinari dell'azienda, in particolare i robot semoventi, che non occupando una posizione fissa sono i più soggetti alla possibilità di urtare o essere urtati da altri oggetti o veicoli.

Prenderò in considerazione principalmente due categorie di possibili urti all'interno di magazzini industriali: la prima coinvolge esclusivamente due o più macchinari per l'imballaggio che si urtano reciprocamente, mentre la seconda, quella più gravosa, implica lo scontro fra un robot semovente ed un carrello elevatore.

Analizzando più nello specifico la seconda tipologia di urti, essendo quella più gravosa, distinguerò ulteriormente tre casistiche di impatto che coinvolgono la zona frontale del robot semovente.

Dopo aver considerato le casistiche di urto, descriverò il Robot S6 attualmente in produzione e vendita, analizzando le parti principali dalle quali è costituito.

Infine, come risposta alle problematiche illustrate, introdurrò le possibili modifiche che potrebbero apportare dei miglioramenti nell'utilizzo di questa tipologia di macchinari.

2.1 Tipologie di urti

Nei grandi magazzini industriali, caratterizzati da un continuo e cospicuo transito di merci e macchinari per il trasporto e l'imballaggio di queste ultime, si possono riscontrare numerosi urti e collisioni accidentali fra diverse tipologie di mezzi, che in base alla violenza degli impatti possono provocare danni più o meno gravi sui mezzi stessi e di conseguenza comportare una spesa per l'azienda.

Sebbene questi scontri non siano contemplati in un uso corretto dei mezzi, capita spesso, a causa di negligenza da parte dell' operatore, che non vengano rispettate distanze di sicurezza e velocità limite di movimento.

Gli urti più frequenti, che possono coinvolgere questa gamma di macchinari, si possono suddividere essenzialmente in due tipologie: urti fra due macchinari per il packaging ed urti fra un robot per imballaggio contro un carrello elevatore.

La seconda tipologia è sicuramente la più gravosa, data la grande differenza di massa dei due mezzi, caratterizzata anche da un ordine di grandezza, che mette in una posizione nettamente sfavorevole il mezzo più leggero.

Analizzo i due casi separati in modo da individuare i punti deboli e le possibili soluzioni per evitarli o contenerne i danni.

2.1.1 Urto robot contro robot

Questa tipologia d'urto avviene principalmente se non si mantiene la distanza necessaria tra due pallet al momento dell'imballaggio: i due robot, girando contemporaneamente in senso orario ognuno attorno al proprio bancale e non essendoci la distanza utile per il passaggio simultaneo di entrambi, si scontreranno in un urto frontale o inclinato di un certo angolo, in base alla distanza dei due pallet e di conseguenza al punto di impatto sui rispettivi paraurti anteriori. Si può vedere un immagine dell'urto in Figura 2.1.



Figura 2.1 – Urto fra robot che lavorano ad una distanza non adeguata

2.1.2 Urto robot conto carrello elevatore

Tale classificazione di urti racchiude diverse circostanze che possono provocare uno scontro, considerando che mediamente un muletto elettrico ha un peso 10 volte superiore a quello di un macchinario per l'imballaggio, questi scontri sono altamente dannosi per il robot S6.

Innanzitutto si presume che quando il carrello elevatore percorra le corsie dedicate a massima velocità non ci siano urti con altri macchinari, ma come spesso capita il maggior numero di scontri avviene nella zona di imballaggio dei bancali, dove gli operatori tramite carrelli elevatori posizionano bancali non avvolti e prelevano il prodotto imballato pronto per la spedizione. In questa fase viene assunta come velocità di movimentazione la metà di quella massima e viene ipotizzato un urto con il retro del muletto; nel caso di urto contro le forche di quest'ultimo i danni sono consistenti e difficilmente evitabili.

Siccome questo elaborato ha come obiettivo il dimensionamento del paraurti anteriore del robot S6, prendo in considerazione le possibili casistiche di urto contro il suddetto componente.

2.1.3 Casistiche di impatto

Gli urti che considererò in questa trattazione avranno una velocità relativa coincidente con la velocità del carrello elevatore, poiché, grazie ad un innovativo controllo di sicurezza a distanza, il robot riuscirà sempre a fermarsi prima dell'impatto. In tal modo le problematiche d'urto possono essere causate solamente dalla distrazione dei conducenti di altri mezzi o dal non corretto posizionamento di altri macchinari per il packaging senza sistemi di sicurezza a distanza.

Codesto macchinario, come tutta la gamma di robot semoventi per l'imballaggio, presenta su un lato un braccio meccanico che termina con una ruota tastatrice con la funzione, tramite un meccanismo di molle, di guidare il timone del macchinario attorno al pallet durante il ciclo di avvolgimento.

Il paraurti ha la funzione di attutire tutti i colpi che possono venire inflitti anteriormente, e di proteggere e preservare il timone in modo da non rendere inutilizzabile il macchinario dopo un urto che potrebbe danneggiare il sistema di guida del macchinario, oltre che porre la macchina in emergenza.

Nell'analisi successiva delle sollecitazioni sul paraurti prenderò in considerazione tre tipologie d'urto principali: urto frontale, urto laterale, ed urto inclinato di 45°, tutte agenti sul paraurti anteriore.

Urto frontale

Come si può vedere dall'immagine in Figura (2.2), il muletto impatta contro il robot in un urto coassiale dove entrambi i baricentri dei veicoli sono allineati con la direzione della velocità relativa. Il punto di contatto sarà all'incirca nella mezzeria della barra orizzontale del paraurti.



Figura 2.2 – Urto frontale fra carrello elevatore e robot

Urto laterale

In questa casistica l'impatto avverrà fra la parte posteriore del muletto e la parte laterale del paraurti, l'urto non sarà centrato, infatti solo il baricentro di uno dei due mezzi sarà allineato con la velocità di avanzamento; anche in questo caso l'urto sarà normale alla superficie del paraurti ed il punto di contatto verrà considerato nell'estremo più distante dal punto di aggancio del componente, per avere la sollecitazione massima a flessione, che potrebbe provocarne la rottura.

L'immagine dell'urto laterale è rappresentata in Figura 2.3.



Figura 2.3 – Urto laterale fra carrello elevatore e robot

Urto inclinato di 45°

Come ultima tipologia prendo in esame un urto inclinato di 45° gradi rispetto all'asse longitudinale del robot e normale alla superficie del paraurti, inclinata anche quest'ultima in modo analogo. Questo tipo d'urto può avvenire sia durante la manovra di un carrello elevatore che impatta contro il macchinario parcheggiato o in uso durante un ciclo, oppure può avvenire anche fra due robot in fase di avvolgimento con una distanza fra i pallet non adeguata, ovviamente almeno uno dei due robot non deve avere un sistema di sicurezza per evitare gli urti.

Questa configurazione è visibile nell'immagine di Figura 2.4.

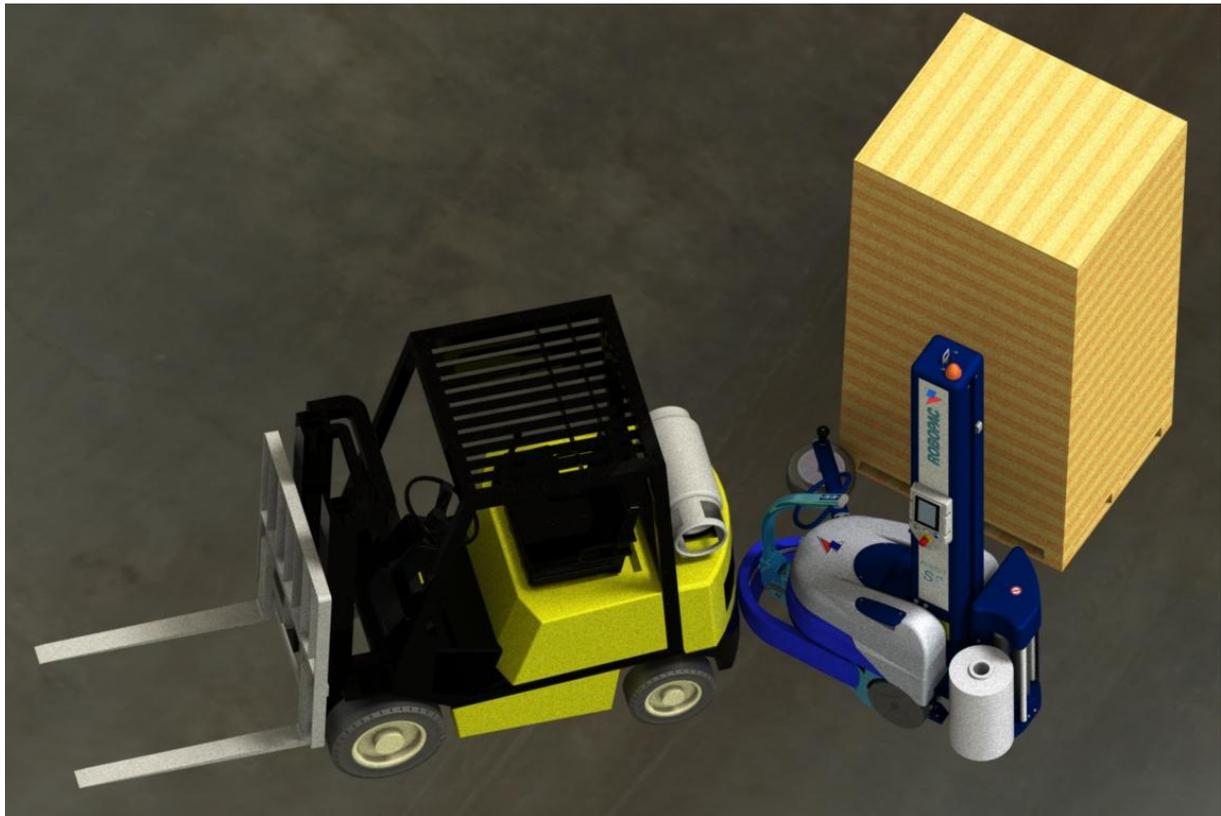


Figura 2.4 – Urto inclinato fra carrello elevatore e robot

2.2 Robot S6

Macchina avvolgitrice semovente per l'imbballaggio con film estensibile.

Il Robot S6 è costruito per avvolgere e stabilizzare carichi pallettizzati di qualsiasi forma, dimensione e peso, mediante film estensibile.

La progettazione viene eseguita tramite l'utilizzo di un software CAD 3D e con l'ausilio di simulazioni agli elementi finiti FEM.

Il corpo macchina è costituito da :

- Un basamento, costruito in lamiera saldata e rivestito in polietilene rotazionale autoestinguente. Il basamento è sostenuto da due ruote posteriori di trazione e due ruote anteriori direzionali, che permettono la facile movimentazione della macchina. All'interno sono alloggiare le apparecchiature elettriche e le batterie.
- Ruota tastatrice, costituita da una gomma circolare di diametro 320mm, viene sostenuta da un tubolare in acciaio. La ruota tastatrice posizionata manualmente a contatto con il pallet, permette di ruotare attorno ad esso dopo l'avvio del ciclo.
- Paraurti d'emergenza, costruito in gomma e sostenuto da una lamiera in acciaio armonico. All'interno sono presenti due micro interruttori di sicurezza che

intervengono nel caso in cui la macchina venga in contatto nella sua traiettoria con corpi estranei.

- Timone direzionale, costruito in tubolare di acciaio con due maniglie che permettono una facile presa da parte dell'operatore. Il timone viene utilizzato per movimentare la macchina quando è ferma.
- Albero, in acciaio, costruito in lamiera piegata a freddo ed ha una struttura a tubolare che conferisce un'alta resistenza alla torsione e alla flessione, rendendo l'albero più resistente.
- All'interno dell'albero è inserita la catena che trasmette il moto di salita e discesa al carrello, assicurando un controllo ottimale dell'avvolgimento. Inoltre il dispositivo anticaduta garantisce la massima sicurezza in caso di rottura della catena stessa.
- Carrello a rulli di prestiro a doppia motorizzazione indipendente con regolazione, dal quadro di comando, del rapporto di prestiro da 0% a 400%. Forza di deposito del film sul carico regolabile da quadro e controllata da dispositivo elettronico brevettato.

Il pannello di controllo è stato completamente riprogettato, adottando uno schermo Touch Screen. Questo nuovo pannello grazie al grande schermo a colori permette di creare programmi in modo semplice ed immediato, inoltre è dotato di una memoria maggiore per registrare fino a otto programmi diversi.

Il robot S6 è mostrato in Figura 1.4, mentre qui di seguito è riportato il disegno del layout in Figura 2.5 e Figura 2.6.

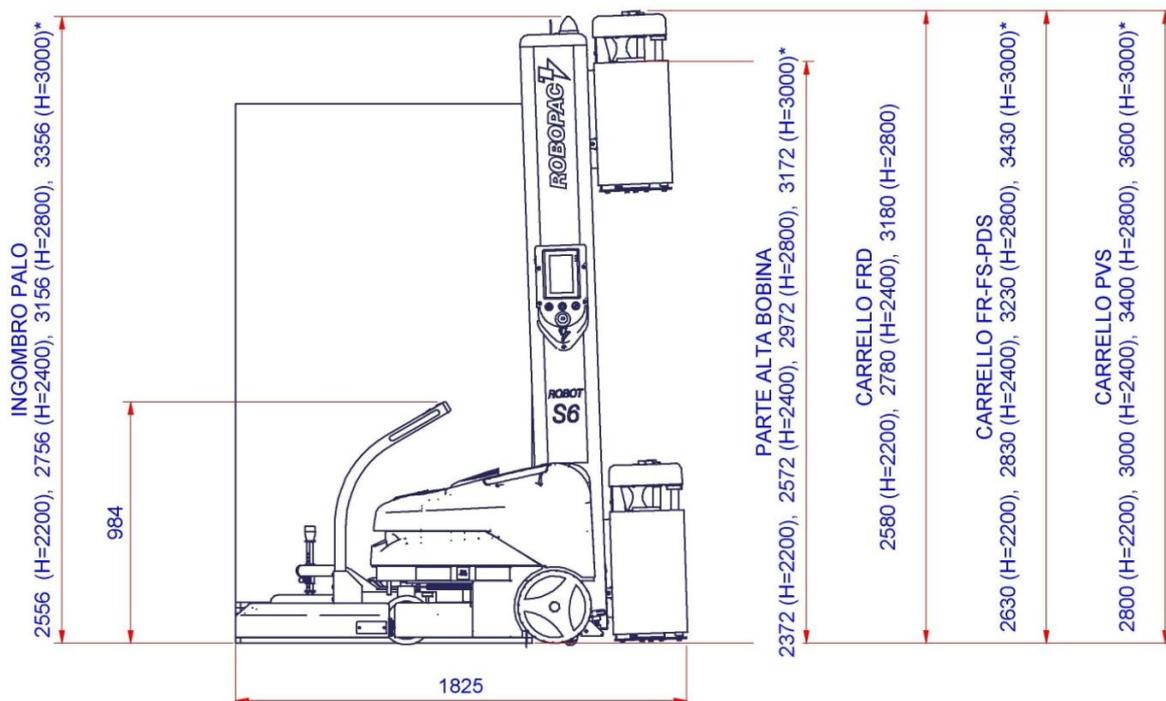


Figura 2.5 – Layout robot S6

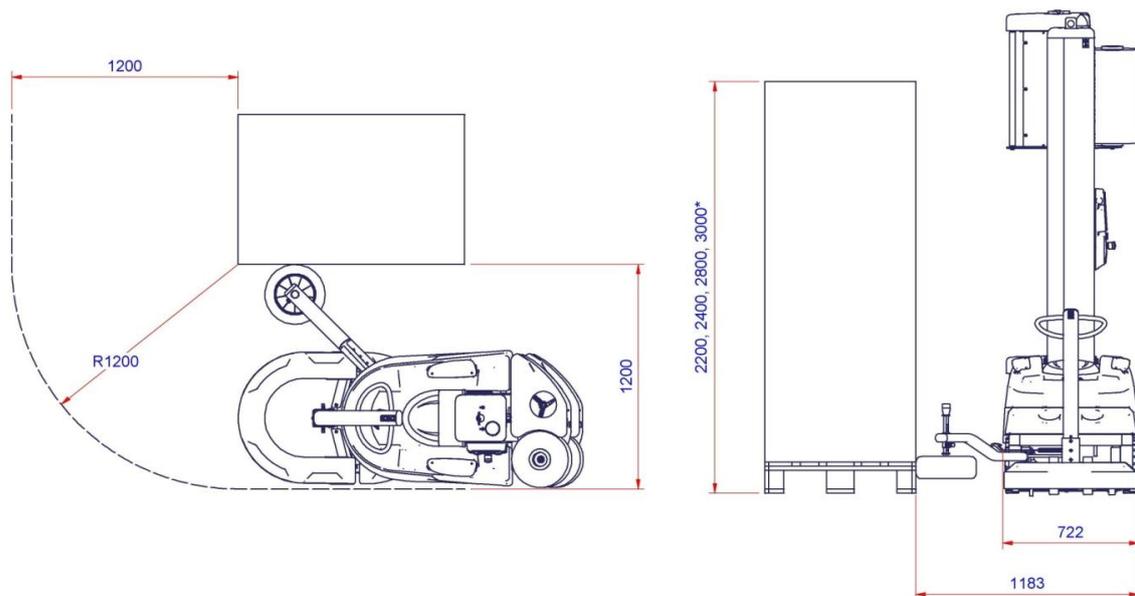


Figura 2.6 – Layout robot S6

2.3 Paraurti rinforzato per il robot S6

I nuovi studi sul robot S6 nascono dall'esigenza, da parte dell'azienda, della continua innovazione del prodotto, attraverso l'utilizzo di tecnologie all'avanguardia per garantirsi una fetta del mercato sempre maggiore, attraverso l'introduzione di prodotti sempre più performanti, sicuri e pronti a rispondere alle esigenze dell'attuale e futura clientela.

Tramite lo studio di un nuovo sistema di rilevamento della posizione a distanza, non si avranno più impatti indesiderati con oggetti, merci o persone che si interpongono sul percorso del macchinario durante l'esecuzione del suo ciclo di imballaggio. I vantaggi sono molteplici: non si accuseranno più danni economici dovuti al danneggiamento di merci o dei macchinari stessi, inoltre, fattore sicuramente più importante, si eviterà completamente ogni contatto fisico con gli operatori che sbadatamente occuperanno una posizione non adeguata.

Altro aspetto fondamentale di questa innovazione è l'esclusione della tipologia di urti robot contro robot, infatti con l'utilizzo contemporaneo di macchinari su due pallettini distinti posizionati ad una distanza inferiore a quella di sicurezza, entrambi i robot si fermeranno prima del loro impatto, evitando il danneggiamento reciproco dei paraurti.

Fenomeno, invece, non controllabile è quello che altri macchinari o oggetti impattino contro il robot S6 fermo, o opportunamente fermatosi dopo aver rilevato un veicolo dirigersi nella

sua direzione. Per tener in considerazione anche questa possibilità di urto verrà introdotto un paraurti in grado di resistere all'urto di un muletto che lo colpisce ad una determinata velocità.

Il proseguimento di questo studio si concentrerà sulla progettazione del paraurti in modo che possa resistere all'impatto di un carrello elevatore alla velocità di 2m/s, circa la metà della sua velocità massima.

3. Modelli impulsivi

In questo capitolo descrivo il comportamento durante la fase d'urto, esaminando sia le grandezze dinamiche e cinematiche sia quelle geometriche e strutturali, al fine di comprenderne l'influenza e l'interazione reciproca nella determinazione sia della velocità e delle accelerazioni che dell'energia meccanica scambiata dai due veicoli.

Normalmente la fase d'urto è molto breve, ma in essa agiscono forze elevate e grandi accelerazioni. Gli urti tra due mezzi possono essere classificati in diversi modi. Nell'ambito della fisica, una prima classificazione viene generalmente fatta in base alla conservazione dell'energia cinetica: si parla di urti elastici se l'energia cinetica si conserva e di urti anelastici, o plastici, se non si conserva.

Un'ulteriore classificazione è quella di considerare la direzione dell'impulso scambiato durante l'urto, si distinguono gli urti centrati ed eccentrici: i primi si verificano quando l'impulso delle forze scambiate tra i veicoli passa per i rispettivi baricentri, in questa classe di urti possono esserci non solo gli urti coassiali, frontali e posteriori, ma anche urti laterali o angolati; i secondi si verificano se l'impulso non passa per entrambi i baricentri dei veicoli.

I metodi che descrivono gli urti tra due corpi sono basati sulle leggi del moto di Newton, solitamente formulate attraverso gli integrali primi del moto e sulla conservazione dell'energia. I modelli che ne scaturiscono sono detti modelli impulsivi dell'urto. La schematizzazione dei veicoli può essere effettuata a più livelli, in molti è sufficiente analizzare la collisione dei veicoli schematizzati come punti materiali e trascurando le forze esterne al sistema; in altri casi conviene considerare anche le forze esterne al sistema, come la forza d'attrito con il terreno, per esempio negli urti a bassa velocità, oppure considerare le dimensioni finite dei mezzi per tenere in considerazione anche le velocità angolari. Per gli urti centrati è sufficiente utilizzare una schematizzazione ad un grado di libertà, mentre per quelli eccentrici sono necessari modelli a più gradi di libertà.

Nei modelli impulsivi la durata dell'urto viene considerata infinitesima, e perciò non vengono considerate le modalità con cui i vettori si scambiano le forze durante il tempo di contatto.

L'uso degli integrali primi del moto, come la quantità di moto, consente di ottenere equazioni che legano le grandezze relative ai veicoli all'inizio e alla fine del contatto.

3.1 Urti centrati coassiali

3.1.1 Modello ad un grado di libertà

Per descrivere gli urti centrati coassiali, ovvero tutti quei casi in l'impulso delle forze scambiate passa per i baricentri dei corpi, può essere utilizzato un modello ad un grado di libertà.

Durante l'urto, tra i veicoli si generano delle forze reciproche che, in ogni istante, sono uguali in modulo e direzione ma di verso opposto, secondo la terza legge del moto di Newton. Il sistema dei due veicoli rimane quindi in equilibrio sotto l'azione di queste forze interne di contatto.

In realtà, sul sistema agiscono anche delle forze esterne, come la forza d'attrito fra ruote e terreno, le forze aerodinamiche o quelle gravitazionali. Tuttavia queste, generalmente, hanno un'intensità trascurabile rispetto a quelle interne e per questo vengono trascurate. Questa ipotesi non è più valida nel caso di urti a bassissima velocità, in cui l'intensità delle forze interne ed esterne possono diventare confrontabili.

Riporto in Figura 3.1 lo schema di un urto centrato coassiale tra due mezzi ad un grado di libertà. La posizione dei veicoli, contraddistinti dai pedici 1 e 2, viene indicata tramite la variabile X , ed F è la forza scambiata da essi durante il contatto, mentre X_G sta ad indicare il baricentro del sistema.

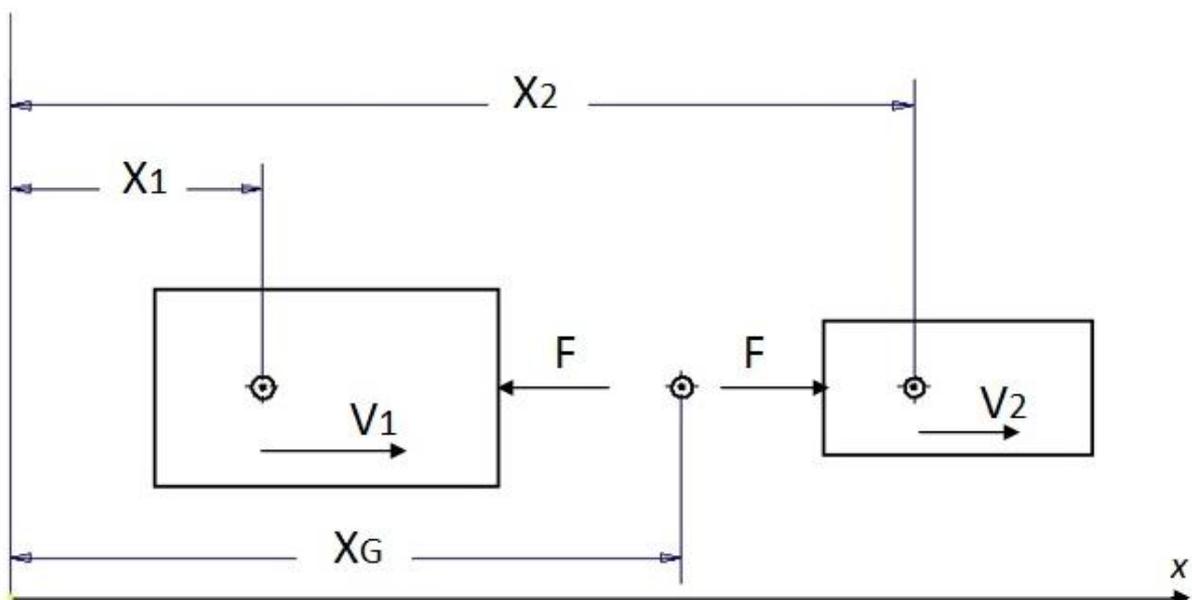


Figura 3.1 – Schema dei due veicoli

La seconda legge del moto di Newton indica che la forza su ciascun veicolo è pari alla massa del veicolo stesso, moltiplicata per la propria accelerazione.

Per entrambi i veicoli si può scrivere:

$$(3.1) \quad \begin{aligned} -F &= m_1 \ddot{x}_1 \\ F &= m_2 \ddot{x}_2 \end{aligned}$$

Eliminando F dalle due equazioni precedenti, si ottiene:

$$(3.2) \quad m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = 0$$

che rappresenta l'equazione di equilibrio dinamico dei veicoli.

Integrando questa equazione, sull'intera durata dell'urto Δt e considerando la massa dei veicoli indipendente dal tempo si ha:

$$(3.3) \quad m_1 \int \ddot{x}_1 dt + m_2 \int \ddot{x}_2 dt = 0$$

cioè, esplicitando gli integrali:

$$(3.4) \quad m_1 \Delta V_1 = m_2 \Delta V_2$$

dove:

$$(3.5) \quad \begin{aligned} \Delta V_1 &= \bar{V}_1 - V_1 \\ \Delta V_2 &= \bar{V}_2 - V_2 \end{aligned}$$

V_1 e V_2 indicano la velocità dei veicoli 1 e 2 all'inizio del contatto, mentre \bar{V}_1 e \bar{V}_2 quelle alla fine, cioè al momento della separazione dei veicoli.

Dalla 3.3 si può dedurre anche che gli impulsi delle forze interne che agiscono sui veicoli sono uguali e di verso opposti, e considerando anche la 3.4, si ottiene il teorema dell'impulso che uguaglia la variazione di quantità di moto subita da un veicolo all'impulso ricevuto:

$$(3.6) \quad I = m_1 \Delta V_1 = -m_2 \Delta V_2$$

La 3.6 indica che la variazione di quantità di moto del veicolo 1 è pari a quella del veicolo 2 ma di segno opposto e riordinando i termini si può anche scrivere:

$$(3.7) \quad \frac{\Delta V_1}{\Delta V_2} = - \frac{m_2}{m_1}$$

Tale relazione mostra che le variazioni di velocità subite dai mezzi durante l'urto sono inversamente proporzionali alle rispettive masse. Un veicolo più pesante subirà una variazione di velocità minore, mentre uno più leggero avrà una variazione di velocità maggiore.

Per ricavare la 3.4 non è stata fatta nessuna ipotesi sulle rigidità dei veicoli. La rigidità dei veicoli infatti non influisce sul rapporto tra i ΔV ma incide sull'entità delle deformazioni.

Poiché il ΔV non dipende dalla rigidità dei veicoli, per ottenere accelerazioni diverse deve cambiare la durata dell'urto, come sarà mostrato più avanti.

Esplicitando e cambiando l'ordine dei termini della 3.4 si ottiene:

$$(3.8) \quad m_1 V_1 + m_2 V_2 = m_1 \bar{V}_1 + m_2 \bar{V}_2$$

che esprime la conservazione della quantità di moto nell'urto.

Si nota che la 3.2 può essere integrata su un qualsiasi intervallo di tempo intermedio, giungendo così ad una espressione valida in ogni istante. La quantità di moto del sistema costituito dai due veicoli, cioè rimane costante in ogni istante t :

$$(3.9) \quad mV_1 + mV_2 = cost \quad \forall t$$

Date le coordinate dei due veicoli, la posizione del baricentro del sistema è espressa, in ogni istante, come:

$$(3.10) \quad x_G = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2}$$

Derivando rispetto al tempo si ottiene la velocità V_G del baricentro:

$$(3.11) \quad V_G = \frac{m_1 V_1 + m_2 V_2}{m_1 + m_2}$$

Dalla 3.8, la velocità del baricentro può essere anche scritta in termini delle velocità finali:

$$(3.12) \quad V_G = \frac{m_1 \bar{V}_1 + m_2 \bar{V}_2}{m_1 + m_2}$$

Dalla 3.9 si ha anche che la quantità di moto globale del sistema rimane costante, cioè:

$$(3.13) \quad (m_1 + m_2)V_G = cost$$

Il sistema considerato, trascurando le forze esterne, risulta infatti isolato ed in equilibrio, dato che le forze interne hanno risultante nulla. In questa situazione il baricentro del sistema rimane nel suo stato di quiete o moto rettilineo uniforme, cioè la sua velocità non accelera durante l'urto.

Questa proprietà del baricentro permette di scegliere come sistema di riferimento, in cui esprimere le velocità dei veicoli, quello ad esso solidale, che chiameremo riferimento del centro di massa. contraddistinto dal pedice cm .

Poiché il baricentro è fermo o in moto rettilineo uniforme, anche quest'ultimo sistema di riferimento è inerziale. Se la velocità V_{Gcm} del baricentro risulta nulla, dalla 3.13 si ha che anche la quantità di moto del sistema, nel nuovo sistema di riferimento, è nulla.

Le velocità iniziali dei veicoli risulteranno:

$$(3.14) \quad V_{1cm} = V_1 - V_G$$

$$V_{2cm} = V_2 - V_G$$

Mentre le velocità finali saranno:

$$(3.15) \quad \bar{V}_{1cm} = \bar{V}_1 - V_G$$

$$\bar{V}_{2cm} = \bar{V}_2 - V_G$$

Tali velocità rappresentano le velocità dei veicoli rispetto la velocità del baricentro.

La velocità relativa all'inizio dell'urto è data dalla differenza di velocità iniziale dei veicoli, e risulta positiva se i veicoli si avvicinano e negativa se i veicoli si allontanano:

$$(3.16) \quad V_R = V_1 - V_2 = V_{1cm} - V_{2cm}$$

Analogamente per la velocità relativa a fine urto:

$$(3.17) \quad \bar{V}_R = \bar{V}_1 - \bar{V}_2 = \bar{V}_{1cm} - \bar{V}_{2cm}$$

Sostituendo la 3.12 nella 3.14 si ottengono le espressioni delle velocità dei veicoli rispetto alla velocità del baricentro del sistema:

$$(3.18) \quad V_{1cm} = \frac{m_2}{m_1+m_2} V_R$$

$$V_{2cm} = -\frac{m_1}{m_1+m_2} V_R$$

Queste espressioni sono valide in ogni istante t , sostituendo i valori di velocità relativa iniziali con quelli al tempo t .

Dalla 3.5 e dalla 3.17, si ottiene che la differenza tra le velocità relative finali e iniziali è pari alla differenza tra le variazioni di velocità subite dai singoli veicoli durante l'urto:

$$(3.19) \quad \bar{V}_R - V_R = \Delta V_1 - \Delta V_2$$

Eliminando ΔV_2 tra le equazioni 3.4, 3.19 si ottiene:

$$(3.20) \quad V_1 = -\frac{m_2}{m_1+m_2} \left(1 - \frac{\bar{V}_R}{V_R}\right) V_R$$

Eliminando invece ΔV_1 si ottiene:

$$(3.21) \quad V_2 = -\frac{m_1}{m_1+m_2} \left(1 - \frac{\bar{V}_R}{V_R}\right) V_R$$

3.1.2 Il coefficiente di restituzione

Consideriamo un urto frontale coassiale (Figura 3.1), in cui il mezzo 1 si muove verso destra, ed il mezzo 2 si muove verso sinistra.

L'urto è contraddistinto da una prima fase di compressione in cui i baricentri dei veicoli si avvicinano, con velocità relativa positiva, fino a raggiungere una distanza minima, ovvero di massima deformazione, detta deformazione dinamica.

In questo istante, che indichiamo t_c , le velocità dei veicoli sono uguali, ovvero la velocità relativa è nulla, dopo di che si ha la fase di restituzione, in cui la velocità relativa si inverte di segno e i veicoli si allontanano, recuperando elasticamente una parte delle deformazioni.

La velocità dei veicoli al momento t_c , essendo nulla la velocità relativa V_R , per la 3.18 coincide con la velocità V_G del baricentro del sistema.

Al momento in cui cessa il contatto fra i veicoli, si ha una deformazione permanente su entrambi, detta deformazione residua. La distanza iniziale dei due veicoli coincide con quella fra i loro baricentri, mentre quella finale sarà inferiore a causa delle deformazioni residui su entrambi i veicoli.

In entrambe le fasi, di compressione e di restituzione, le forze di contatto che si scambiano i veicoli mantengono lo stesso verso, e tendono a fare allontanare i veicoli e a fare invertire il segno iniziale della velocità relativa.

Integrando le forze negli intervalli $t_1 - t_c$ e $t_c - t_2$ si ottengono gli impulsi di compressione e di restituzione:

$$(3.22) \quad I_c = \int_{t_1}^{t_c} F dt \qquad I_r = \int_{t_c}^{t_2} F dt$$

Newton per primo postulò, in base all'evidenza sperimentale, che l'impulso di restituzione fosse proporzionale all'impulso di compressione e chiamò il loro rapporto coefficiente di restituzione, che verrà indicato con il simbolo \mathcal{E} :

$$(3.23) \quad \mathcal{E} = \frac{I_r}{I_c}$$

Dalla 3.1 e dalle 3.22, integrando, si ottiene:

$$(3.24) \quad I_c = m_1(V_1 - V_G) = m_2(V_G - V_2)$$

$$I_r = m_1(V_G - \bar{V}_1) = m_2(\bar{V}_2 - V_G)$$

Nel caso di urto totalmente elastico, in cui cioè non si abbiano deformazioni permanenti, si ha $\varepsilon=1$, e per ciascun veicolo la variazione di velocità nella fase di compressione è uguale e contraria a quella nella fase di restituzione.

Viceversa se l'urto è totalmente plastico, ovvero la deformazione dinamica coincide con quella residua, senza alcun ritorno elastico, si ha $\varepsilon=0$ ed i due veicoli a fine urto posseggono la stessa velocità comune V_G .

Sostituendo nella 3.23 le 3.24 si ottiene:

$$(3.25) \quad \varepsilon = \frac{I_r}{I_c} = \frac{m_1(V_G - \bar{V}_1)}{m_1(V_1 - V_G)}$$

da cui, sostituendo al numeratore l'espressione della velocità del baricentro data dalla 3.12 e al denominatore quella data dalla 3.11, si ottiene:

$$(3.26) \quad \varepsilon = \frac{\frac{(m_1\bar{V}_1 + m_2\bar{V}_2)}{m_1 + m_2} - \bar{V}_1}{V_1 - \frac{(m_1V_1 + m_2V_2)}{m_1 + m_2}}$$

Da cui, semplificando, si ottiene la forma più utilizzata del coefficiente di restituzione, indicata per primo da Poisson:

$$(3.27) \quad \varepsilon = -\frac{\bar{V}_R}{V_R} = \frac{\bar{V}_2 - \bar{V}_1}{V_1 - V_2}$$

Il coefficiente di restituzione, essendo definito come rapporto tra l'entità dell'impulso nella fase di restituzione e quella nella fase di compressione, esprime il comportamento strutturale dei due mezzi. Questo non dipende unicamente dalle caratteristiche strutturali di un singolo mezzo, ma dal comportamento delle due strutture durante la loro interazione reciproca. Quindi, non può essere definito a partire da un singolo veicolo.

A causa della complessità geometrica delle strutture in contatto e delle interazioni tra le varie parti all'interno del telaio dei mezzi, risulta molto difficile poter calcolare un coefficiente di restituzione, dati i due veicoli e le condizioni iniziali dell'urto. Il coefficiente di restituzione è perciò un dato che viene determinato sperimentalmente, sulla base di crash test.

Tipicamente esso assume valori prossimi a zero per urti ad alta velocità, caratterizzati da grandi deformazioni, mentre assume valori maggiori al diminuire della velocità relativa di avvicinamento. Il valore unitario in pratica non viene mai raggiunto a causa di comportamenti viscosi dei materiali dei paraurti e per la presenza di altre forze esterne dissipative.

3.1.3 Calcolo delle velocità

Considerando la definizione di coefficiente di restituzione e le 3.20 e 3.21, le variazioni di velocità subite dai veicoli a seguito dell'urto possono essere scritte come:

$$(3.28) \quad \Delta V_1 = -\frac{m_2}{m_1+m_2}(1+\varepsilon)V_R$$
$$\Delta V_2 = \frac{m_1}{m_1+m_2}(1+\varepsilon)V_R$$

Queste equazioni legano le variazioni di velocità subite dai veicoli alla velocità relativa iniziale.

Definito m_c come massa equivalente del sistema costituito dai due mezzi:

$$(3.29) \quad m_c = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

Si può scrivere le velocità dei veicoli dopo l'urto in funzione di quelle prima dell'urto:

$$(3.30) \quad \bar{V}_1 = V_1 - \frac{m_c}{m_1}(1+\varepsilon)V_R$$
$$\bar{V}_2 = V_2 + \frac{m_c}{m_2}(1+\varepsilon)V_R$$

Siccome entrambi i mezzi contribuiscono a determinare la dinamica dell'urto, per conoscere le velocità a fine impatto è necessario conoscere entrambe le velocità prima dell'urto

3.1.4 Energia

In ogni urto una quota dell'energia cinetica posseduta inizialmente dai veicoli viene convertita in altre forme di energia, in parte viene trasferita da un mezzo all'altro e in parte rimane come energia cinetica residua di ciascun veicolo.

L'energia cinetica del sistema può essere espressa in qualsiasi momento come somma dell'energia cinetica posseduta dal baricentro più l'energia cinetica dei veicoli, valutata nel sistema di riferimento del centro di massa. Dalla espressione delle velocità dei mezzi rispetto al baricentro ottenuta nella 3.18 si ricava quindi per l'energia cinetica:

$$(3.31) \quad E_c = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)V_G^2 + \frac{1}{2}m_c V_R^2$$

Questa espressione, nel caso in cui la velocità del baricentro sia nulla, mette in luce il significato di massa equivalente del sistema dato al termine m_c .

L'energia cinetica è dunque funzione della velocità del baricentro e della velocità relativa tra i due veicoli.

Poiché si è ottenuto dalla 3.13 che la velocità del baricentro è costante in ogni momento, il primo termine del secondo membro della 3.31 risulta anche esso costante nel tempo. La variazione dell'energia cinetica del sistema è quindi dovuta esclusivamente alle variazioni della velocità relativa tra i veicoli. Quest'ultima, se non viene fornita energia dall'esterno, come nella pratica avviene, è massima all'inizio dell'urto, si annulla al momento della fine della fase di compressione e riacquista, a fine urto, un valore, col segno invertito, la cui entità dipende dall'entità della restituzione elastica, risultando sempre minore od uguale a quello iniziale. Si può quindi scrivere che l'energia cinetica del sistema può variare durante l'urto, mantenendosi all'interno di due estremi, come di seguito indicato:

$$(3.32) \quad \frac{1}{2}(m_1 + m_2)V_G^2 \leq E_C \leq \frac{1}{2}(m_1 + m_2)V_G^2 + \frac{1}{2}m_C V_R^2$$

o equivalentemente:

$$(3.33) \quad E_G \leq E_C \leq E_{ci}$$

dove E_G indica l'energia cinetica del baricentro del sistema, E_{ci} l'energia cinetica iniziale.

Risulta utile, per effettuare un bilancio energetico ed analizzare le modalità di trasferimento di energia da un veicolo all'altro, suddividere l'urto in due fasi: la fase di compressione e quella di restituzione.

Fase di compressione

In questa fase i veicoli vengono a contatto fra loro con una certa velocità relativa iniziale V_R ; nel contatto si generano forze che modificano la quantità di moto di ciascun veicolo, pur rimanendo costante il suo valore totale.

Durante il contatto i baricentri dei veicoli si avvicinano, a causa della deformazione delle strutture, fino a raggiungere una distanza minima, a cui corrisponde una velocità relativa nulla.

Durante questa fase una parte dell'energia cinetica iniziale del sistema viene assorbita nella deformazione dei veicoli. Questa energia assorbita E_a viene recuperata dal sistema nella fase successiva di restituzione, mentre quella anelastica è associata principalmente alle deformazioni permanenti delle strutture ed anche al comportamento viscoso dei materiali e alla conversione in altre forme di energia. La componente anelastica, ai fini del bilancio energetico, viene considerata come energia dissipata E_d , in quanto non recuperabile. Si ha quindi:

$$(3.34) \quad E_a = E_r + E_d$$

Teoricamente l'energia assorbita e quella dissipata risultano quindi distinte, anche se nel caso in cui l'urto sia completamente plastico, esse coincidano numericamente.

Il bilancio energetico del sistema, costituito dai due veicoli, può quindi essere scritto, per la fase di compressione, come:

$$(3.35) \quad E_{ci} = E_G + E_a$$

e quindi dalla 3.31 si ha:

$$(3.36) \quad E_a = \frac{1}{2} m_c V_R^2$$

ovvero, l'energia assorbita durante l'urto dipende solo dalla velocità relativa dei due mezzi all'inizio dell'urto.

Fase di restituzione

In questa fase parte dell'energia assorbita dalle strutture sotto forma di energia potenziale elastica, viene rilasciata, trasformandosi in energia cinetica. La percentuale di energia rilasciata dipende dalle strutture dei veicoli.

La velocità relativa dei veicoli, da nulla all'inizio di questa fase, assume a fine urto un valore \bar{V}_R .

L'energia cinetica del sistema alla fine dell'urto risulterà:

$$(3.37) \quad E_{cf} = \frac{1}{2} (m_1 + m_2) V_G^2 + \frac{1}{2} m_c \bar{V}_R^2$$

Il bilancio energetico del sistema in questa seconda fase può quindi essere scritto come:

$$(3.38) \quad E_{cf} = E_G + E_r$$

La quantità E_r di energia restituita elasticamente sarà:

$$(3.39) \quad E_r = \frac{1}{2} m_c \bar{V}_R^2$$

che, ricordandosi l'espressione del coefficiente di restituzione in 3.27, può essere scritta come:

$$(3.40) \quad E_r = \frac{1}{2} m_c V_R^2 \epsilon^2$$

Dalle 3.34, 3.36 e 3.39 si ha infine che:

$$(3.41) \quad E_d = \frac{1}{2} m_c (1 - \epsilon^2) V_R^2$$

Questa espressione lega l'energia dissipata alla velocità relativa iniziale dei due veicoli.

L'impulso delle forze interne, tra il momento iniziale e il momento finale dell'urto, può essere espresso sostituendo le espressioni dei ΔV ottenuti nelle 3.28:

$$(3.42) \quad I = m_c(1 + \varepsilon)V_R$$

In questa ultima equazione sono raggruppati i tre fattori che influenzano l'urto:

- Velocità di avvicinamento, sintetizzata nel termine V_R
- Masse dei veicoli, sintetizzata nel termine m_c
- Aspetti strutturali, sintetizzata nel termine ε

Questi tre fattori indicano che l'intensità dell'urto, ovvero dell'impulso e quindi delle forze che si sviluppano tra i due veicoli, dipendono solo della velocità di avvicinamento, della massa equivalente e della rigidità dei mezzi.

Velocità di avvicinamento

L'intensità dell'urto dipende direttamente della velocità relativa di avvicinamento dei veicoli e non dalle loro velocità singole.

Effetto della massa

La severità dell'urto è influenzata da una combinazione delle masse dei mezzi, espressa nel termine m_c , massa equivalente del sistema.

Aspetti strutturali

Nel coefficiente di restituzione si riassumono gli effetti legati alle caratteristiche strutturali dei veicoli. La geometria della struttura del mezzo ed i materiali che lo compongono definiscono il tipo di risposta all'urto e la percentuale di energia restituita rispetto a quella assorbita.

3.2 Urti nel piano

Il limite dei modelli ad uno o due gradi di libertà è l'impossibilità di determinare le velocità angolari dei mezzi, quindi in quei casi dove sia necessario stimare anche il loro contributo verrà applicato un modello a tre gradi di libertà.

Nella trattazione seguente, considerando i moti nel piano, si utilizzeranno tre gradi di libertà: una traslazione lungo X una lungo Y e la rotazione attorno all'asse baricentrico Z.

Durante l'urto si può assumere come semplificazione una superficie piana nella zona di contatto dei due veicoli, detta piano di contatto. Si può considerare che ad ogni istante l'insieme delle forze che agiscono durante l'urto sia equivalente ad un'unica forza agente in un punto sul piano di contatto, il punto in cui agisce la media delle risultanti delle forze durante tutto l'intervallo di tempo in cui si ha contatto è definito centro di impatto.

L'integrale nel tempo delle risultanti delle forze di contatto è pari all'impulso delle forze e la direzione della sua retta di applicazione, che coincide con la direzione della risultante delle forze, sarà indicata come direzione principale delle forze.

Il centro di impatto può, in modo approssimativo, essere collocato sulla superficie deformata dei veicoli, in una posizione centrale dell'area ove c'è stato il contatto diretto tra i veicoli.

L'impulso delle forze di contatto ha una componente I_n perpendicolare al piano di contatto ed una componente I_t parallela ad esso. Il rapporto tra le componenti normale e tangenziale è dato dal coefficiente di frizione:

$$(3.43) \quad \mu = \frac{I_t}{I_n}$$

Poiché, con un dato scorrimento relativo, sulla superficie di contatto dei due corpi vi è forza normale e tangenziale, il coefficiente di frizione μ che lega le due componenti dell'impulso in modo analogo al coefficiente di attrito tra due corpi che strisciano uno sull'altro. Il coefficiente μ può essere positivo o negativo, a seconda del segno di I_t .

3.2.1 Modello a tre gradi di libertà

Innanzitutto facciamo una distinzione fra urti centrati ed urti eccentrici: nel primo caso la retta d'azione dell'impulso passa per i baricentri di entrambi i veicoli, condizione non verificata nel secondo caso.

Analogamente a quanto già visto, per ricavare le relazioni tra velocità finali ed iniziali si applicano le leggi del moto di Newton utilizzando direttamente gli integrali primi del moto,

ovvero la quantità di moto e gli impulsi delle forze, mentre per il comportamento strutturale, l'interazione tra i veicoli e la dissipazione di energia, verranno considerati attraverso l'uso dei coefficienti di restituzione e di frizione. Si fanno le seguenti ipotesi semplificative:

- la durata dell'urto è breve;
- le forze di contatto interne al sistema sono elevate rispetto alle forze esterne.

Queste ipotesi fanno sì che la variazione di velocità subita dai veicoli sia quasi istantanea e le variazioni di posizione ed orientamento dei veicoli durante l'urto sia trascurabile.

Consideriamo un sistema di riferimento cartesiano centrato sul punto di impatto ed orientato così che l'asse X coincida con la direzione normale e l'asse Y con la direzione tangenziale alla superficie di impatto, come mostrato in Figura 3.2. Gli assi n e t coincidono rispettivamente con gli assi X e Y. ω

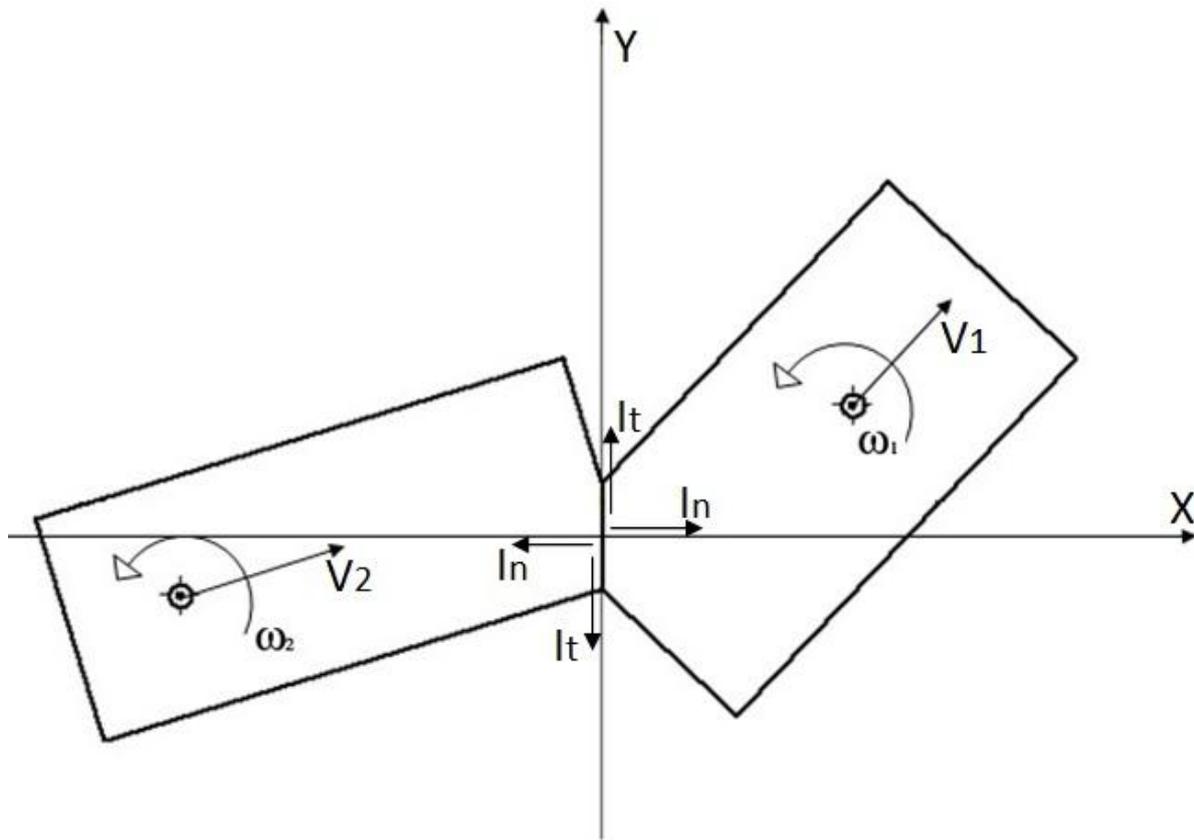


Figura 3.2 – Schema dei due veicoli al momento dell'urto

I baricentri dei veicoli hanno coordinate x ed y rispetto al sistema di riferimento.

Le equazioni derivanti dal teorema dell'impulso, tenendo conto anche della 3.43, si possono scrivere, per i due veicoli:

$$(3.44) \quad \begin{aligned} I_n &= m_1(\bar{V}_{1x} - V_{1x}) \\ I_t &= m_1(\bar{V}_{1y} - V_{1y}) \\ -I_n &= m_2(\bar{V}_{2x} - V_{2x}) \\ -I_t &= m_2(\bar{V}_{2y} - V_{2y}) \end{aligned}$$

Con V_x e V_y si intendono le componenti lungo X e Y della velocità dei baricentri dei veicoli.

La forza di contatto, essendo applicata nel punto di impatto, genera un momento impulsivo che fa variare il momento della quantità di moto dei due veicoli, secondo le:

$$(3.45) \quad \begin{aligned} I_n y_1 - I_t x_1 &= J_1(\bar{\omega}_1 - \omega_1) \\ I_t x_2 - I_n y_2 &= J_2(\bar{\omega}_2 - \omega_2) \end{aligned}$$

dove J indica il momento d'inerzia del veicolo rispetto ad un asse verticale perpendicolare al piano X-Y e ω indica la velocità angolare dei veicoli.

Si può aggiungere una ulteriore equazione introducendo il coefficiente di restituzione che in questo caso esprime il rapporto tra le velocità relative finali e iniziali in direzione normale del centro di impatto. Questo coefficiente, per distinguerlo dal coefficiente di restituzione calcolato come rapporto tra le velocità relative dei baricentri dei veicoli, viene indicato come ϵ_i .

Si osserva che in un urto piano il coefficiente ϵ per urti eccentrici può essere anche negativo ed è in generale difficile da stimare a priori, mentre il coefficiente ϵ_i è sempre compreso tra 0 ed 1 e può essere stimato così come si fa nel caso di urto centrato. Le componenti normali della velocità relative possono calcolarsi considerando il centro di impatto appartenente alternativamente al veicolo 1 e al veicolo 2:

$$(3.46) \quad \begin{aligned} \bar{V}_{Rn} &= (\bar{V}_{2x} + \bar{\omega}_2 y_2) - (\bar{V}_{1x} + \bar{\omega}_1 y_1) \\ V_{Rn} &= (V_{2x} + \omega_2 y_2) - (V_{1x} + \omega_1 y_1) \end{aligned}$$

L'equazione che ne deriva è:

$$(3.47) \quad \bar{V}_{2x} + \bar{\omega}_2 y_2 - \bar{V}_{1x} - \bar{\omega}_1 y_1 = \epsilon_i [V_{1x} + \omega_1 y_1 - V_{2x} - \omega_2 y_2]$$

Le 3.43, 3.44, 3.45 e 3.47 formano un sistema di 8 equazioni lineari che, noti i valori delle velocità iniziali o finali, il valore del coefficiente di restituzione ε_i e del coefficiente di frizione μ , permette di ricavare i valori delle velocità incognite e dell'impulso. Sostituendo nella 3.47 i valori di velocità finali ricavati dalle 3.44, e dalle 3.45 e tenendo conto della 3.43, si ottiene:

$$(3.48) \quad V_{2x} + \omega_2 y_2 - V_{1x} - \omega_1 y_1 - I_n \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{y_1^2}{J_1} + \frac{y_2^2}{J_2} - \frac{\mu x_1 y_1}{J_1} - \mu x_2 y_2 / J_2 \right] = \varepsilon_i V_{1x} + \omega_1 y_1 - V_{2x} - \omega_2 y_2$$

che ponendo:

$$(3.49) \quad a = \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{y_1^2}{J_1} + \frac{y_2^2}{J_2} \right]$$

$$b = \left[\frac{x_1 y_1}{J_1} + \frac{x_2 y_2}{J_2} \right]$$

e ricordando la prima delle 3.46, diventa:

$$(3.50) \quad I_n = \frac{1 + \varepsilon_i}{(a - \mu b)} V_{Rn}$$

Risolvendo le 3.44 e 3.45 nei valori delle velocità finali, si ottiene:

$$(3.51) \quad \bar{V}_{1x} = V_{1x} + \frac{I_n}{m_1}$$

$$\bar{V}_{1y} = V_{1y} + \frac{\mu I_n}{m_1}$$

$$\bar{\omega}_1 = \omega_1 + \frac{I_n}{J_1} y_1 - \frac{\mu I_n}{J_1} x_1$$

$$\bar{V}_{2x} = V_{2x} - \frac{I_n}{m_2}$$

$$\bar{V}_{2y} = V_{2y} - \frac{\mu I_n}{m_2}$$

$$\bar{\omega}_2 = \omega_2 - \frac{I_n}{J_2} y_2 + \frac{\mu I_n}{J_2} x_2$$

da cui, noti i valori di velocità iniziali, risulta immediato ricavarne i valori incogniti finali sostituendo l'espressione sopra ricavata di I_n .

Si osserva che dalle 3.44 si ottiene l'espressione, già ricavata per il caso monodimensionale:

$$(3.52) \quad \frac{\Delta V_1}{\Delta V_2} = -\frac{m_2}{m_1}$$

3.2.2 Energia

L'energia cinetica di un corpo rigido nel piano è in parte dovuta alla sua velocità di traslazione ed in parte alla sua velocità angolare. Al momento iniziale si può scrivere:

$$(3.53) \quad E = \frac{1}{2}m_1(V_{1x}^2 + V_{1y}^2) + \frac{1}{2}m_2(V_{2x}^2 + V_{2y}^2) + \frac{1}{2}J_1\omega_1^2 + \frac{1}{2}J_2\omega_2^2$$

Si può scrivere una equazione analoga per l'energia cinetica \bar{E} al momento finale, sostituendo le grandezze iniziali con quelle finali, e scrivere quindi l'energia dissipata come:

$$(3.54) \quad E_d = E - \bar{E}$$

Risulta chiaro che se nel calcolo delle energie in gioco si trascura l'energia cinetica di rotazione iniziale e finale dei veicoli, si commette un errore nella stima dell'energia dissipata. Nella maggior parte dei casi pratici, l'energia cinetica di rotazione iniziale dei veicoli è trascurabile. In questi casi effettuando un calcolo delle velocità con un modello a due gradi di libertà e quindi trascurando anche l'energia rotazionale finale, si ottiene sempre una sovrastima dell'energia dissipata.

Energia di deformazione normale e tangenziale

Si può distinguere l'energia dissipata in due contributi, quello E_{dn} dovuto alla deformazione plastica normale e quello E_{dt} dovuto alle deformazioni tangenziali alla superficie di contatto dei mezzi più quella dovuta all'attrito, con $E_d = E_{dn} + E_{dt}$.

Applicando il teorema di Kelvin, riportato nel paragrafo 2.5 si ha per E_{dn} :

$$(3.55) \quad E_{dn} = \frac{1}{2}I_n(V_{Rn} + \bar{V}_{Rn}) = \frac{1}{2} \frac{(1-\varepsilon_t^2)}{a-\mu b} V_{Rn}^2$$

dove le velocità relative normale V_{Rn} sono date dalle (3.46). Per l'energia E_{dt} si può scrivere:

$$(3.56) \quad E_{dt} = \frac{1}{2}\mu I_n(V_{Rt} + \bar{V}_{Rt})$$

dove le velocità relative tangenziali V_{Rt} sono date da:

$$(3.57) \quad \begin{aligned} \bar{V}_{Rt} &= (\bar{V}_{2y} - \bar{\omega}_2 x_2) - (\bar{V}_{1y} - \bar{\omega}_1 x_1) \\ V_{Rt} &= (V_{2y} - \omega_2 x_2) - (V_{1y} - \omega_1 x_1) \end{aligned}$$

Dalle 3.51 si può ricavare:

$$(3.58) \quad \bar{V}_{Rt} = V_{Rt} + (b - \mu c) I_n$$

con:

$$(3.59) \quad c = \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{x_1^2}{J_1} + \frac{x_2^2}{J_2} \right]$$

e quindi l'energia dissipata per deformazioni tangenziali ad attrito diventa:

$$(3.60) \quad E_{dt} = \frac{1}{2} \mu I_n [2V_{Rt} + (b - \mu c) I_n]$$

Si nota come sia E_{dn} che E_{dt} dipendono da entrambi i coefficienti: di restituzione e di frizione.

L'energia dissipata globalmente sarà data dalla somma dei termini nelle 3.55 e 3.60. Con alcuni passaggi algebrici si ottiene:

$$(3.61) \quad E_d = E_{dn} + E_{dt} = \frac{1}{2} \frac{(1+\varepsilon_i)}{(a-\mu b)} V_{Rn}^2 \left[(1 - \varepsilon_i) + 2\mu R + \mu \frac{(b-\mu c)}{(a-\mu b)} (1 + \varepsilon_i) \right]$$

con:

$$(3.62) \quad R = \frac{V_{Rt}}{V_{Rn}} = \frac{(V_{2y} - \omega_2 x_2) - (V_{1y} - \omega_1 x_1)}{(V_{2x} + \omega_2 y_2) - (V_{1x} + \omega_1 y_1)}$$

questa espressione rappresenta l'energia dissipata nella condizione più generale, in cui si abbiano forze normali e tangenziali alla superficie deformata, traslazioni e rotazioni dei veicoli.

3.3 Applicazione dei modelli impulsivi al caso reale

Nel capitolo precedente sono state analizzate le problematiche d'urto più comuni che coinvolgono i robot semoventi Robopac, in particolare il Robot S6, oggetto di questo studio.

Ora applicherò i risultati ottenuti dall'analisi della fase d'urto tramite modelli impulsivi ai casi reali di collisione che interessano il robot.

Dai risultati del capitolo precedente la circostanza più gravosa è lo scontro di un muletto contro il robot S6 fermo, per questo motivo in codesto capitolo si prendono in considerazione tre casi di urto che rappresentano le possibilità d'impatto più gravose per il paraurti del Robot S6: il primo caso sarà un urto centrato frontale coassiale studiato nel paragrafo precedente tramite un modello a un grado di libertà; mentre per gli altri due casi, urto eccentrico laterale e urto eccentrico inclinato di 45° rispetto l'asse longitudinale del Robot e ortogonale alla superficie del paraurti, si utilizzeranno le formule ottenute dal modello a tre gradi di libertà, poiché saranno coinvolte anche le velocità di rotazione dei corpi rispetto ai loro assi baricentrici.

I dati noti sono le masse e i momenti d'inerzia baricentrici dei due corpi, il muletto $m_1 = 3000Kg$, $J_1 = 1250Kgm^2$ ed il robot $m_2 = 370Kg$, $J_2 = 75,4Kgm^2$, e rispettivamente le loro velocità iniziali $V_1 = 2m/s$, $\omega_1 = 0$ e $V_2 = 0$, $\omega_2 = 0$; mentre le incognite dell'analisi sono le velocità finali di entrambi i mezzi: $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2$. Inoltre una volta note anche le velocità finali sarà semplice calcolare l'energia meccanica prima e dopo l'urto per entrambi i corpi e quindi la quantità di energia che si scambiano i due corpi durante lo scontro.

3.3.1 Urto frontale

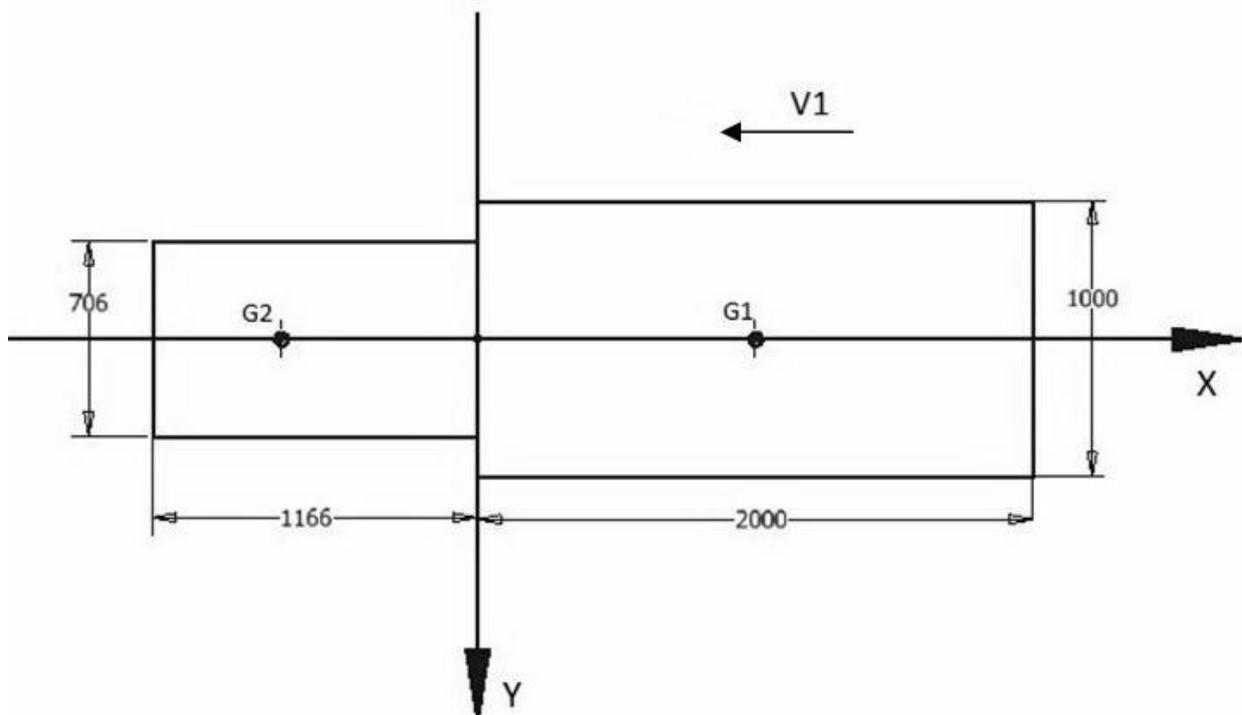


Figura 3.3 – Schema dei due mezzi al momento dell'urto frontale

Siccome l'obiettivo di questo studio è analizzare la possibilità di non avere deformazioni plastiche sul robot, in modo da garantire il proseguimento del funzionamento del macchinario dopo ripetuti urti entro una velocità limite relativa d'impatto di 2m/s, ipotizzo un coefficiente di restituzione unitario, cioè considero l'urto elastico. Dalla 3.23:

$$\varepsilon = \frac{I_r}{I_c} = 1$$

Le velocità finali dei due mezzi, \bar{V}_1 e \bar{V}_2 , si possono ricavare dalla 3.30 sostituendogli la 3.16 e la 3.29:

$$V_R = V_1 - V_2 = 2 - 0 = 2m/s$$

$$m_c = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{3000 * 370}{3000 + 370} = 329,4Kg$$

$$\bar{V}_1 = V_1 - \frac{m_c}{m_1} (1 + \varepsilon) V_R = 2 - \frac{329,4}{3000} (1 + 1) 2 = 1,56m/s$$

$$\bar{V}_2 = V_2 + \frac{m_c}{m_2} (1 + \varepsilon) V_R = 0 + \frac{329,4}{370} (1 + 1) 2 = 3,56m/s$$

Dalla 3.5 è possibile ricavare la differenza di velocità tra prima e dopo l'urto dei due mezzi.

$$\Delta V_1 = \bar{V}_1 - V_1 = 1,56 - 2 = -0,44m/s$$

$$\Delta V_2 = \bar{V}_2 - V_2 = 3,56 - 0 = 3,56m/s$$

Ora è possibile ricavare l'energia cinetica scambiata durante l'urto, equivalente alla differenza di energia cinetica di un mezzo a inizio e a fine urto, che sarà la medesima in modulo anche per il secondo mezzo, poiché ho ipotizzato un urto elastico $\varepsilon=1$.

$$\Delta E = -\Delta E_1 = \Delta E_2$$

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 = \frac{1}{2} * 3000 * 1,56^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 = -2347J$$

$$\Delta E_2 = \frac{1}{2} m_2 \bar{V}_2^2 - \frac{1}{2} m_2 V_2^2 = \frac{1}{2} * 370 * 3,56^2 - \frac{1}{2} * 370 * 0 = 2347J$$

3.3.2 Urto inclinato a 45°

Per le medesime ragioni del caso precedente assumo nuovamente un urto elastico, quindi ho il coefficiente di restituzione unitario $\varepsilon_i=1$.

Nel caso di urto a 3 gradi di libertà devo prendere in considerazione anche il coefficiente di frizione μ , che, valutando urti normali alla superficie trascuro la componente tangenziale dell'impulso. Dalla 3.43:

$$\mu = \frac{I_t}{I_n} = 0$$

In aggiunta ai dati relativi alle masse e alle velocità dei mezzi considero anche le posizioni dei loro baricentri: $x_1=1000\text{mm}$, $y_1=0\text{mm}$, $x_2=-818,1\text{mm}$, $y_2=-318,9\text{mm}$. Come in Figura 3.4.

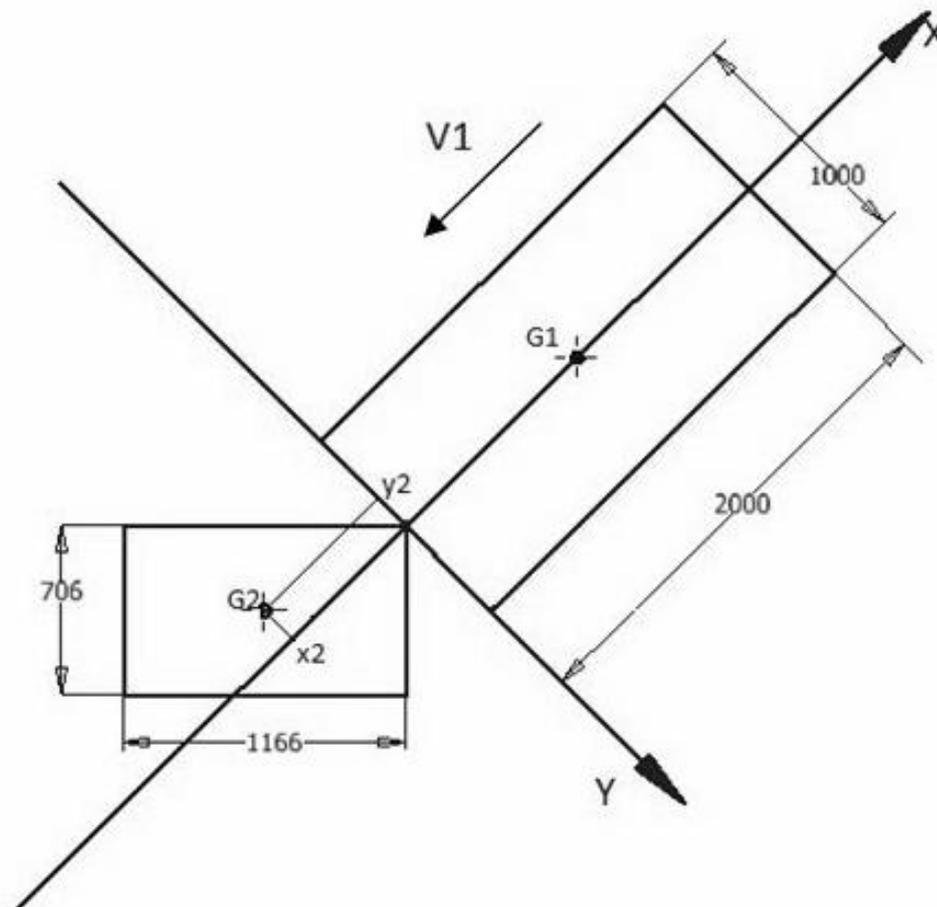


Figura 3.4 – Schema dei due mezzi al momento dell'urto inclinato

Ora tramite la 3.49

$$a = \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{y_1^2}{J_1} + \frac{y_2^2}{J_2} \right] = \left[\frac{1}{3000} + \frac{1}{370} + \frac{0^2}{1250} + \frac{0,3189^2}{75,4} \right] = 0,00438 \text{Kg}^{-1}$$

$$b = \left[\frac{x_1 y_1}{J_1} + \frac{x_2 y_2}{J_2} \right] = \left[\frac{1 * 0}{1250} + \frac{0,8181 * 0,3189}{75,4} \right] = 0,00346 \text{Kg}^{-1}$$

e la 3.50

$$I_n = \frac{1 + \varepsilon_i}{(a - \mu b)} V_{Rn} = \frac{1 + 1}{(0,00438 - 0 * 0,00346)} * 2 = 913,2 \frac{\text{Kg} * \text{m}}{\text{s}}$$

posso ricavare le velocità finali dei due mezzi dalla 3.51:

$$\bar{V}_{1x} = V_{1x} + \frac{I_n}{m_1} = -2 + \frac{913,2}{3000} = -1,70 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_{1y} = V_{1y} + \frac{\mu I_n}{m_1} = 0 + \frac{0 * 913,2}{3000} = 0 \text{m/s}$$

$$\bar{\omega}_1 = \omega_1 + \frac{I_n}{J_1} y_1 - \frac{\mu I_n}{J_1} x_1 = 0 + \frac{913,2}{1250} * 0 - \frac{0 * 913,2}{1250} * 1 = 0 \text{rad/s}$$

$$\bar{V}_{2x} = V_{2x} - \frac{I_n}{m_2} = 0 - \frac{913,2}{370} = -2,47 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_{2y} = V_{2y} - \frac{\mu I_n}{m_2} = 0 - \frac{0 * 913,2}{370} = 0 \text{m/s}$$

$$\bar{\omega}_2 = \omega_2 - \frac{I_n}{J_2} y_2 + \frac{\mu I_n}{J_2} x_2 = 0 - \frac{913,2}{75,4} * 0,3189 + \frac{0 * 913,2}{75,4} * 0,8181 = 3,86 \text{rad/s}$$

Scrivo le velocità in forma vettoriale:

$$\bar{V}_1 = \sqrt{\bar{V}_{1x}^2 + \bar{V}_{1y}^2} = \sqrt{-1,70^2 + 0^2} = 1,70 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_2 = \sqrt{\bar{V}_{2x}^2 + \bar{V}_{2y}^2} = \sqrt{-2,47^2 + 0^2} = 2,47 \text{m/s}$$

Dalla 3.5 è possibile ricavare la differenza di velocità tra prima e dopo l'urto dei due mezzi.

$$\Delta V_1 = \bar{V}_1 - V_1 = 1,70 - 2 = -0,30 \text{m/s}$$

$$\Delta V_2 = \bar{V}_2 - V_2 = 2,47 - 0 = 2,47 \text{m/s}$$

Analogamente al caso precedente è possibile ricavare l'energia cinetica scambiata durante l'urto.

$$\Delta E = \Delta E_1 = \Delta E_2$$

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \bar{\omega}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 - \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 3000 * 1,70^2 + \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 - \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 = 1687J \\ \Delta E_2 &= \frac{1}{2} m_2 \bar{V}_2^2 + \frac{1}{2} J_2 \bar{\omega}_2^2 - \frac{1}{2} m_2 V_2^2 - \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 370 * 2,47^2 + \frac{1}{2} * 75,4 * 3,86^2 - \frac{1}{2} * 370 * 0^2 - \frac{1}{2} * 75,4 * 0^2 = 1687J \end{aligned}$$

3.3.3 Urto laterale

Per le considerazioni fatte nei casi precedenti, assumo il coefficiente di restituzione unitario, $\epsilon_i=1$, ed il coefficiente di frizione nullo, $\mu=0$.

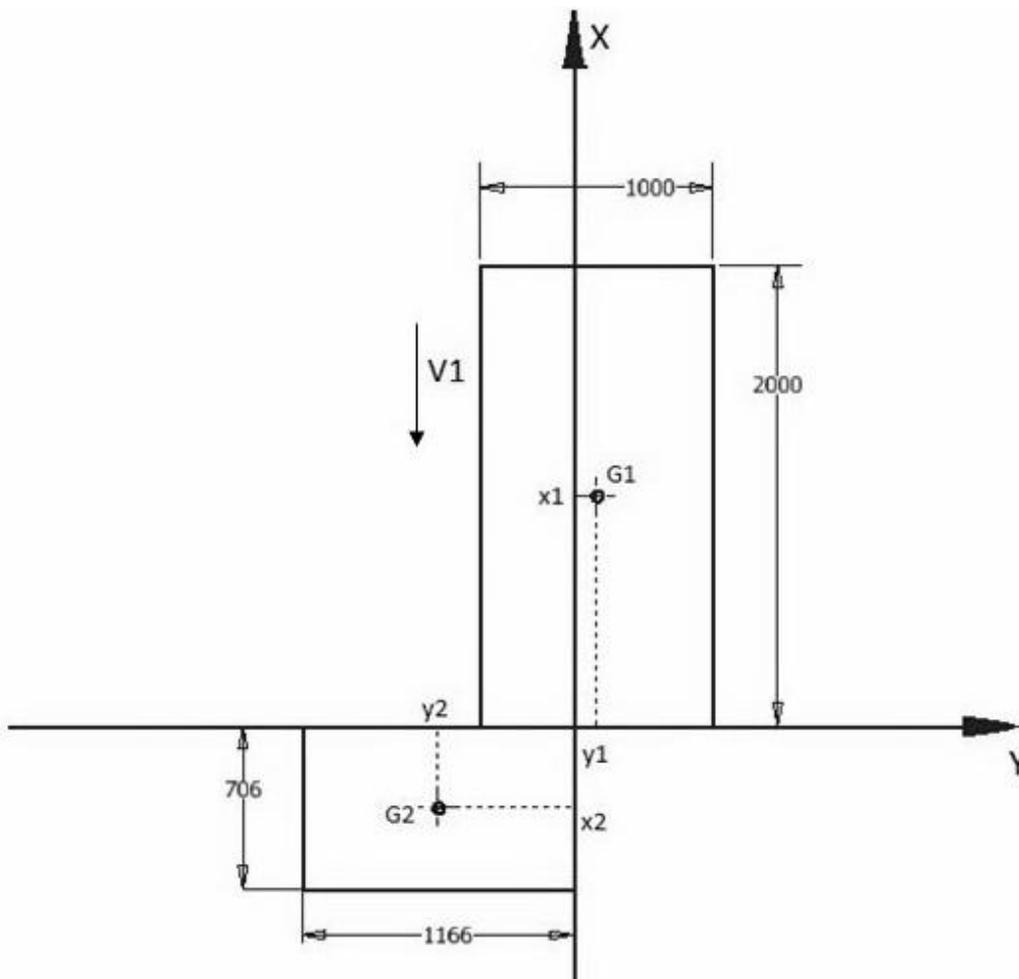


Figura 3.5 – Schema dei due mezzi al momento dell'urto laterale

Le posizioni dei baricentri dei mezzi secondo la nuova schematizzazione di Figura 3.5 sono:
 $x_1=1000\text{mm}$, $y_1=100\text{mm}$, $x_2=-353\text{mm}$, $y_2=-704\text{mm}$.

Ora tramite la (3.49)

$$a = \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{y_1^2}{J_1} + \frac{y_2^2}{J_2} \right] = \left[\frac{1}{3000} + \frac{1}{370} + \frac{0,1^2}{1250} + \frac{0,704^2}{75,4} \right] = 0,00962 \text{Kg}^{-1}$$

$$b = \left[\frac{x_1 y_1}{J_1} + \frac{x_2 y_2}{J_2} \right] = \left[\frac{1 * 0,1}{1250} + \frac{0,353 * 0,704}{75,4} \right] = 0,00338 \text{Kg}^{-1}$$

e la (3.50)

$$I_n = \frac{1 + \varepsilon_i}{(a - \mu b)} V_{Rn} = \frac{1 + 1}{(0,00962 - 0 * 0,00338)} * 2 = 415,8 \frac{\text{Kg} * \text{m}}{\text{s}}$$

posso ricavare le velocità finali dei due mezzi dalla 3.51:

$$\bar{V}_{1x} = V_{1x} + \frac{I_n}{m_1} = -2 + \frac{415,8}{3000} = -1,86 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_{1y} = V_{1y} + \frac{\mu I_n}{m_1} = 0 + \frac{0 * 415,8}{3000} = 0 \text{m/s}$$

$$\bar{\omega}_1 = \omega_1 + \frac{I_n}{J_1} y_1 - \frac{\mu I_n}{J_1} x_1 = 0 + \frac{415,8}{1250} * 0,1 - \frac{0 * 415,8}{1250} * 1 = 0,03 \text{rad/s}$$

$$\bar{V}_{2x} = V_{2x} - \frac{I_n}{m_2} = 0 - \frac{415,8}{370} = -1,12 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_{2y} = V_{2y} - \frac{\mu I_n}{m_2} = 0 - \frac{0 * 415,8}{370} = 0 \text{m/s}$$

$$\bar{\omega}_2 = \omega_2 - \frac{I_n}{J_2} y_2 + \frac{\mu I_n}{J_2} x_2 = 0 - \frac{415,8}{75,4} * 0,704 + \frac{0 * 415,8}{75,4} * 0,353 = 3,88 \text{rad/s}$$

Scrivo le velocità in forma vettoriale:

$$\bar{V}_1 = \sqrt{\bar{V}_{1x}^2 + \bar{V}_{1y}^2} = \sqrt{-1,86^2 + 0^2} = 1,86 \text{m/s}$$

$$\bar{V}_2 = \sqrt{\bar{V}_{2x}^2 + \bar{V}_{2y}^2} = \sqrt{-1,12^2 + 0^2} = 1,12 \text{m/s}$$

Dalla 3.5 è possibile ricavare la differenza di velocità tra prima e dopo l'urto dei due mezzi.

$$\Delta V_1 = \bar{V}_1 - V_1 = 1,86 - 2 = -0,14 \text{m/s}$$

$$\Delta V_2 = \bar{V}_2 - V_2 = 1,12 - 0 = 1,12m/s$$

Analogamente al caso precedente è possibile ricavare l'energia cinetica scambiata durante l'urto.

$$\Delta E = \Delta E_1 = \Delta E_2$$

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \bar{\omega}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 - \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 3000 * 1,86^2 + \frac{1}{2} * 1250 * 0,03^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 - \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 = 803J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta E_2 &= \frac{1}{2} m_2 \bar{V}_2^2 + \frac{1}{2} J_2 \bar{\omega}_2^2 - \frac{1}{2} m_2 V_2^2 - \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 370 * 1,12^2 + \frac{1}{2} * 75,4 * 3,88^2 - \frac{1}{2} * 370 * 0^2 - \frac{1}{2} * 75,4 * 0^2 = 803J \end{aligned}$$

3.3.4 Considerazioni sui modelli impulsivi applicati ai 3 casi d'urto

Grazie all'analisi della fase d'urto tramite modelli impulsivi mi è stato possibile quantificare l'energia meccanica scambiata dai due mezzi nelle tre casistiche di scontro; nel caso di una sollecitazione semplice, come può essere una trave soggetta a compressione assiale, avrei potuto uguagliare l'energia scambiata dai mezzi al lavoro di deformazione elastica compiuto dalla trave in modo da dimensionare la sezione in funzione della tensione limite di snervamento del materiale prescelto.

Data la geometria complessa del paraurti e in oltre avendo una sollecitazione mista data da sforzi di compressione taglio e momento flettente non mi è possibile seguire quest'approccio, inoltre definiti gli alti valori energetici e considerando come materiale di costruzione un metallo si avrebbero grandi quantità di energia assorbita solo in campo di deformazione plastica, data l'elevata rigidità che caratterizza questa categoria di materiali; volendo far lavorare il paraurti in campo elastico, per evitare costi di sostituzione molto frequenti, opterò per l'utilizzo di diversi materiali affinché sia presente una parte strutturale che resista all'urto ed un'altra che permetta di assorbire il maggior quantitativo di energia elasticamente, in modo che non sia da sostituire dopo ogni collisione; la soluzione che adotterò nei prossimi capitoli sarà l'utilizzo combinato di una parte rigida in acciaio e una parte elastica in materiale gommoso, data la grande capacità degli elastomeri di subire grandi allungamenti per poi tornare nello stato originale senza deformazioni residue.

3.4 Forza impulsiva

Per dimensionare la sezione resistente del paraurti ho bisogno di quantificare la forza che subisce quest'ultimo durante l'impatto. Trattandosi di un urto non avrò una forza costante nel tempo, ma bensì una forza impulsiva, che non è altro che una forza che agisce per un lasso di tempo molto breve, dell'ordine dei millisecondi.

Come anticipato a inizio capitolo il carattere impulsivo di una forza è la caratteristica fondamentale degli urti: durante un urto, le forze interne che governano l'interazione dei corpi sono sempre di molti ordini di grandezza più intense delle forze esterne, quali ad esempio la forza gravitazionale.

Questa grande differenza di intensità permette di trascurare le forze esterne e considerare il sistema come se fosse *isolato*, permettendo di utilizzare la conservazione della quantità di moto.

3.41 Teorema dell'impulso

L'impulso è una grandezza vettoriale, definita in meccanica classica come l'integrale di una forza nel tempo.

$$(3.63) \quad \Delta \bar{q} := \int_{t_0}^{t_1} \bar{F} dt$$

Con il termine impulso si indica il cambiamento di quantità di moto di un determinato corpo in un intervallo di tempo. L'introduzione del concetto d'impulso permette di enunciare il teorema dell'impulso: "l'impulso della forza agente su un punto materiale in un certo intervallo di tempo, è uguale alla variazione della quantità di moto del punto materiale nello stesso intervallo di tempo".

Infatti per il secondo principio della dinamica:

$$(3.64) \quad \bar{F} = \frac{d\bar{q}}{dt}$$

moltiplicando ambo i membri per il differenziale di tempo:

$$(3.65) \quad d\bar{q} = \bar{F} dt$$

integrando entrambi i membri tra due istanti t_0 e t_1

$$(3.66) \quad \int_{q(t_0)}^{q(t_1)} d\bar{q} = \int_{t_0}^{t_1} \bar{F} dt$$

si ottiene:

$$(3.67) \quad q(t_0) - q(t_1) = \int_{t_0}^{t_1} \bar{F} dt$$

Nel caso in cui la forza sia costante:

$$(3.68) \quad \Delta q = F \int_{t_0}^{t_1} dt = F \Delta t$$

Non sempre è possibile conoscere l'andamento temporale della forza, tuttavia l'equazione precedente può essere utilizzata per definire il valore medio $\langle F \rangle$ della forza:

$$(3.69) \quad \langle F \rangle = \frac{\Delta m V}{\Delta t}$$

L'urto tra due oggetti è proprio uno di quei casi in cui si può dire, a priori, molto poco riguardo all'andamento temporale delle forze che dipendono dalle caratteristiche dei corpi che collidono.

Si può determinare l'ordine di grandezza della forza esercitata reciprocamente dai due corpi supponendo che F abbia un valore costante uguale al suo valore medio $\langle F \rangle$.

3.42 Determinazione della durata dell'urto

Tramite la 3.69 è possibile ricavare la forza d'impatto dei due mezzi note la variazione di quantità di moto, quindi massa e velocità d'impatto dei due corpi, e la durata dell'urto.

Per quanto riguarda il caso preso in esame in questo elaborato, sono note sia le masse che le velocità dei corpi, mentre è sconosciuta la durata dell'urto.

Non essendoci la possibilità di fare prove sperimentali per determinare la durata dell'urto, ricaverò quest'ultima da una simulazione dinamica agli elementi finiti, riproducendo le condizioni d'urto tramite l'inserimento nel software delle condizioni al contorno del problema e i modelli dei due mezzi disegnati al CAD con le opportune semplificazioni ragionate, per non appesantire eccessivamente il calcolo.

Questo procedimento è descritto dettagliatamente nel capitolo successivo.

Bibliografia Capitolo 3

[1] Dario Vangi, "Ricostruzione della dinamica degli incidenti stradali: Principi e applicazioni" Firenze University Press, 2008.

[2] Matthew Huang, "Vehicle crash mechanics" CRC Press 2002.

[3] W. J. Stronge, "Impact Mechanics".

4. Il modello CAD e la simulazione al FEM

In questo capitolo determinerò la soluzione ottimale per proteggere il robot semovente da urti che coinvolgono la sua parte anteriore.

Innanzitutto analizzerò il disegno cad 3D del robot S6, in maniera da valutare gli ingombri esterni, i possibili punti di aggancio del paraurti e definire le dimensioni di quest'ultimo componente.

Ipotizzerò diverse forme di paraurti, ed analizzando la struttura che risponde meglio alle sollecitazioni di questo studio e tenendo in considerazione anche altri fattori, sceglierò la forma più adeguata.

Per poter dimensionare il paraurti ho bisogno di conoscere l'entità della forza sprigionata dall'urto, ma per far ciò, come preannunciato nel capitolo precedente, ho bisogno di conoscere la durata dell'urto. Per determinare il Δt farò una simulazione dinamica al FEM utilizzando un modello CAD semplificato del robot ed ipotizzando una sezione iniziale del paraurti, in modo da stabilire un ordine di grandezza delle forze in gioco.

Otterrò dalla simulazione una durata d'impatto molto breve, che produrrà un picco di tensioni troppo elevate, per questo motivo nel capitolo seguente adotterò una soluzione diversa per attenuare l'impatto, in modo da ridurre la forza impulsiva generatasi durante l'urto.

4.1 Posizionamento del nuovo paraurti

L'attuale Robot S6 (in Figura 4.1) presenta un paraurti d'emergenza, costruito in gomma e sostenuto da una lamiera in acciaio armonico, il paraurti è molto flessibile, progettato per resistere a piccoli urti provocati dal normale funzionamento del macchinario, che arresta il suo moto se viene a contatto con un oggetto tramite dei micro interruttori posizionati sul paraurti stesso.

Il paraurti non è collegato direttamente al telaio del macchinario, ma è solidale al timone, poiché unito a quest'ultimo tramite collegamenti bullonati su flange; questa soluzione è stata dettata dalla necessità di avere il dispositivo d'emergenza, che seguisse il macchinario in ogni suo cambio di direzione.



Figura 4.1 – Modello 3D del Robot S6

Si può vedere questa soluzione costruttiva in Figura (4.2), con una vista dall'alto ed una vista dal basso, per visualizzare meglio il collegamento.



Figura 4.2 – Paraurti d'emergenza del Robot S6

Tale dispositivo risponde eccellentemente alla funzione per cui è stato progettato, ma se volessi sottoporlo a carichi maggiori di semplici urti con oggetti posizionati sul suo percorso, come impatti contro altri macchinari in movimento, non risulterebbe più adeguato a sostenere un tale scambio di energia.

Nel proseguimento di questo studio, dimensionerò un paraurti in grado di resistere ad un urto contro un carrello elevatore di 3000Kg ad una velocità relativa di 2m/s, in modo che vengano preservati sia il timone che la struttura stessa del paraurti, affinché non ci siano costi di riparazione e soprattutto non ci sia la necessità del fermo macchina, poiché reso inutilizzabile, che può provocare perdite economiche ben maggiori.

Per conferire maggior solidità al sistema di ritenuta dei colpi, ho deciso di collegare il paraurti direttamente al telaio che presenta caratteristiche di rigidità e solidità migliori.

Qui di seguito, in Figura 4.3, viene mostrato il telaio del macchinario e sono indicati i punti di aggancio tramite le due frecce rosse.

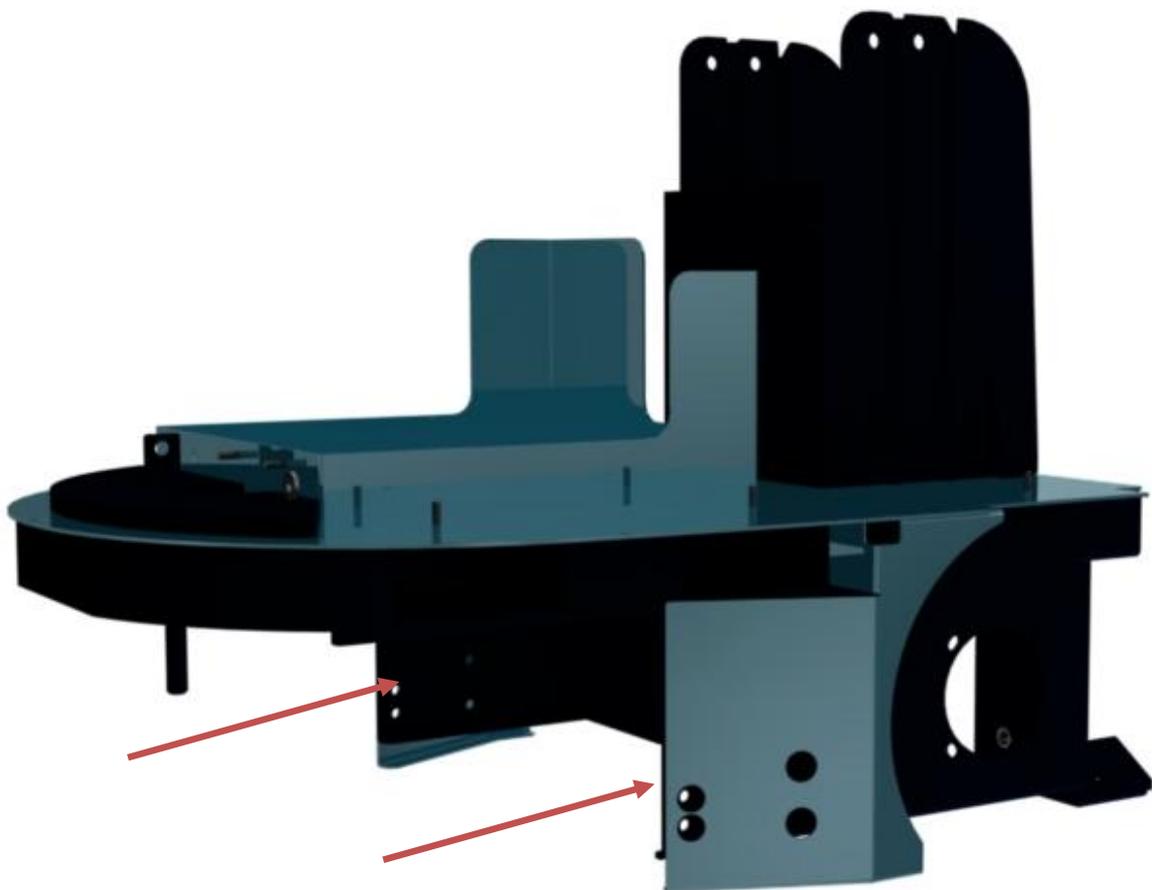


Figura 4.3 – Punti di aggancio del paraurti sul telaio del Robot S6

4.2 Scelta della forma del paraurti

Valutando gli ingombri massimi, e considerando il ruolo di protezione che deve avere il paraurti nei confronti della parte anteriore del macchinario sono giunto a tre possibili soluzioni costruttive. Qui di seguito riporto in Figura 4.4 uno schema con le tre opzioni, in modo da fare un confronto sulla soluzione ottimale; la comparazione viene fatta a parità di ingombro.

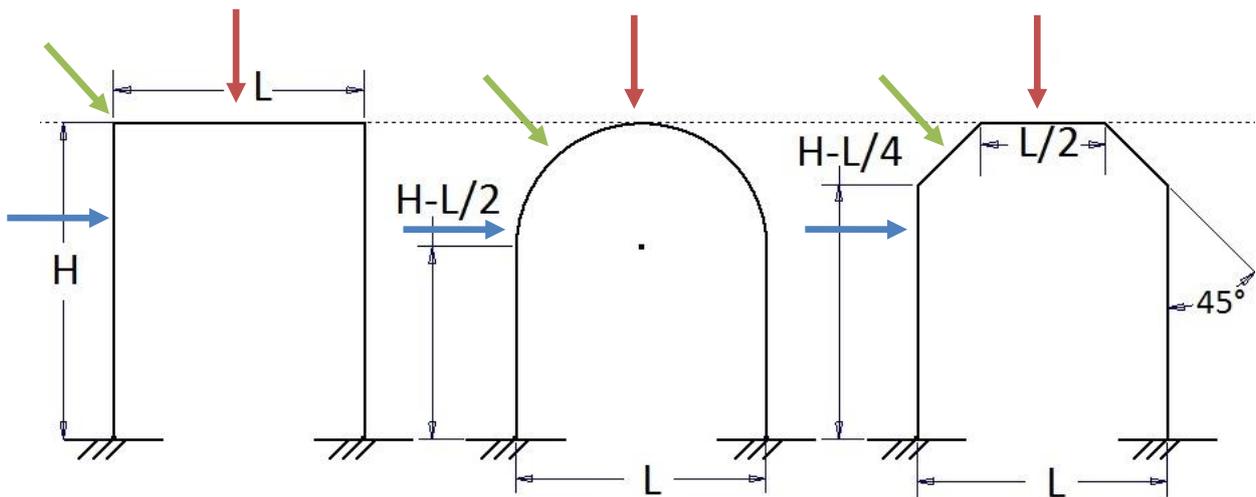


Figura 4.4 – Comparazione tra le possibili soluzioni costruttive del paraurti

Innanzitutto valuto i tre casi dal lato della resistenza, per far ciò ho preparato una simulazione statica agli elementi finiti: ipotizzando una sezione quadrata di lato 30mm, ho vincolato tutti e tre i casi con un incastro sulle superfici inferiori dei due piedritti ed applicato una forza concentrata di pari intensità, 10000N, come indicato in Figura 4.4 dalle frecce colorate: caso frontale di colore rosso, caso laterale di colore blu e caso inclinato di 45 gradi di colore verde.

Nelle immagini seguenti si possono vedere i risultati delle simulazioni con indicati i punti di massima tensione per ogni casistica.

1° caso: carico frontale. In Figura (4.5).

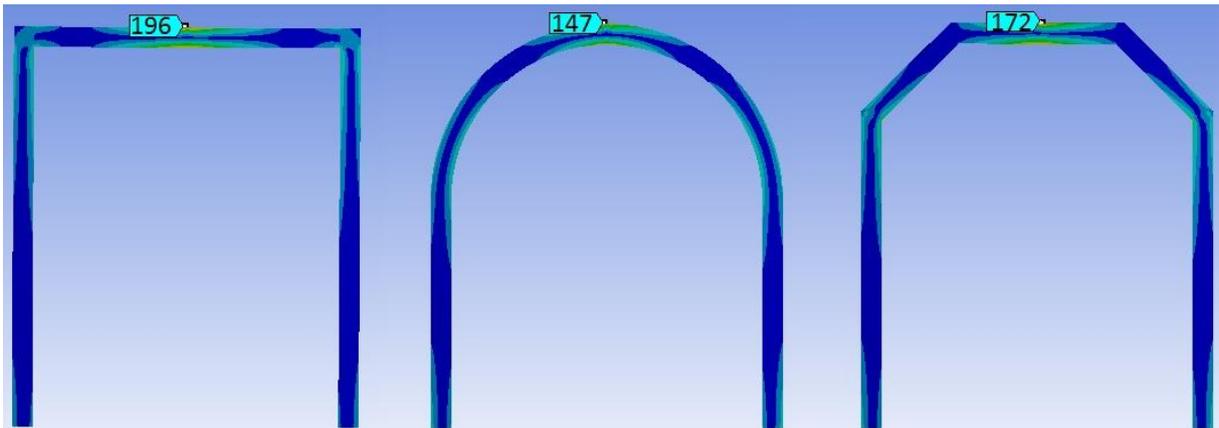


Figura 4.5 – Carico frontale

2° caso: carico laterale. In Figura (4.6).

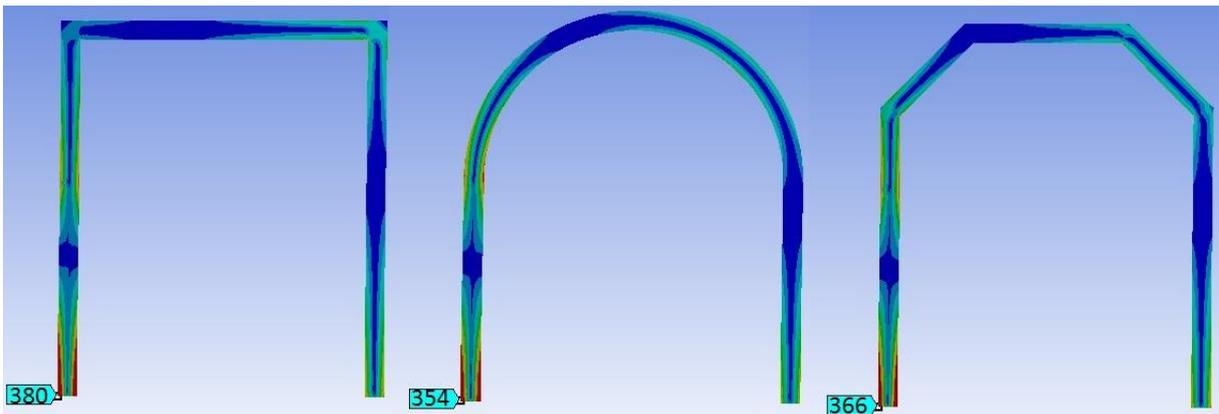


Figura 4.6 – Carico laterale

3° caso: carico inclinato. In Figura (4.7).

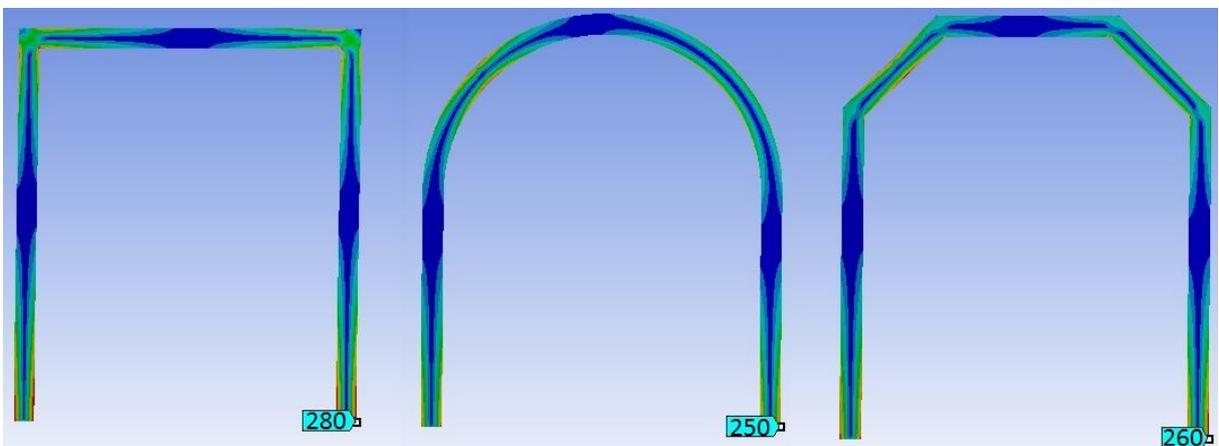


Figura 4.7 – Carico inclinato

Come si può notare dalla massima sollecitazione di Von-Mises, la soluzione che risponde meglio a tutte è tre le tipologie di carico è la seconda, ovvero il portale ad arco, per via di una migliore distribuzione di tensioni, mentre quella con le tensioni massime è il portale con trave orizzontale, la struttura trapezoidale ha un comportamento intermedio alle altre due.

Oltre all'aspetto strutturale, ci sono da considerare anche altri elementi per determinare la scelta più idonea: primo, la struttura più consona a seguire la forma della calotta del paraurti, con la quale verrà coperta la struttura in acciaio, che probabilmente sarà tondeggiante per seguire le linee curve del macchinario. Questa necessità, oltre alla peggior risposta al carico, comporta l'esclusione della struttura a forma di portale con trave orizzontale; secondo, l'utilizzo di molle in elastomero, come verrà mostrato nel capitolo successivo, che avrà la funzione di ammortizzare l'impatto, esclude la scelta del portale ad arco, poiché considerando curva anche la superficie posteriore del carrello elevatore l'area di contatto fra i due mezzi diverrebbe molto esigua e non permetterebbe all'ammortizzatore in gomma di svolgere adeguatamente la sua funzione.

Scelta la forma del paraurti, proseguo con il disegno del modello cad per poi esportarlo nell'ambiente di simulazione FEM, così da ottenere la durata dell'urto dalla simulazione. Noto il Δt dell'urto mi calcolo la forza media d'impatto con la quale posso ottenere una stima delle sollecitazioni massime tramite il calcolo statico della struttura; in questo modo avrò un termine di paragone per i risultati che otterrò tramite l'analisi dinamica agli elementi finiti.

4.3 Il modello CAD

Nel seguente paragrafo illustrerò tutti i modelli 3D di cui mi sono servito per ottenere dei risultati nelle simulazioni agli elementi finiti.

4.3.1 Il Telaio

Partendo dal disegno originale del robot S6 (in Figura 4.1), ho isolato la struttura del telaio, come si può vedere in Figura 4.3, esso è composto da lamiere piegate e saldate fra di loro, che ne determinano una geometria molto complessa, che risulta molto onerosa dal punto di vista computazionale, se caricata su un simulatore agli elementi finiti.

Per ovviare a questo problema ed avere comunque un riscontro realistico nei risultati, ho mantenuto tutte le lamiere che danno una certa rigidità e solidità al telaio ed ho eliminato tutte le flange che hanno solo uno scopo di collegamento ad organi ausiliari o di copertura. Inoltre per non appesantire drasticamente la mesh ho chiuso tutti i fori per viti e bulloni.

Il telaio modificato per la simulazione è visibile in Figura 4.8.

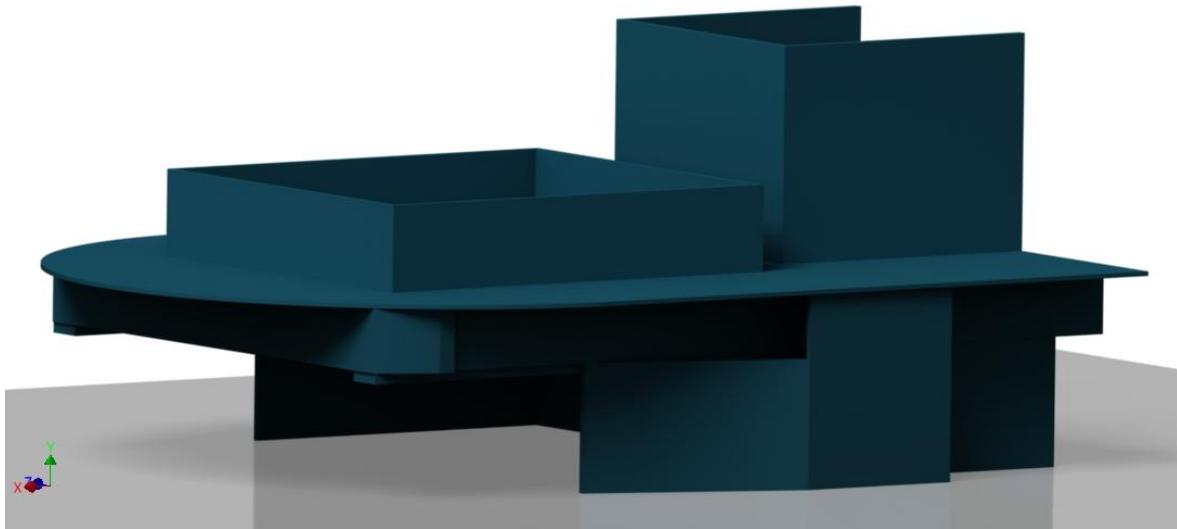


Figura 4.8 – Telaio modificato per simulazione FEM

Con il posizionamento di masse rigide che non influiscono sulla distribuzione di tensioni nel telaio, ho fatto in modo che la massa del robot coincida con quella reale e che il baricentro sia nella posizione effettiva, così da avere una risposta più veritiera dalla simulazione.

In Figura 4.9 ho inserito un'immagine della geometria del robot da inserire nel software FEM.

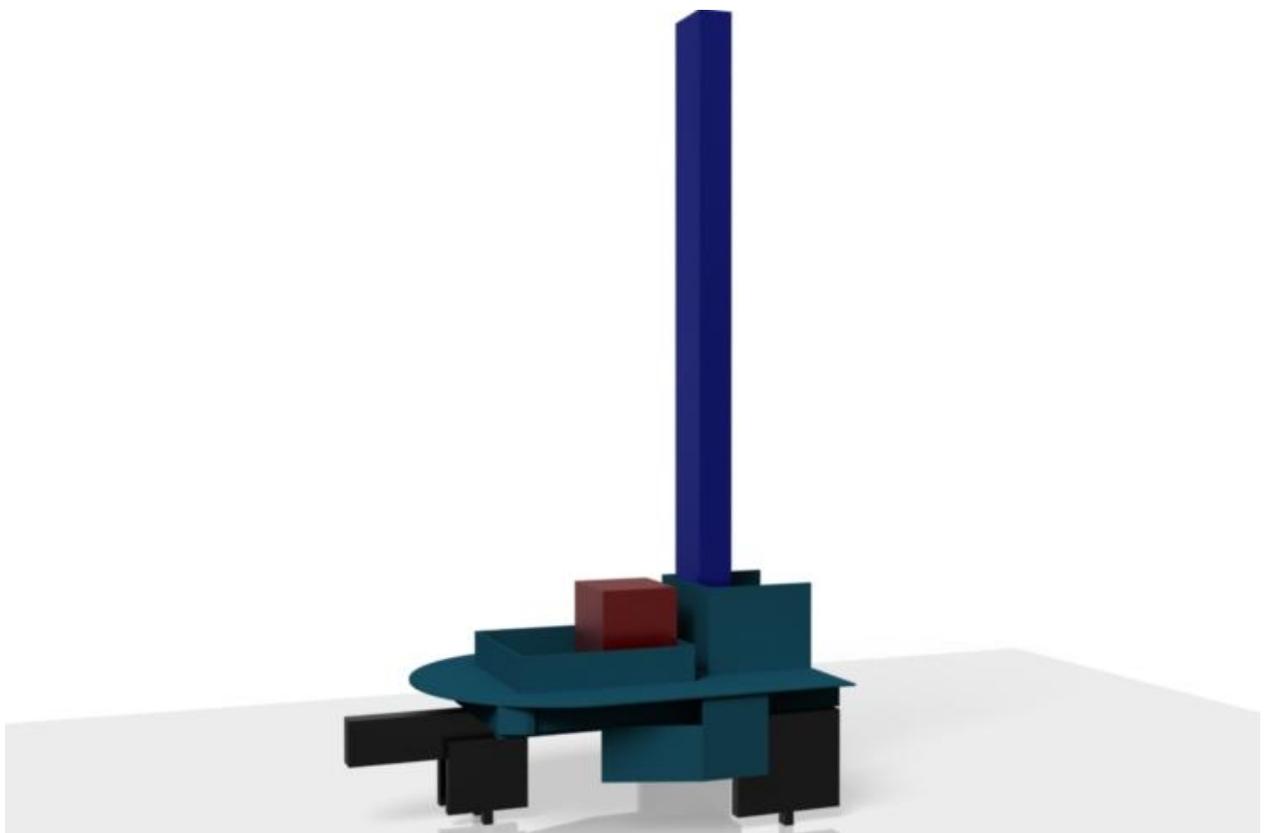


Figura 4.9 – Modello cad del Robot S6

4.3.2 Il Paraurti

Non avendo ancora a disposizione tutti i dati necessari per dimensionare il paraurti, ipotizzo una sezione di primo tentativo per vedere le risposta della simulazione nel suo complesso.

Il paraurti ha un ingombro massimo in lunghezza di 741mm ed in larghezza di 511mm, con la sezione di 40mm x 60mm e 4mm di spessore.

Le barre del paraurti sono saldate a due piastre di 110mm x 180mm, che tramite opportuni fori possono essere imbullonate al corpo della macchina; così che in caso di rottura il componente sia facilmente sostituibile.

In Figura (4.9) è riportato il disegno CAD.

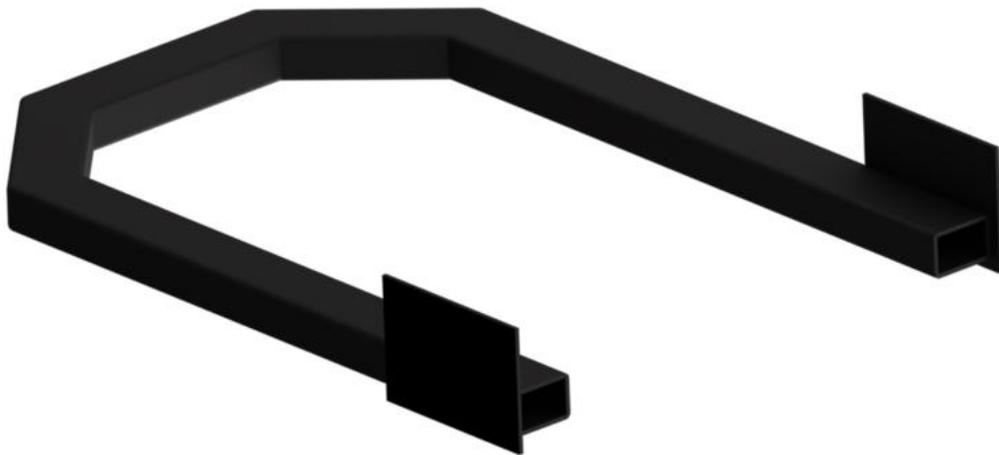


Figura 4.9 – Modello cad del paraurti

4.3.3 Il carrello elevatore

Il carrello elevatore avendo mediamente una massa 10 volte superiore a quello del macchinario per l'imballaggio e presentando una spessa piastra di acciaio attorno alla sua struttura, durante l'urto non subirà deformazioni. Per questa ragione nella simulazione verrà considerato corpo rigido, così che la sua geometria non influenzando la risposta sarà resa la più semplice possibile, mantenendo come caratteristiche solo le dimensioni di larghezza di lunghezza e del volume necessario per equiparare il peso reale. Inoltre alla superficie posteriore del muletto darò una certa curvatura, che rispecchia la maggior parte dei modelli di questa tipologia di macchinari.

4.4 Simulazione FEM

L'analisi agli elementi finiti (FEA) è una tecnica di simulazione a computer usata nelle analisi ingegneristiche. Questa tecnica di simulazione utilizza il Metodo degli elementi finiti (FEM), il cui obiettivo è essenzialmente la risoluzione in forma discreta e approssimata di generali sistemi di equazioni alle derivate parziali (o PDE).

I vantaggi di un'analisi agli elementi finiti consistono nella possibilità di trattare problemi di campo:

- definiti su geometrie complesse, e ciò rappresenta il cuore e la potenza dei metodi FEM;
- relativi ad una larga varietà di problemi ingegneristici;
- con complesse condizioni di vincolo;
- con complesse condizioni di carico.

Gli svantaggi dell'analisi consistono:

- nella impossibilità di generare una soluzione in forma chiusa e parametrizzabile del problema;
- nelle approssimazioni della soluzione inerenti all'approccio ad elementi finiti ;
- negli errori connessi alle procedure di calcolo utilizzate;
- nei facili errori di modellazione cui l'utente è soggetto.

4.4.1 Introduzione al metodo agli elementi finiti

IL Metodo degli Elementi Finiti (FEM) nasce negli anni 60, ma ha una evoluzione ed uno sviluppo esponenziali successivamente allo sviluppo degli strumenti informatici, suscitando notevole interesse per il vasto numero di campi cui è possibile applicare i suoi principi. L'uso del FEM si afferma come uno dei migliori strumenti per lo studio di quei sistemi complessi per i quali indagini e sperimentazioni in laboratorio comporterebbero spese eccessive, difficoltà logistiche e difficoltà legate alla misurazione fisica delle varie grandezze.

Se i primi approcci automatici per la soluzione delle equazioni differenziali che governano i fenomeni fisici, si affermano con le differenze finite, il FEM evolve la possibilità di soluzione dando una possibilità di applicazione che non ha eguali, grazie alla sua inoppugnabile flessibilità.

La generalità del metodo, inizialmente sviluppato dagli ingegneri e successivamente dimostrata anche dai matematici, ha permesso moltissimi studi ed applicazioni, aprendo la strada a nuovi filoni di ricerca che attualmente affrontano problematiche di notevole interesse di natura teorica e pratica.

L'idea base dell'approssimazione usata nel metodo agli elementi finiti è quella di approssimare il vero andamento della funzione incognita con quello di alcune funzioni particolari ad andamento noto: generalmente polinomiali, ma anche trigonometriche ed esponenziali. Vengono presi in considerazione un numero limitato di punti (chiamati nodi) interni al dominio di integrazione, per i quali i valori della funzione approssimata risulteranno identici a quelli della funzione approssimante.

Il teorema di Weierstrass enuncia che se una funzione f è continua nell'intervallo $[a,b]$ fissato un arbitrario $\epsilon > 0$, esiste un polinomio $P(x)$ tale che :

$$|f - P(x)| < \epsilon$$

Cioè ogni funzione continua può essere sufficientemente approssimata da un polinomio di grado sufficientemente elevato. L'approssimazione lineare, che risulta essere quella più semplice, è anche quella peggiore nella qualità dell'approssimazione stessa. In accordo con il teorema di Weierstrass, infatti, l'ordine del polinomio utilizzato nell'approssimare la soluzione reale, influisce sulla precisione con cui si potranno valutare la soluzione delle equazioni differenziali: più è elevato il grado, migliore sarà l'approssimazione.

La precisione dell'approssimazione dipende oltre che dal grado del polinomio, anche dalla dimensione dell'intervallo di suddivisione: mantenendo, ad esempio, un polinomio lineare, l'errore si riduce nella misura in cui vengono ravvicinati i nodi e quindi di quanto vengono ridotti gli intervalli.

Risulta evidente a questo punto come nel caso di presenza di forti gradienti della funzione da approssimare, risulti necessario infittire i nodi solo in tale zona piuttosto che in tutto il dominio della stessa. Tale potente flessibilità è uno dei maggiori vantaggi del FEM.

Uno dei passi più importanti dell'analisi strutturale è l'idealizzazione della struttura che permette di passare dal modello fisico a quello numerico. Tale passaggio comporta la riduzione del numero di gradi di libertà che nel mezzo continuo sono infiniti, mentre, considerando solo alcuni nodi della struttura, sono in numero, per l'appunto, finito.

Quindi si definisce discretizzazione della struttura quell'operazione che permette di passare dalla struttura reale a quella approssimata per la quale è possibile applicare il metodo degli elementi finiti con lo scopo di ottenere una soluzione ingegneristica del problema.

Considerando inoltre che la soluzione mediante l'utilizzo di metodi numerici avviene per mezzo di calcolatori elettronici, l'idea della discretizzazione è legata al limite fisico che tali macchine possiedono a livello di immagazzinamento di dati.

La modellazione della struttura costituisce quindi uno dei passi più importanti dell'analisi strutturale, in quanto in questa fase vengono formulate diverse ipotesi che permettono la semplificazione del modello reale: i risultati saranno influenzati da queste assunzioni, che comunque, una volta note, permetteranno una corretta interpretazione dei valori numerici.

4.4.2 Ansys Explicit Dynamic

Ansys explicit dynamic permette il miglioramento della progettazione di prodotti che necessitano di resistere ad impatti od a carichi di breve durata ed alta pressione. Questo genere di problema richiede strumenti di analisi avanzati in modo da prevedere con precisione l'effetto delle considerazioni fatte in fase di progettazione in risposta a elevati carichi. La comprensione di tali fenomeni complessi è particolarmente importante quando sia troppo costoso o ci sia l'impossibilità di eseguire test fisici.

Il pacchetto di prodotti Ansys explicit dynamic consente di ottenere la comprensione della fisica di eventi di breve durata per prodotti soggetti ad eventi altamente non lineari ed a transitori dinamici. Questo strumento specializzato, preciso e facile da usare è stato progettato per massimizzare la produttività.

Con Ansys explicit dynamic, si può studiare come una struttura risponde quando viene sottoposto a severi carichi. Algoritmi basati su principi primi prevedono con precisione le risposte, come ad esempio per grandi deformazioni del materiale o la sua rottura.

ANSYS Explicit STR

Introdotta come novità in Ansys WorkBench 12.0, Ansys explicit STR è il primo software di analisi dinamica esplicita ad utilizzare l'ambiente nativo di WorkBench. Si basa sulla parte lagrangiana presente nel solutore Ansys AUTODYN. Questa tecnologia andrà a soddisfare la risoluzione di problemi con dinamica veloce e fortemente non lineare di solidi, liquidi e gas considerando anche la loro interazione. Inoltre, è uno strumento indicato per coloro che vogliono beneficiare dello scambio di informazioni (modello FEM, risultati,..) con altri applicativi integrati nell'ambiente Ansys Workbench. Grazie all'interfaccia nativa in Ansys Workbench, il tempo di apprendimento per l'utilizzo di Ansys explicit STR è molto breve per un utente abituato all'impostazione di analisi tipica di Ansys Mechanics.

Consente la simulazione di:

- Drop tests (ambito elettronico e beni di consumo)
- Impatto solido-solido sia a bassa che alta velocità (applicazioni a partire dall'ambito sportivo fino a quello aerospaziale)
- Fenomeni di buckling plastico e non lineare (processi di formatura)
- Applicazioni con completa rottura del materiale (difesa e sicurezza)
- Contatti che possono rompersi, come per le saldature o la simulazione di adesivi (ambito elettronico e automobilistico)

4.4.3 Simulazione dell'urto fra carrello elevatore e robot

Per le simulazioni in questo elaborato ho utilizzato il software Ansys, tramite l'applicativo explicit dynamics presente nell'ambiente di lavoro WorkBench 14.5.

Descrivo qui di seguito tutte le fasi che mi hanno permesso di impostare questa simulazione, inoltre utilizzerò lo stesso procedimento anche per le successive analisi agli elementi finiti presenti in questo elaborato.

Geometria:

La modellazione 3D l'ho eseguita mediante un software di disegno esterno (Autodesk Inventor 2013), ed importata tramite un interfaccia fra i due programmi; l'assieme è composto dagli elementi descritti nel paragrafo 4.3 ed è possibile visualizzarli numerati in Figura 4.10.

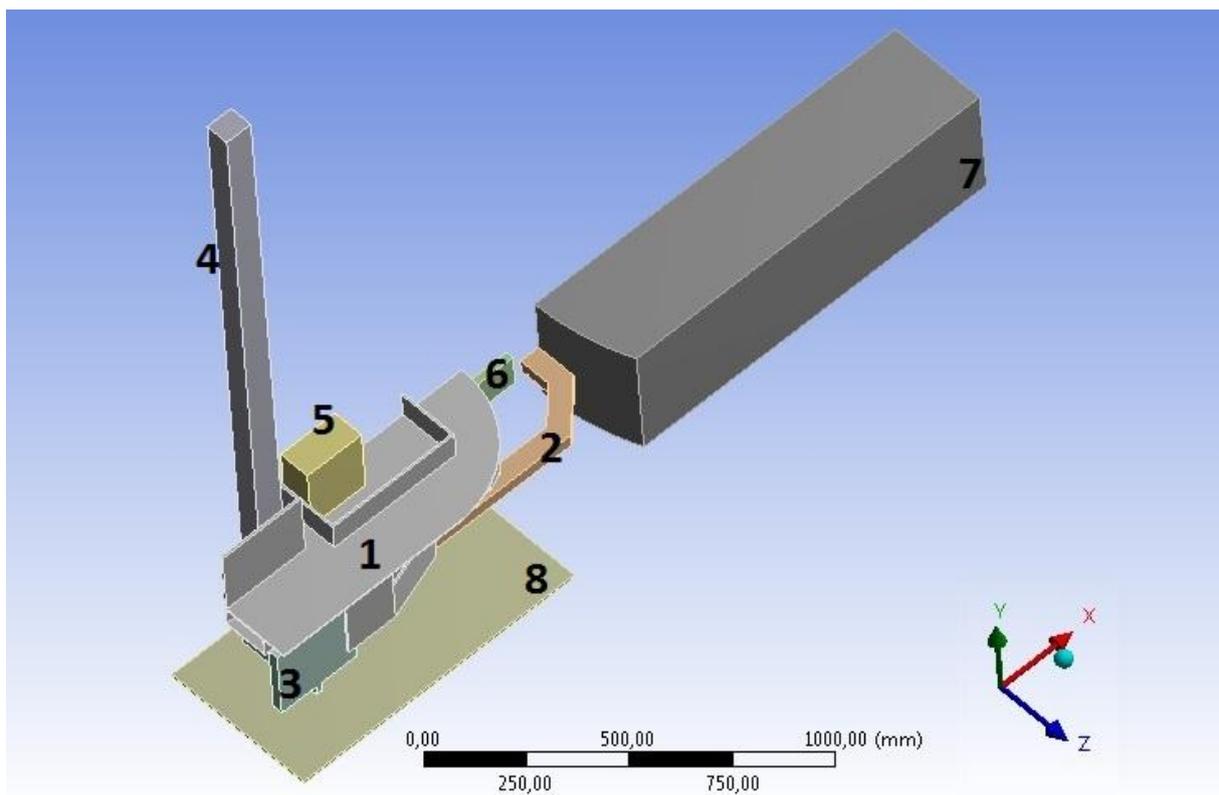


Figura 4.10 – Geometria della simulazione

Come si può notare dall'immagine la geometria è sezionata a metà tramite il piano Y-X poiché essendo simmetrici sia la forma che l'applicazione del carico, tramite il comando Symmetry si può ridurre della metà il numero di nodi e di elementi della mesh, ottimizzando i tempi di calcolo.

Sempre all'interno del comando geometria ho assegnato ad ogni componente un materiale e scelto se considerarlo rigido o flessibile. L'opzione di elemento rigido l'ho utilizzata per quei componenti di cui non mi interessava la deformazione e le tensioni ed abbastanza lontani dalla zona d'urto per non interagire nella risposta complessiva del telaio. Vediamo più in dettaglio ogni componente:

- 1- Telaio formato da lamiere piegate dello spessore 3mm più lamiere di rinforzo di spessori maggiori, lo considero flessibile per indagare l'andamento delle tensioni in modo che non venga raggiunta quella ammissibile, considerando un coefficiente di sicurezza 1,5;
- 2- Struttura del paraurti ottenuta da un profilato cavo con sezione rettangolare di dimensioni 40mmx60mm e di spessore 4mm, considerato flessibile poiché oggetto di questo studio;
- 3- Geometria che rappresenta una ruota posteriore del mezzo, con lo scopo di avere una superficie di contatto analoga a quella reale fra ruota e pavimento;
- 4- Geometria che rappresenta l'albero, in modo da ottenere l'altezza del baricentro del robot nella posizione realistica, considerata rigida;
- 5- Geometria che rappresenta la massa delle batterie e degli altri componenti elettrici al centro del macchinario, considerata rigida;
- 6- Timone e ruota anteriore, considerati rigidi poiché, protetti dal bumper, non sono soggetti a grosse tensioni e deformazioni, si avrà una superficie di contatto con il suolo come per la ruota posteriore;
- 7- Geometria che schematizza il carrello elevatore, considerata rigida data la sua natura costruttiva;
- 8- Pavimento, posizionato in modo da inserire un coefficiente d'attrito fra esso e le ruote, considerato rigido.

Dati tecnici:

Tramite questo comando è possibile inserire le caratteristiche dei materiali necessarie alla simulazione; in questa analisi assegnerò acciaio da costruzione come materiale per tutti i componenti, reperibile nella libreria dei materiali standard.

Collegamenti:

Tramite questa funzione è possibile stabilire il tipo di connessione che c'è fra i vari componenti del modello; tutte le superfici a contatto con il telaio le ho considerate fisse agli altri elementi, per quanto riguarda il contatto fra ruote e pavimento ho considerato: per quella posteriore un coefficiente di attrito statico fra gomma e cemento di 0,65 ed un coefficiente dinamico di 0,5 poiché striscerà durante l'urto, al contrario per quella anteriore, che è libera di rotolare, trascuro l'attrito volvente ed inserisco un contatto in assenza di attrito.

Mesh:

Per completare il modello, creo una mesh alla geometria, data la complessità della struttura, inizialmente scelgo una mesh grossolana per poi diminuire la dimensione degli elementi nelle zone di interesse. Nello specifico applicherò il sizing sulla struttura del paraurti e nel collegamento fra quest'ultimo ed il telaio, impostando la dimensione degli elementi su 5mm.

Explicit dynamics:

In questo comando inserisco innanzitutto le condizioni al contorno, impongo la velocità iniziale del carrello elevatore su 2000mm/s in direzione “-x”; dopo di che applico un supporto fisso al pavimento ed un spostamento nullo in direzione “y” al carrello elevatore, infine inserisco anche la forza di gravita in direzione “-y”. In impostazioni dell'analisi definisco la durata della simulazione pari a 0,03s.

Soluzione:

Nel comando che permette di visualizzare i risultati della simulazione, poiché sono interessato all'andamento delle tensioni, inserisco la tensione equivalente di Von-Mises.

4.5 Esito dell'analisi FEM

Nel comando soluzioni, tramite l'impostazione tensione equivalente è possibile visualizzare l'andamento delle tensioni nei vari componenti flessibili durante la fase d'urto.

Il picco di tensione si raggiunge dopo 0,003s dal momento d'impatto dei due mezzi. La durata dell'urto Δt è istantanea, come si può vedere dal grafico sollecitazioni-tempo in Figura 4.11, $\Delta t \cong 0,006s$.

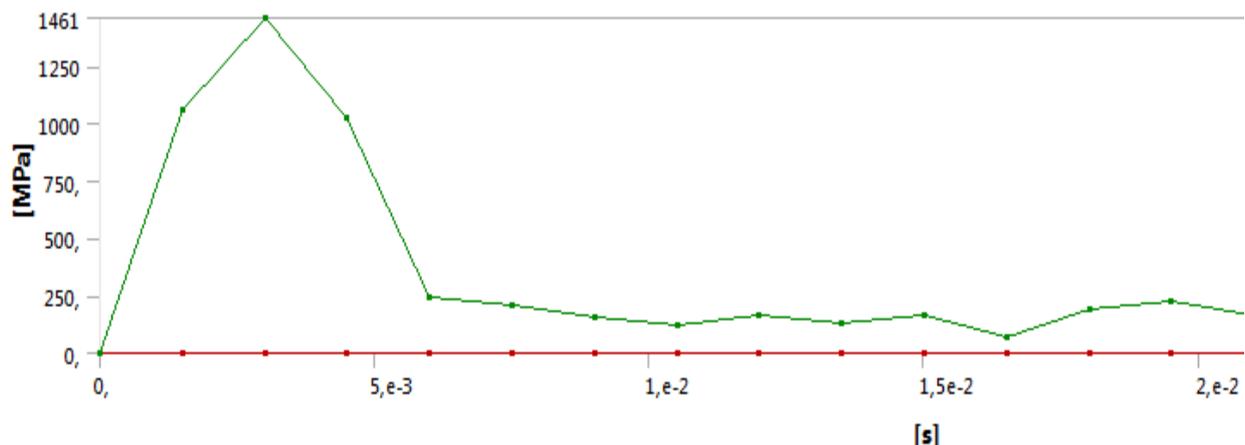


Figura 4.11 – Grafico delle tensioni nel tempo

La durata molto breve che caratterizza l'impulso fa tendere le tensioni ad un picco, che in questa simulazione raggiunge i 1460MPa nella mezzeria della trave orizzontale della

struttura. Riporto qui di seguito due immagini entrambe all'istante $t=0,003s$: in Figura 4.12 una vista completa dell'andamento delle tensioni su tutto l'assieme ed in Figura 4.13 un ingrandimento sulla struttura del paraurti.

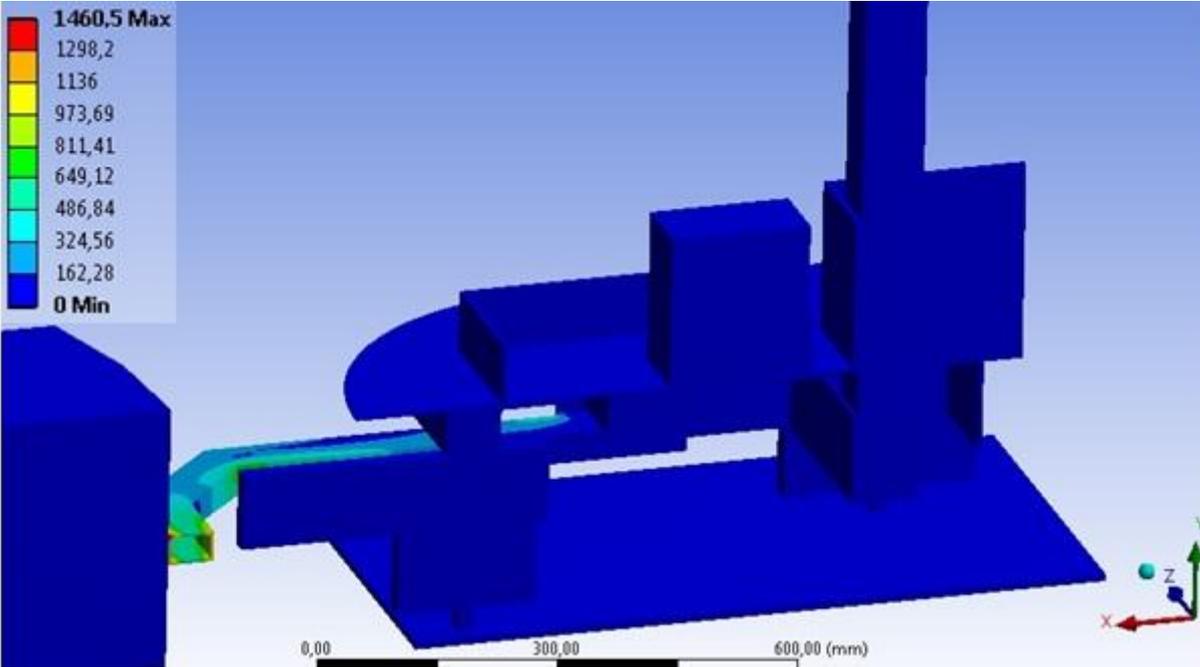


Figura 4.12 – Tensione equivalente di Von-Mises nel Robot S6

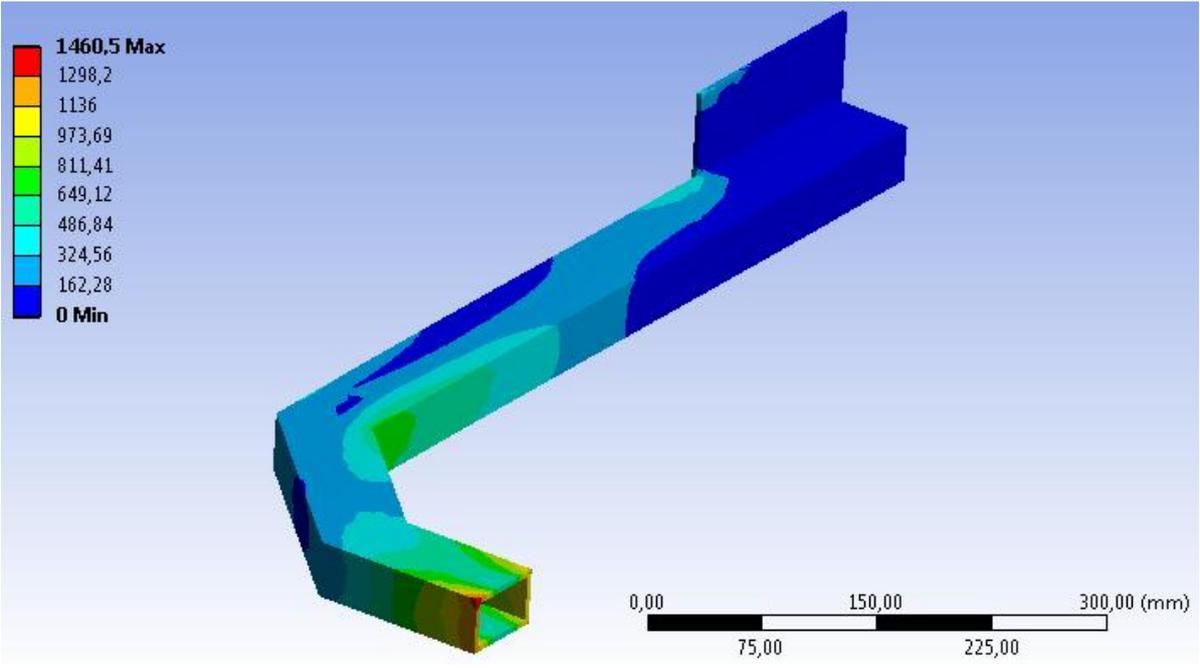


Figura 4.13 – Tensione equivalente di Von-Mises nella struttura del paraurti

4.6 Confronto dei risultati tramite la forza d'impatto media

Data l'impossibilità attuale di fare dei crash test reali, farò un confronto con le tensioni ottenute dallo studio della struttura iperstatica del paraurti con applicata la forza media dell'impulso, ottenuta dalla (3.69), in modo che se le due soluzioni convergono verso un risultato simile, la simulazione sia avvalorata.

4.6.1 Calcolo della forza equivalente media

Dalla simulazione ho acquisito una durata di impatto $\Delta t = 0,006s$.

Dalla (3.5) avevo ottenuto un $\Delta V_1 = 0,44m/s$, confrontandolo con l'andamento della velocità sperimentale del carrello elevatore V_{1s} , visibile dal grafico in Figura 4.14,

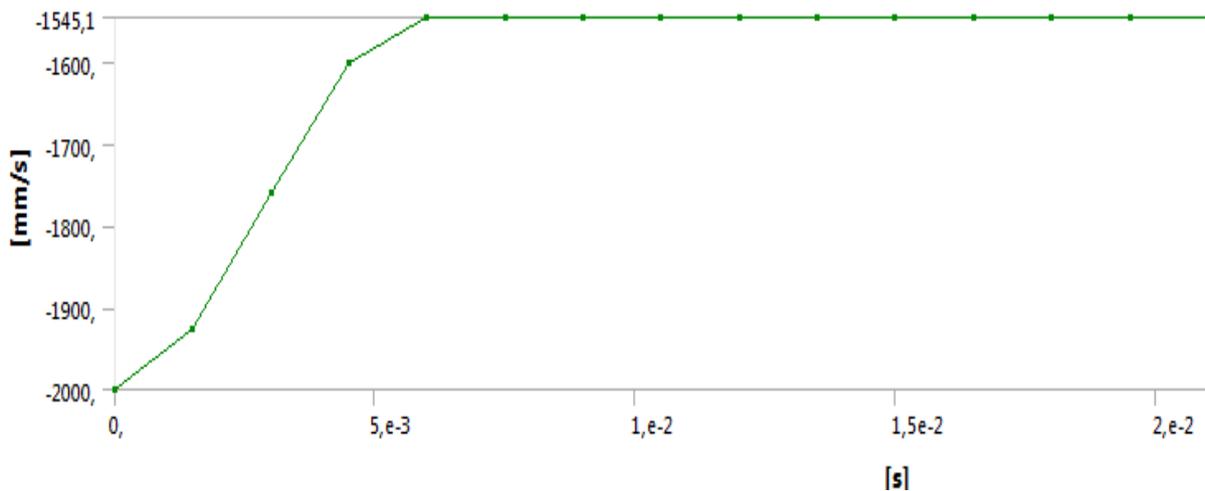


Figura 4.14 – Grafico velocità-tempo

ottengo un valore analogo: $\Delta V_{1s} = \bar{V}_1 - V_1 = 2 - 1,55 = 0,45m/s$

Ora tramite la (3.69), noto il Δt ed il ΔV_1 , mi calcolo la forza equivalente di impatto.

$$\langle F \rangle = \frac{\Delta mV}{\Delta t} = \frac{m_1 \Delta V_1}{\Delta t} = \frac{3000 * 0,44}{0,006} = 220000N$$

4.6.2 Risoluzione della struttura iperstatica

La struttura del paraurti la posso schematizzare come un portale doppiamente incastrato, visibile in Figura 4.15.

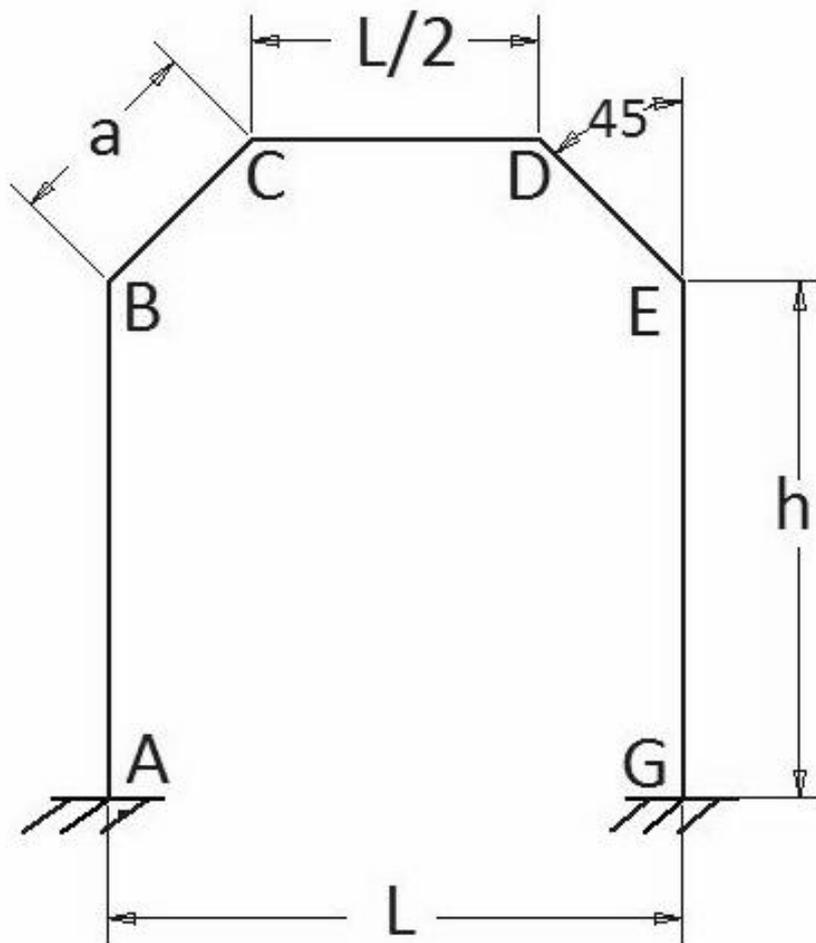


Figura 4.15 – Struttura iperstatica del paraurti

Codesta struttura è tre volte iperstatica nel piano, ma solo due volte staticamente indeterminata, grazie alla simmetria.

Sfruttando la simmetria del sistema e osservando che il punto di mezzo dell'architrave non si sposta orizzontalmente e non ruota, si può dividere la struttura in due metà e studiarne una sola.

Ponendo nel punto di mezzo dell'architrave un incastrato scorrevole (Figura 4.16), che permette a questo punto di traslare verticalmente ma non orizzontalmente e di non ruotare, si può scrivere l'equazione di congruenza degli spostamenti orizzontali e delle rotazioni del punto B.

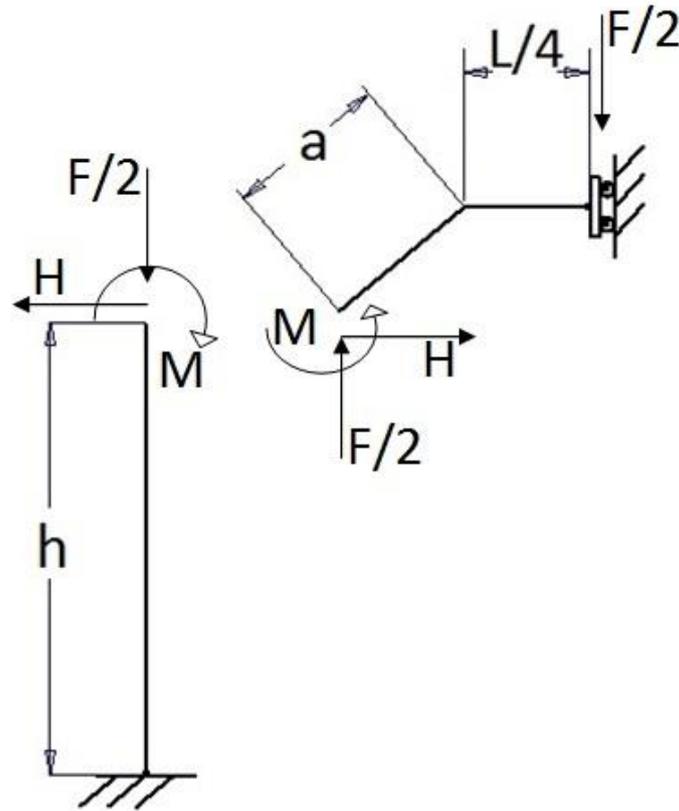


Figura 4.16 – Divisione della struttura a metà, data la simmetria

Assumendo positivi gli spostamenti verso sinistra e le rotazioni antiorarie, si può scrivere:

Congruenza degli spostamenti orizzontali: (trascuro gli spostamenti prodotti dallo sforzo normale rispetto a quelli della flessione)

$$\frac{Hh^3}{3EJ} - \frac{Mh^2}{2EJ} = -\frac{Ma^2}{2EJ} \cos \alpha + \frac{\left(\frac{F}{2} \cos \alpha\right) a^3}{3EJ} \cos \alpha - \frac{(H \cos \alpha) a^3}{3EJ} \cos \alpha - \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} a \cos \alpha + \frac{\frac{F}{2} \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} a \cos \alpha$$

Congruenza delle rotazioni:

$$\frac{Hh^2}{2EJ} - \frac{Mh}{EJ} = \frac{Ma}{EJ} - \frac{\left(\frac{F}{2} \cos \alpha\right) a^2}{2EJ} + \frac{(H \cos \alpha) a^2}{2EJ} + \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} - \frac{\frac{F}{2} \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ}$$

Il sistema delle due equazioni di congruenza consente di calcolare le due incognite iperstatiche H e M.

Ora calcolo le reazioni vincolari:

$$V_A = \frac{F}{2}$$

$$H_A = H$$

$$M_A = M - Hh$$

Considerando i dati del problema:

$$F = 220000N$$

$$L = 511mm$$

$$h = 463,25mm$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Posso ricavarmi tramite un foglio excel i valori delle incognite iperstatiche ed il momento flettente nei vertici della struttura.

$$H = 19458N$$

$$M = 5222892Nmm$$

$$M_A = M_G = 3790940Nmm$$

$$M_B = M_E = 5222892Nmm$$

$$M_C = M_D = 6343952Nmm$$

$$M_O = 20396452Nmm$$

Si può vedere l'andamento del momento flettente in Figura 4.17.

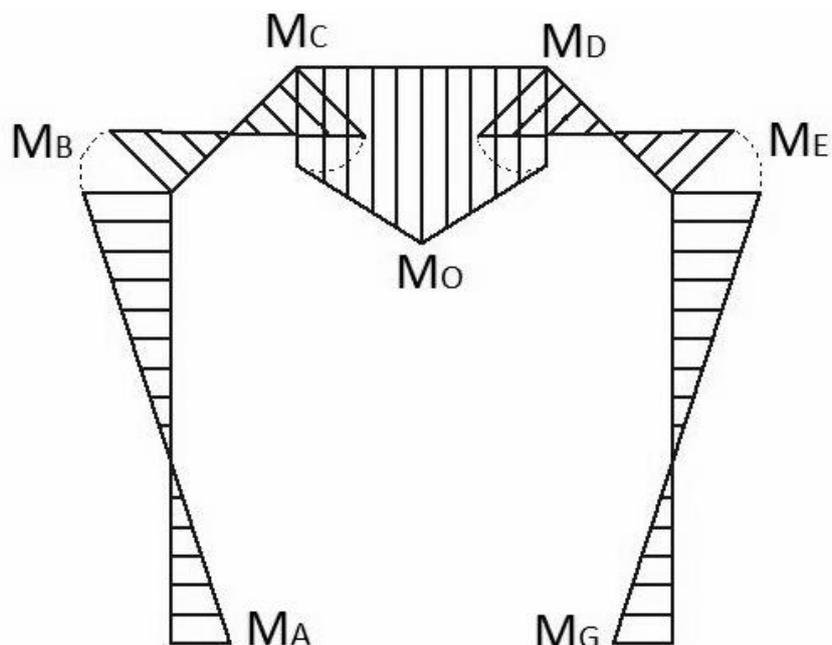


Figura 4.17 – Schema del momento flettente

Trascurando il taglio e lo sforzo normale, il punto maggiormente sollecitato a flessione è la mezzeria dell'architrave, il punto O; considerando il modulo di resistenza a flessione della sezione rettangolare cava della struttura posso calcolarmi la tensione massima.

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_O}{W_f} = \frac{20396452}{11501} = 1773MPa$$

Questo valore deve indicare l'ordine di grandezza delle tensioni nel paraurti dovute all'urto fra carrello elevatore e robot, nonostante l'assunzione di una forza d'impulso media e dei vincoli che non corrispondono esattamente agli incastri reali, il valore di questo calcolo si avvicina molto a quello ottenuto dalla simulazione FEM. Le tensioni ottenute dalla teoria sono circa il 20% più alte rispetto quelle ottenute dal FEM, questo è dovuto anche dal fatto che considerando un urto elastico non vengono tenute in considerazione le dispersioni di energia per attrito e calore.

Nelle prossime simulazioni, che avranno lo scopo di far rientrare le tensioni massime della struttura all'interno di un range di valori ammissibili per un acciaio da costruzione, utilizzerò esclusivamente il calcolo agli elementi finiti data la maggior corrispondenza del modello con la realtà.

Bibliografia Capitolo 4

- [1] Ramin Hosseinzadeh, Mahmood M.Shokrieh, Larry B. Lessard, "Parametric study of automotive composite bumper beams subjected to low-velocity impacts".
- [2] Yong-II Kim, Gyung-Jin Park, "Nonlinear dynamic response structural optimization using equivalent static loads", 2009.
- [3] Javad Marzbanrad, Masoud Alijanpour, Mahdi Saeid Kiasat, "Design and analysis of an automotive bumper beam in low speed frontal crashes", 2009.
- [4] Waseem Sarwar, Naisir Hayat, "Crash Simulation and Analysis of a Car Body Using ANSYS LS-Dyna".
- [5] T. Ananda Babu, D. Vijay Praveen, M. Venkateswarao "Crash analysis of car chassis frame using finite element method".
- [6] Yehia A. Abdel-Nasser "Frontal crash simulation of vehicles against lighting columns using FEM" 2013.
- [7] Huei-Huang Lee, "Finite element simulations with ANSYS Workbench 14".
- [8] Andrea Bacchetto, "Introduzione alla modellazione FEM", www.ingegneriastrutturale.net.

5. Dispositivi elastici in elastomero

Nota la forza d'urto dai calcoli svolti precedentemente, e conscio del picco di tensioni raggiunte nel paraurti del robot, nel seguente capitolo adotterò una soluzione per attenuare l'impatto tramite sospensioni elastiche, in modo da aumentare la durata dell'urto e di conseguenza abbassare le forze scambiate tra i due mezzi.

Facendo una panoramica dei prodotti sul mercato ho scelto l'utilizzo di sospensioni in elastomero per l'elevato assorbimento di carico, la lunga durata, le caratteristiche di elasticità ben definite anche dopo un lungo impiego, la semplicità costruttiva e la possibilità di avere un'ampia superficie di lavoro, così da garantire una protezione continua su tutto il perimetro del paraurti.

Innanzitutto farò un'introduzione sulla classe dei materiali degli elastomeri, descrivendone le principali caratteristiche, poi più nel dettaglio tratterò il poliuretano ed in particolare gli elastomeri in poliuretano, che sarà il materiale costituente delle molle in gomma utilizzate come sospensioni elastiche.

Scelto nel catalogo il prodotto adeguato all'energia scambiata durante l'impatto, procederò con una simulazione analoga a quella del capitolo precedente per vedere i miglioramenti prodotti dall'utilizzo di questa scelta costruttiva.

5.1 Gli elastomeri

5.1.1 Informazioni generali

Il termine elastomero viene utilizzato per indicare un particolare tipo di materiale le cui caratteristiche si riassumono in una elevata elasticità e deformabilità, al quale viene associato il termine più comune di gomma.

In precedenza si usava denominare con "gomma" il prodotto ottenuto dalla pianta di caucciù, il quale veniva poi utilizzato come base per la produzione di vari prodotti di uso comune. A tutt'oggi il termine gomma trova un'assegnazione impropria, indicando il prodotto finito generico, derivato dalla lavorazione del materiale costitutivo.

Con il passare degli anni e con lo sviluppo dell'industria di questo settore è stata apportata una piccola rivoluzione nella definizione di questi materiali, e il termine elastomero ha sopravanzato quello comune di gomma. Esso racchiude quell'insieme di materiali che, sono simili alla gomma, ma hanno un'origine sintetica e, in particolare, derivano dalla lavorazione del petrolio grezzo mediante complessi processi industriali.

Lo sviluppo dei materiali sintetici ha permesso l'ottenimento della medesima struttura molecolare che costituisce la gomma naturale e, di conseguenza, lo stesso comportamento caratteristico. La grande elasticità di questi materiali, cioè la capacità di riprendere la forma iniziale dopo essere stati sottoposti a grandi deformazioni, è dovuta proprio alla particolare struttura molecolare.

In generale si possono trovare elastomeri la cui composizione può essere gomma naturale o gomma sintetica o una miscela dei due tipi. In aggiunta a questi due elementi si trovano varie percentuali di cariche e di additivi chimici necessarie le prime, per migliorare le caratteristiche fisiche, e i secondi per facilitare il processo di lavorazione dell'oggetto finale.

In particolare le cariche che si possono trovare sono di due tipi: le *cariche attive*, costituite da varietà di "nero fumo" (carbon black), utilizzate per assicurare le caratteristiche meccaniche del prodotto vulcanizzato; e le *cariche inerti*, introdotte a volte solo per scopi speciali.

Si avranno così, una vasta serie di elastomeri la cui distinzione non si basa esclusivamente sul tipo di struttura reticolare del polimero di base, ma anche e principalmente sulla composizione chimica. Da qui, l'insieme diversificato di questi componenti porta a definire il concetto di "mescola", che sarà distinto dal concetto di prodotto finito.

Una mescola che ha acquisito dopo un particolare processo, una forma desiderata, si dice "vulcanizzata" e tale processo viene definito "vulcanizzazione". Dopo tale passo la gomma non può essere più lavorata in quanto le catene polimeriche si sono unite a formare il reticolo molecolare che imprimerà all'oggetto finito le caratteristiche derivate dalla composizione della mescola iniziale.

5.1.2 Comportamento degli elastomeri

Per definire il comportamento dei materiali elastomerici non è possibile beneficiare della teorica classica delle deformazioni, in quanto, come detto precedentemente, questi hanno la caratteristica principale di sopportare elevate deformazioni e di presentare valori limitati di queste al termine del carico applicato.

E' noto che la teoria classica, per poter descrivere il comportamento di un corpo di dimensioni finite, ha come base l'ipotesi delle piccole deformazioni applicate ad elementi di materiale di volume infinitesimo. Tale supposizione permette di ricavare la relazione lineare tra sforzi e deformazioni, che per i materiali in esame non è applicabile, in quanto presentano un comportamento non lineare, come mostrato in Figura 5.1.

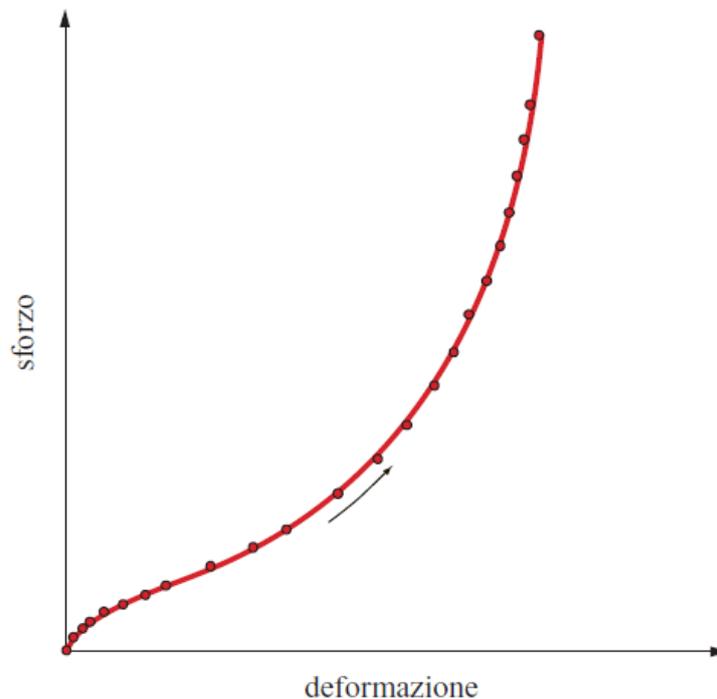


Figura 5.1 – Andamento sforzo-deformazione in un elastomero vulcanizzato

Oltre a cadere l'ipotesi delle piccole deformazioni, negli elastomeri si evidenzia anche un comportamento viscoso, cioè un ritardo tra sforzo applicato ed equilibrio della deformazione. Si è di fronte così ad una caratteristica visco-elastica che necessita di una propria teoria che la descriva in modo soddisfacente.

Dall'osservazione sperimentale sono nate in passato diverse teorie che cercano di riassumere i vari aspetti del comportamento dei materiali elastomerici: si è ipotizzato cioè che le caratteristiche di un elemento di volume di materiale dipendano da costanti (teoria dell'elasticità classica), da funzioni del tempo (teoria della viscoelasticità lineare) e da funzioni delle deformazioni e del tempo (teorie viscoelastiche lineari).

Le teorie che si sono sviluppate e che meglio approssimano il reale comportamento dei corpi elastici sono due: la teoria statistica della relazione tra sforzi e deformazione e la teoria fenomenologica, basate sostanzialmente su considerazioni di probabilità statistica di configurazione delle catene molecolari e sulla variazione dell'energia libera di deformazione

rispetto ad una deformazione omogenea. Dalla seconda teoria è possibile estrarre un'equazione fondamentale, detta di *Mooney-Rivlin*, che descrive al meglio il legame sforzo-deformazione negli elastomeri: tale legame è fortemente non lineare e viene evidenziato mediante alcune prove di compressione su particolari provini di materiale.

5.1.3 Proprietà meccaniche degli elastomeri

Per definire le caratteristiche meccaniche della gomma, questa viene sottoposta a diverse prove, ognuna delle quali misura un indice che viene utilizzato come riferimento della qualità del materiale.

Le principali caratteristiche meccaniche della gomma si possono indicare nella resistenza a trazione, cioè lo sforzo da applicare per rompere un determinato provino; nel modulo elastico, che misura la rigidità della gomma; nell'elasticità all'urto, che dà un primo indice del comportamento dinamico; e nella durezza, che permette, mediante grafici empirici, di determinare il valore del modulo a taglio del materiale elastico.

Nella misura del modulo elastico, detto anche "indice di rigidità", se si osserva l'andamento sforzi-deformazioni in una prova di trazione, si nota come tale curva si discosta da un andamento lineare: soltanto per piccole deformazioni si può supporre un andamento lineare e per questo rappresentabile da due costanti elastiche fondamentali. Una è il *modulo di taglio* G , descrittivo del comportamento del materiale sottoposto ad uno sforzo a taglio; l'altra è il *modulo di comprimibilità* K , che descrive gli effetti di uno sforzo di compressione volumetrica in cui il volume del corpo rimane costante mentre la forma varia.

È definito come l'incremento **di** pressione necessario a causare un relativo decremento **di** volume secondo la relazione:

$$K = -V \frac{\partial P}{\partial V}$$

Da queste costanti si può ricavare il modulo di Young dei materiali viscoelastici e con quest'ultimo determinare il modulo di Poisson, che vale circa 0.5.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)}$$

$$E = \frac{3G}{1+\frac{G}{3K}}$$

5.1.4 Caratteristiche dinamiche

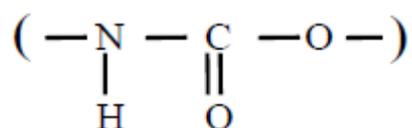
Come già accennato in precedenza, gli elastomeri presentano un comportamento di tipo viscoelastico, cioè la deformazione compare con un certo ritardo rispetto all'applicazione della forza. Questo è dovuto all'allungamento delle catene polimeriche, responsabili della deformazione del pezzo, il cui moto, data la complessità del reticolo, necessita di un certo tempo per avvenire. Risulta chiaro allora che, se il carico applicato varia velocemente nel tempo, la deformazione corrispondente non arriverà mai al suo valore asintotico statico, ma si stabilizzerà su un valore inferiore che dipenderà da come varia il carico di sollecitazione.

Se per le sollecitazioni statiche veniva definito il modulo elastico statico (normalmente ricavato dalla tangente alla curva sforzi-deformazioni nel punto considerato), in questo caso si introduce il concetto di modulo dinamico (maggiore del primo), semplicemente sovrapponendo ad una deformazione statica un ciclo di deformazione dinamica. Il modulo dinamico corrisponde ad una frequenza di eccitazione elevata tale da non consentire alle molecole di spostarsi completamente. Quello statico al contrario è relativo ad una ripetizione del carico applicato molto bassa, che permette alle molecole di distendersi. Il risultato finale è che per una sollecitazione oscillante nel tempo, si ottiene una deformazione minore di quella che si otterrebbe con uno sforzo costante; inoltre la stessa seguirà l'eccitazione con un certo ritardo.

5.2 I poliuretani

5.2.1 Informazioni generali

Vengono genericamente denominati poliuretani (PU) tutte le sostanze polimeriche contenenti più legami uretanici:



Sono compresi, quindi, in questa categoria una grande varietà di prodotti con caratteristiche, quali la densità e la rigidità, molto diverse tra loro e una conseguente vasta gamma di applicazioni: dalle fibre tessili, agli adesivi, alle schiume espanse per materassi e cuscini, alle schiume rigide con proprietà isolanti, agli elastomeri utilizzati nel settore automobilistico, ecc. In Figura 5.2 sono riportati i consumi e le tipologie di prodotti poliuretanicici in Europa.

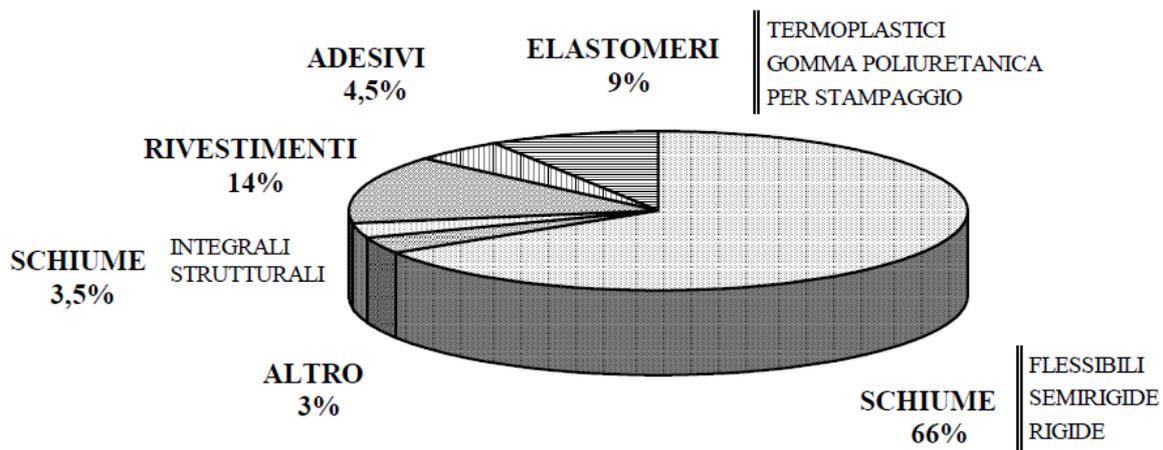


Figura 5.2 – Consumi delle tipologie di prodotti poliuretanic in Europa

La sintesi dei poliuretani ha come base la reazione tra degli isocianati aventi uno o più gruppi isocianici per molecola con degli alcoli aventi due o più gruppi ossidrilici per molecola (dioli o polioli).

Le proprietà e le caratteristiche del prodotto polimerico ottenuto dipendono sia dalla struttura dei prodotti di base, polioli e isocianati, sia dal tipo di catalizzatori e additivi impiegati; catalizzatori e additivi vengono spesso premiscelati con i polioli e contribuiranno, durante la reazione con l'isocianato, sia a controllare la reazione di sintesi del poliuretano, sia a modificare le proprietà del polimero finale.

5.2.2 Polioli, catalizzatori e additivi

Polioli

I polioli utilizzati nella sintesi dei poliuretani sono prodotti poliossidrilici con peso molecolare compreso tra 400 e 6000 e con funzionalità (numero dei gruppi ossidrilici reattivi per molecola) comprese tra 2 ed 8. Possono essere di natura polietere (polioli polietere) o poliesteri (polioli poliesteri) o miscele dei due tipi e sono disponibili a diversa lunghezza di catena e a disposizione atomica da lineare a variamente ramificata.

Le caratteristiche del poliolo utilizzato, in particolare la flessibilità della sua struttura molecolare, la funzionalità e il peso molecolare, contribuiscono in larga misura a determinare il grado di reticolazione e le proprietà finali del polimero poliuretanic che si formerà quando questo reagirà con un isocianato.

I polioli sono sostanze con tossicità generalmente bassa; la manipolazione e l'impiego richiede, oltre che il rispetto dei normali standard di igiene ambientale, la conoscenza approfondita delle specifiche caratteristiche di pericolosità del poliolo impiegato (infiammabilità e conseguenti rischi di incendio, rilascio di prodotti clorurati, ecc.).

Catalizzatori

Le reazioni del gruppo isocianico sono sensibili a molti tipi di catalizzatore: acidi e basi di Lewis, catalizzatori metallici, sali alcalini di acidi organici e particolari fenoli.

La catalisi relativa alle reazioni dei poliuretani è estremamente complessa a causa dei numerosi fattori che la influenzano, come l'effetto catalitico esercitato dal gruppo uretanico stesso, eventuali legami idrogeno o la natura dei vari solventi utilizzati. In generale, catalizzatori metallici attivano il gruppo isocianico incrementandone il carattere elettrofilo, mentre le basi rendono maggiormente nucleofilo l'ossidrile.

I catalizzatori più diffusi sono comunque a base di ammine alifatiche terziarie e/o sali organici di stagno. Spesso i due catalizzatori sono impiegati contemporaneamente: in alcune formulazioni è presente solo quello amminico mentre il sale organico non agisce mai da solo.

I catalizzatori utilizzati nella sintesi di prodotti poliuretanicici richiedono spesso una attenta cura nella manipolazione evitando il contatto con la pelle e gli occhi; molte di queste sostanze, infatti, possono essere assorbite attraverso la pelle, la maggior parte delle ammine terziarie, inoltre, sono fortemente irritanti.

Additivi vari

Nella sintesi dei poliuretani vengono spesso utilizzati i seguenti composti:

- stabilizzanti per la schiuma: essenzialmente polisilossani;
- stabilizzanti di idrolisi: carboimmidi (mono e poli), epossidi, fenilimminoazolidine;
- stabilizzanti di ossidazione: fenoli, aniline alchilate, fosfiti, idrazidi, solfati, tioeteri, impiegati per prevenire la decolorazione nei materiali;
- stabilizzanti alle radiazioni ultraviolette (UV): piperidine sostituite in posizioni 2 e 6, benzofenoni, benzotriazoli;
- agenti espandenti: essenzialmente idrofluorocarburi (HCFC) o CO₂ derivanti dalla reazione con l'acqua;
- ritardanti di fiamma: normalmente vengono utilizzati composti contenenti azoto e/o fosforo (polifosfati di ammonio, melamina e derivati). Particolari composti alogenati, poliesteri basati sull'acido tetrabromoftalico e specialmente bromo poliesteri sono importanti per le schiume poliuretanicche rigide;
- altri additivi possono essere coloranti, agenti rinforzanti come fibre di vetro, estensori di catena o reticolanti a base di alcoli o polioli polifunzionali a basso peso molecolare, acqua come elemento di espansione e creatore di legami ureici, tensioattivi a base silconica.

5.2.3 Elastomeri poliuretanic

La chimica della sintesi di elastomeri poliuretanic prevede la reazione tra un diisocianato, un poliolo ed un estensore di catena (che può essere un glicole a basso peso molecolare, un triolo o una diammina): si ottengono copolimeri a blocchi caratterizzati dal fatto di contenere, nella catena molecolare, segmenti rigidi alternati a segmenti flessibili.

Tra i segmenti rigidi delle diverse catene si instaurano interazioni a formare una struttura secondaria basata su legami idrogeno. Durante il raffreddamento, a causa della incompatibilità tra segmenti rigidi e flessibili, si ha il passaggio da una struttura omogenea allo stato fuso ad una struttura in cui sono visibili due microfasi: zone dall'aspetto quasi-cristallino, costituite dagli agglomerati di segmenti rigidi, e zone a carattere amorfo, costituite dai lunghi segmenti flessibili.

Il gran numero di legami idrogeno presenti tra i segmenti rigidi conferisce loro una certa coesione e li mantiene ordinati; l'applicazione di uno sforzo in senso longitudinale fa sì che i segmenti flessibili si ordinino in parallelo, mentre le catene rimangono impedito nello scorrimento dall'ancoraggio alle zone rigide.

I segmenti rigidi sono responsabili della resistenza alla tensione, mentre i segmenti flessibili determinano l'espansione elastica e la temperatura di transizione vetrosa.

Gli elastomeri poliuretanic comprendono diversi prodotti, caratterizzati da buona flessibilità anche a basse temperature, resistenza allo sforzo, all'abrasione, agli agenti chimici e dalla capacità di assorbire gli urti.

Per la produzione vengono impiegate svariate tecniche comuni alla sintesi dei materiali poliuretanic, tra cui processi monostadio e con prepolimero, nonché tecnologie di lavorazione tipiche dei materiali polimerici come l'estrusione, la calandratura, la laminazione.

5.3 I supporti elastici in elastomero

I supporti elastici sono dei componenti meccanici in possesso, contemporaneamente ed in misura variabile, di caratteristiche di elasticità e smorzamento.

- **Elasticità**

- L'elasticità è la capacità del supporto di deformarsi in modo direttamente proporzionale al carico e di ritornare in condizioni normali quando il carico viene tolto.

• Smorzamento

Lo smorzamento è una forza di frenatura del moto ed il suo principale effetto è la riduzione delle ampiezze.

I supporti che contengono un elastomero (naturale o sintetico) sono sempre caratterizzati da una elasticità pura e da uno smorzamento viscoso. La denominazione “ammortizzatori” che gli viene spesso attribuita è impropria. Le due caratteristiche, elasticità e smorzamento, sono in effetti essenzialmente diverse; una sospensione su del caucciù può essere paragonata alla sospensione di un’automobile, ove le due funzioni sono svolte da elementi diversi che lavorano in parallelo:

- La sospensione elastica propriamente detta dalle molle
- Lo smorzamento da degli ammortizzatori idraulici

Supporto elastico in caucciù = molla + smorzatore.

• Caratteristiche elastiche

Sono i parametri che definiscono le possibilità di deformazione del supporto nelle diverse direzioni.

- **La rigidità lineare K_x** , seguendo l’asse X è uguale al rapporto fra lo sforzo e lo spostamento corrispondente, secondo questo asse. La rigidità lineare si esprime in N/m.

Nello stesso modo, si definiscono le rigidità lineari K_y e K_z secondo gli altri due assi Y e Z.

- **Le rigidità torsionali, C_x, C_y, C_z** attorno ai tre assi X, Y, Z sono uguali al rapporto delle coppie sugli angoli corrispondenti. Le rigidità torsionali si esprimono in mN/rad.

Questi sei parametri, che per un supporto non sono indipendenti (le leggi di dipendenza risultano dalla forma e della struttura del supporto) sono proporzionali al modulo di elasticità dell’elastomero utilizzato. Partendo dai loro sei valori, si può calcolare la rigidità del supporto secondo ed attorno a qualsiasi asse.

5.3.1 Molle in elastomero EFFBE

Da catalogo, le molle in elastomero EFFBE sono sinonimo di qualità, lunga durata, caratteristiche di elasticità ben definite anche dopo un lungo impiego, resistenza agli oli, resistenza all’attrito, alta resistenza allo strappo per allungamento e soprattutto di resistenza alla rottura rispetto alle molle in acciaio.

Le proprietà fisiche delle molle EFFBE corrispondono, grazie ad elastomeri selezionati ed ad un corretto dimensionamento geometrico, ad un determinato comportamento elastico.

In Figura 5.3 è possibile vedere le molle in elastomero EFFBE.



Figura5.3 – Molle in elastomero EFFBE

Nella produzione delle molle EFFBE vengono presi in considerazione due differenti tipi di elastomero, a seconda dei criteri di impiego:

- EFFBE 295: elastomero a base di cloroprene-caucciù (CR)
- EFFBE-Urelast: Poliuretano-caucciù temprato (PUR) ad alto carico dinamico

Grazie a queste qualità è possibile ottimizzare i limiti relativi al coefficiente di deformazione, alla freccia elastica, all'assorbimento di forza ed alle temperature.

Ulteriori vantaggi:

- Andamento progressivo delle curve caratteristiche ed elevato assorbimento di carico;
- Conveniente rapporto prezzo/prestazione in confronto ad altri sistemi molleggianti.
- Se vengono rispettati i criteri di applicazione, sono possibili durate pari o superiori a $2 * 10^6$ cicli di lavoro.

In Figura 5.4 è riportata la tabella che illustra le principali caratteristiche fisiche.

	Unità	EFFBE 295	EFFBE - Urelast	
		cloroprene caucciù DIN 9835 CR	poliuretano caucciù DIN 9835 PUR	
Colore		nero	giallo	rosso
Durezza secondo DIN 53 505	Shore A	70	80	92
Resistenza a trazione secondo DIN 53 504	N/mm ²	≥ 12	≤ 50	≤ 40
Allungamento a rottura secondo DIN 53504	%	≥ 250	≥ 640	≥ 550
Resistenza alla lacerazione secondo DIN 53 507	N/mm	4	≥ 50	≤ 50
Rimbalzo secondo DIN 53 512	%	30	48	43
Abrasiono secondo DIN 53 516	mm ³	≤ 150	≥ 40	≤ 40
Deformazione permanente a compressione secondo DIN 53 517 (24 h / 70°C)	%	≤ 20	≤ 30	≤ 30
Peso specifico secondo DIN 53 479	g/cm ³	1,37	1,24	1,27
Gamma di temperature	°C	fino a +80°C brevemente a +120°C	da -20°C a +80°C brevemente a +120°C	da -20°C a +80°C brevemente a +120°C
Resistenza a:				
Olii		0	+	+
Grassi		0	+	+
Alcool		+	+	+
Benzina solvente		0	+	+
Acqua		+	-	-
Ozono		+	+	+
Soluzioni saline		0	-	-
Acidi		0 / -	-	-

+ = buona, 0 = sufficiente, - = con riserva. Variazioni in funzione di durata / temperatura e / o concentrazione da verificarsi

Figura 5.4 – Tabella con le caratteristiche degli elastomeri EFFBE

5.4 Scelta delle molle adeguate agli urti in studio

La scelta delle molle adeguate a supportare l'urto la farò tramite l'utilizzo del catalogo Angst+Pfister nella sezione molle in elastomero EFFBE.

Utilizzerò i valori di energia scambiata durante l'urto, ricavati nell'analisi del 3° capitolo, e la uguaglierò al lavoro di deformazione elastica massimo che possono compiere le sospensioni in elastomero.

Da catalogo ottengo le informazioni di carico e freccia massima per ogni tipologia di molla, in base al diametro, all'altezza e alla durezza.

Fra le due tipologie di materiali disponibili descritti nel paragrafo precedente, la mia scelta ricade sui prodotti EFFBE Urelast, poiché presentando un durezza superiore, hanno anche

valori di carico maggiori, compatibili con gli alti valori di energia sprigionati durante gli urti presi in esame.

La freccia massima per questa tipologia di prodotto, affinché non rimanga una deformazione residua del materiale, è il 30% della sua lunghezza a riposo. Per questo motivo, volendo un prodotto in grado di essere utilizzato a vita infinita, entro un determinato limite di severità d'urto, le scelte effettuate da qui in seguito considereranno la deformazione massima come parametro vincolante.

Ora valutando le tre casistiche d'urto separatamente, farò una scelta di primo tentativo per ognuno dei casi uguagliando l'energia dell'urto con il lavoro di compressione statica della molla; sebbene il lavoro dinamico sia maggiore in base alle caratteristiche del materiale polimerico, questo comporterà un sovradimensionamento della molla che poi verrà stimato durante le simulazioni.

Caso 1: urto frontale

Dal paragrafo 3.3.1 avevo ottenuto la differenza di energia cinetica che possedevano i mezzi prima e dopo l'urto, quindi l'energia scambiata fra di essi:

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 = \frac{1}{2} * 3000 * 1,56^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 = -2347J$$

Considerando la lunghezza del tratto orizzontale della struttura opto per l'utilizzo di due molle in parallelo ed il prodotto che mi garantisce un lavoro equivalente corrisponde alla molla di diametro $\phi=100\text{mm}$ ed altezza $H=80\text{mm}$, con un cedimento massimo $s=24\text{mm}$.

$$L = 2 * \frac{1}{2} N * s = 2 * \frac{1}{2} * 100500 * 0,024 = 2412J$$

Caso 2: urto laterale

Applicando lo stesso procedimento del caso precedente, ottengo la quantità di energia scambiata durante l'urto:

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \bar{\omega}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 - \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 3000 * 1,86^2 + \frac{1}{2} * 1250 * 0,03^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 - \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 = 803J \end{aligned}$$

Considerando sempre l'utilizzo di due molle nel tratto laterale della struttura, il prodotto che mi garantisce un lavoro equivalente corrisponde alla molla di diametro $\phi=63\text{mm}$ ed altezza $H=80\text{mm}$, con un cedimento massimo $s=24\text{mm}$.

$$L = 2 * \frac{1}{2} N * s = 2 * \frac{1}{2} * 30550 * 0,024 = 734J$$

Caso 3: urto inclinato

Anche per l'urto inclinato procedo analogamente ai casi precedenti ed ottengo la quantità di energia scambiata durante l'urto:

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= \frac{1}{2} m_1 \bar{V}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \bar{\omega}_1^2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 - \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 = \\ &= \frac{1}{2} * 3000 * 1,70^2 + \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 - \frac{1}{2} * 3000 * 2^2 - \frac{1}{2} * 1250 * 0^2 = 1687J \end{aligned}$$

Considerando sempre l'utilizzo di due molle nel tratto inclinato della struttura, il prodotto che mi garantisce un lavoro equivalente corrisponde alla molla di diametro $\phi=80\text{mm}$ ed altezza $H=100\text{mm}$, con un cedimento massimo $s=30\text{mm}$.

$$L = 2 * \frac{1}{2} N * s = 2 * \frac{1}{2} * 51700 * 0,030 = 1551J$$

5.5 Simulazione degli urti con sospensioni in elastomero

In questo paragrafo effettuo la simulazione dell'urto analoga a quella eseguita nel paragrafo 4.4.3, con la sola aggiunta di sospensioni in elastomero.

Le impostazioni della simulazione rimangono le stesse, con l'introduzione nella geometria dei modelli 3D delle molle, considerate flessibili per svolgere la funzione per le quali sono state inserite.

Il materiale dei nuovi componenti è il poliuretano elastomero, presente nella lista dei materiali espliciti del programma FEM.

In Figura 5.5 è riportata la tabella con le caratteristiche del materiale.

Properties of Outline Row 3: POLYURETH					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	1,265	g cm ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	Bulk Modulus	2000	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Shear Modulus	5	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5	Principal Stress Failure			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	Maximum Tensile Stress	34,5	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Figura 5.5 – Tabella con le caratteristiche del poliuretano elastomero

Per quanto riguarda la mesh, applico sizing aggiuntivo sulla geometria delle molle utilizzando una dimensione degli elementi di 5mm ed una sui supporti di queste ultime con una dimensione degli elementi di 10mm. In Figura 5.6 è visibile la mesh nella zona di contatto fra paraurti, supporto elastico e carrello elevatore.

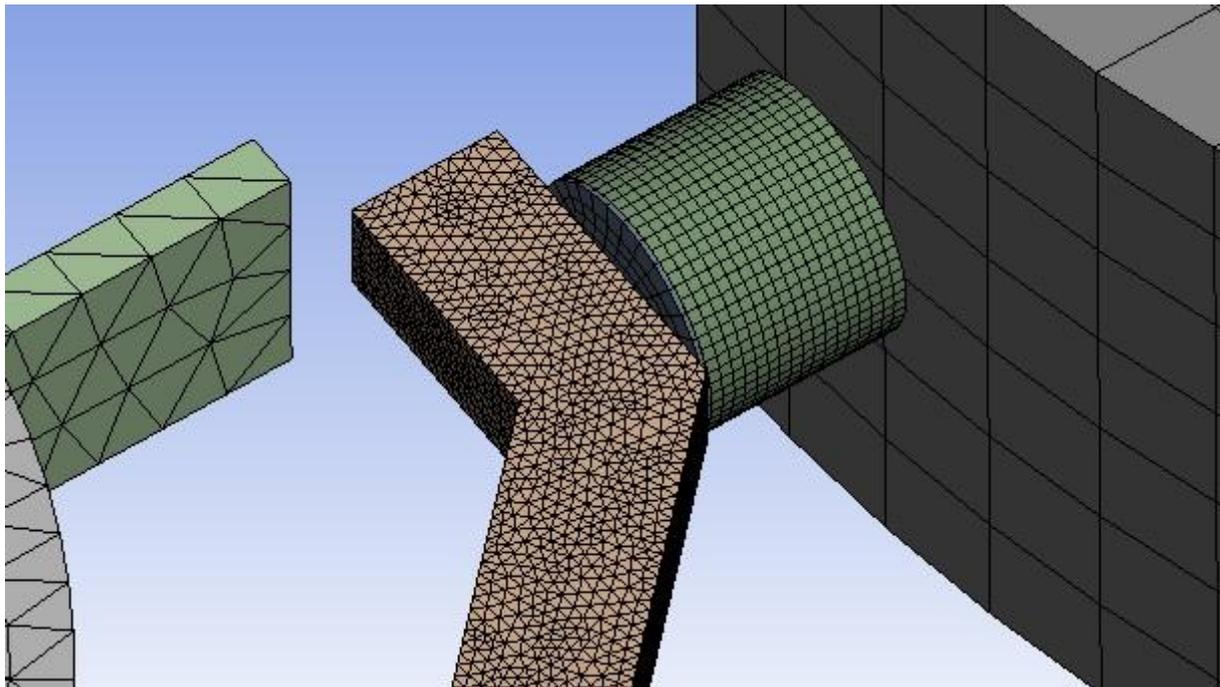


Figura 5.6 – Mesh della geometria nella zona di contatto

Faccio una simulazione per ognuno dei casi ed interpreto i risultati qui di seguito:

Caso 1: Urto frontale

Tramite questa simulazione posso fare un confronto diretto fra il caso con e quello senza sospensioni elastiche.

Ora vediamo i risultati della simulazione con l'aggiunta delle molle in elastomero, visibili in Figura 5.7, dove è riportata un'immagine della geometria complessiva dell'analisi FEM.

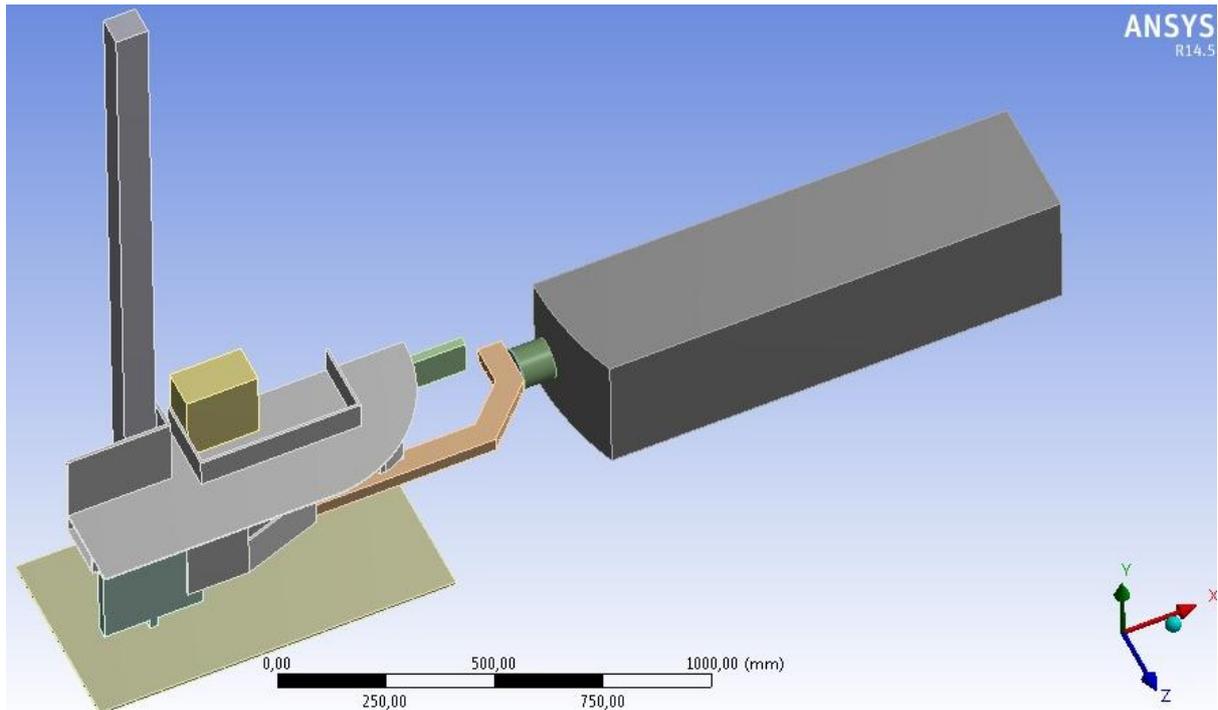


Figura 5.7 – Geometria dell'urto frontale

In Figura 5.8 è possibile visualizzare la durata dell'urto, che corrisponde ad un $\Delta t = 0.03s$

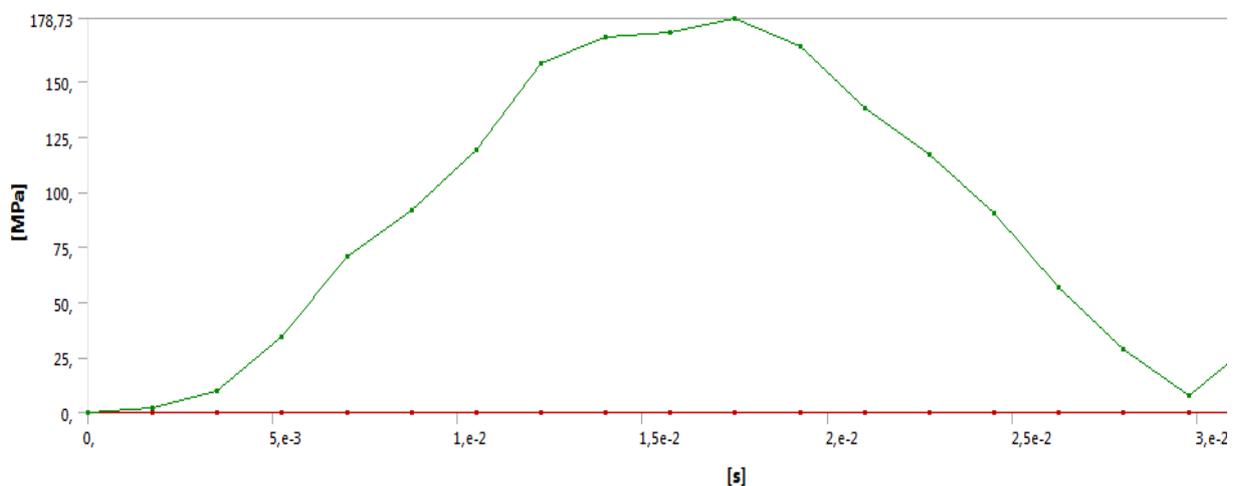


Figura 5.8 – Grafico delle tensioni nel tempo

Sovrapponendo i grafici degli andamenti delle tensioni nel tempo delle due simulazioni ottengo un confronto fra le due tipologie d'urto: senza e con sospensioni in gomma. La durata dell'urto nel secondo caso è un ordine di grandezza superiore al primo e di conseguenza le tensioni massime calano di un ordine di grandezza grazie all'utilizzo delle molle in poliuretano. Il confronto visivo fra gli andamenti delle due simulazioni è riportato in Figura 5.9.

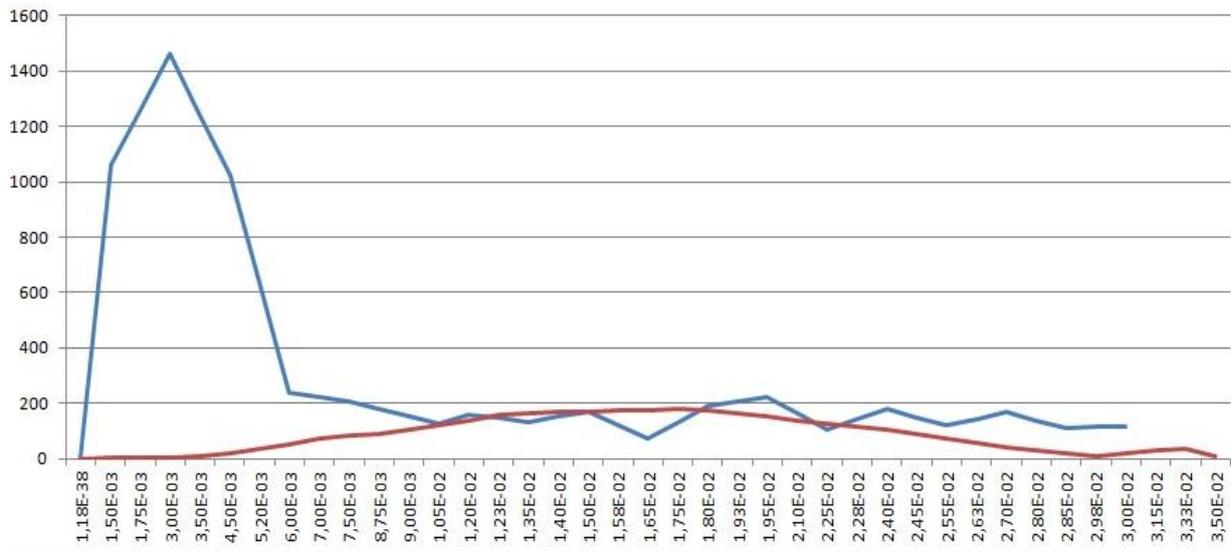


Figura 5.9 – Confronto fra l'andamento delle tensioni nel tempo delle due simulazioni

Grazie all'introduzione di questi elementi riesco ad avere delle sollecitazioni massime compatibili con le tensioni ammissibili di un acciaio da costruzione, nello specifico in questo caso all'istante $t=0.0175s$ ho il valore massimo di sigma equivalente corrispondente a $\sigma=178MPa$.

L'andamento delle tensioni nel paraurti all'istante $t=0.0175s$ sono visibili in Figura 5.10.

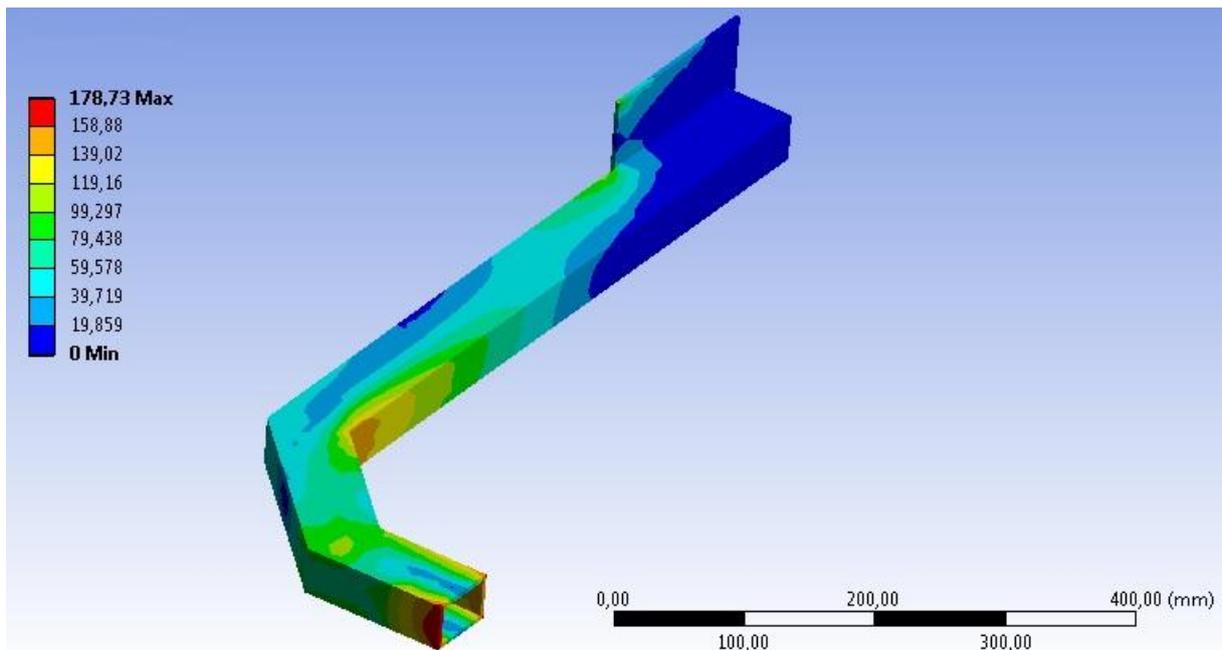


Figura 5.10 – Andamento delle tensioni nel paraurti

Siccome i produttori del dispositivo elastico utilizzato sconsigliano di non andare oltre il 30% di compressione per evitare deformazioni residue, indago anche questo fattore tramite la deformazione della molla in direzione assiale.

In Figura 5.11 è riportato l'andamento della deformazione nel tempo, mentre in Figura 5.12 sono riportate le immagini della compressione della molla prima dell'urto, alla massima compressione ed a fine urto. Il valore massimo raggiunto è appunto quello limite del 30%, questo risultato può sembrare andare contro il ragionamento che ho fatto nel paragrafo precedente sul sovradimensionamento dell'ammortizzatore, dovuto al lavoro dinamico superiore a quello statico; ma in realtà a contribuire all'aumento di deformazione influisce il fatto che il carico non è distribuito in modo uguale sulla superficie di contatto, data la forma curva del carrello elevatore. Perciò solo una parte della molla lavora a compressione massima. Questo fatto è visibile sempre in Figura 5.12.

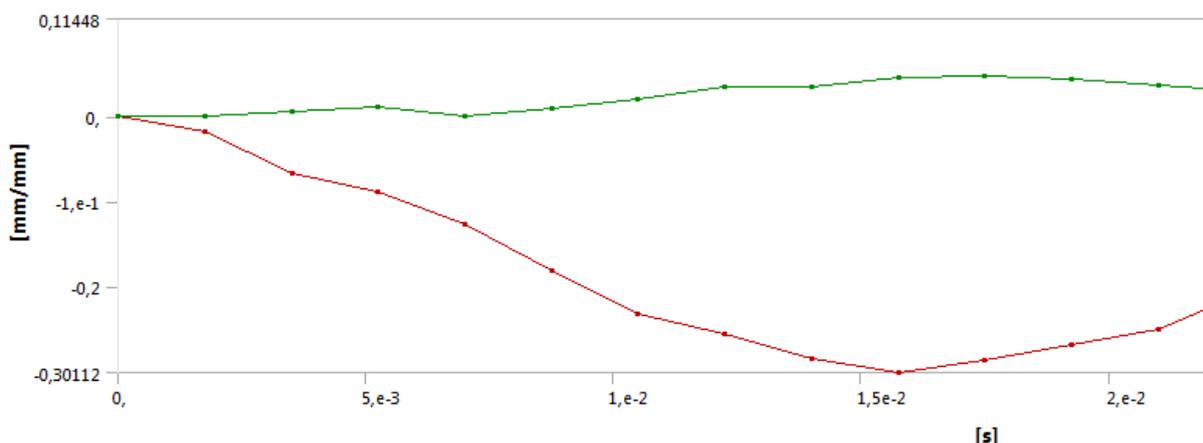


Figura 5.11 – Deformazione della molla in direzione assiale

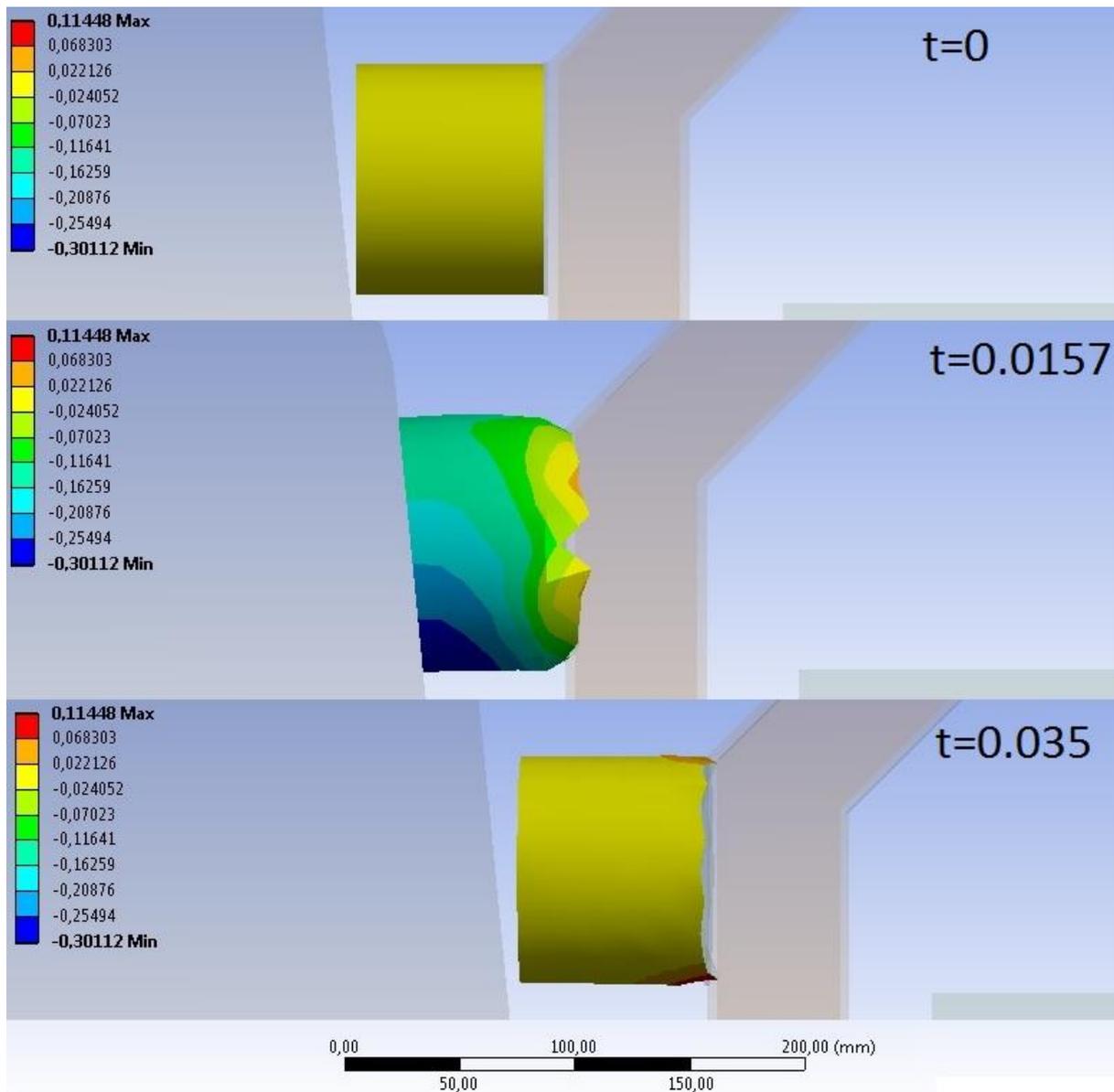


Figura 5.12 – Stadi di compressione della molla durante l’urto

Caso 2: urto laterale

Per quanto riguarda la simulazione di urto laterale, l’impostazione dell’analisi rimane invariata, l’unica funzione che non è possibile applicare è la simmetria del carico.

Inserisco in Figura 5.13 un’immagine della geometria dell’analisi dinamica.

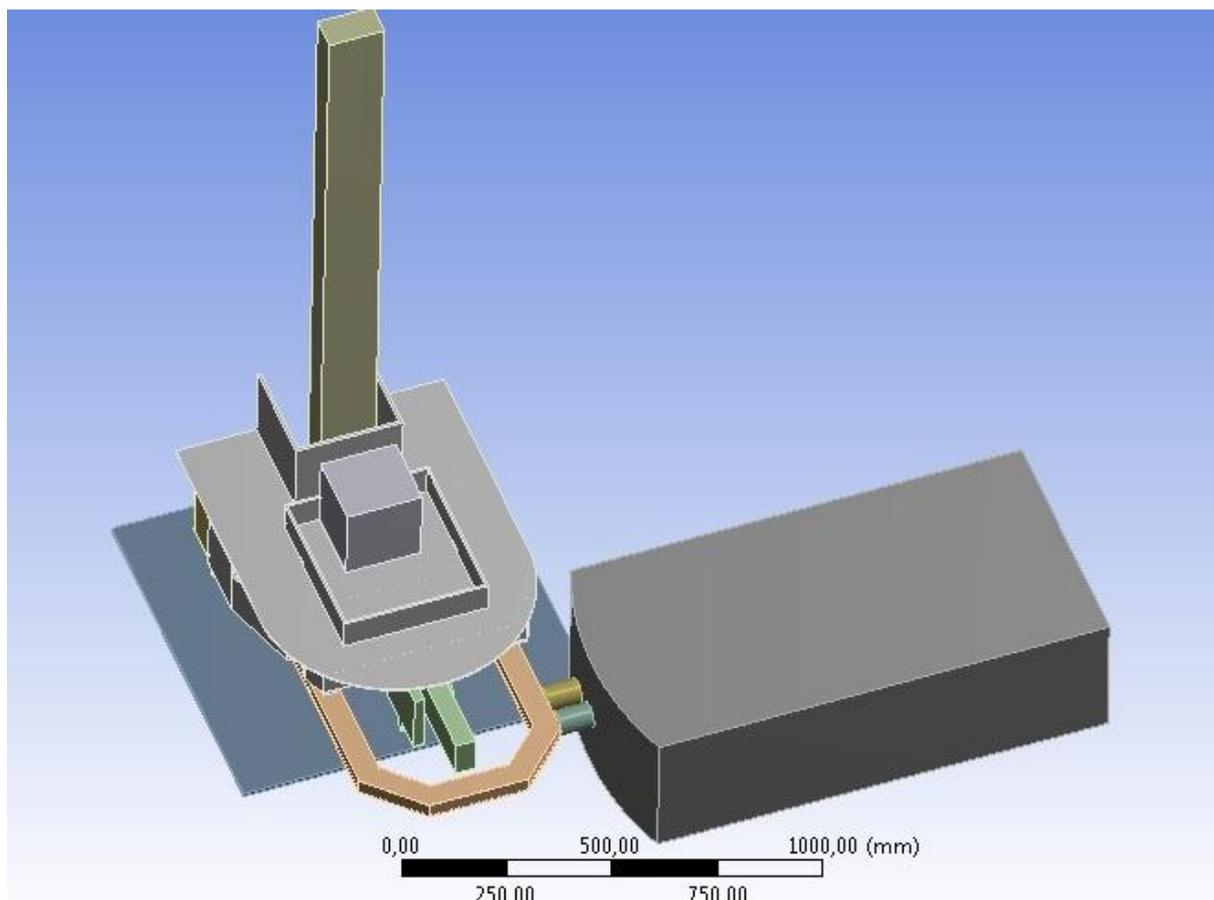


Figura 5.13 – Geometria dell’urto laterale

Posso anche in questo caso, per avere un confronto diretto fra la simulazione con e senza sospensioni, sovrapporre in un grafico gli andamenti delle tensioni nel tempo delle due analisi dinamiche (in Figura 5.14)

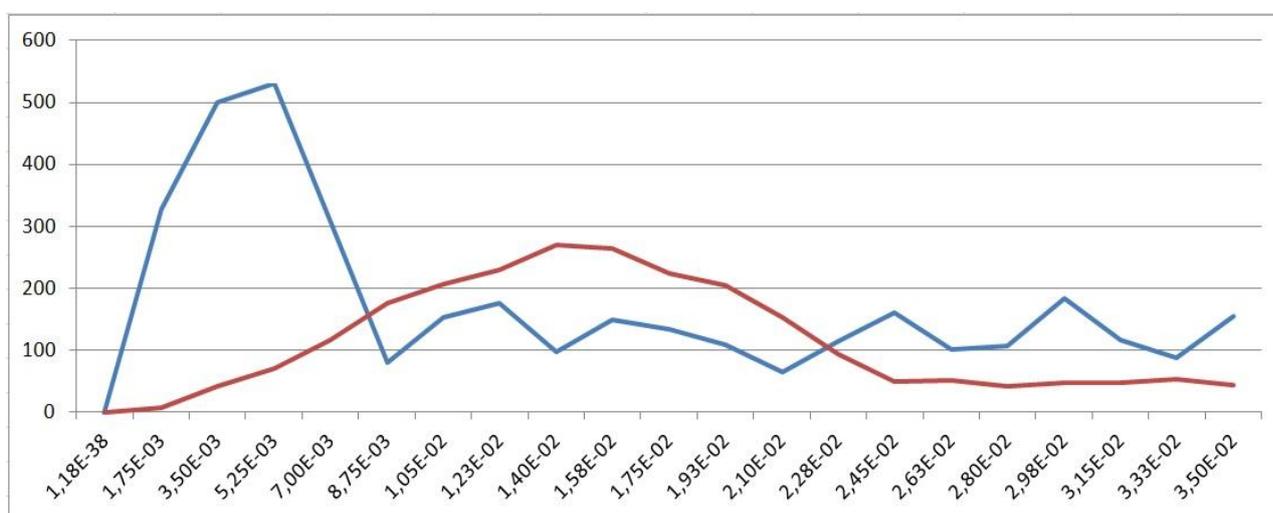


Figura 5.14 - Confronto fra l’andamento delle tensioni nel tempo delle due simulazioni

L'utilizzo di sospensioni in elastomero aumenta di circa 4 volte la durata dell'urto e di conseguenza abbassa notevolmente le sollecitazioni massime.

Le tensioni massime nel paraurti si ha all'istante $t=0,014s$ con un valore $\sigma=185MPa$ alla base della trave verticale del paraurti.

In Figura 5.15 è rappresentato lo stato tensionale della struttura all'istante $t= 0,014s$.

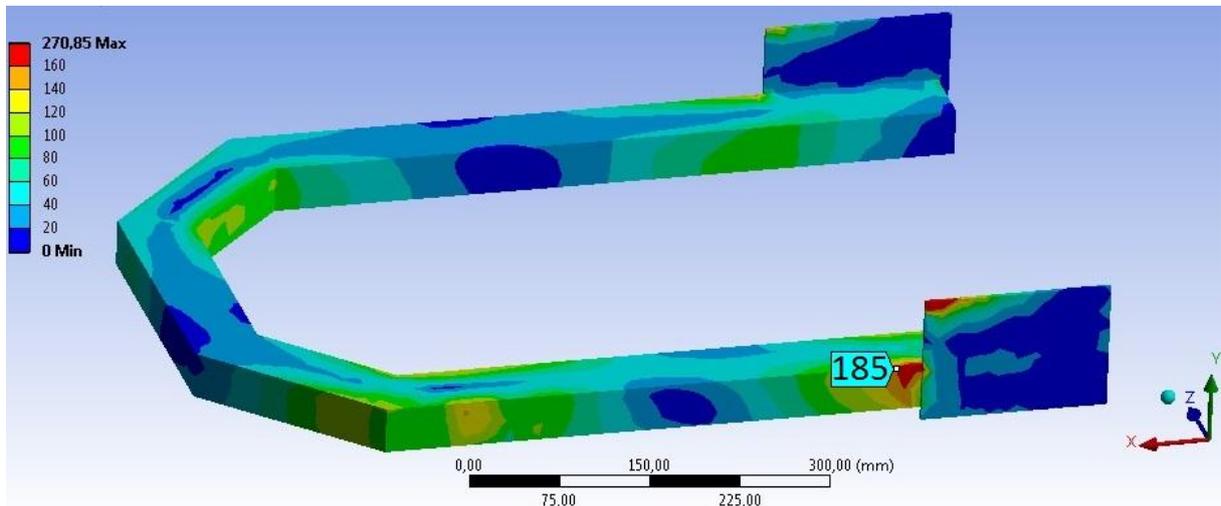


Figura 5.15 – Andamento delle tensioni nel paraurti

Per quanto riguarda la massima compressione delle molle riporto il grafico (in Figura 5.16) che mostra l'andamento della compressione assiale nel tempo. Il valore massimo raggiunto è $\epsilon=27\%$ quindi compatibile con il valore limite del 30%.

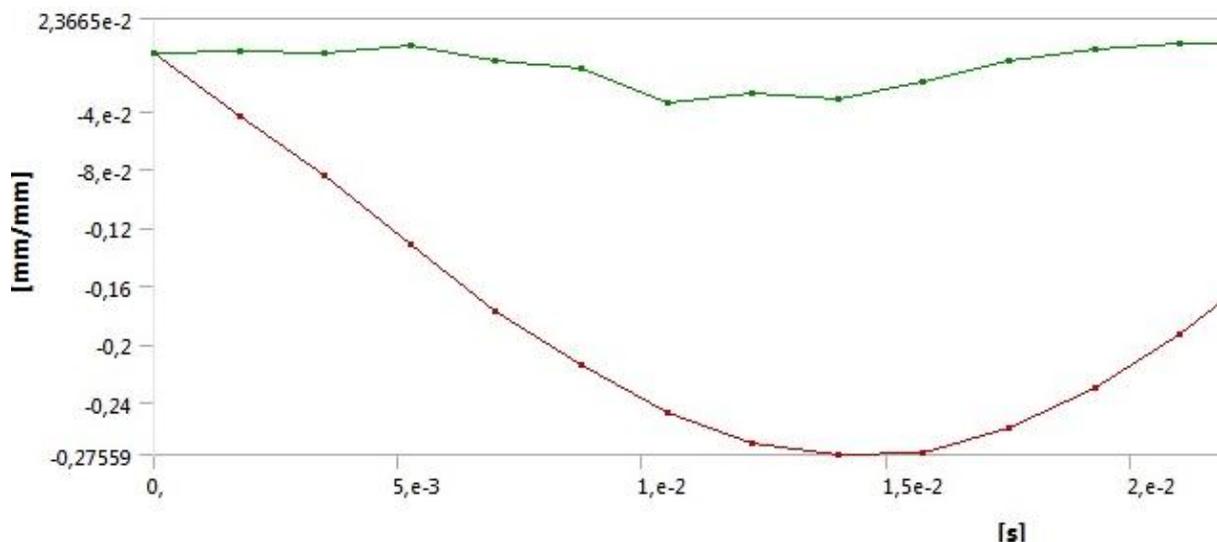


Figura 5.16 – Deformazione della molla in direzione assiale

Caso 3: urto inclinato

Nel caso di urto inclinato l'impostazione dell'analisi dinamica è analoga al caso di urto laterale.

La geometria complessiva della simulazione è visibile in Figura 5.17.

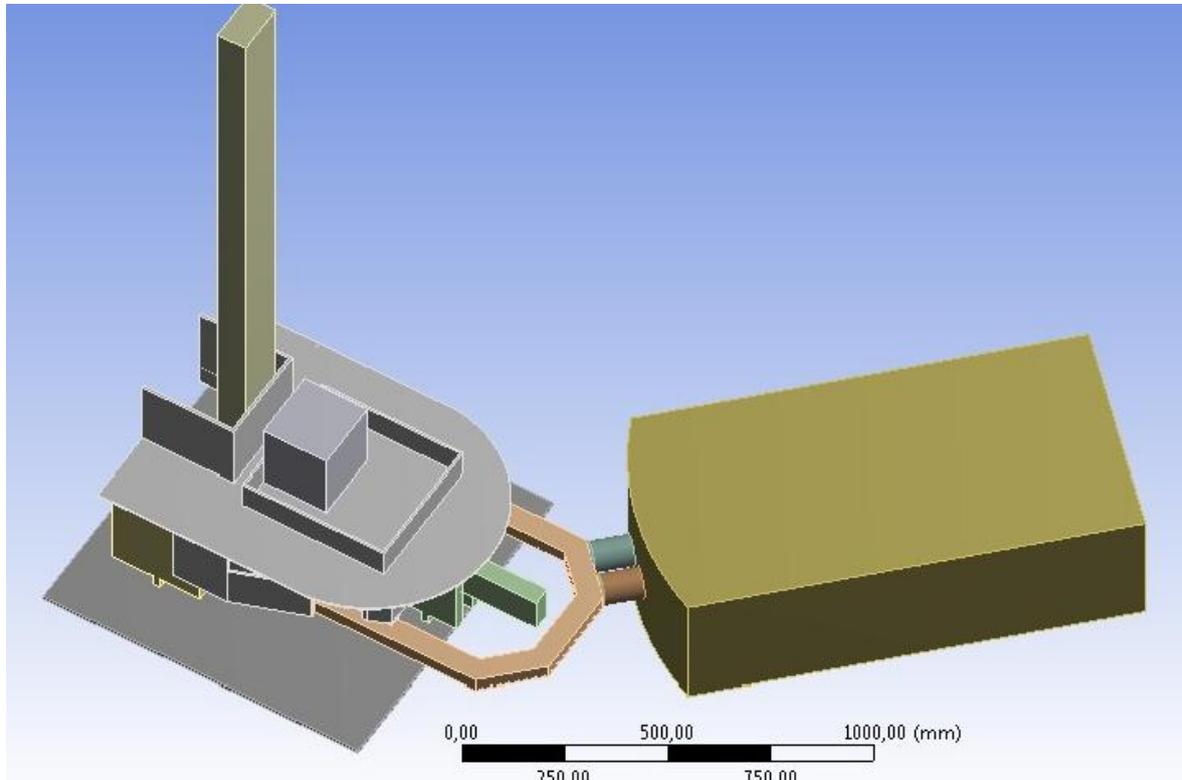


Figura 5.17 Geometria dell'urto inclinato

Come nelle casistiche precedenti, proseguo con un confronto fra le simulazioni con e senza componenti ammortizzanti.

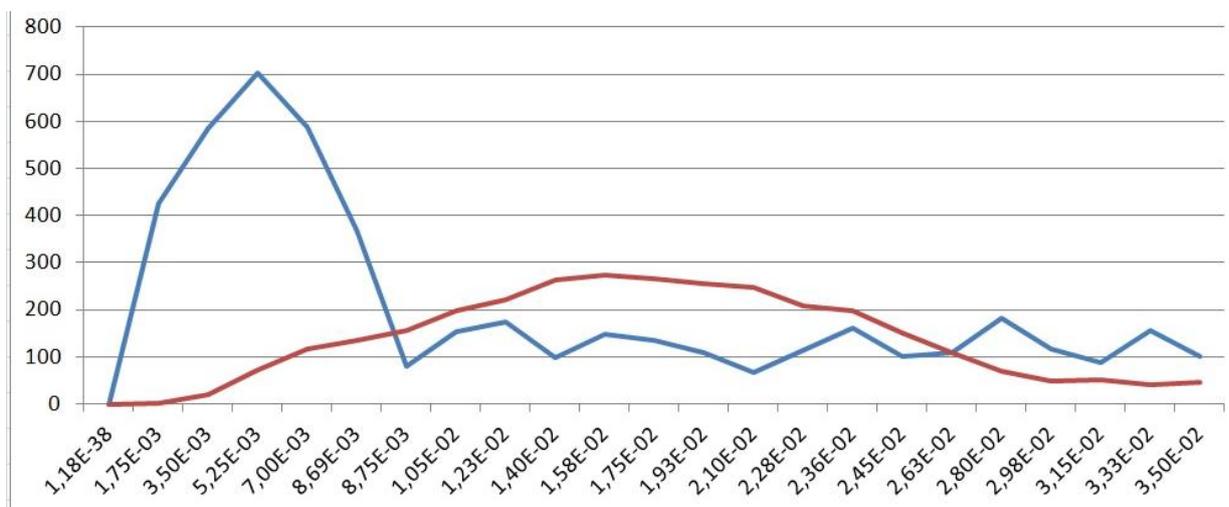


Figura 5.18 - Confronto fra l'andamento delle tensioni nel tempo delle due simulazioni

In Figura 5.18 ho riportato il confronto dell'andamento delle tensioni nel tempo delle due simulazioni, ed anche in questo caso il funzionamento delle molle in elastomero comporta gli stessi effetti delle simulazioni precedenti, la durata dell'urto aumenta di circa 3 volte e le tensioni si riducono di circa un terzo.

La tensione massima viene raggiunta all'istante $t=0,0157s$ con un valore di $\sigma=250MPa$ alla base delle travi verticali, in prossimità dell'incastro della struttura. L'andamento delle tensioni nel paraurti e la sigma equivalente massima all'istante $t=0,0157s$ sono visibili in Figura 5.19.

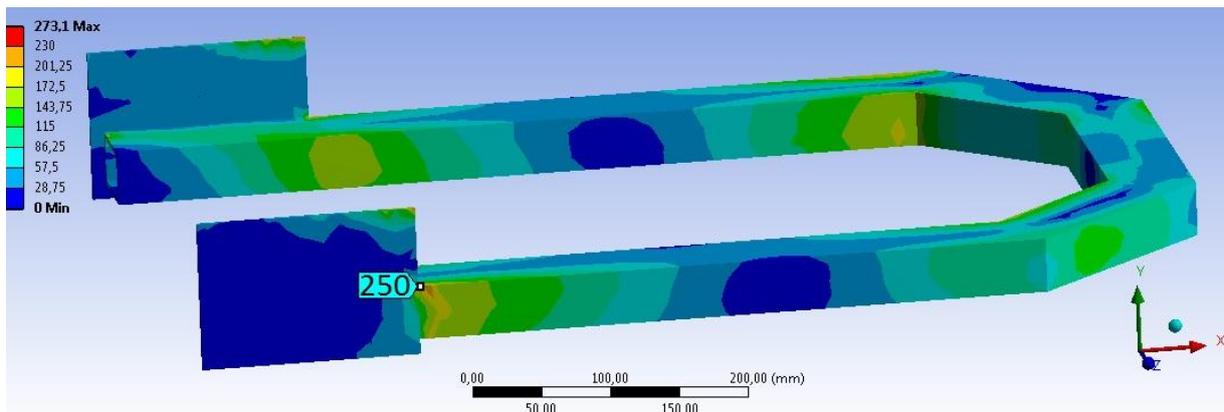


Figura 5.19 – Andamento delle tensioni nel paraurti

Per quanto riguarda la compressione massima delle molle, procedo analogamente alle casistiche precedenti ricavando dal grafico dell'andamento della deformazione assiale degli elastomeri (Figura 5.20) il valore massimo di $\epsilon=27\%$.

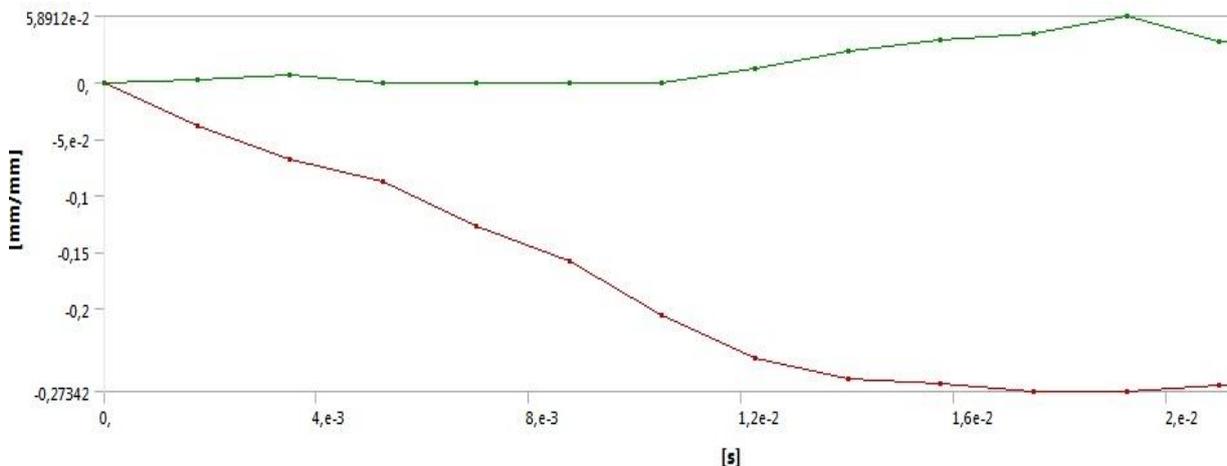


Figura 5.20 – Deformazione delle molle in direzione assiale

Bibliografia Capitolo 5

- [1] I.R. Clemitson, “Castable Polyurethane Elastomers”, CRC Press 2009.
- [2] Paul C. Painter, Michael M. Coleman, “Fundamentals of polymer science. An introductory text” CRC Press.
- [3] William D. Callister, Claudio Canaeva “Scienza e ingegneria dei materiali. Una introduzione”.
- [4] “Materiali Polimerici”, www.treccani.it.
- [5] ” I diisocianati nella sintesi dei poliuretani”, www.ironguide.it.

6. Dimensionamento della struttura del paraurti

Nel seguente capitolo effettuo le simulazioni che mi permettono di determinare la dimensione minima del profilato cavo, che costituisce la struttura del paraurti, in grado di reggere le sollecitazioni causate dall'urto. Determinato il materiale di costruzione la scelta del profilato avviene tramite la norma europea EN 10210, che tratta i profilati cavi a caldo.

Per dare una maggior continuità di funzionamento al sistema ammortizzante, scelgo di sostituire le molle cilindriche con delle barre elastiche, così che ricoprano tutto il profilo del paraurti; la scelta delle barre la effettuerò considerando un'area equivalente a quella delle molle cilindriche in modo da avere una risposta al carico analoga. Per verificarne il corretto funzionamento effettuo l'ultima serie di simulazione per le tre tipologie d'urto.

Infine dimensionerò le saldature della struttura del paraurti ed il collegamento bullonato fra le piastre di aggancio ed il telaio.

6.1 Simulazioni del paraurti finale

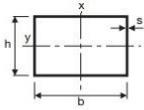
Considerando lo spazio ristretto di alloggiamento del paraurti, limitato dal braccio tastatore, e la durata delle batterie altamente influenzata dal peso complessivo del macchinario, ho scelto da catalogo il profilato di sezione minore in grado di resistere all'urto.

Qui di seguito riporto un'immagine della struttura del paraurti (Figura 6.1).



Figura 6.1 – Immagine della struttura in acciaio del paraurti

Il profilato cavo a sezione rettangolare, utilizzato, ha un larghezza di 50mm, un'altezza di 30mm ed uno spessore di 5mm. In Figura 6.2 sono visibili le sue proprietà geometriche.



Profilati cavi rettangolari a caldo EN 10210

Dimensione esterna lati	Spessore	Massa lineare	Area della sezione metallica	Momento d'inerzia di flessione	Momento d'inerzia di flessione	Raggio di inerzia	Raggio di inerzia	Modulo di resistenza	Modulo di resistenza	Momento d'inerzia di torsione	Modulo di torsione
b x h mm	s mm	Kg/m	A cm ²	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	i _x cm	i _y cm	W _x cm ³	W _y cm ³	J cm ⁴	C cm ³
50 x 30	3,2	3,61	4,60	14,20	6,20	1,760	1,160	5,68	4,13	14,20	6,80
	4,0	4,39	5,59	16,50	7,08	1,720	1,130	6,60	4,72	16,60	7,77
	5,0	5,28	6,73	18,70	7,89	1,670	1,080	7,49	5,26	19,00	8,67
	6,3	6,33	8,07	20,60	8,50	1,600	1,030	8,26	5,66	21,10	9,36
	7,1	6,91	8,80	21,30	8,66	1,560	0,990	8,54	5,78	21,80	9,56

Figura 6.2 – Caratteristiche geometriche del profilato cavo

Riporto qui di seguito una serie di tre simulazioni, ognuna per ogni tipologia di urto, analoghe a quelle proposte nel Capitolo 5, con l'utilizzo del paraurti di sezione 50x30x5mm.

Caso 1: urto frontale

Come nelle simulazioni precedenti dell'urto frontale, data la simmetria del carico e della struttura, applico il comando Symmetry, che mi permette di dimezzare il numero degli elementi che compongono la mesh. In Figura 6.3 è visibile la geometria complessiva della simulazione.

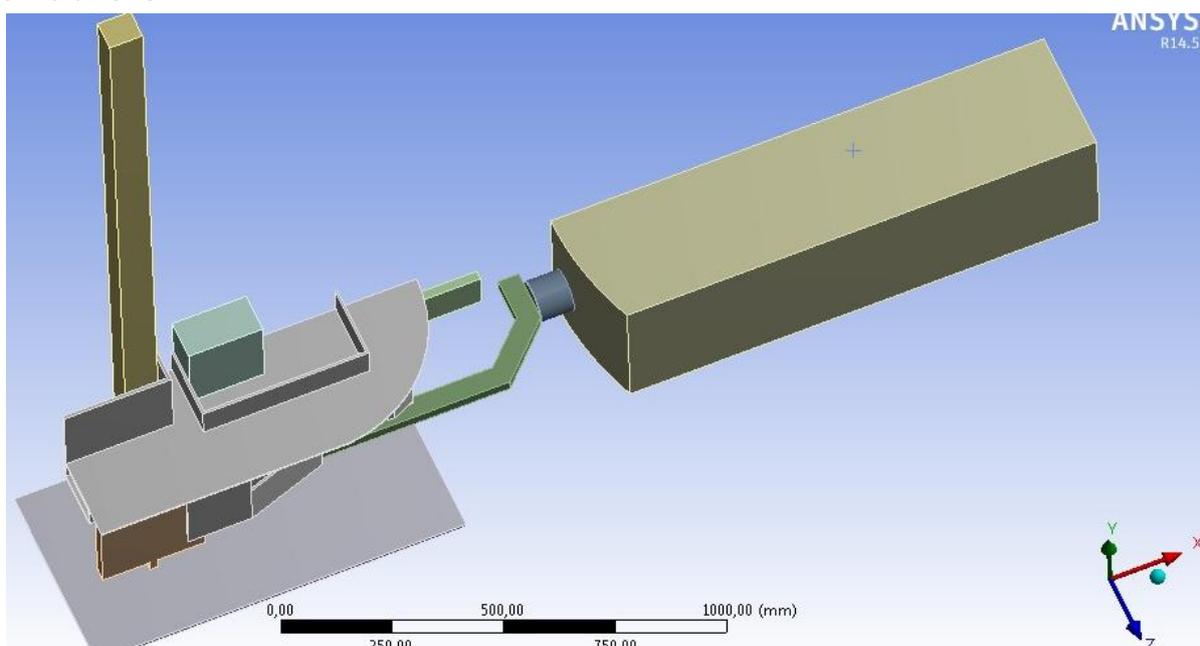


Figura 6.3 – Geometria dell'urto frontale

Per quanto riguarda la tensione massima raggiunta e la durata dell'urto si può far riferimento al grafico dell'andamento delle tensioni nel tempo in Figura 6.4. Si ha un $\Delta t = 0,03s$ e all'istante $t=0,0175s$ viene raggiunto il valore massimo di $\sigma=230MPa$.

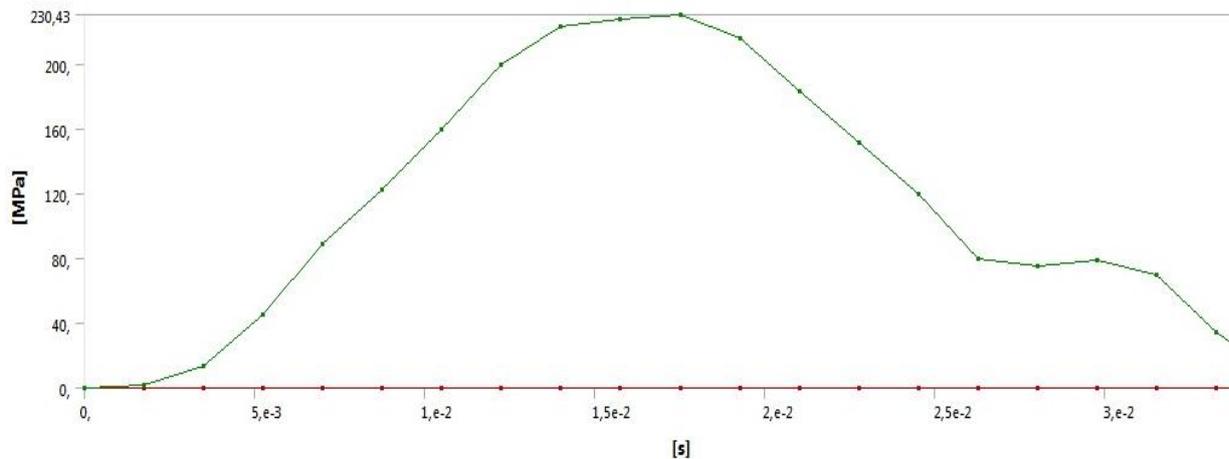


Figura 6.4 – Grafico delle tensioni nel tempo

In Figura 6.5 è rappresentato l'andamento delle tensioni nella struttura del paraurti all'istante $t=0,0175s$. Nella mezzera della trave orizzontale si raggiunge la sigma massima, $\sigma=230MPa$.

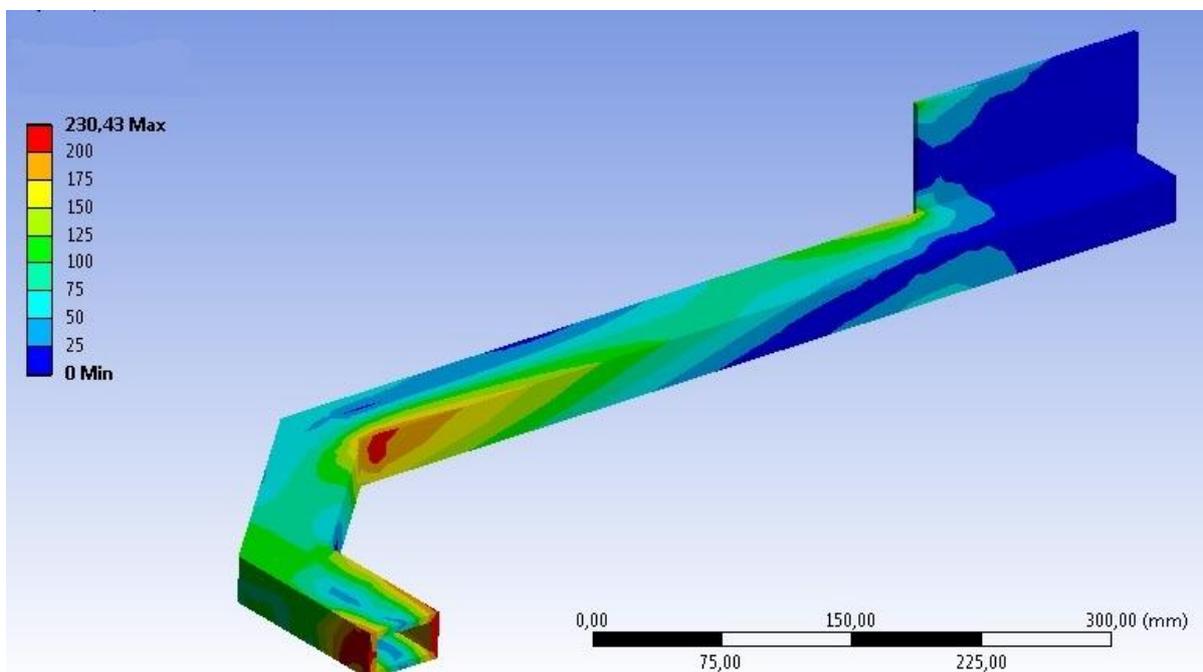


Figura 6.5 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima delle molle in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione assiale in Figura 6.6. Il valore massimo raggiunto di deformazione assiale vale $\epsilon=29\%$

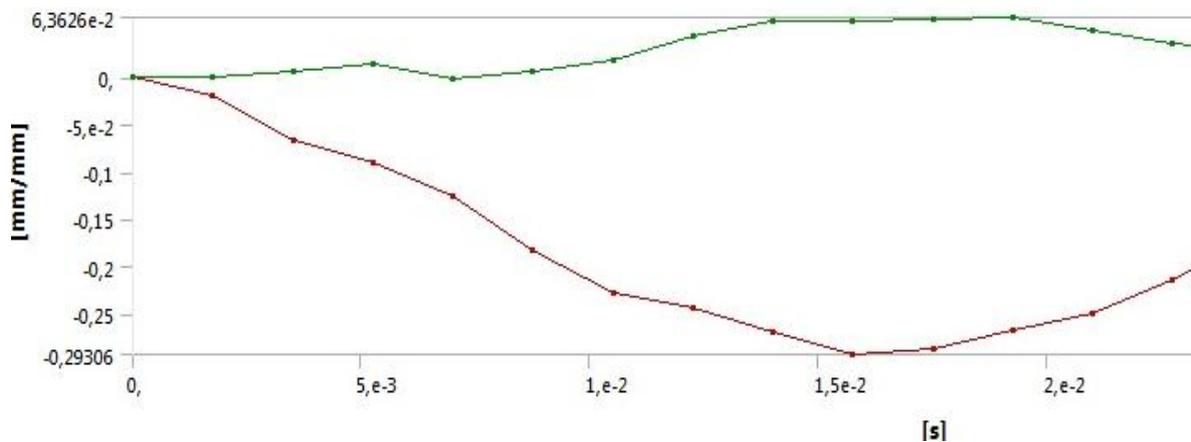


Figura 6.6 – Deformazione delle molle in direzione assiale

Caso 2: urto laterale

Per quanto riguarda l'urto laterale procedo ugualmente al caso precedente.

In Figura 6.7 riporto un'immagine della geometria complessiva della simulazione:

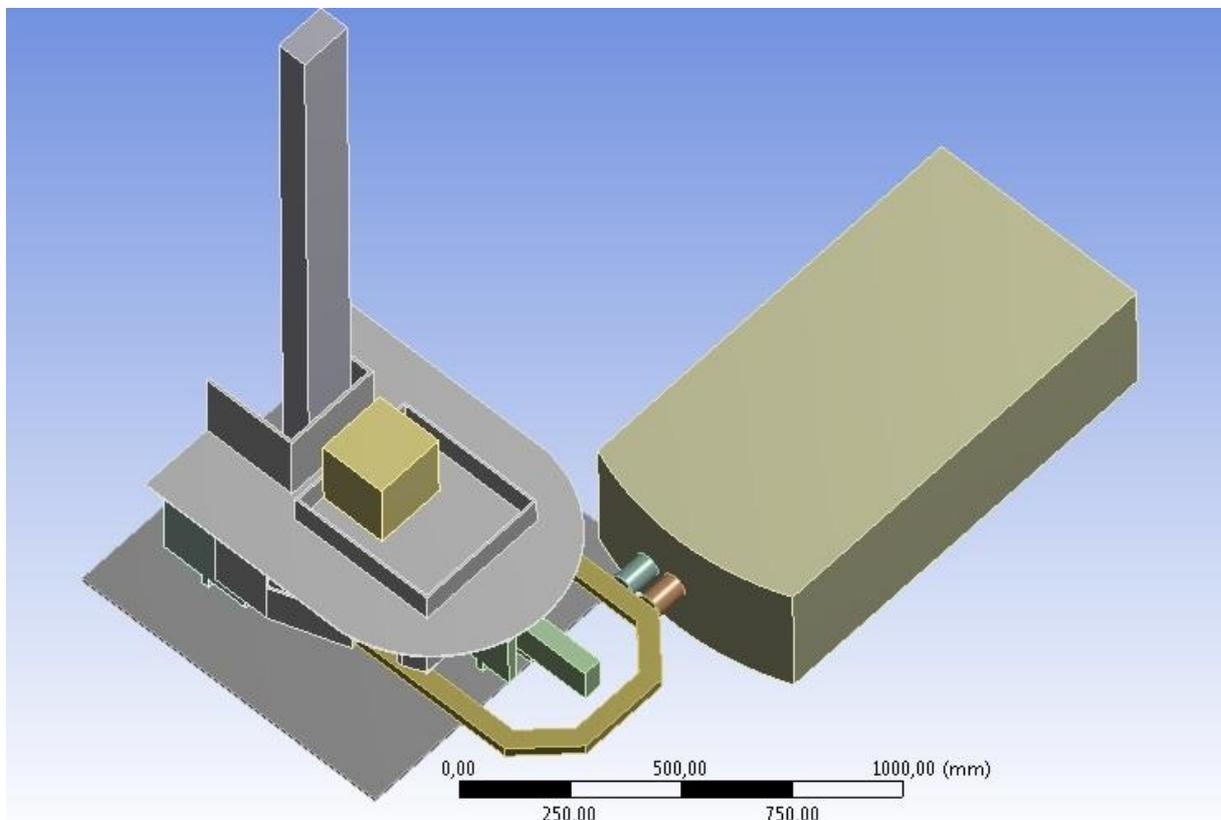


Figura 6.7 – Geometria dell'urto laterale

L'istante in cui vengono raggiunte le tensioni massime è ricavabile da Figura 6.8. Al tempo $t=0,0157s$ viene raggiunto il valore massimo $\sigma=307MPa$, che in realtà è un valore locale, concentrato nello spigolo della piastra di collegamento, quindi di non interesse per la resistenza del paraurti.

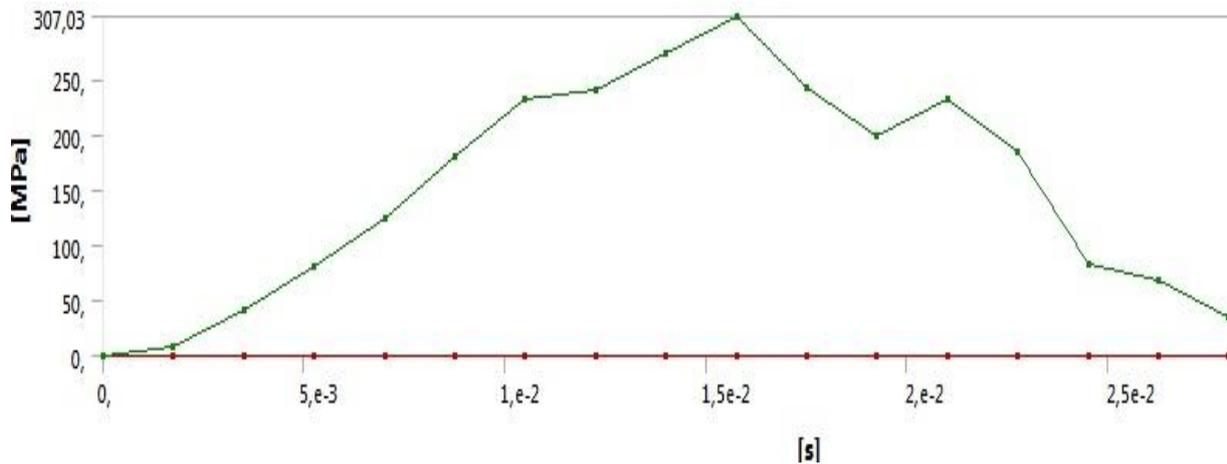


Figura 6.8 – Grafico delle tensioni nel tempo

Mentre la distribuzione di tensioni nel paraurti all'istante $t=0,0157s$ è rappresentata in Figura 6.9. Viene raggiunta la tensione massima, $\sigma=235MPa$, nella trave verticale a ridosso del collegamento con la piastra.

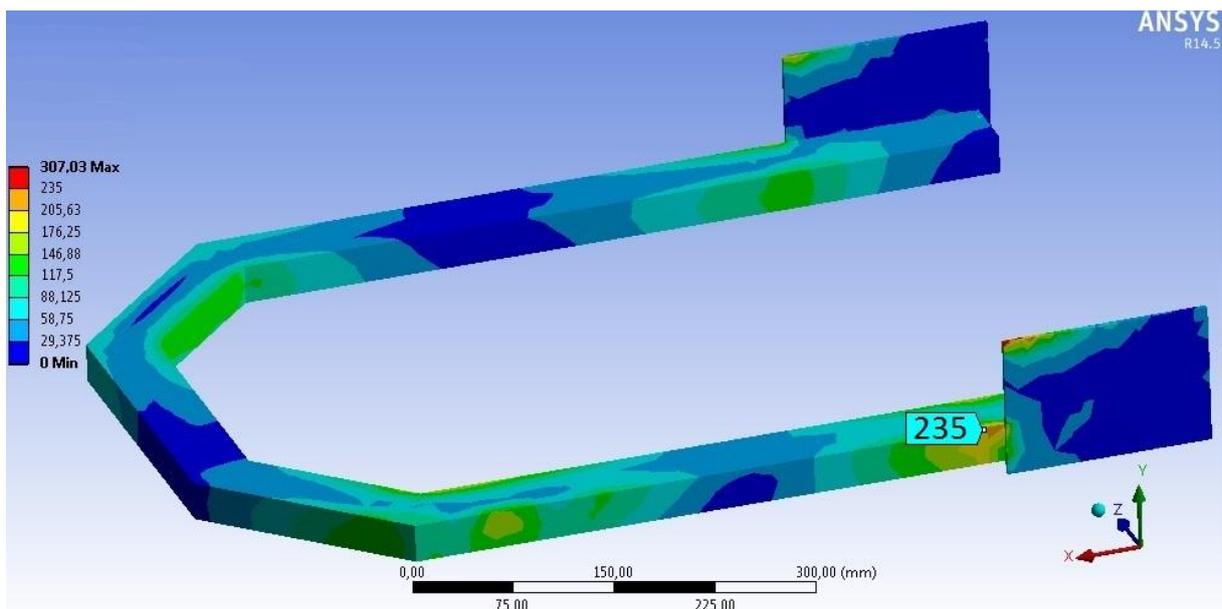


Figura 6.9 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima delle molle in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione normale in Figura 6.10. Il valore massimo raggiunto di deformazione assiale vale $\epsilon=29\%$.

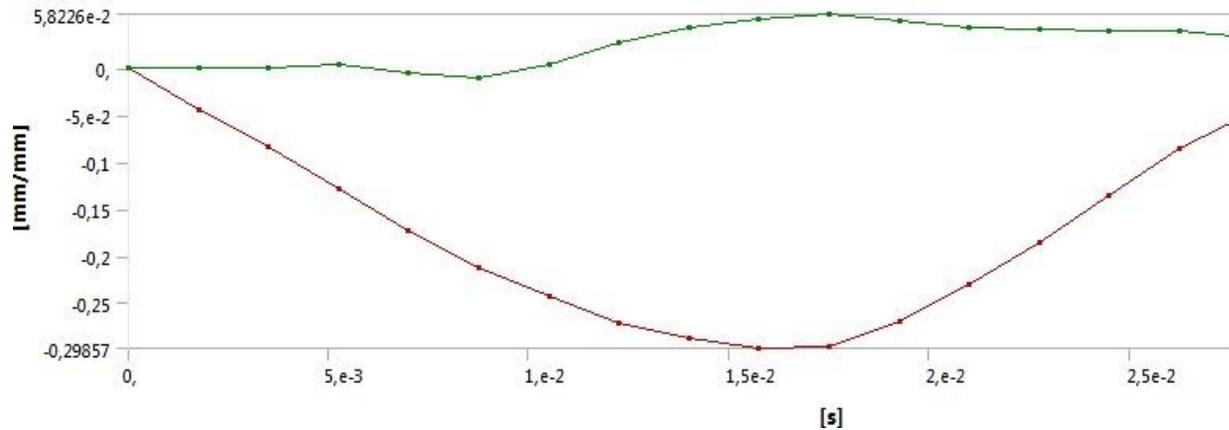


Figura 6.10 – Deformazione delle molle in direzione assiale

Caso 3: urto inclinato

Anche per l'urto inclinato imposto l'analisi dinamica al FEM come nei casi precedenti.

La geometria della simulazione dell'urto inclinato è disposta come in Figura 6.11.

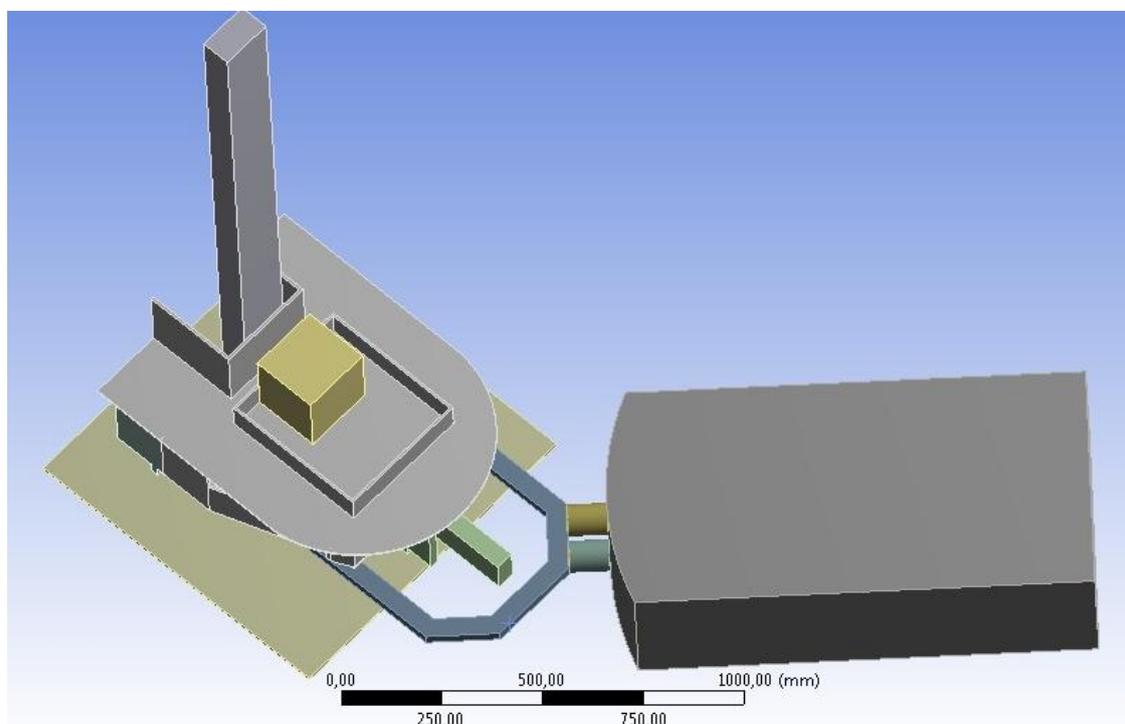


Figura 6.11 – Geometria dell'urto inclinato

L'istante in cui vengono raggiunte le tensioni massime è ricavabile dalla Figura 6.12. Al tempo $t=0,0175s$ il valore massimo di sigma equivalente vale $\sigma=334MPa$, che in realtà è un valore locale, concentrato nello spigolo della piastra di collegamento, quindi di non interesse per la resistenza del paraurti.

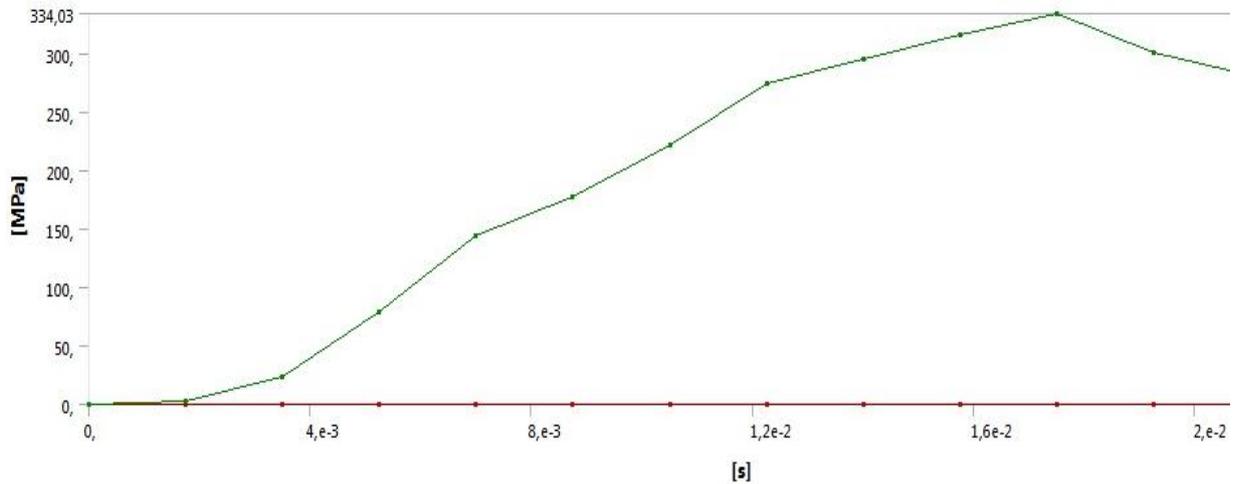


Figura 6.12 – Grafico delle tensioni nel tempo

Mentre la distribuzione di tensioni nel paraurti all'istante $t=0,0175$ è rappresentata in Figura 6.13. Viene raggiunta la tensione massima, $\sigma=290MPa$, nella trave verticale a ridosso del collegamento con la piastra.

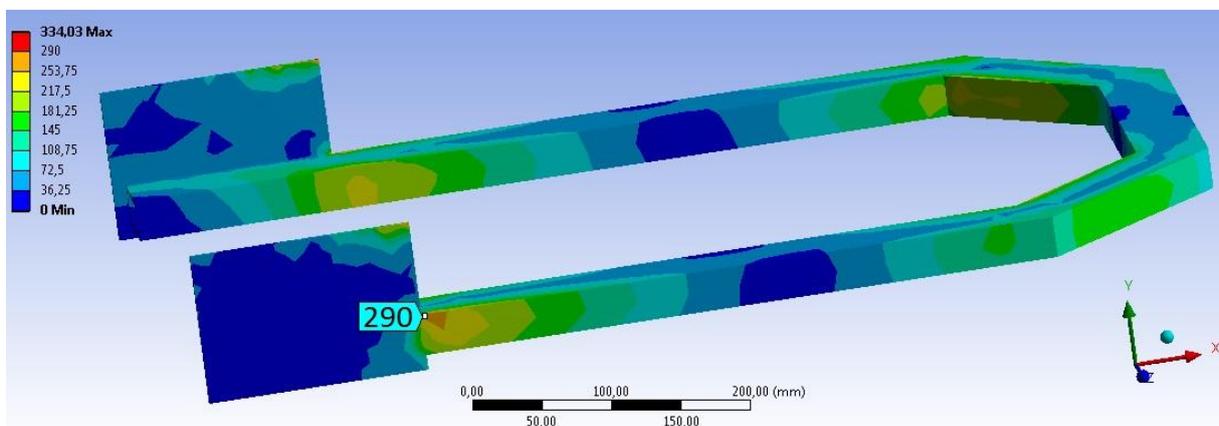


Figura 6.13 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima delle molle in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione normale in Figura 6.14. Il valore massimo raggiunto di deformazione assiale vale $\epsilon=28\%$.

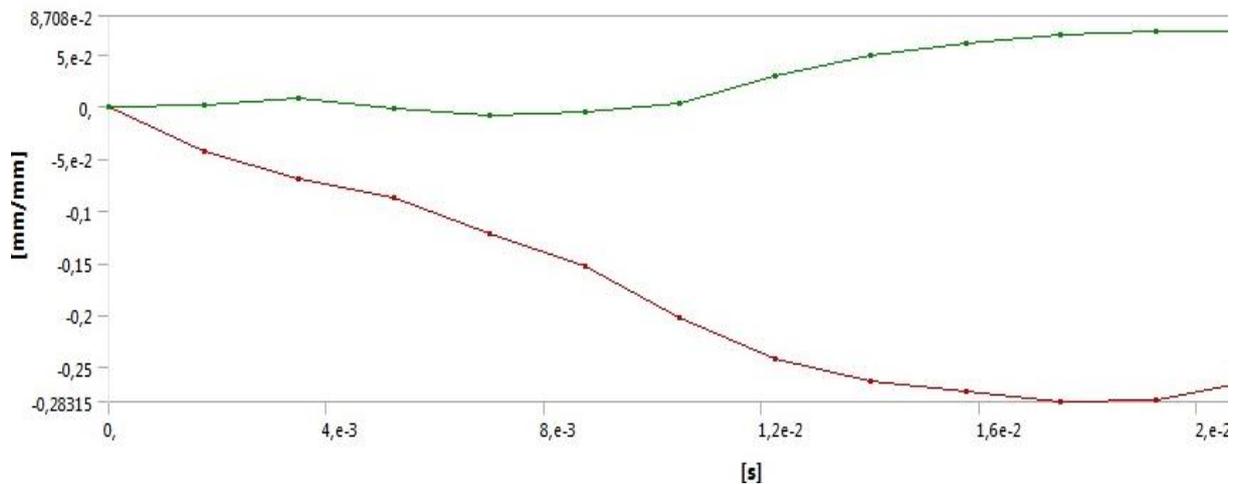


Figura 6.14 – Deformazione delle molle in direzione assiale

6.2 Simulazioni con ammortizzatore continuo

Ora per dare una maggior continuità all'ammortizzatore, in modo da poter rispondere adeguatamente a tutte le angolazioni d'urto, voglio utilizzare al posto delle molle cilindriche degli ammortizzatori a barre dello stesso materiale, sempre disponibili nel catalogo dello stesso produttore.

Siccome non sono presenti i valori di energia assorbita per le varie dimensioni, al contrario del caso delle molle cilindriche, scelgo le barre calcolando un'area equivalente a quelle delle due molle in parallelo per ogni tratto del paraurti. Successivamente imposto delle simulazioni di controllo per verificare il funzionamento corretto degli ammortizzatori rettangolari in poliuretano.

Caso 1: urto frontale

Nella simulazione di urto frontale avevo utilizzato due molle cilindriche di diametro $\phi=100\text{mm}$, perciò considerando una lunghezza di funzionamento pari ai due diametri delle molle, mi ricavo la larghezza della barra in poliuretano:

$$A = 2\pi R^2 = L * W$$

$$W = \frac{2\pi R^2}{L} = \frac{2 * 3,14 * 50^2}{200} \cong 80\text{mm}$$

La barra in poliuretano di dimensioni 250x80x85mm, con relativo sistema di fissaggio è rappresentata in Figura 6.15.



Figura 6.15 – Barra in poliuretano montata su un supporto scorrevole

Ora imposto la simulazione in modo analogo al caso con ammortizzatori cilindrici e ottengo la geometria dell'analisi dinamica in Figura 6.16.

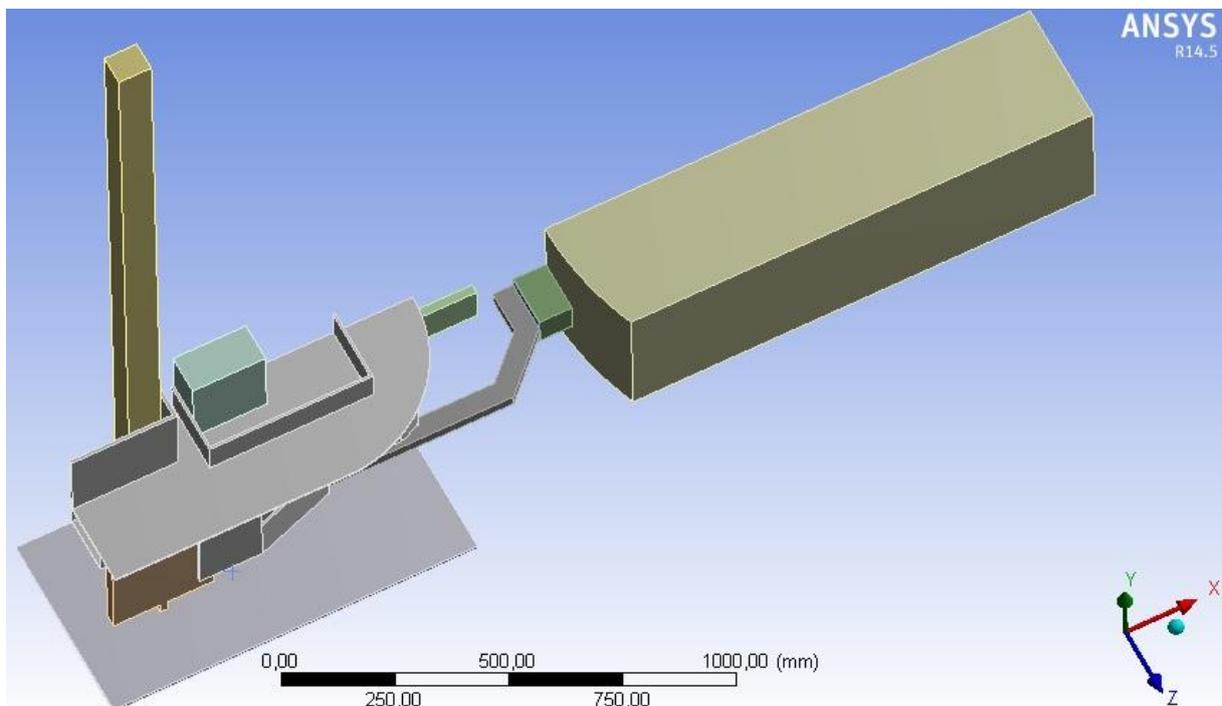


Figura 6.16 – Geometria dell'urto frontale

Per quanto riguarda la tensione massima raggiunta e la durata dell'urto si può far riferimento al grafico dell'andamento delle tensioni nel tempo in Figura 6.17. Ottengo un $\Delta t = 0,025s$ e all'istante $t=0,014s$ viene raggiunto il valore massimo di tensione equivalente, $\sigma=260MPa$.

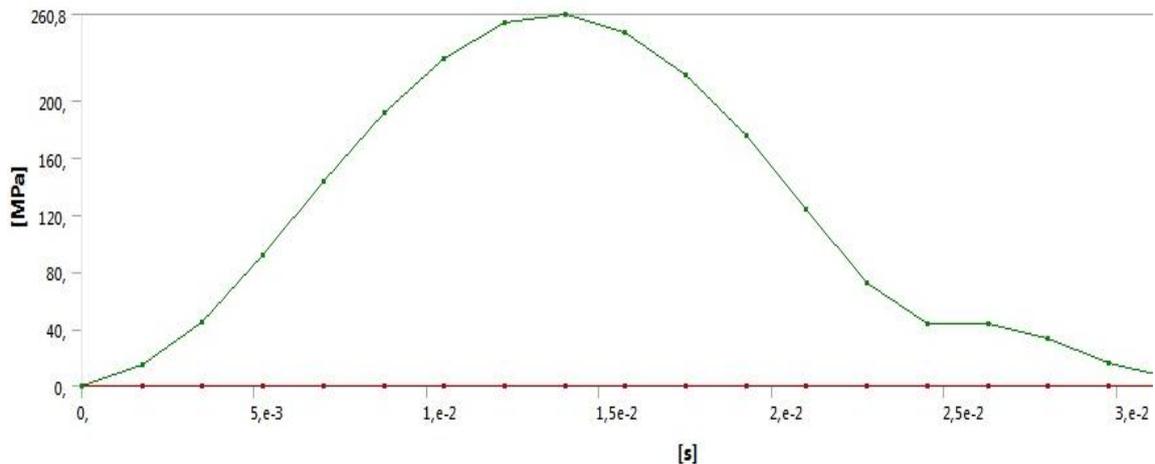


Figura 6.17 – Grafico delle tensioni nel tempo

In Figura 6.18 è rappresentato l'andamento delle tensioni nella struttura del paraurti all'istante $t=0,014s$. Nella mezzeria della trave orizzontale si raggiunge la sigma massima, $\sigma=260MPa$.

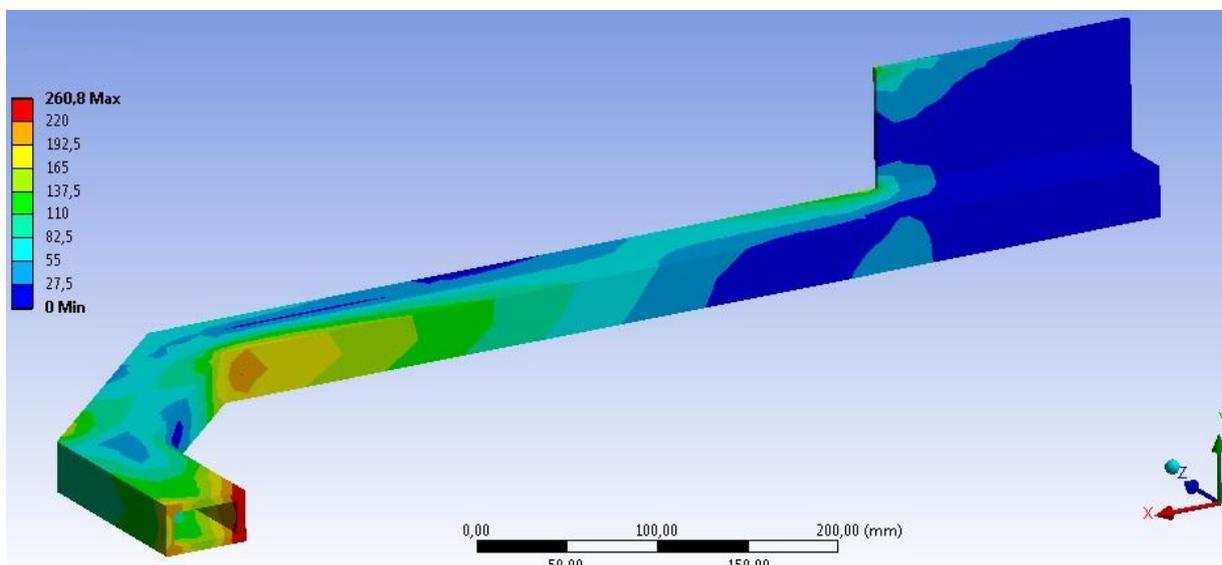


Figura 6.18 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima della barra rettangolare in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione normale in Figura 6.19. Il valore massimo raggiunto di deformazione vale $\epsilon=30\%$; mentre in Figura 6.20 è possibile vedere i vari stadi di compressione della molla: prima dell'urto a compressione massima e a fine urto.

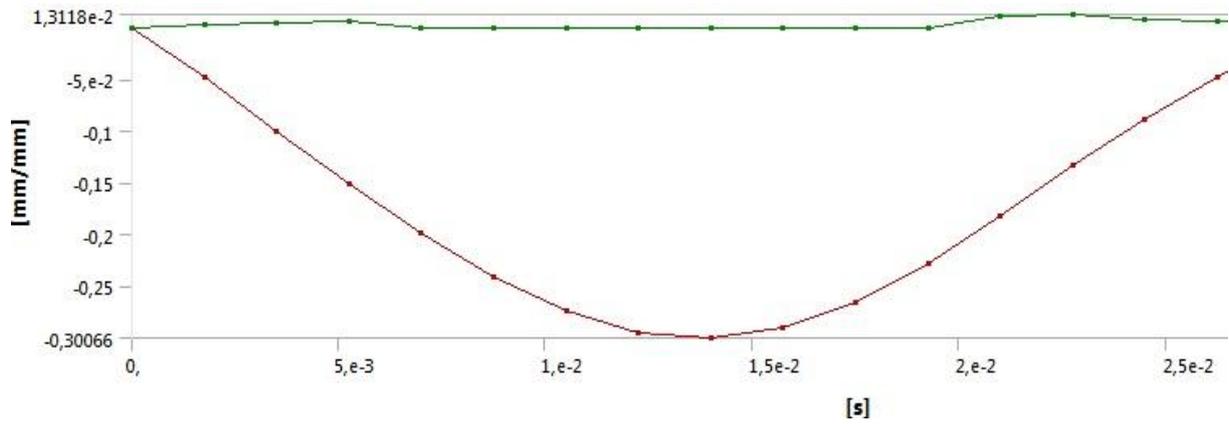


Figura 6.19 – Deformazione della barra rettangolare in direzione X

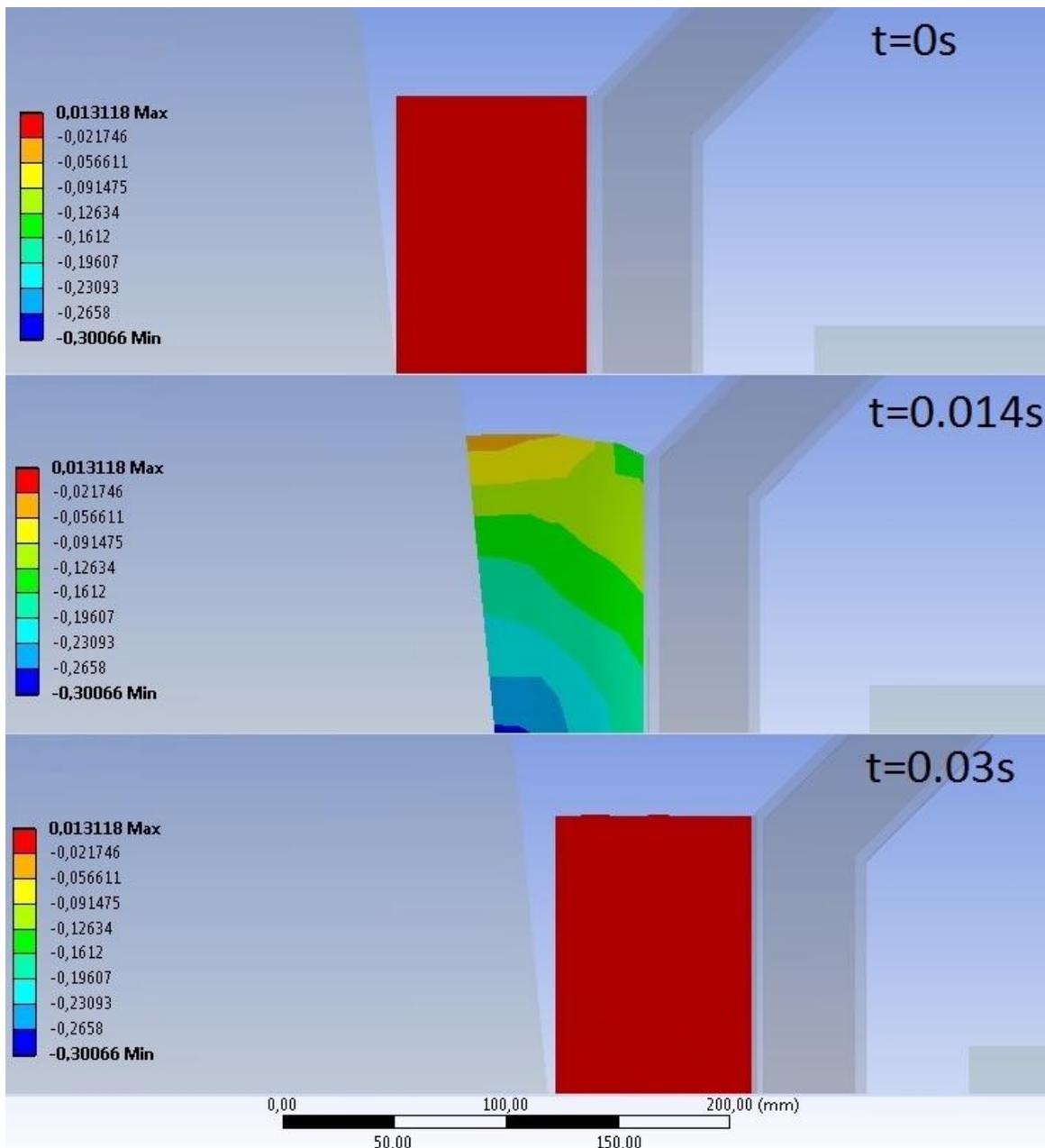


Figura 6.20 – Stadi di compressione assiale dell'elastomero

Caso 2: urto laterale

Nella simulazione di urto laterale avevo utilizzato due molle cilindriche di diametro $\phi=63\text{mm}$, perciò considerando una lunghezza di funzionamento pari ai due diametri delle molle, mi ricavo la larghezza della barra in elastomero:

$$A = 2\pi R^2 = L * W$$
$$W = \frac{2\pi R^2}{L} = \frac{2 * 3,14 * 31,5^2}{126} \cong 50\text{mm}$$

Imposto anche in questo caso la simulazione uguale al caso con sospensioni cilindriche e ottengo la geometria dell'analisi dinamica visibile in Figura 6.21.

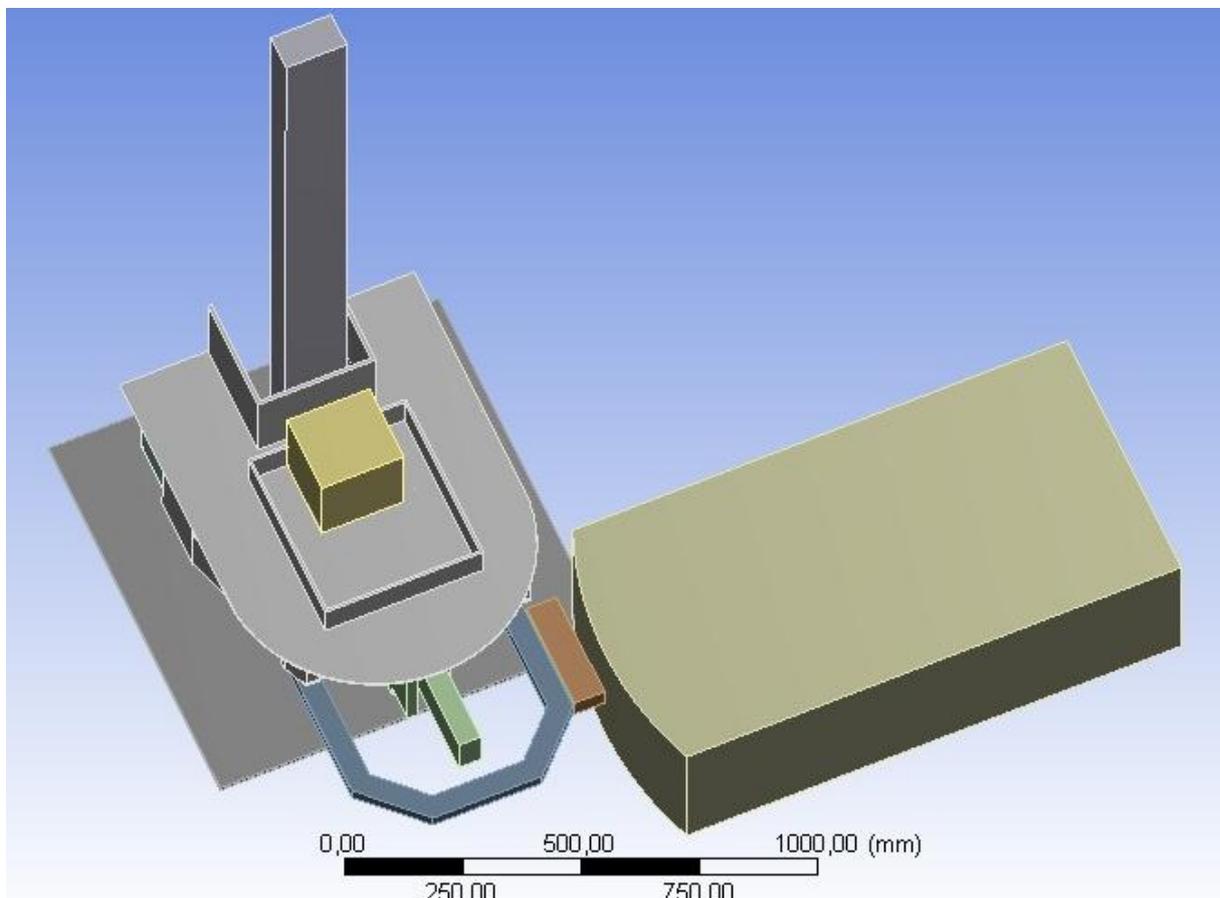


Figura 6.21 – Geometria dell'urto laterale

La durata dell'urto e l'istante in cui vengono raggiunte le tensioni massime sono ricavabili dalla Figura 6.22. Ottengo un $\Delta t = 0,023\text{s}$ e al tempo $t=0,012\text{s}$ viene raggiunto il valore massimo di tensioni, $\sigma=372\text{MPa}$, che in realtà è un valore locale, concentrato nello spigolo della piastra di collegamento, quindi di non interesse per la resistenza del paraurti.

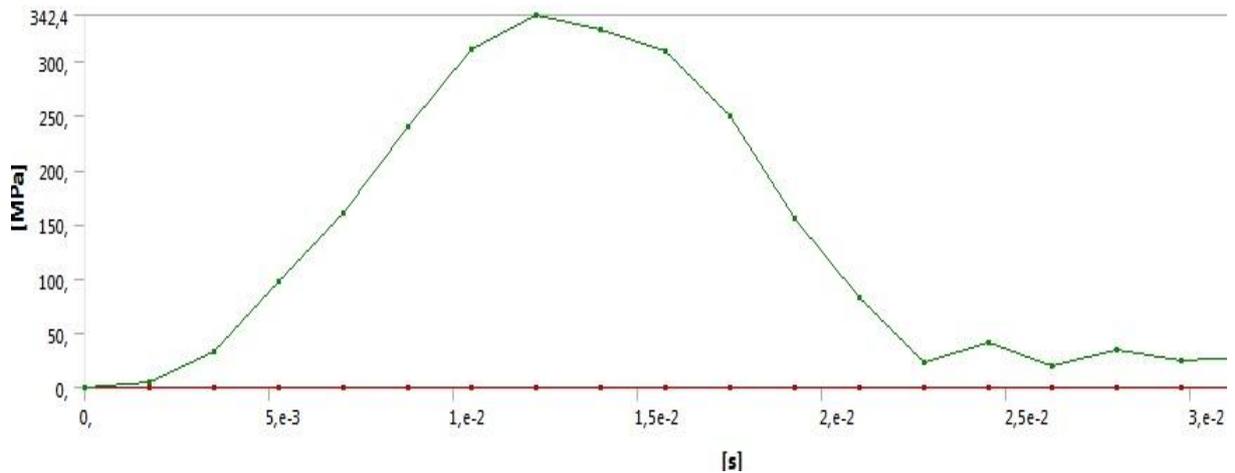


Figura 6.22 – Grafico delle tensioni nel tempo

Mentre la distribuzione di tensioni nel paraurti all'istante $t=0,012$ è rappresentata in Figura 6.23; viene raggiunta la tensione massima, $\sigma=265\text{MPa}$, nella trave verticale a ridosso del collegamento con la piastra.

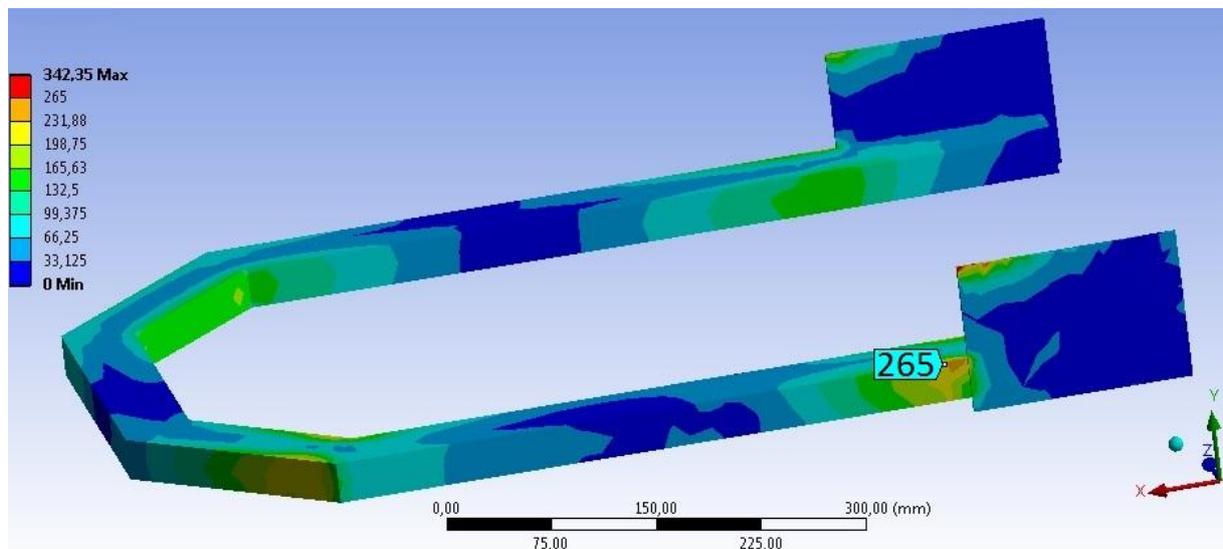


Figura 6.23 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima della barra rettangolare in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione normale in Figura 6.24. Il valore massimo raggiunto di deformazione vale $\epsilon=26\%$.

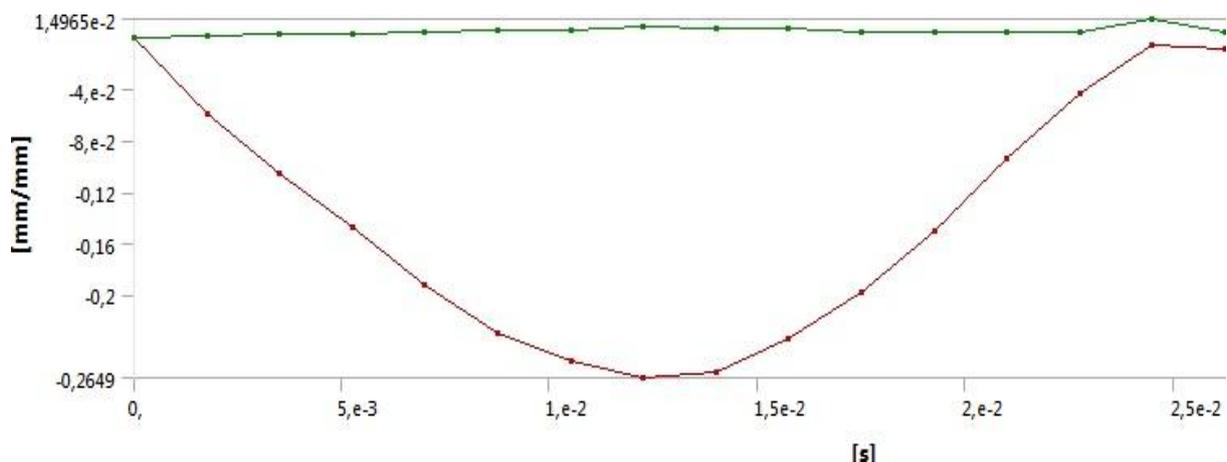


Figura 6.24 – Deformazione della barra rettangolare in direzione X

Caso 3: urto inclinato

Nella simulazione di urto inclinato avevo utilizzato due molle cilindriche di diametro $\phi=80\text{mm}$, perciò considerando una lunghezza di funzionamento pari ai due diametri delle molle, mi ricavo la larghezza:

$$A = 2\pi R^2 = L * W$$

$$W = \frac{2\pi R^2}{L} = \frac{2 * 3,14 * 40^2}{160} \cong 60\text{mm}$$

Imposto anche in questo caso la simulazione uguale al caso con sospensioni cilindriche ed ottengo la geometria dell'analisi dinamica visibile in Figura 6.25.

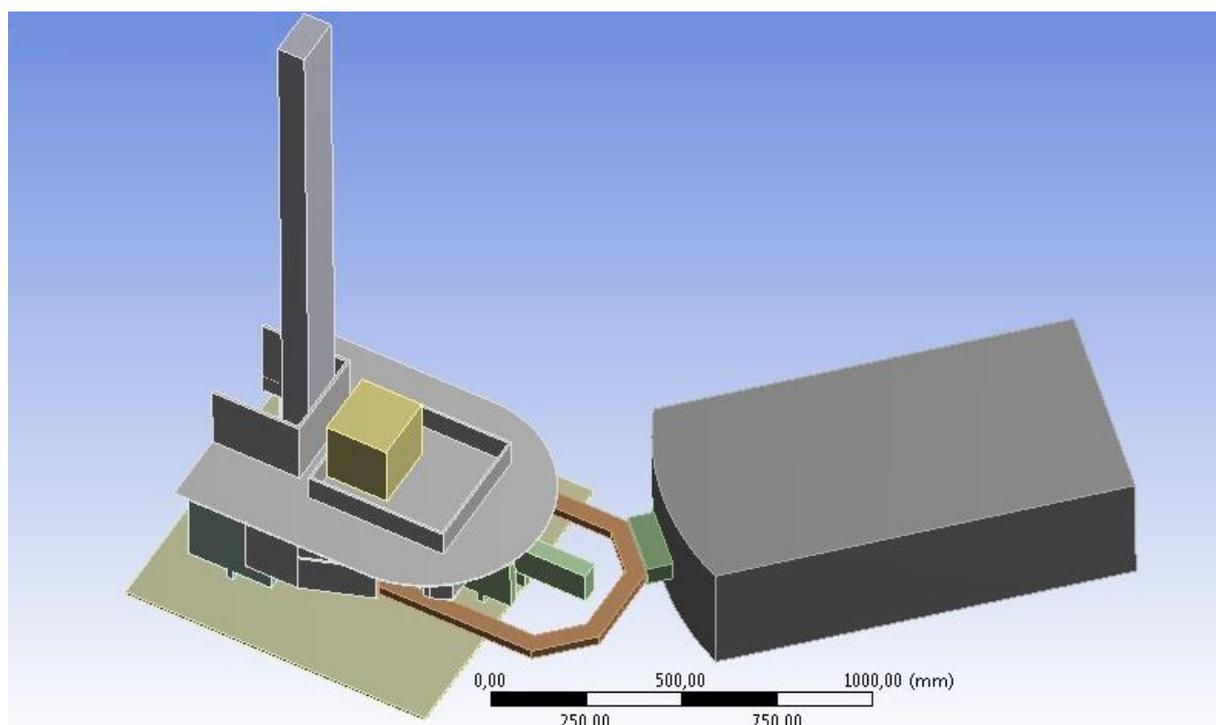


Figura 6.25 – Geometria dell'urto inclinato

L'istante in cui vengono raggiunte le tensioni massime e la durata dell'urto sono ricavabili dalla Figura 6.26. Ottengo un $\Delta t = 0,025s$ e al tempo $t=0,012s$ viene raggiunto il valore massimo $\sigma=372MPa$, che in realtà è un valore locale, concentrato nello spigolo della piastra di collegamento, quindi di non interesse per la resistenza del paraurti.

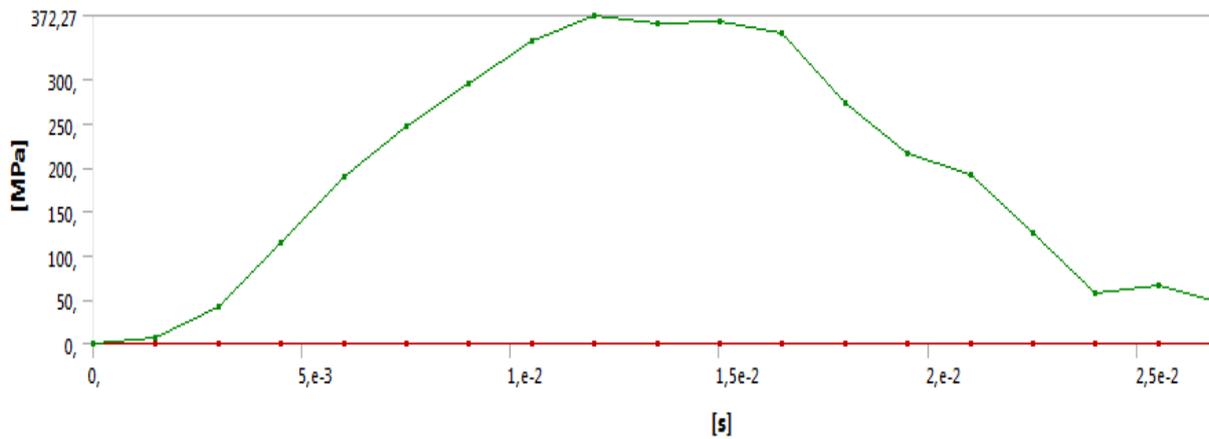


Figura 6.26 – Grafico delle tensioni nel tempo

Mentre la distribuzione di tensioni nel paraurti all'istante $t=0,012$ è rappresentata in Figura 6.27. Viene raggiunta la tensione massima, $\sigma=330MPa$, nella trave verticale a ridosso del collegamento con la piastra.

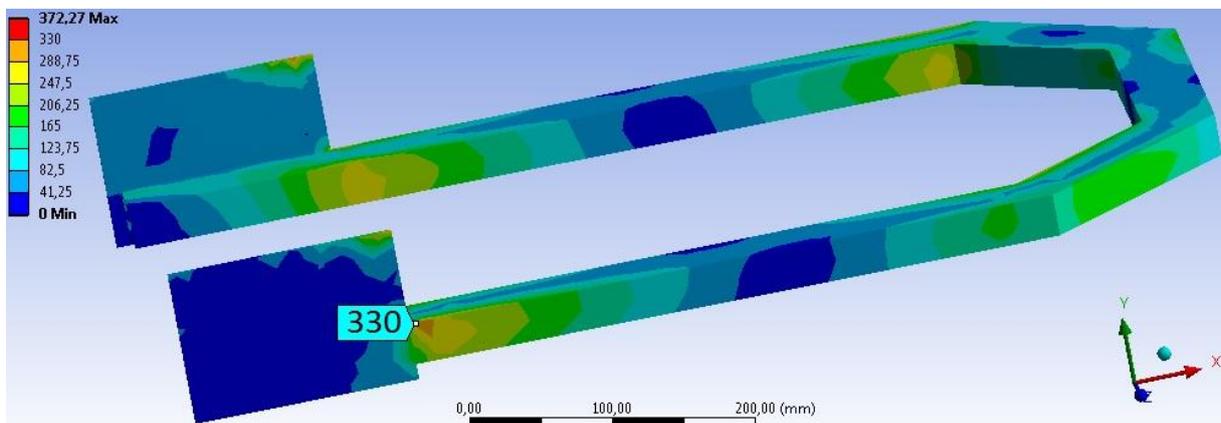


Figura 6.27 – Andamento delle tensioni nel paraurti

La compressione massima della barra rettangolare in poliuretano è visibile dal grafico della deformazione normale in Figura 6.28. Il valore massimo raggiunto di deformazione vale $\epsilon=28\%$.

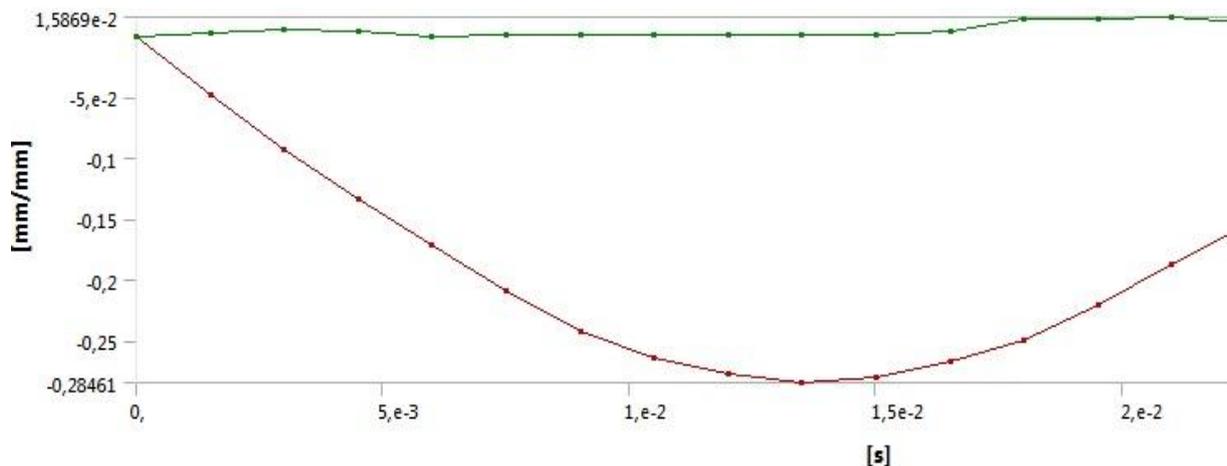


Figura 6.28 – Deformazione della barra rettangolare in direzione X

6.3 Scelta del materiale

L'attuale struttura del Robot S6 è costruita con acciaio da costruzione, nello specifico S 235 JR per tutte le parti strutturali, esclusi alberi di trasmissione o organi con specifiche esigenze di alta resistenza.

Per contenere al massimo i costi di produzione, la scelta del materiale di costruzione della struttura portante del paraurti ricadrà nuovamente su un acciaio strutturale, che ha un costo da 1€/Kg a 1,5€/Kg.

Poiché il paraurti ha la funzione di proteggere la parte anteriore del macchinario, resistendo elasticamente a urti con velocità non superiore a 2m/s, e allo stesso tempo è progettato come elemento sacrificale per urti più gravosi in modo che deformandosi plasticamente assorba la maggior parte di energia per evitare danni al telaio del macchinario al quale è collegato, considero un coefficiente di sicurezza poco superiore all'unità per l'urto con la velocità limite di 2m/s; ovviamente questo aumenterà con il diminuire della velocità d'impatto.

Dalle ultime simulazioni con la sezione del profilato cavo ridotta a 50x30x5mm per esigenze d'ingombro massimo, si è raggiunta una tensione massima di 330MPa nell'urto inclinato, che è la casistica più sollecitata delle tre prese in esame.

Considerando questi fattori scelgo come materiale di costruzione l'acciaio S 355 J2 che presenta la composizione chimica e le caratteristiche meccaniche riportate nella tabella di Figura 6.29.

MATERIALE

Acciaio: S 355 J2 H

NORME DI RIFERIMENTO

Acciaio: EN 10210 - 1
Tolleranze: EN 10210 - 2

COMPOSIZIONE CHIMICA IN PERCENTUALE (Analisi di colata)

TIPO ACCIAIO	C	Mn	Si	P	S	V+Nb %
	max	max	max	max	max	max
S 355 J2 H	0,22	1,60	0,55	0,035	0,035	–

CARATTERISTICHE MECCANICHE

TIPO ACCIAIO	R	Rs min.	A min.	Resilienza -20°
	N/mm ²	N/mm ²	%	Joule MIN
S 355 J2 H	490 ÷ 630	355	22	27

Figura 6.29 – Composizione chimica e caratteristiche meccaniche S 355 J2

6.4 Dimensionamento dei collegamenti

La realizzazione della struttura metallica del paraurti avviene tramite la piegatura e la saldatura di un profilato cavo a sezione rettangolare con due piastre forate, che saranno collegate al telaio tramite bullonatura.

In questo paragrafo dimensionerò le saldature che risultano sollecitate maggiormente, ossia, come si è visto dalla distribuzione delle tensioni nelle simulazioni, quelle fra i piedritti del portale e le due piastre, ed il collegamento bullonato fra le piastre e il telaio del macchinario.

Prendo in studio il caso dell'urto inclinato, in quanto è risultato il più gravoso per la resistenza del paraurti, dalle varie simulazioni si è visto, che la zona ove viene raggiunta la tensione massima è l'incastro fra la barra e la piastra opposta alla zona di applicazione della forza (punto G in Figura 6.30).

6.4.1 Calcolo della forza media d'impatto

Nota l'impulso dell'urto laterale dalla 3.50:

$$I = 913 \frac{Kg * m}{s}$$

e la durata dell'urto dalla simulazione al Fem, $\Delta t = 0,025s$:

tramite il teorema dell'impulso (dalla 3.69) ottengo la forza media di impatto:

$$\langle F \rangle = \frac{I}{\Delta t} = \frac{913,2}{0,025} = 36500N$$

6.4.2 Risoluzione della struttura iperstatica

La struttura iperstatica da risolvere consiste in un portale simmetrico carico non simmetricamente, che può essere considerato, tramite la sovrapposizione degli effetti, come la somma di due portali simmetrici uno carico simmetricamente e l'altro anti-simmetricamente. Riporto la struttura in Figura 6.30.

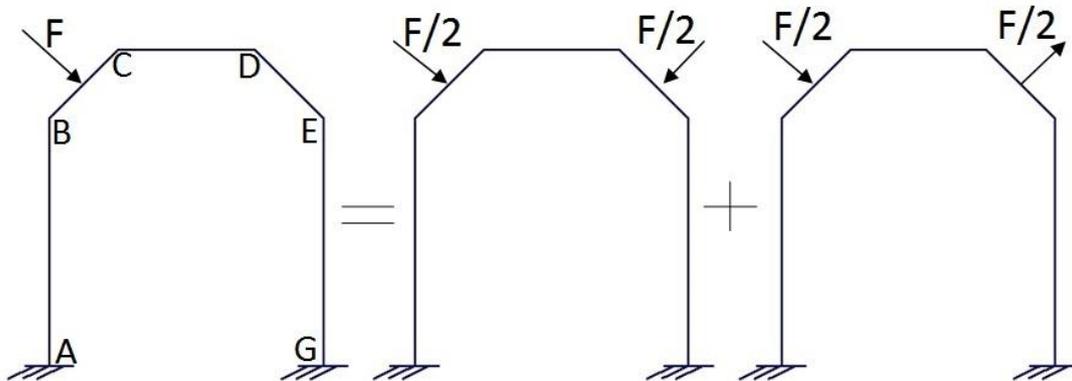


Figura 6.30 – Strutture equivalenti per la risoluzione dell'iperstatica

Struttura simmetrica caricata simmetricamente

Codesta struttura è tre volte iperstatica nel piano, ma solo due volte staticamente indeterminata, grazie alla simmetria.

Sfruttando la simmetria del sistema e osservando che il punto di mezzo dell'architrave non si sposta orizzontalmente e non ruota, si può dividere la struttura in due metà e studiarne una sola.

Ponendo nel punto di mezzo dell'architrave un incastro scorrevole (Figura 6.31), che permette a questo punto di traslare verticalmente ma non orizzontalmente e di non ruotare, si può scrivere l'equazione di congruenza degli spostamenti orizzontali e delle rotazioni del punto di divisione della struttura.

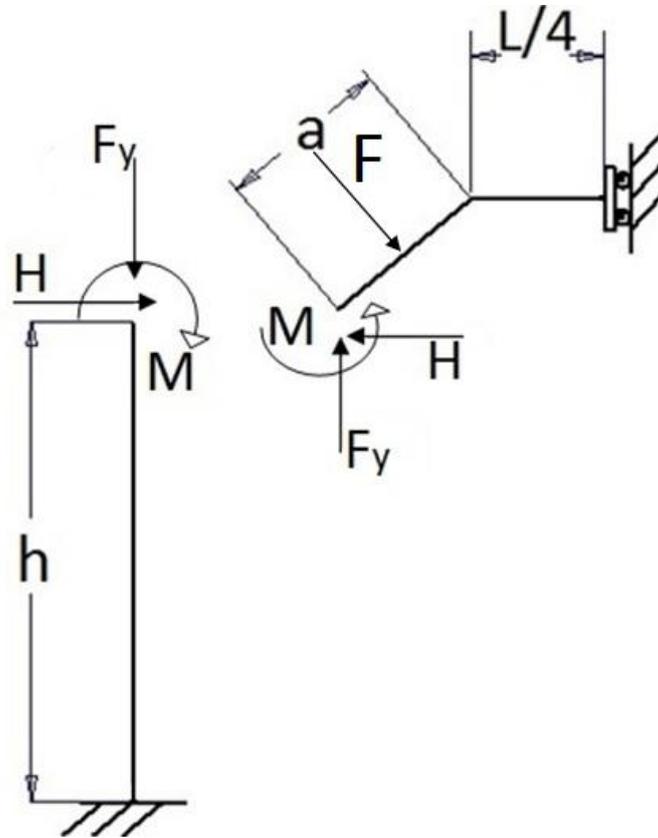


Figura 6.31 - Divisione a metà della struttura caricata simmetricamente

Assumendo positivi gli spostamenti verso sinistra e le rotazioni antiorarie, si può scrivere:

Congruenza degli spostamenti orizzontali: (trascurando gli spostamenti prodotti dallo sforzo normale rispetto a quelli della flessione)

$$-\frac{Hh^3}{3EJ} - \frac{Mh^2}{2EJ} = -\frac{Ma^2}{2EJ} \cos \alpha + \frac{(F_y \cos \alpha)a^3}{3EJ} \cos \alpha + \frac{(H \cos \alpha)a^3}{3EJ} \cos \alpha - \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} a \cos \alpha + \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} a \cos \alpha - \frac{5F \left(\frac{a}{2}\right)^3}{6EJ} \cos \alpha - \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} a \cos \alpha$$

Congruenza delle rotazioni:

$$-\frac{Hh^2}{2EJ} - \frac{Mh}{EJ} = \frac{Ma}{EJ} - \frac{(F_y \cos \alpha)a^2}{2EJ} - \frac{(H \cos \alpha)a^2}{2EJ} + \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} - \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} + \frac{F \left(\frac{a}{2}\right)^2}{2EJ} + \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ}$$

Il sistema delle due equazioni di congruenza consente di calcolare le due incognite iperstatiche H e M.

Ora calcolo le reazioni vincolari:

$$V_A = \frac{F}{2}$$

$$H_A = H$$

$$M_A = M - Hh$$

Considerando i dati del problema:

$$F = 18250N$$

$$L = 511mm$$

$$h = 463.25mm$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Posso ricavarmi tramite un foglio excel i valori delle incognite iperstatiche ed il momento flettente nei vertici della struttura:

$$H = -489N$$

$$M = 150358Nmm$$

$$M_A = M_G = 76049Nmm$$

$$M_B = M_E = 150358mm$$

$$M_C = M_D = 212827Nmm$$

$$M_O = 212827Nmm$$

$$M_x = 624650Nmm$$

Si può vedere l'andamento del momento flettente in Figura 6.33.

Struttura simmetrica caricata anti-simmetricamente

Anche questa struttura è tre volte iperstatica nel piano, ma solo due volte staticamente indeterminata, grazie alla simmetria.

Sfruttando la simmetria del sistema e osservando che il punto di mezzo dell'architrave non si sposta verticalmente, si può dividere la struttura in due metà e studiarne una sola.

Ponendo nel punto di mezzo dell'architrave una cerniera con carrello (Figura 6.32), che permette a questo punto di traslare orizzontalmente e di ruotare, si può scrivere l'equazione

di congruenza degli spostamenti orizzontali e delle rotazioni del punto di divisione della struttura.

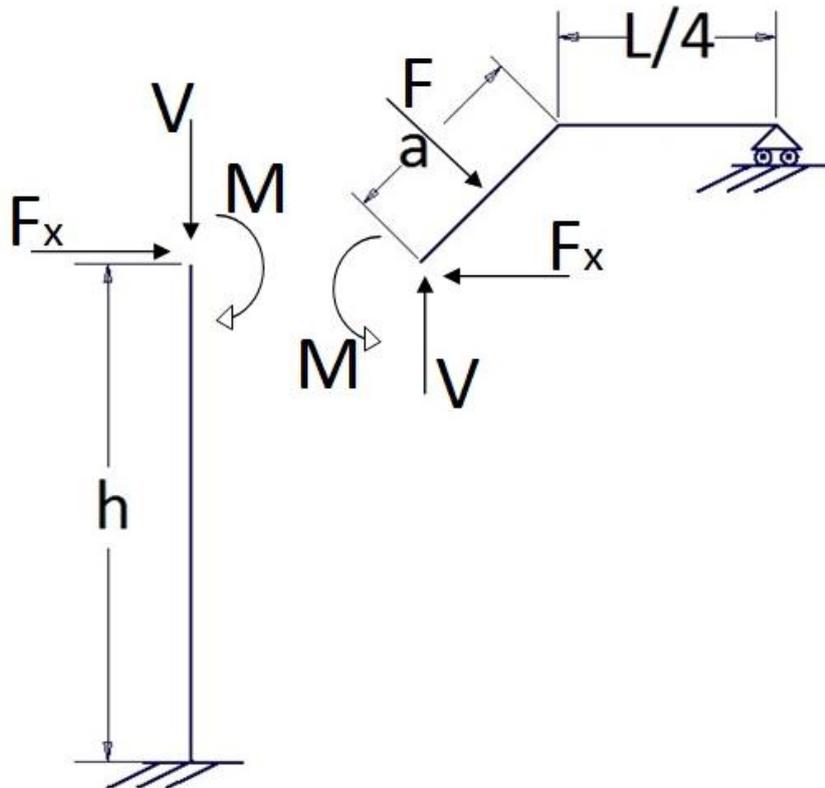


Figura 6.32 - Divisione a metà della struttura caricata anti-simmetricamente

Assumendo positivi gli spostamenti verso sinistra e le rotazioni antiorarie, si può scrivere:

Congruenza degli spostamenti orizzontali: (trascurando gli spostamenti prodotti dallo sforzo normale rispetto a quelli della flessione)

$$-\frac{F_x h^3}{3EJ} - \frac{Mh^2}{2EJ} = -\frac{Ma^2}{2EJ} \cos \alpha + \frac{(V \cos \alpha)a^3}{3EJ} \cos \alpha + \frac{(F_x \cos \alpha)a^3}{3EJ} \cos \alpha - \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} a \cos \alpha + \frac{V \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} a \cos \alpha - \frac{5F \left(\frac{a}{2}\right)^3}{6 EJ} \cos \alpha - \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} a \cos \alpha$$

Congruenza delle rotazioni:

$$-\frac{F_x h^2}{2EJ} - \frac{Mh}{EJ} = \frac{Ma}{EJ} - \frac{(V \cos \alpha)a^2}{2EJ} - \frac{(F_x \cos \alpha)a^2}{2EJ} + \frac{M \frac{L}{4}}{EJ} - \frac{V \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ} + \frac{F \left(\frac{a}{2}\right)^2}{2EJ} + \frac{F_y \left(\frac{L}{4}\right)^2}{2EJ}$$

Il sistema delle due equazioni di congruenza consente di calcolare le due incognite iperstatiche V e M.

Ora calcolo le reazioni vincolari:

$$F_x = F \cos \alpha$$

$$H_A = H$$

$$M_A = M - Hh$$

Considerando gli stessi dati del problema della struttura precedente, posso ricavarli tramite un foglio excel i valori delle incognite iperstatiche ed il momento flettente nei vertici della struttura.

$$V = -23335N$$

$$M = -3451275Nmm$$

$$M_A = -M_G = 2526826Nmm$$

$$M_B = -M_E = 3451275Nmm$$

$$M_C = -M_D = 470300Nmm$$

$$M_O = 0Nmm$$

$$M_x = 2785040Nmm$$

Si può vedere l'andamento del momento flettente in Figura 6.33.

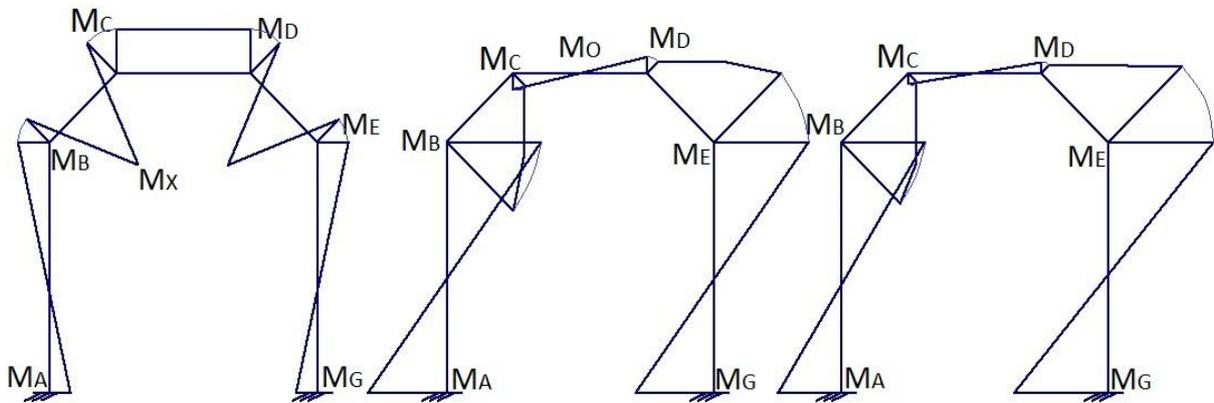


Figura 6.33 – Andamento del momento flettente ottenuto dalla sovrapposizione degli effetti

Sommando le reazioni vincolari nei vertici della struttura ottengo i valori della struttura di partenza; riporto quelli nel punto G poiché di interesse per il calcolo sia delle saldature che del collegamento bullonato.

$$V_G = 36239N$$

$$H_G = 13393N$$

$$M_G = 2602875Nmm$$

6.4.3 Verifica delle saldature

Verifico la saldatura nel punto G che risulta quello maggiormente sollecitato dalla forza F, che produce sui cordoni di saldatura una sforzo normale diretto lungo Z, pari a H_G , uno sforzo di taglio diretto lungo X, pari a V_G ed un momento flettente M_f con asse neutro per la flessione diretto lungo Y e passante per il baricentro delle saldature.

Riporto in Figura 6.34 uno schema della saldatura, per una miglior comprensione dei passaggi.

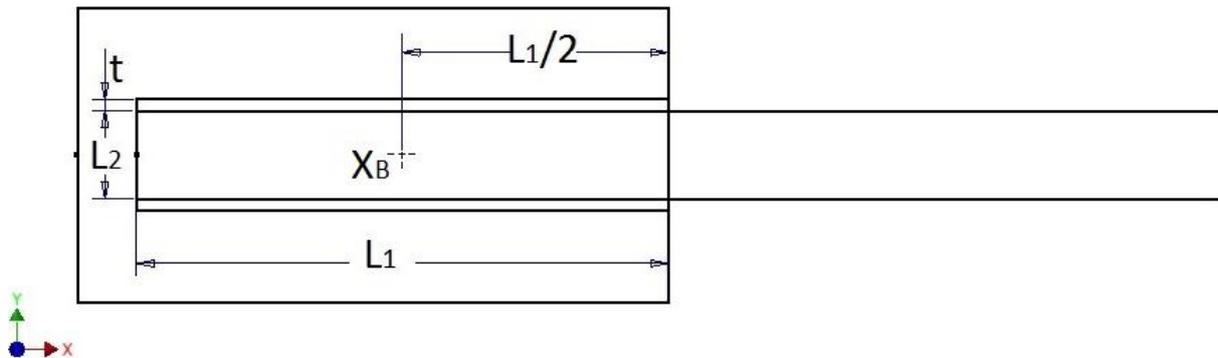


Figura 6.34 – Schema della saldatura

Dati:

$$T_x = V_G = 36239N$$

$$N_z = H_G = 13393N$$

$$M_f = M_G + H_G L_1 / 2 = 2602875 + 1205370 = 3808245 Nmm$$

$$L_1 = 180mm$$

$$L_2 = 30mm$$

Calcolo il momento di inerzia dei cordoni di saldatura nel loro baricentro rispetto l'asse Y.

$$I_{yy} = \left(\frac{tL_1^3}{12} \right) 2 = \frac{tL_1^3}{6}$$

Ora mi ricavo le tensioni nei cordoni di saldatura in funzione del loro spessore di gola t.

$$\tau_{T_x} = \frac{T_x}{2tL_1} = \frac{A}{t}$$

$$\sigma_{N_z} = \frac{N_z}{2tL_1} = \frac{B}{t}$$

$$\sigma_{Mf_z} = \frac{M_f L_1}{I_{yy} 2} = \frac{3M_f}{tL_1^2} = \frac{C}{t}$$

e dunque il tensore risultante è pari a:

$$T_{ris} = \sqrt{\tau_{T_x}^2 + (\sigma_{N_z} + \sigma_{Mf_z})^2} = \sqrt{\frac{A^2}{t^2} + \left(\frac{B}{t} + \frac{C}{t}\right)^2} = \frac{1}{t} \sqrt{A^2 + (B + C)^2}$$

Il valore del tensore risultante va confrontato con il valore della tensione ammissibile del materiale al fine di determinare lo spessore utile della saldatura pari allo spessore di gola del cordone t e, di conseguenza l'altezza minima del cordone h .

Considerando un $CS = 1,5$ e $S_y = 355MPa$

$$T_{amm} = \frac{0,58 S_y}{CS}$$

$$t = \frac{\sqrt{A^2 + (B + C)^2} CS}{0,58 S_y} = \frac{\sqrt{101^2 + (37 + 352)^2} CS}{0,58 S_y} = 2,9mm$$

$$h = t\sqrt{2} = 4mm$$

6.4.4 Dimensionamento del collegamento bullonato

Anche in questo caso verifico il collegamento nel punto G della struttura caricata con la forza d'impatto inclinata di 45° , in quanto presenta le sollecitazioni più gravose. Considero l'asse neutro per la flessione coincidente con lo spigolo destro della piastra in Figura 6.35.

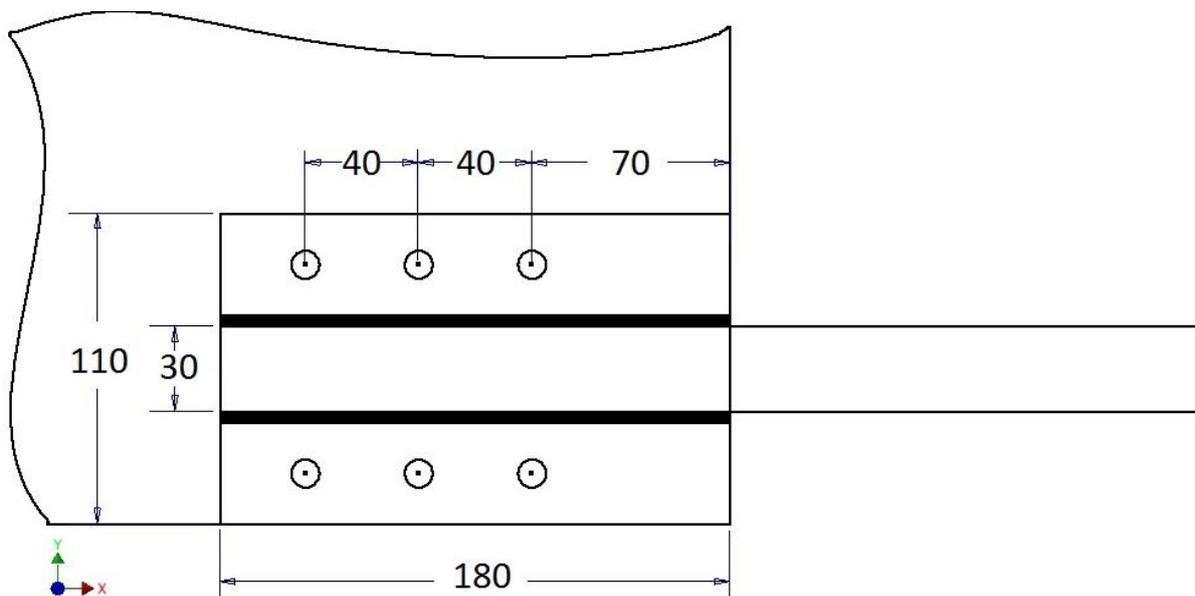


Figura 6.35 - Schema del collegamento bullonato

La forza esterna F produce

$$M_f = M_G = 2602875 \text{ Nmm}$$

$$T_x = V_G = 36239 \text{ N}$$

$$N_z = H_G = 13393 \text{ N}$$

Individuo la forza iniziale di serraggio mediante la seguente formula:

$$F_i = CS \left(\frac{R_t}{\mu} + F_e \right) = CS \left(\frac{T_x/n}{\mu} + \left(\frac{M_f}{\sum r_i^2} y_1 + \frac{N_z}{n} \right) \right)$$

Poiché la forza ottenuta dal modello impulsivo, come visto nel capitolo 3, è sovrastimata di circa il 20% e siccome anche la modellizzazione della struttura con vincoli incastrati comporta delle sollecitazioni maggiori che nella realtà, si ha, facendo un confronto fra valori ottenuti dalla risoluzione della struttura iperstatica e quelli ricavati dalla simulazione dinamica FEM, una sovrastima dei primi rispetto i secondi di circa il 30%. Questo fatto in aggiunta a quello di progettare il paraurti come elemento sacrificale per urti maggiori alla velocità d'urto limite considerata, in maniera da non andare a danneggiare la struttura del telaio in caso di impatti più violenti, scelgo di non sovradimensionare ulteriormente il collegamento e per questo scelgo un coefficiente di sicurezza $CS=1$.

$$F_i = 1 \left(\frac{36239/6}{0,3} + \left(\frac{2602875}{2 * 70^2 + 2 * 110^2 + 2 * 150^2} 150 - \frac{13393}{6} \right) \right) = 22842 \text{ N}$$

La forza totale che si scarica sul bullone più sollecitato in fase di esercizio risulta, nel caso più sfavorevole al bullone pari a :

$$F_b = F_i + \frac{K_b}{K_b + K_f} F_e = F_i + 0,25 CS \left(\frac{M_f}{\sum y_i^2} y_1 + \frac{N_z}{n} \right)$$

considerando verosimile un rapporto pari o superiore a 3 tra la rigidità delle lamiere e quella del bullone.

La forza massima sul bullone in esercizio risulta, dunque, pari a :

$$F_b = 22842 + 0,25 * 1 \left(\frac{2602875}{2 * 70^2 + 2 * 110^2 + 2 * 150^2} 150 - \frac{13393}{6} \right) = 23519 \text{ N}$$

La sezione resistente minima per bulloni di grado SAE 8.8 con $S_p=600 \text{ MPa}$ risulta pari a:

$$A_{t_{min}} = \frac{F_b}{S_p} = \frac{23519}{600} = 39,19mm^2$$

A favore di sicurezza e per un economia di produzione verranno scelti tutti i bulloni uguali con area resistente superiore a quella appena calcolata ovvero del tipo M8x1 aventi $A_t = 39,2mm^2$.

La forza di serraggio F_S coincide con $F_i = 22842N$ ed il momento di serraggio vale:

$$M_S = 0,2F_Sd = 0,2 * 22842 * 8 = 36547Nmm$$

6.6 Render

Mostro qui di seguito alcune immagini di rendering del prodotto finito, con relativa descrizione:

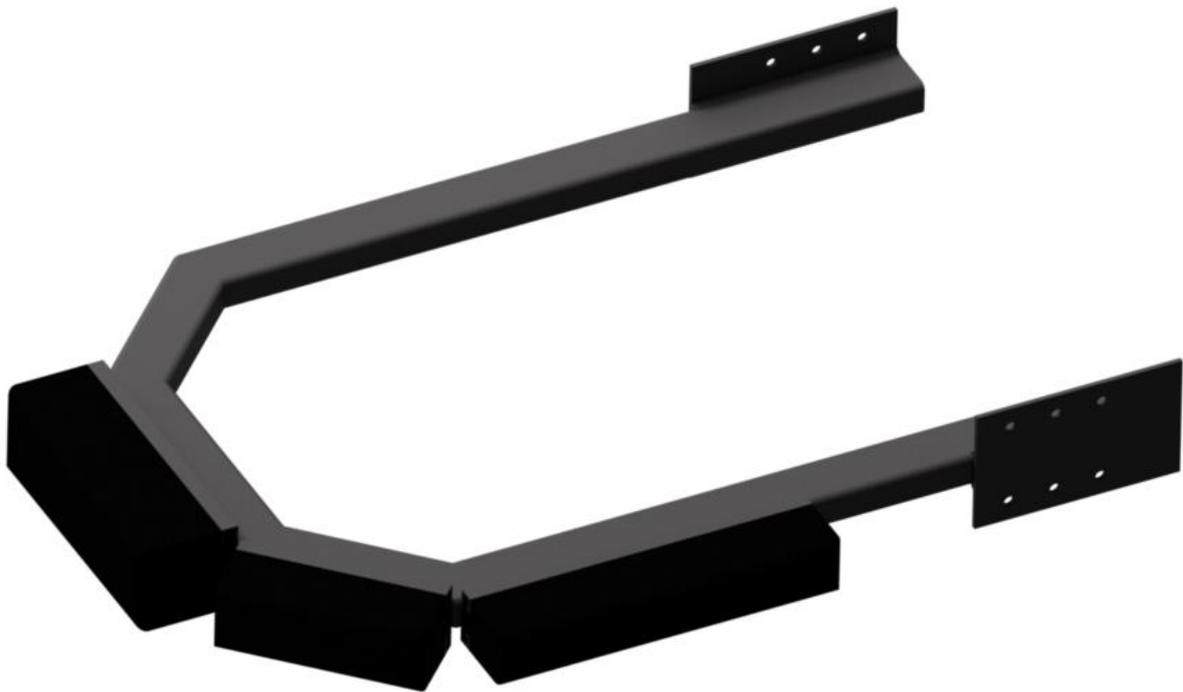


Figura 6.36 – Render della struttura completa del paraurti

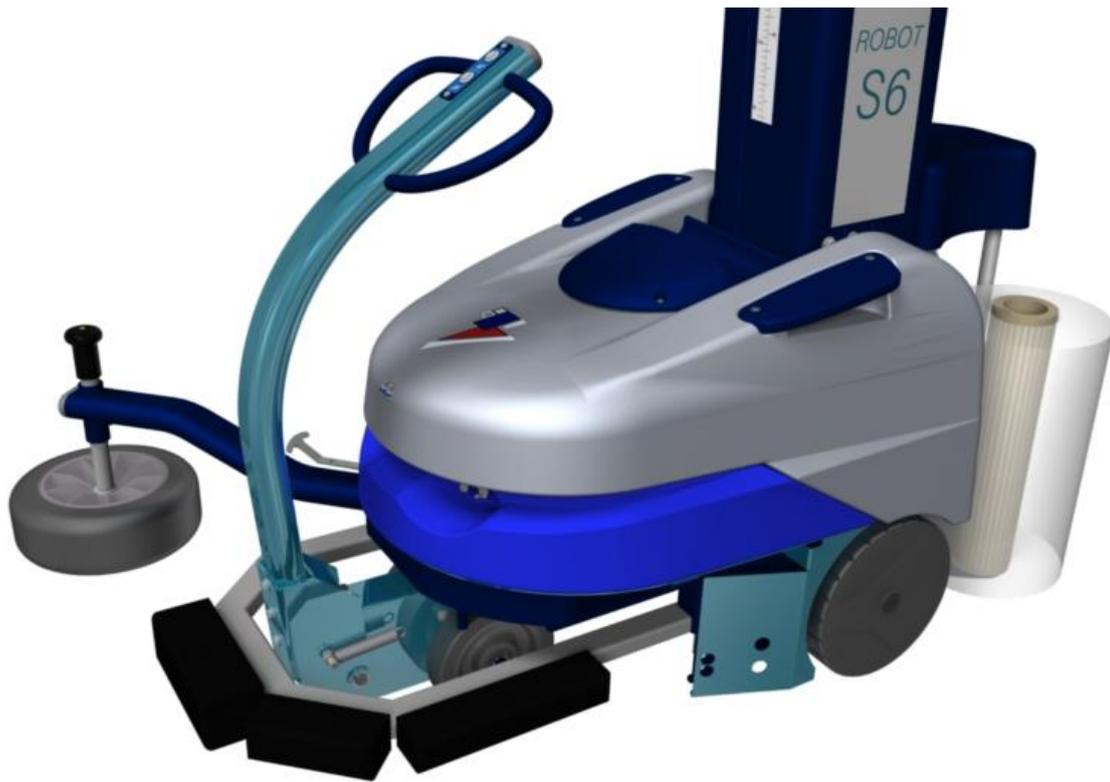


Figura 6.37 – Render della struttura del paraurti montata sul Robot S6

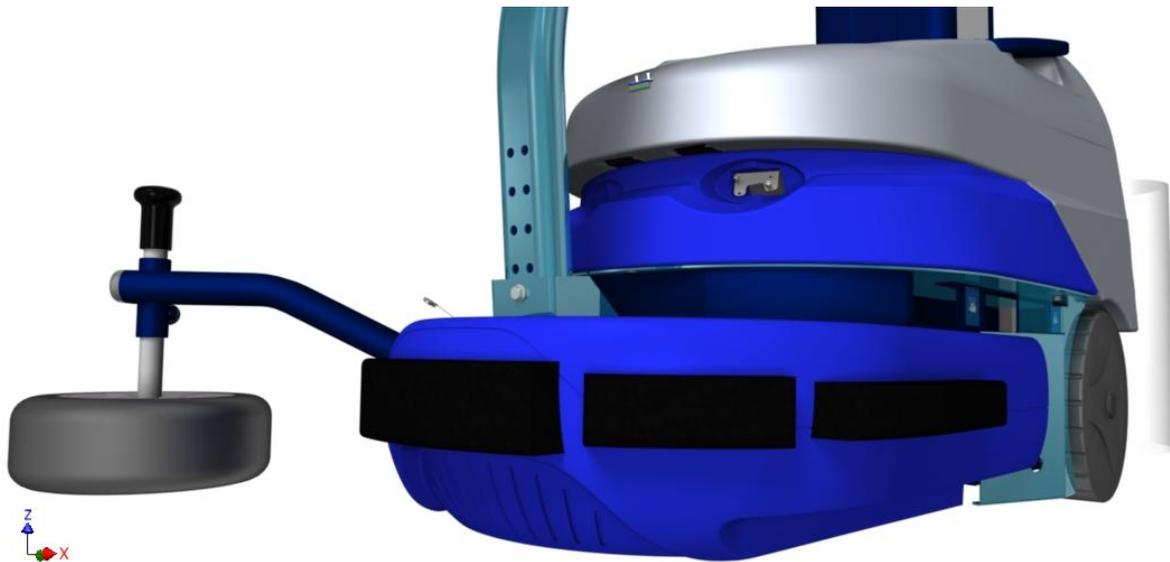


Figura 6.38 – Rendere del paraurti del robot S6



Figura 6.39 – Render del Robot S6 con il nuovo paraurti

Bibliografia Capitolo 6

- [1] Dal Re Vincenzo, “Lezioni del corso di comportamento meccanico dei materiali”
- [2] Dario Croccolo, Nicolò Vincenzi, “Lezioni di fondamenti e tecnica della progettazione meccanica”.
- [3] Niemann G, Winter H, “Elementi di macchine”, Springer.
- [4] Norma CNR-UNI 10011, “Costruzioni di acciaio. Istruzioni per il calcolo, l’esecuzione, il collaudo e la manutenzione ”.

7. Conclusioni e sviluppi futuri

7.1 Conclusioni

L'elaborato di tesi documenta tutti i passaggi che sono stati svolti per portare a termine gli obiettivi prefissati, ovvero lo studio delle possibili casistiche di impatto che coinvolgono i macchinari semoventi per l'imballaggio e la conseguente progettazione del paraurti per il Robot S6 in grado di resistere elasticamente ad un urto con un carrello elevatore alla velocità relativa di 2m/s.

Tramite l'ausilio della teoria classica dello studio degli urti e l'utilizzo di simulazioni dinamiche al FEM si è ottenuta la casistica d'urto più gravosa in termini di tensioni sulla struttura del paraurti che è risultata essere quella dell'impatto inclinato del carrello elevatore sul robot. Interponendo fra il telaio del macchinario ed il corpo urtante solo una struttura di protezione rigida in acciaio si è constatato lo scambio di una forza impulsiva che crea un picco di tensioni sui componenti dei mezzi ben al di là del loro limite di resistenza.

Grazie all'introduzione di supporti elastici in poliuretano, in un primo momento cilindrici e poi rettangolari per avere una maggiore continuità nella protezione, si è riusciti ad aumentare la durata dell'urto riducendo notevolmente il picco di tensioni provocate dall'impulso, riportandole a valori compatibili con il limite di snervamento di acciai da costruzione; per il dimensionamenti degli elementi elastici ci si è serviti dell'energia scambiata dai mezzi durante lo scontro, ricavata dallo studio teorico dei modelli impulsivi di urti e si sono ottenute delle barre in elastomero di dimensioni comprese fra 250x80x85mm nell'urto frontale a 300x50x70 nel caso di urto laterale.

In accordo con le tensioni ottenute dall'analisi agli elementi finiti si è scelto come acciaio da costruzione l'S 355 J2 dato il suo valore di snervamento più elevato, che ha permesso di contenere le dimensioni del paraurti, e di conseguenza il suo peso. Per quanto riguarda il telaio costruito in S 235 JR si mantiene un coefficiente di sicurezza $CS=2$ durante la fase di impatto.

Come ci si era prefissati, si è ottenuto una struttura in grado di assorbire il colpo elasticamente fino ad una velocità di impatto di 2m/s, garantendo i propri componenti ad una vita infinita se mantenute le condizioni di progetto.

7.2 Sviluppi futuri

Per quanto riguarda la fase di progettazione della parte strutturale del paraurti, può considerarsi conclusa. Per una ulteriore conferma della validità del modello si possono allestire delle prove sperimentali di crash test, in maniera da valutare la risposta reale del paraurti e dell'intera struttura del macchinario nell'impatto concreto di un carrello elevatore, e farne un confronto con i valori ottenuti dalle simulazioni dinamiche agli elementi finiti.

La struttura del paraurti nelle ultime immagini di render è stata proposta ricoperta dalla parte esterna con uno scopo puramente estetico e di immagine; la progettazione e lo studio di fattibilità di questa parte verrà presa in considerazione nel proseguimento del progetto.

Constatato la funzionalità del prodotto, ed i costi di produzione, sarà necessario sviluppare anche una dettagliata analisi economica sulle casistiche dove queste modifiche possono apportare un guadagno economico sia al cliente che al produttore.

Bibliografia

- [1] Dario Vangi, “Ricostruzione della dinamica degli incidenti stradali: Principi e applicazioni” Firenze University Press, 2008.
- [2] Matthew Huang, “Vehicle crash mechanics” CRC Press 2002.
- [3] W. J. Stronge, “Impact Mechanics”.
- [4] Ramin Hosseinzadeh, Mahmood M. Shokrieh, Larry B. Lessard “Parametric study of automotive composite bumper beams subjected to low-velocity impacts”.
- [5] Yong-II Kim, Gyung-Jin Park, “Nonlinear dynamic response structural optimization using equivalent static loads” 2009.
- [6] Javad Marzbanrad, Masoud Alijanpour, Mahdi Saeid Kiasat, “Design and analysis of an automotive bumper beam in low –speed frontal crashes” 2009.
- [7] Waseem Sarwar, Naisir Hayat, “Crash Simulation and Analysis of a Car Body Using ANSYS LS-Dyna”.
- [8] T. Ananda Babu, D. Vijay Praveen, M. Venkateswarao “Crash analysis of car chassis frame using finite element method”.
- [9] Yehia A. Abdel-Nasser “Frontal crash simulation of vehicles against lighting columns using FEM” 2013.
- [10] Huei-Huang Lee, “Finite element simulations with ANSYS Workbench 14”.
- [11] Andrea Bacchetto, “Introduzione alla modellazione FEM”, www.ingegneriastrutturale.net.
- [12] I.R. Clemitson, “Castable Polyurethane Elastomers”, CRC Press 2009.
- [13] Paul C. Painter, Michael M. Coleman, “Fundamentals of polymer science. An introductory text” CRC Press.
- [14] William D. Callister, Claudio Canaeva “Scienza e ingegneria dei materiali. Una introduzione”.
- [15] “Materiali Polimerici” www.treccani.it.
- [16] “I diisocianati nella sintesi dei poliuretani”, www.ironguide.it.

[17] Dario Croccolo, Nicolò Vincenzi, “Lezioni di fondamenti e tecnica della progettazione meccanica”.

[18] Niemann G, Winter H, “Elementi di macchine”, Springer.

[29] Norma CNR-UNI 10011, “Costruzioni di acciaio. Istruzioni per il calcolo, l’esecuzione, il collaudo e la manutenzione”.

[20] www.robopac.it.