

ANALISI COMPUTAZIONALE DI
PROBLEMI DI SICUREZZASTRADALE
CON MODELLI FE AVANZATI

Dottorato di Ricerca

*Ingegneria dei Sistemi Idraulici, di Trasporto e
Territoriali*

Indirizzo: *Infrastrutture Viarie e Sistemi di
Trasporto*
XX Ciclo

Coordinatore: Prof. Ing. Bruno Montella

Tutor

Prof. Renato Lamberti

CoTutor

Prof. Mariano Perneti

Phd Candidate

Salvatore Scalera

Ing. Salvatore Scalera - Dottorato di Ricerca Ingegneria- XX Ciclo

Ingegneria dei Sistemi Idraulici, di Trasporto e Territoriali, indirizzo Infrastrutture Viarie e Sistemi di Trasporto



A Dionisio e Lucia



1. Introduzione.....	7
1.1. Premessa.....	7
1.2. Scopo ed applicabilità della ricerca	8
2. Litterature review	10
2.1. Valutazione delle procedure di svolgimento dei Test per la determinazione delle performance di sicurezza.....	10
2.2. Sicurezza stradale passiva: analisi di incidentalità	17
2.3. Sicurezza stradale passiva: approccio numerico.....	20
3. Modello agli elementi finiti di un veicolo passeggeri (1000kg)	21
3.1. Validazione del modello di veicolo leggero per passeggeri	24
3.1.1. Efficacia della strategia utilizzata per validare il modello di veicolo leggero	24
3.1.2. Metodologia per la comparazione delle collisioni del veicolo leggero contro barriere di sicurezza stradale	25
Analisi dei residui delle time-history	25
Ripetibilità dei test full-scale	28
Criterio del bilanciamento energetico	30
Confronto tra test full-scale e computer simulation.....	31
Metodologia sviluppata	33
3.1.3. Impatto frontale	35
Manichino antropomorfo	41
3.1.4. Impatti obliqui	45
Impatto contro parete in cemento armato	45
Impatto contro barriera di tipo H1	47
Impatto contro una barriera in acciaio di tipo H4b	50
4. Modello agli elementi finiti di un autocarro (10ton).....	55
4.1. Validazione del modello di autocarro	57
4.1.1. Impatto contro parete in cemento rinforzato	58



4.1.2.	Impatto contro barriera in acciaio di tipo H1	61
5.	Modello agli elementi finiti di un autoarticolato (37ton)	67
5.1.	Validazione del modello FE di autoarticolato.....	69
5.1.1.	Impatto contro parete in cemento rinforzato.....	71
5.1.2.	Impatto contro barriera in acciaio di tipo H4b	74
6.	Modelli FE di veicolo in fase di sviluppo e validazione	78
6.1.	Modello agli elementi finiti di un veicolo passeggeri (1500kg)	78
6.2.	Modello agli elementi finiti di un bus (13ton)	82
7.	Effetti della collisione di un autoarticolato su una parete in cemento armato .	83
7.1.	Introduzione	83
7.2.	Comportamento generale durante la collisione.....	86
7.3.	Fasi A e B: urto della cabina e della ruota anteriore del trattore	88
7.4.	Fasi C e D: urto dello spigolo anteriore del rimorchio e della ruota posteriore del trattore	90
7.5.	Fasi D e E: urto dello spigolo posteriore e delle ruote del rimorchio	93
7.6.	Funzioni forza di interazione globale e momento flettente.....	97
7.7.	Probabilità cumulata relativa per una autostrada della forza di interazione globale e del momento flettente alla base di una parete	101
8.	EFFECTS OF POST-TO-FORESLOPE DISTANCE ON CONTAINMENT CAPACITY OF A H1 SAFETY BARRIER	103
8.1.	Abstract	103
8.2.	Introduction	104
8.3.	Effects of the post-to-foreslope distance on the lateral load capacity of posts	105
8.4.	Influence of the lateral load capacity of posts on the containment capacity of the H1 safety barrier	111
8.5.	Influence of vehicle wheels penetration into the foreslope on the containment capacity of the H1 safety barrier	114



8.6. Combined effects of the lowering in the lateral load capacity of posts and of the wheels penetration into the foreslope on the containment capacity of the H1 safety barrier	116
8.7. Conclusions	117
9. Appendice A	119
10. Appendice B: dettagli di modellazione del veicolo leggero per passeggeri (1000kg)	122
10.1. Descrizione del modello di veicolo iniziale	124
10.2. Descrizione delle modifiche apportate al veicolo iniziale	134
10.2.1. Ottimizzazione	135
10.2.2. Posizionamento del manichino	144
10.2.3. Le cinture di sicurezza	148
10.2.4. Descrizione del modello di airbag	160
10.2.5. Il parabrezza anteriore	161
11. Appendice C dettagli di modellazione dell'autoarticolato	163
11.1. Generalità	163
11.2. Modellazione del telaio del semirimorchio	166
11.3. Modellazione del telaio del trattore	166
11.4. Modellazione del motore del veicolo	167
11.5. Modellazione della cabina	168
11.6. Modellazione della ralla	171
11.7. Modellazione degli allestimenti del semirimorchio	179
11.8. Modellazione delle sospensioni	181
11.9. Modellazione della barra di torsione	189
11.10. Modellazione degli assali	190
11.11. Modellazione del meccanismo di sterzata	192
11.12. Modellazione delle zavorre	193
12. Appendice D: dettagli di modellazione del veicolo passeggeri (1500kg)	195



12.1.	Descrizione del modello di veicolo di partenza	195
12.2.	Descrizione delle modifiche apportate al modello iniziale	202
12.3.	Le sospensioni	214
12.3.1.	Modellazione del sistema di sospensione	219
12.3.2.	Sospensioni posteriori:	224
12.3.3.	Rotolamento dei pneumatici:	225
12.4.	Sistema sterzante	226
12.4.1.	L'abitacolo	227
12.5.	HIC	232
12.6.	10.2 Deflessione del petto	234
12.7.	Accelerazione torace	235
12.8.	Conclusioni:	243
13.	References	244



1. Introduzione

1.1. Premessa

Uno dei costi sociali più forti che il nostro paese paga in termini di mobilità è costituito dai danni alle persone derivanti dalla circolazione dei veicoli stradali. Solo nel 2000 sono stati rilevati oltre 6.400 morti e 300.000 feriti con un danno sociale, costituito dalle perdite in vite, in disabilità, in costi terapeutici e riabilitativi, senza trascurare i costi patrimoniali e assicurativi, stimabile in oltre 30 miliardi di euro, pari a circa il 2% del PIL. In particolare si vuole fare qui riferimento a due indagini, la prima effettuata con i dati dell'ISTAT per la Regione Campania (si ricorda che i dati ISTAT per gli incidenti stradali sono relativi ai soli incidenti ove si sono avute lesioni alle persone) e la seconda mediante un'apposita raccolta di incidenti effettuata su un tratto di un raccordo autostradale lungo circa 21 km per un periodo di 7 anni; facendo riferimento ai dati riportati dall'ISTAT risulta che la fuoriuscita è al terzo posto per quanto riguarda il numero di incidenti. L'entità delle lesioni che essa procura tuttavia è ben più alta: la fuoriuscita da luogo ad un numero di decessi che viene superato soltanto dallo scontro fronto laterale. Valutando il rapporto di mortalità, dato dal rapporto fra il numero di vittime ed il numero di incidenti con lesioni, si ha che la fuoriuscita è caratterizzata da un valore prossimo al 6%, contro il 3% circa per tutti gli incidenti stradali. Per di più, i dati ottenuti consultando i rapporti delle forze dell'ordine sugli incidenti avvenuti sul raccordo autostradale esaminato mostrano invece che l'incidente per fuoriuscita è quello più frequente ed ammonta circa al 44%. Lo stesso tipo di incidente è anche quello che più lesivo riguardo al numero complessivo di feriti.

Numerose sono le ragioni che possono causare la fuoriuscita di un veicolo dalla sede stradale, alcune delle quali si connettono direttamente al comportamento dell'utente che, a sua volta, è del tutto dipendente da processi percettivi visuali



dello spazio stradale; ma se le aree poste ai margini laterali o nello spartitraffico potessero realizzarsi praticamente molto ampie, pianeggianti e senza ostacoli di sorta (alberi, muri, pali, etc.), le conseguenze di una fuoriuscita accidentale potrebbero ridursi veramente a ben poco e sino ad annullarsi del tutto.

Alcuni elementi compositivi progettuali e costruttivi del corpo stradale, posti ai margini degli spazi pavimentati, come le pendici dei rilevati, le scarpate degli scavi, lo spartitraffico e tutti gli oggetti fissi e rigidi, gli specchi o corsi d'acqua e le altre infrastrutture intersecate o fiancheggiate, costituiscono i potenziali fattori di rischio che un veicolo dovrà affrontare nel caso di perdita accidentale di traiettoria, con fuoriuscita incontrollata dalla piattaforma stradale.

Tutti questi fattori di rischio possono ovviamente presentarsi con diversi gradi di pericolosità per i veicoli in circolazione, e quindi per gli occupanti dei medesimi e per i terzi non utenti eventualmente presenti al di fuori della strada.

Purtroppo le condizioni ideali di disponibilità di spazi liberi posti ai margini che, non solo teoricamente, potrebbero risolvere il problema della sicurezza, superano quasi sempre le usuali ed immediate convenienze economiche costruttive e d'uso del territorio ed allora le possibili misure che conviene prendere in considerazione si riducono sostanzialmente, in ogni caso, a provvedimenti di pura sicurezza passiva; vale a dire d'attenuazione delle conseguenze incidentali.

1.2. Scopo ed applicabilità della ricerca

I dati riportati nel paragrafo precedente mostrano in modo evidente la centralità del problema della sicurezza stradale. Un potente strumento per l'analisi di problemi correlati al crashworthiness è senza dubbio il metodo degli elementi finiti, come ampiamente dimostrato dalla letteratura proposta, specie in considerazione del continuo sviluppo della computer technology.

I modelli agli elementi finiti di veicolo sono stati sviluppati per essere (i) di supporto per la progettazione di nuovi dispositivi di ritenuta e (ii) strumenti per



effettuare analisi parametriche per valutare l'influenza di differenti fattori sulla sicurezza passiva. Per queste ragioni, ogni parte dei veicoli è stata modellata con particolare attenzione. I modelli sopra citati, sono stati validati attraverso un'estesa comparazione tra gli output di differenti esperimenti in scala reale e simulati; per quanto riguarda l'autovettura, sono stati simulati quattro crash test: l'urto frontale e obliquo contro una parete in calcestruzzo e l'impatto contro due differenti tipi di barriere in acciaio con differenti capacità di contenimento (H1-127kJ e H4b-724kJ). Gli stessi modelli FE di barriere, utilizzati per validare il modello di autovettura, sono stati adoperati per validare i modelli di HGv; in particolare, con riferimento all'autocarro, sono state simulate le collisioni contro il muro in calcestruzzo e contro la barriera di tipo H1, mentre per quanto riguarda l'autoarticolato, contro la stessa parete e contro una barriera di tipo H4b.

I risultati ottenuti, dimostrano che il processo di modellazione dei veicoli e dei dispositivi è stato accurato e che, in particolare i tre modelli FE proposti di veicoli sono affidabili in un ampio intervallo di condizioni di impatto per predire gli effetti di una collisione senza l'uso di costosi crash-test reali.

Questi stessi modelli saranno quindi adoperati per l'analisi due specifici problemi di sicurezza stradale (cap. 8 e 9)



2. Litterature review

2.1. Valutazione delle procedure di svolgimento dei Test per la determinazione delle performance di sicurezza

Due articoli del 2002 di Mak e altri raccolgono valutazioni sulle procedure di svolgimento dei test, secondo le raccomandazioni dell'NCHRP Report 350, emerse dalle analisi svolte nell'ambito del progetto 22-14 dell'NCHRP. In appendice A sono riportate le tabelle sui tipi di test ([figura 1A](#)), sulle caratteristiche dei veicoli usati in tali test ([figura 2A](#) e [figura3A](#)) e i criteri di valutazione ([figura 4A](#) e [figura5A](#)), secondo il report 350 dell'NCHRP.

Per quanto riguarda le condizioni d'impatto, gli autori concentrano la loro attenzione sul TEST LEVEL 3 (TL-3) le cui modalità di svolgimento sono riportate in tabella; specificamente, le seguenti due aree di interesse sono evidenziate:

- Gli effetti dei limiti di velocità sulla velocità d'impatto dei veicoli in fuoriuscita: nel 1998, anno della stesura del NCHRP report350, il limite di velocità sulle strade rurali interstatali era di 105km/h e di 88.5km/h su tutte le altre e quindi la velocità di impatto fissata per i test a 100km/h, sembrò congrua. Dalla stesura del report, però, il limite di velocità è stato alzato, in molti Stati, a 121 Km/h e quindi nell'ambito del progetto 22-14 si sollevò la possibilità di innalzare la velocità di impatto dei test a 110km/h.
- L'appropriatezza di 25° come angolo di impatto

Per valutare opportunamente gli effetti degli aumenti dei limiti di velocità, le condizioni di impatto dei test devono essere correlate, secondo gli autori, alla distribuzione degli angoli e delle velocità degli impatti reali. I dati disponibili sulle condizioni di impatto reali sono stati raccolti nel 1986 (il limite di velocità era



allora di 88.5km/h). Tali dati, riportati in tabella, sono stati quindi analiticamente rivisitati dagli autori per tenere in considerazione l'aumento dei limiti di velocità.

Impact Speed (km/h)	Impact Angle (Degrees)						Total
	≤5	6-10	11-15	16-20	21-25	>25	
≤50	0.0534	0.1253	0.1244	0.0945	0.0631	0.0901	0.5507
51-70	0.0187	0.0439	0.0435	0.0331	0.0221	0.0315	0.1928
71-100	0.0150	0.0353	0.0350	0.0266	0.0178	0.0254	0.1551
101-110	0.0028	0.0065	0.0064	0.0049	0.0033	0.0046	0.0284
>110	0.0071	0.0166	0.0165	0.0125	0.0084	0.0119	0.0730
Total	0.0969	0.2276	0.2258	0.1716	0.1145	0.1636	1.0000

Tabella 2-1: distribuzione degli angoli e delle velocità di impatto rivisitati

Dalla tabella si evince che il 2.84% dei crash hanno una velocità di impatto tra i 100km/h e i 110 km/h e il 7.3% una velocità più elevata di 110km/h. Per quanto riguarda gli angoli di impatto, dalla stessa tabella si osserva che il 16,36% dei crash ha angoli di impatto più grandi di 25° e l'11.45% tra 21° e 25°.

L'aumento delle velocità di impatto da 100 km/h a 110 km/h significherebbe apportare sostanziali modifiche su molti dei sistemi di ritenuta presenti attualmente su strada. In sostanza, aumentare tale velocità significherebbe installare una nuova generazione di barriere di sicurezza. D'altra parte una velocità di impatto più alta per i test, coprirebbe un addendo del 2.84% degli impatti reali aumentando la percentuale di crash con velocità di impatto uguale o minore di quella di progetto da circa il 90% al 92.7%.

Secondo l'opinione dagli autori appare dunque più prudente e logico mantenere la velocità di impatto nei test di 100km/h soprattutto in considerazione del fatto che la metodologia di indagine seguita in questa ricerca è, per stessa ammissione degli autori, incapace di valutare se i



miglioramenti delle performance dei dispositivi testati alla velocità maggiorata di 110km/h, giustifichi le spese associate con una nuova generazione di dispositivi di sicurezza. Infatti, la relazione tra velocità di impatto e severità del danno per gli occupanti del veicolo non sono ben chiare per la maggior parte dei sistemi di sicurezza. La valutazione di tale severità si basa per lo più su giudizi ingegneristici sulla scorta di dati molto limitati.

Per quanto riguarda l'angolo di impatto, il report 350 dell'NCHRP fissa a 25° tale angolo per i test sulle barriere longitudinali per valutarne la rigidità e la capacità di contenimento. In molti dei test con pick-up di 2000kg (2000P test vehicle) il fallimento del test è spesso relazionato non alla rigidità del dispositivo quanto piuttosto alla severità del danno per gli occupanti del veicolo. Poiché tale test causa una valutazione di severità piuttosto che di capacità di contenimento (per la quale è primariamente pensato), nell'ambito del progetto 22-14 del NCHRP si sono sollevate preoccupazioni sull'adeguatezza di tale test e qualcuno ha suggerito di ridurre l'angolo di prova a 20°.

Per quanto riguarda i veicoli usati nei test secondo le condizioni specificate dal report 350 dell'NCHRP gli autori si sono posti tre questioni:

- Se il pickup da 2000kg debba essere ancora usato per i test e in caso contrario sostituito da quale veicolo.
- Se il veicolo da 820kg (passenger car) debba essere ancora usato e in caso contrario da quale veicolo sostituito.
- L'opportunità di aggiungere tra i test un altro con l'utilizzo di un veicolo di media stazza

Il pickup con un rimorchio da $\frac{3}{4}$ ton fu scelto tra la classe dei truck leggeri, poiché era considerato rappresentativo di tale popolazione. Inoltre questa scelta sembrò



consistente con la filosofia di effettuare test che corrispondessero alla pratica peggior condizione. Il test 2000P ha lo scopo di saggiare la rigidità e l'adeguatezza strutturale del dispositivo. I risultati dei crash test hanno indicato scarsi problemi di contenimento dei veicoli 2000P ma al contrario la stabilità dei veicoli stessi è divenuta fattore chiave. Il rollover dei veicoli è stato osservato nei test con alcune delle più comuni barriere di sicurezza utilizzate. Inoltre sono state osservate estese intrusioni di parti del veicolo nell'abitacolo in molti test, in particolare per impatti con sistemi di ritenuta relativamente rigidi.

Il pickup da 2000kg con un rimorchio da $\frac{3}{4}$ ton fu scelto per rappresentare, come detto, la peggior condizione pratica per i truck leggeri, e in effetti, tutte le analisi appaiono supportare questa assunzione originaria:

- Dall'analisi dei dati dei crash reali è emerso che tali veicoli insieme con gli sport utility (SUV) sono i peggiori tra la sottoclasse dei truck leggeri sia per frequenza di impatto che severità che per percentuale di rollover
- Nei test di crash full-scale effettuati nel progetto 22-11 dell'NCHRP furono condotti identici test per quattro differenti veicoli della sottoclasse dei truck leggeri: un 2000P, un piccolo SUV, un SUV di media stazza e una monovolume di grandi dimensioni. Al fine di facilitare la comparazione ogni test è stato effettuato su un guardrail di tipo G4 alle condizioni nominali di impatto di 100km/h 20°. In tutti e quattro i test la barriera ha raggiunto gli standard imposti dal report 350 dell'NCHRP. Comunque il veicolo 2000P ha mostrato chiaramente la minore stabilità rispetto agli altri.
- Nei crash test full-scale il pickup con un rimorchio da $\frac{1}{2}$ ton ha esibito un comportamento più stabile di quello con un rimorchio da $\frac{3}{4}$ ton. Nella seguente tabella gli autori comparano alcune caratteristiche fisiche chiave dei due veicoli. Tali caratteristiche offrono una prima interpretazione della minore stabilità del pickup con un rimorchio da $\frac{3}{4}$ ton. Un'altra importante considerazione è che il pickup con un rimorchio da $\frac{3}{4}$ ton non richiede



praticamente nessuna zavorra per raggiungere il peso di 2000kg, richiesto dalle specifiche e l'assale posteriore è essenzialmente scarico. Al contrario il pickup con un rimorchio da ½ ton, viene caricato con una zavorra di circa 300kg per raggiungere il peso limite di 2000kg e tale zavorra viene tipicamente posta sul piano del rimorchio. Questo comporta un maggior peso sull'assale posteriore del veicolo e quindi un aumento della sua stabilità.

Un potenziale problema è la disponibilità del pickup con un rimorchio da ¾ ton con cabina standard. Infatti la maggior parte di tali veicoli sul mercato è venduta con "cabine estese", per aumentare la capacità di trasporto passeggeri. Il problema non è ancora ad uno stadio critico ma è una potenziale questione per il futuro prossimo. Nel caso in cui le attuali specifiche sul pickup con un rimorchio da ¾ ton dovessero essere rivisitate le più logiche alternative sono le seguenti:

- pickup con un rimorchio da ¾ ton con cabina estesa
- pickup con un rimorchio da ½ ton
- un SUV di dimensioni intermedie

per effettuare una scelta tra queste tre tipologie di veicolo è necessario rispondere ad una serie di questioni:

- l'uso del pickup con cabina estesa e rimorchio da ¾ di tonnellate dovrebbe essere accompagnato da un cambiamento delle attuali specifiche per il test 2000P sulla posizione del centro di gravità, sulla lunghezza totale del veicolo e sulle dimensioni delle ruote. In effetti non è chiaro come questi cambiamenti delle proprietà del veicolo possano influenzare la performance



nell'impatto con i sistemi di ritenuta. Inoltre anche il peso totale eccede il target di 2000kg con un margine significativo.

- I dati dei crash reali indicano che SUV e pickup hanno simili propensioni al rollover e indici di severità del danno per gli occupanti. Al contrario i pickup con rimorchio da ½ tonnellata sembrano avere un comportamento più stabile ma per stessa ammissione degli autori, tale convinzione è supportata da alcune considerazioni ingegneristiche e da pochi dati di crash test e computer simulation.

Il pickup con rimorchio e cabina separata hanno un comportamento da “articulated vehicle” mentre i SUV hanno un comportamento da “single unit”. Nel primo caso è ragionevole pensare, secondo gli autori, che la stabilità del veicolo sia minore e che quindi siano peggiori le performance con i sistemi di ritenuta; tale effetto non è però stato quantificato o dimostrato. Inoltre un veicolo che ha un comportamento da single unit dovrebbe ragionevolmente esercitare forze di impatto più alte su barriere o su altri elementi di sicurezza stradale.

Su tale argomento gli autori concludono denunciando una mancanza di dati per effettuare una decisione consapevole e dunque suggeriscono di effettuare una serie di crash test e di computer simulation per giudicare le performance nell'impatto del veicolo che deve sostituire il 2000P.

Per quanto riguarda i veicoli di 820kg, utilizzato per i crash test, questo rappresenta quello con minor peso. Fino agli anni della pubblicazione del report 350, il mercato automobilistico aveva mostrato una tendenza verso la diminuzione delle dimensioni e del peso che stata successivamente messa da parte. Gli autori effettuano una interessante indagine di mercato che tiene conto sia dei veicoli effettivamente esistenti fino al 2001 del peso inferiore a 1048kg sia del loro segmento di mercato. Per un approfondimento in questo senso si rimanda all'articolo citato; qui si mette in evidenza la conclusione che gli autori traggono da



tale indagine e cioè della difficoltà di trovare veicoli adatti al test 820C e della conseguente necessità di iniziare un'indagine per l'individuazione di un veicolo che possa sostituirlo. Due alternative sono proposte:

- Aumentare il peso dei veicoli ad un livello consistente con quello dei due veicoli più leggeri presenti sul mercato.
- Sostituire tale veicolo con un piccolo SUV.

Realisticamente il peso del veicolo dovrebbe essere innalzato almeno a 1000kg per avere una coppia di modelli da utilizzare nei test, il che equivale ad un aumento del 22% in peso dell'attuale veicolo 820C. anche se gli autori forniscono alcune indicazioni ingegneristiche sugli effetti che tale aumento provocherebbe nel comportamento dei vari dispositivi di ritenuta essi stessi suggeriscono un indirizzo di ricerca sull'argomento sulla base di nuovi crash test e computer simulation.

Per quello che riguarda l'introduzione di un nuovo test con un veicolo di taglia intermedia gli autori pongono la questione della veridicità dell'assunzione implicita nel report 350 che se un sistema di sicurezza raggiunge con successo i requisiti di sicurezza richiesti, usando i veicoli 820C e 2000P, tale sistema avrà performance soddisfacenti per tutti i veicoli tra questi due estremi.

Un'analisi dei dati sui crash reali indica che le platform delle sottoclassi rappresentate dai veicoli 820C e 2000P sono generalmente più critiche delle platform delle sottoclassi di veicoli di media grandezza sia per severità di danno che per propensione al rollover. Da ciò si potrebbe concludere che gli attuali test specificati nel report 350 possano garantire un buon livello di sicurezza su strada anche se, pure in questo caso, gli autori suggeriscono indagini ulteriori



2.2. Sicurezza stradale passiva: analisi di incidentalità

L'obiettivo dello studio di Bligh e Mak, "Crashworthiness of Roadside Features across vehicle platforms" è di valutare le performance di sicurezza dei sistemi di ritenuta per varie classi di veicoli per passeggero e truck leggeri al fine di avviare un processo di identificazione delle potenziali aree di problema e un giudizio dei gap sulle informazioni riguardo le performance di sicurezza. L'approccio di questo studio consiste nella valutazione della frequenza e severità dei crash per varie piattaforme di veicolo per passeggeri e sottoclassi di truck leggeri attraverso l'uso di dati recenti sugli urti. Tali dati sono stati attinti dal "Fatal Accident Report in System" (FARS), il "General Estimates System" (GES) e l' "Highway Safety Information System" (HSIS). I dati nei database FARS e GES sono raccolti e aggiornati dall'NHRSA . Nell'articolo sono presentati i dati riguardanti il quinquennio 91-95 per quello che riguarda il database FARS, e li quadriennio 92-95 per quello che riguarda il database GES. I database HSIS sono sviluppati e aggiornati dall'"Haighway Safety Research Center", Università del North Carolina, per l'FHWA.

I risultati più significativi di tale indagine che gli autori sottolineano sono i seguenti:

- I veicoli per passeggeri sono significativamente sovrarappresentati nei crash che coinvolgono i sistemi di ritenuta in relazione alla loro percentuale di mercato, mentre i truck leggeri sono sottorappresentati (solo i dati per lo stato dello Utah mostrano un trend opposto).
- Tra i veicoli per passeggero le due piattaforme di auto di piccole dimensioni sono significativamente sovrarappresentate nei crash rispetto alla loro percentuale di mercato. Al contrario le tre piattaforme di auto di media e grande dimensione sono sovrarappresentate (i dati dello stato dello Utah mostrano nuovamente alcune variazioni rispetto a questo trend).



- Tra i truck leggeri i pickup sono significativamente sovrarappresentati nei crash in relazione alla loro percentuale di mercato, mentre i monovolumi di piccole e grandi dimensioni e i SUV sono sottorappresentati.
- I truck leggeri hanno una maggiore propensione al rollover dei veicoli per passeggero nei crash che coinvolgono sistemi di ritenuta.
- Tra le auto per passeggeri generalmente la percentuale di rollover diminuisce all'aumentare delle dimensioni del veicolo. In particolare, nei crash in cui si registra una mortalità, i veicoli di piccole e medie dimensioni mostrano un percentuale di rollover simile, mentre le due piattaforme di veicolo di grande dimensione mostrano una percentuale significativamente più bassa di rollover.
- Le percentuali di rollover sono molto più alte per impatti con trincee e rilevati. Gli impatti con oggetti rigidi come le pile dei ponti, gli alberi e i segnali stradali, tendono ad avere percentuali più basse di rollover, così come i crash che coinvolgono barriere longitudinali.
- I truck leggeri mostrano una maggiore propensione al rollover nei veicoli per passeggero negli impatti che coinvolgono la maggior parte delle features specialmente trincee e rilevati. La maggior parte di rollover per i truck leggeri che impattano features quali mailbox e isole, suggerisce che tali veicoli, una volta destabilizzati, sono più soggetti al rollover che le auto per passeggeri. La percentuale di rollover per impatti con oggetti rigidi come le pile dei ponti, alberi e pali tendono ad essere simili tra i veicoli per passeggeri e truck leggeri.
- Quasi la metà dei fatal crash che coinvolgono barriere longitudinali registrano anche il rollover del veicolo con una percentuale più bassa di rollover per crash che coinvolgono barriere rigide di quelle con guardrail flessibili.



- Le severità dei crash con rollover sono molto più alte di quelle dei non rollover crash, sia in termini di infortunio che di mortalità. Questo trend risulta vero sia per i veicoli passeggero che per i truck leggeri.
- Per tutti i crash le percentuali di infortunio e di mortalità, sono simili per veicolo passeggeri e truck leggeri. Per quanto riguarda i veicoli per passeggeri c'è una tendenza alla diminuzione della percentuale degli infortuni e della mortalità nei crash all'aumentare delle dimensioni del veicolo. Tra i truck leggeri gli impatti che coinvolgono SUV e pickup hanno una percentuale più alta di infortuni dei crash che coinvolgono monovolumi.
- Tra i crash con rollover, la percentuale di infortuni è più alta per i veicoli per passeggeri che per i truck leggeri. Tra le auto per passeggeri i crash con rollover dei veicoli più grandi possono essere più severi di quelli con veicoli più piccoli. Questo potrebbe essere dovuto alle più severe condizioni di impatto richieste perché i veicoli di grandi dimensioni si capovolgono. Tra i truck leggeri, il rollover crash che coinvolgono SUV e monovolumi di grandi dimensioni hanno percentuali di infortuni più alti di quelli che coinvolgono pickup e monovolumi di piccole dimensioni.
- Gli impatti che coinvolgono rilevati e oggetti rigidi fissi, come le strutture dei ponti, gli alberi e i pali, hanno le percentuali di infortunio più alte. D'altra parte i crash che coinvolgono oggetti fissi non rigidi come i segnali stradali e le mailbox hanno la più bassa percentuale di infortuni. I crash che coinvolgono barriere longitudinali hanno percentuali di infortuni intermedie e tali percentuali sono considerevolmente più alte per impatti contro terminali.

Le conclusioni che gli autori traggono sono molto simili a quelle riportate sopra per i precedenti lavori considerati. Anche in questo caso gli autori rilevano che tali conclusioni possono essere soggette a modifiche nel caso in cui questi dati sui



crash su strada siano supportati con dati provenienti da crash test full scale e da computer simulation.

2.3. Sicurezza stradale passiva: approccio numerico

L'articolo di Montella e Perneti, "Heavy-Goods Vehicle Collisions with Steel Road Safety Barriers", presenta un lavoro di indagine per valutare l'influenza combinata della posizione del centro di massa e dell'attrito pavimentazione-ruote. Al fine di raggiungere tale obiettivo, gli autori hanno effettuato numerose simulazioni numeriche con il metodo degli elementi finiti di un urto di un autocarro contro una barriera di sicurezza in acciaio. I risultati ottenuti dimostrano che la posizione del centro di massa ha una rilevante conseguenza nelle collisioni in cui l'energia di impatto è prossima alla capacità di contenimento massima della barriera. Inoltre, la posizione longitudinale del centro di massa ha una forte influenza sul rischio che il veicolo oltrepassi la barriera o sia soggetto a rollover. Nel caso in cui questo sia arretrato, la più comune configurazione di carico, il rischio che il veicolo oltrepassi la barriera è limitato rispetto al rischio di rollover. Se l'altezza del centro di massa aumenta, il rischio di rollover è più significativo.

Tale studio è stato condotto, come detto, con un approccio numerico tramite un'analisi dinamica non lineare agli elementi finiti. In questo modo è stato possibile testare una varietà di condizioni di impatto con un buon grado di precisione e con costi più bassi di quelli che avrebbe richiesto un approccio di tipo sperimentale.

Le simulazioni effettuate sono caratterizzate da una differente posizione longitudinale del centro di massa. Al fine di testare gli effetti derivanti da condizioni di carico in un ampio range, gli sperimentatori hanno assunto il centro di massa dietro o avanti rispetto al centro geometrico di -1.60 m., -0.80 m., 0,0 m., +0.8 m. e +1.60 m.



Il coefficiente di attrito laterale è stato posto pari a: 0, 0.2, 0.4 e 0.6. In questo modo è stato possibile analizzare collisioni in condizione di acqua planino e di pavimentazione asciutta e condizioni di attrito favorevole. Inoltre, al fine di analizzare gli effetti della posizione del centro di massa nel caso di bassa energia di impatto e di energia prossima alla massima capacità di contenimento della barriera, gli autori hanno effettuato differenti simulazioni per valori diversi dell'energia cinetica trasversale di impatto.

3. Modello agli elementi finiti di un veicolo passeggeri (1000kg)

Il modello di veicolo rappresenta una GEO METRO, sviluppato dalla EASi Engineering per il National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA).

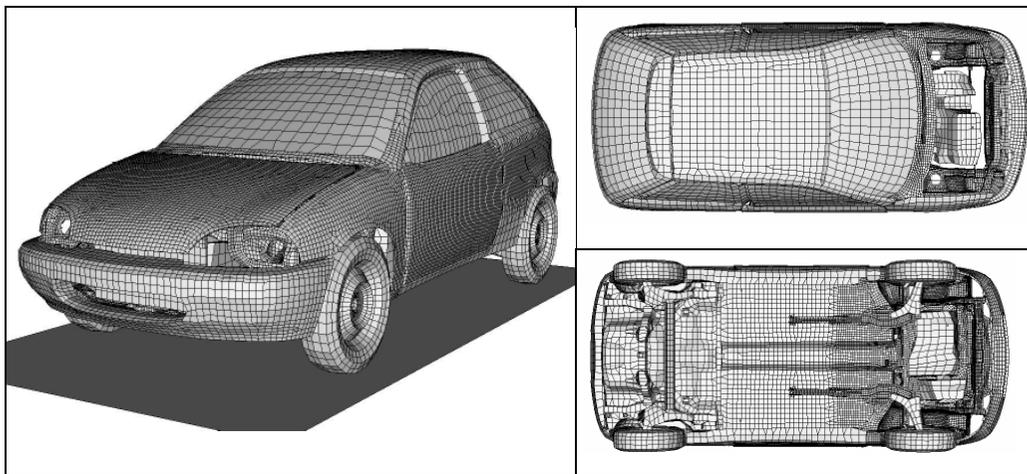


Figura 3-1:Modello FE di veicolo passeggeri (1000kg)

Rispetto al modello disponibile in rete, nella versione sviluppata nel nostro laboratorio, sono stati introdotti molti miglioramenti. Dall'analisi del comportamento del modello in alcuni test di impatto preliminari, si sono evidenziati i seguenti problemi poi risolti nella versione da noi realizzata



- Scarsa qualità della mesh: nel modello iniziale vi sono elementi di dimensioni eccessivamente piccole che causano pericolosi aumenti di massa (shooting nodes) o un passo di integrazione troppo piccolo. A ciò si aggiunge, molti elementi sono caratterizzati da un elevato warpage, skew ratios e aspect ratio con pericolose conseguenze sulla stabilità computazionale. Tutte le parti esposte a grandi deformazioni i.e. longheroni, subframe, rocker, A-pillar, B-pillar, etc sono state modellate effettuando un'analisi di convergenza per scegliere la mesh più adatta.
- Errata coesione di molte parti: durante le simulazioni di impatto contro diverse barriere di sicurezza, si sono registrate ingiustificate divisioni delle parti strutturali del veicolo. Utilizzando un processo di reverse engineering, e la vasta letteratura scientifica sull'argomento, è stata individuata la corretta posizione degli elementi spotweld (saldature).
- Gravi penetrazioni iniziali
- Inadeguata caratterizzazione della forma di alcune parti strutturali
- Errata geometria delle ruote: il nuovo modello di ruota include pneumatici e cerchione: in particolare per descrivere il materiale gomma è stato utilizzato il #27 incluso in Ls-Dyna. Inoltre, al fine di descrivere al meglio l'interazione tra pneumatico e pavimentazione, sono state effettuate simulazioni di pre-processing, tenendo in considerazione solo la forza peso agente sul veicolo caricato, che hanno consentito di raggiungere la configurazione correttamente deformata delle ruote e il loro stato tensionale (*INTERFACE_SPRINGBACK_LSDYNA).
- Sospensioni: nel modello disponibile in rete, il sistema di sospensioni non consente il corretto comportamento cinematico del veicolo del sistema ruota-braccetto e non permette al peso del veicolo di agire unicamente sulle ruote attraverso le sospensioni. Questi problemi sono stati risolti modificando la



geometria e le caratteristiche meccaniche del sistema di sospensioni e i giunti tra ruote e struttura del veicolo.

- Barra di torsione: il modello di veicolo disponibile in rete non include una barra di torsione utile per contenere il rollio. Questa è stata introdotta nella versione realizzata nel nostro laboratorio
- Sistema di sterzaggio.

Il modello globale nella versione che si sta descrivendo, è composto da circa 65000 elementi e 68000 gradi di libertà. Gli elementi sottoposti a grandi deformazioni hanno una formulazione “fully integrated Hughes-Liu” shells con 5 punti di integrazione. Per un elemento shell con 65 punti di integrazione nello spessore, la formulazione “fully integrated Hughes-Liu” richiede 35367 operazioni matematiche contro le 725 con formulazione Belytschko-Lin-Tsay. Questa scelta, a dispetto di un aumento considerevole dei tempi di calcolo, reduce drasticamente la deformazione nei modi ad energia nulla. Per le altre parti del modello è stata scelta la formulazione Belytschko-Lin-Tsay. Questo approccio ha ridotto l’energia di hourglass al disotto del 5% della energia di deformazione totale. Il materiale acciaio è stato caratterizzato usando il modello di materiale di Ls-Dyna “piecewise linear plasticity”, con una specifica curva tensione/deformazione. E’ stato inoltre implementato un criterio di rottura basato sulla massima deformazione plastica.

Tutti i miglioramenti apportati al modello originale disponibile in rete, hanno consentito di ottenere un dettagliato modello agli elementi finiti utile per simulare crash test di veicoli leggeri per passeggeri. L’ottimo accordo tra gli output dei test in scala reale con quelli simulati utilizzando il modello di veicolo sopra descritto, sarà mostrato nei prossimi paragrafi.



3.1. Validazione del modello di veicolo leggero per passeggeri

3.1.1. Efficacia della strategia utilizzata per validare il modello di veicolo leggero

Le potenzialità del Metodo degli Elementi Finiti, sia dal punto di vista della progettazione di nuovi dispositivi di ritenuta, sia di quello dell'analisi parametrica delle collisioni, sono state ampiamente dimostrate in letteratura. Comunque, anche un raffinato modello FE come quello descritto sopra, necessita di essere validato attraverso una estesa comparazione tra gli output di test in scala reale e di quelli simulati. Per la ragione sopraccitata, sono stati scelti quattro impatti, uno frontale e tre obliqui: contro una parete in cemento rinforzato, contro una barriera di tipo H1, ovvero con una capacità di contenimento di energia pari a 127kJ, e contro una barriera con nastro a tre onde, bordo ponte, ovvero con un capacità di contenimento di energia cinetica pari a 724kJ. I risultati dei test full-scale sono disponibili consentendo la valutazione degli output delle diverse simulazioni. Tali impatti rappresentano quattro condizioni particolarmente differenti il che risulta evidente analizzando le parti del veicolo che registrano maggiori deformazioni nei diversi casi. Infatti durante il crash frontale le parti maggiormente deformate sono i longheroni e i subframe, mentre durante una collisione obliqua le deformazioni più rilevanti sono registrate nel rocker e nell'A, B e C-pillar. Inoltre, per quanto riguarda gli impatti obliqui, durante la collisione contro la parete in cemento, le interazioni sono molto severe, impulsive e essenzialmente concentrate in porzioni del veicolo confinate, mentre durante la collisione con una barriera in acciaio le interazioni sono meno significative e più distribuite ma in questo ultimo caso le ruote, gli assali e le sospensioni vengono particolarmente interessate dall'impatto. Per effettuare le simulazioni delle quattro collisioni sopra descritte, è stato utilizzato il codice Ls-Dyna versione 970 su 8 bi-processori. Per questa ragione è



stata effettuata una ottimizzazione preliminare per dividere al meglio ogni singolo run sui 16 processori disponibili. Questa operazione ha consentito di raggiungere un valore ottimale del Grind Time (tempo medio trascorso per computare un elemento per un singolo passo di integrazione) e dello Speed Up (il rapporto tra il tempo impiegato per la simulazione su un unico processore e quello per la simulazione su n-processori).

3.1.2. Metodologia per la comparazione delle collisioni del veicolo leggero contro barriere di sicurezza stradale

In letteratura scientifica, sono stati proposti molte tecniche per la comparazione di due time history dell'accelerazione al fine di giudicare la qualità di una simulazione paragonata ad un crash test full-scale. In questo paragrafo verranno esposti i più significativi e comuni. Nell'ultima sezione dello stesso si offriranno le proposte e gli strumenti analitici sviluppati nel nostro laboratorio

Analisi dei residui delle time-history

Generalmente la prima informazione che un analista ottiene su un evento di crash è la time history dell'accelerazione. Un metodo per comparare due time history potrebbe essere di misurare i residui tra ogni coppia di punti. Poiché i dati sono filtrati alla stessa frequenza ogni punto può essere accoppiato con un punto dell'altra time history. La differenza tra due punti è il residuo. Un'analisi statistica dei residui fornisce una buona misura della corrispondenza tra due time history. Se due curve sono identiche ogni coppia di punti coinciderà e i residui saranno ovunque zero. Sfortunatamente due accelerometri posti nell'identico luogo nello stesso test non forniranno due time history perfettamente identiche a causa di vibrazioni random ed errori sperimentali. Un metodo per indagare la relazione tra due time history è di fare l'assunzione che esse rappresentino lo stesso evento fisico e quindi effettuare dei test statistici con l'obiettivo di supportare o rigettare



tale assunzione. Se due time history fanno riferimento allo stesso esperimento e le sole differenze sono causate dalla differenza random e da errori nell'acquisizione dei dati la media dei residui dovrebbe essere zero. Ad esempio se la frequenza di campionamento di due time history è di 2000Hz ci saranno cento punti per descrivere un evento di 50msec. Se i residui sono effettivamente random essi dovrebbero essere normalmente distribuiti attorno all'errore medio di zero. Una volta che la media e la varianza della distribuzione dei residui sono note, questi possono essere usati per plottare un involucro intorno ad una risposta media. Per esempio se la deviazione standard dei residui è moltiplicata per il fattore 1.6449 e quindi aggiunta alla risposta media, si ottiene l'involucro dell'upper bound 90th percentile (assunto che i residui abbiano una distribuzione normale). Ugualmente, sottraendo si ottiene il lower bound 90th percentile. Con la media e la deviazione standard si può eseguire il paired to tailed t-test definito come segue:

$$T = \frac{\bar{e}}{\frac{\sigma_e}{\sqrt{n}}}$$

dove :

- \bar{e} = media dei residui tra le due curve
- σ_e = deviazione standard dei residui
- n = numero delle coppie di punti

Se il t-statistic è nel range

$$-t_{\alpha, n-1} \leq T \leq t_{\alpha, n-1}$$

si può concludere che non ci sono differenze significative tra due time history con un livello α di confidenza. Un test statistico come il t-test non può provare che due time history siano identiche. Quello che il test può indicare è che non ci sono significative ragioni statistiche per rigettare l'ipotesi che le curve rappresentino lo stesso fenomeno fisico. L'analisi della varianza conduce ai seguenti criteri per la valutazione di due time history:



$$\bar{e} \cong 0$$

$$\sigma_e \leq \sigma_{crit}$$

$$\frac{\bar{e}}{\sigma_e / \sqrt{n}} \leq t_{\alpha, n-1}$$

La media dei residui tra due time history dovrebbe essere essenzialmente zero. La deviazione standard dei residui dovrebbe essere minore di un valore ragionevolmente accettabile. Il valore assoluto del t.statistic dovrebbe essere inferiore al valore del t-statistic critico. Un importante elemento di questa tecnica è di assicurarsi che le due time history siano correttamente appaiate. Se l'inizio di un evento ha un offset da una seconda time history, i residui risulteranno ovviamente non corretti. Nel caso in cui ci sia incertezza circa l'appaiamento delle time history, il problema dello starting point può essere risolto con il metodo delle least squares:

- si effettua una stima approssimativa dei punti iniziali per ogni time history
- si eleva al quadrato ogni residuo per poi sommarli ottenendo la somma quadratica dei residui
- si effettua una ricerca della regione dove la somma quadratica degli errore ha un minimo

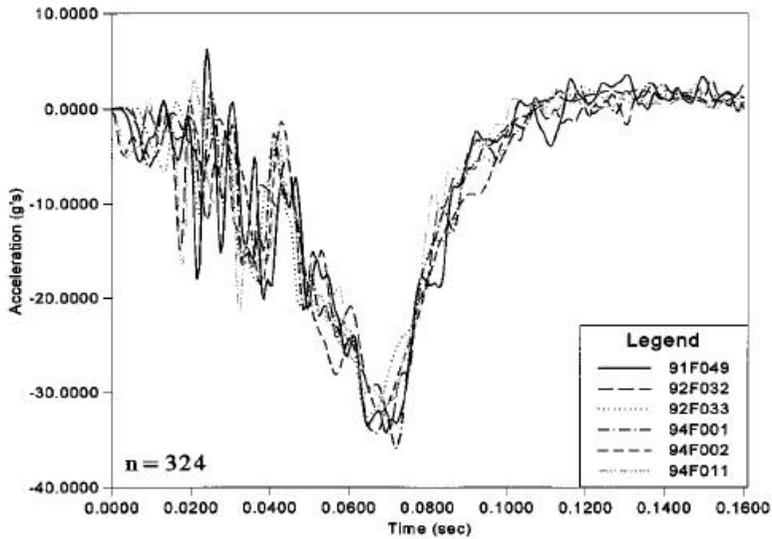
una tecnica comunemente usata per comparare quantitativamente dati di crash test è di raffrontare le time history delle velocità. Naturalmente la velocità è calcolata con una integrazione numerica dell'accelerazione sperimentalmente osservata. Il processo di integrazione opera uno smooth della curva velocità perché piccole perturbazioni positive sono cancellate da altre negative, rendendo la curva della velocità meno "rumorosa". Proprio per questo motivo l'analisi dei residui non si deve in alcun caso effettuare su time history matematicamente estratte dalle misure sperimentali. Quando la curva dell'accelerazione è integrata i residui sono accumulati nella curva velocità. Un errore nella misura della accelerazione sarà



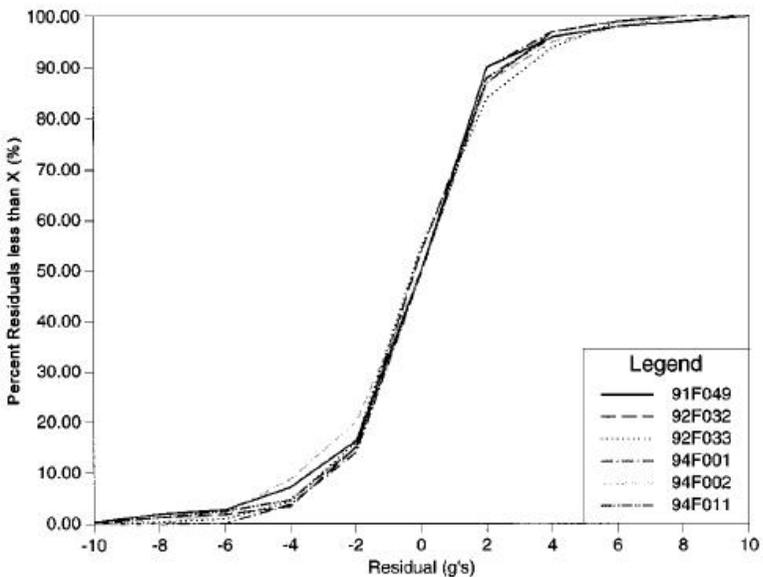
integrato e sommato alla curva velocità così tutti gli errori nella curva accelerazione saranno accumulato nella time history della velocità.

Ripetibilità dei test full-scale

I crash test full scale sono un insieme di molti, complicati, e indipendenti o piccoli eventi. Normalmente uno progettista di hardware stradale dispone solo di pochi test e in generale test identici sono rari. Il grado di ripetibilità di un crash test full scale è una funzione del tipo di test, del veicolo e della barriera. Alcuni test come l'impatto di identici veicoli contro un palo rigido dovrebbero avere un elevato grado di ripetibilità, altri come per esempio i test sui terminali o su barriere longitudinali deformabili non saranno probabilmente ripetibili. Tra il 1991 e il 1994 il "federal out door impact laboratory" (FOIL) eseguì una serie di sei identici crash test full scale. Ogni test coinvolse una ford festiva 1988-1992 che impatta un palo rigido strumentato a 32km/h sulla linea centrale del veicolo. I test furono tutti eseguiti con le stesse modalità, dallo stesso personale usando gli stessi strumenti di acquisizione dati. Nella figura che segue si mostrano le curve di accelerazione per i sei test descritti sopra; come si può osservare ci sono differenze apprezzabili tra i test sebbene mostrino la stessa risposta base e rappresentino chiaramente lo stesso evento



Mediando il valore delle accelerazioni in ogni singolo punto di questi sei test, si ottiene l'accelerogramma medio mostrato in figura. Una volta che la risposta media è stata calcolata, i residui di ogni singolo punto di ogni curva possono essere calcolati. In figura è riportata la funzione densità cumulata dei residui per tutti e sei gli identici test. In effetti i residui sono normalmente distribuiti





Critero del bilanciamento energetico

I crash test sono una fonte essenziale per individuare come l'energia sia dissipata in un evento di collisione. Naturalmente, la conservazione dell'energia è uno dei principi fondamentali della meccanica. L'energia totale di un sistema durante una collisione, è la somma istantanea di tutte le differenti forme di energia di ogni parte del sistema. Per una collisione veicolo barriera, la maggior parte dell'energia sarà cinetica e di deformazione. L'attrito è un'altra forma di energia che può essere importante in alcuni tipi di impatto, per esempio le collisione redirezionali con barriere longitudinali. Nel caso di un veicolo che impatta un palo rigido, caso studio che gli autori prendono in considerazione, l'attrito non gioca però un ruolo importante così che viene trascurato. Naturalmente all'inizio dell'impatto l'energia cinetica è al suo massimo valore mentre quella di deformazione è nulla. Il crash trasforma l'energia cinetica in energia di deformazione richiesta per deformare la struttura del veicolo. In questo particolare caso di impatto, l'energia cinetica istantanea si calcola facilmente visto che la collisione è unidirezionale. Si osserva che più in generale l'energia cinetica totale dovrebbe essere calcolata considerando tutti i 6 gradi di libertà rigidi. L'energia di deformazione in un crash test full scale non è misurata direttamente ma nel caso in cui l'elemento colpito è un palo rigido strumentato o un muro il lavoro fatto sul veicolo può essere calcolato sulla base della time history della forza misurata, poiché il lavoro fatto su una struttura deve essere uguale all'energia di deformazione dissipata. Questa può essere ottenuta come:

$$U = W = \int_0^t F du \approx \sum_{i=1}^n F_i * (u_i - u_{i-1})$$

dove

- U =energia di deformazione

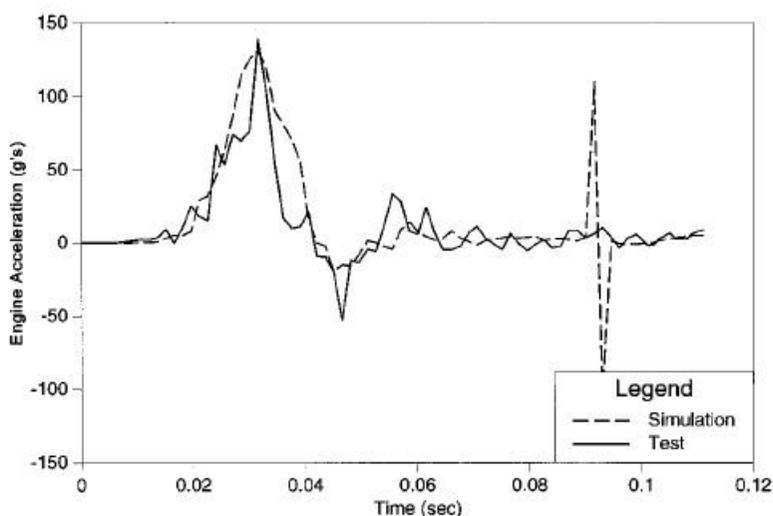


- W = lavoro sulla struttura
- F_i = forza istantanea sulla barriera rigida
- u_i = spostamento generalizzato

L'analisi energetica mostra alcune importanti caratteristiche. Innanzi tutto l'energia cinetica iniziale dovrebbe essere essenzialmente uguale tra i test comparati o alla simulazione. L'energia cinetica iniziale è semplicemente funzione delle condizioni iniziali e nel caso in cui non siano ragionevolmente simili i test potrebbero non essere equivalenti. Inoltre l'istante in cui l'energia di deformazione ha il suo massimo dovrebbe coincidere con l'istante in cui l'energia cinetica raggiunge il suo minimo. Infine in tutti gli istanti di tempo la somma dell'energia cinetica relativa e di quelle di deformazione relativa, dovrebbe esser prossima ad uno in assenza di effetti significativi di attrito e di altre perdite di energia

Confronto tra test full-scale e computer simulation

L'impatto di un veicolo di piccole dimensioni con un palo rigido è stato anche oggetto di un'analisi numerica non lineare agli elementi finiti. In figura viene riportata la time history dell'accelerazione simulata e la risposta media dei sei identici test già discussi in precedenza



In tabella sono mostrati i valori dell'analisi della varianza per la simulazione comparata con la risposta full scale. Il t-statistic per l'intero evento di crash è pari a 4.18 più grande del valore critico del 90th percentile, pari a 2.58. Questo suggerisce la considerazione che l'ultima parte dell'evento non replica il crash test full scale. Un'analisi dei primi 70ms dell'evento mostra invece che la simulazione e il test full scale non possono essere distinte l'una dall'altro. Una simulazione dovrebbe essere giudicata adeguatamente rispondente ad un crash test full scale quando siano raggiunte le seguenti condizioni:

- la media dei residui dovrebbe essere minore del 5% del picco dell'accelerazione
- la deviazione standard dei residui dovrebbe essere minore del 20% del picco di accelerazione
- il t-statistic dovrebbe essere calcolato tra le curve del test e della simulazione. Il valore del t-stistic dovrebbe essere inferiore a tre.



Metodologia sviluppata

Il modello di veicolo leggero è stato sviluppato per poter disporre di un potente strumento per l'analisi dei risultati dei crash test in scala reale. Tuttavia le storie temporali delle accelerazioni, delle velocità e degli spostamenti registrate durante una simulazione e il corrispettivo crash test in scala reale non sono mai esattamente sovrapponibili.

Le ragioni di tale circostanza sono le seguenti:

1. Il veicolo usato nelle simulazioni, per quanto molto dettagliato, rappresenta comunque una approssimazione di quello reale.
2. Il modello Fe di veicolo differisce da quelli reali utilizzati nei crash test in scala reale. Al momento in Europa, i modelli più usati sono la Fiat Uno, la Peugeot 205, l'Opel Corsa etc.
3. I veicoli usati nei crash test sono spesso abbastanza vecchi e possono quindi nascondere difetti strutturali e/o parti corrose.
4. La strumentazione usata per rilevare i dati potrebbe essere fissata in un modo differente e potrebbe essere diversa anche la posizione dei diversi accelerometri.
5. La condizione della pavimentazione e delle ruote potrebbe essere differente
6. L'attrito tra veicolo e barriera potrebbe essere differente.

Ad eccezione del primo, i sopramenzionati aspetti che inducono differenze tra I test in scala reale e quelli simulati, sono gli stessi che possono rendere differenti due test full-scale effettuati nelle stesse condizioni nominali e contro la stessa barriera ma in campi-prove differenti. Tenendo presente queste considerazioni, una simulazione può essere ritenuta affidabile se le differenze tra i suoi risultati e quelli registrati nella prova full-scale sono inferiori a quelle tra due test reali eseguiti nelle stesse condizioni nominali. Al momento questa materia è oggetto di studio. Un criterio che può essere applicato per stabilire quanto una simulazione riproduca il corrispettivo crash reale, si basa sui residui dei segnali raccolti.



In particolare il residuo calcolato al tempo “i” tra il segnale simulato e quello reale è valutato come segue:

$$res_i = x_i^{sim} - x_i^{test}$$

L’affidabilità della simulazione può essere valutata con l’uso dei seguenti indici, che devono essere calcolati per l’accelerazione, la velocità e lo spostamento del centro di gravità del veicolo:

il valore medio assoluto dei residui aleatori:

$$Index1 = \left| \sum_{i=1}^n \frac{res_i}{n} \right| = |resmean|$$

La deviazione standard dei residui:

$$Index2 = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(res_i - resmean)^2}{n-1}} = stdev_res$$

Dove **n** è il numero della varietà di punti durante la fase di collisione, senza considerare le fasi che precedono e seguono l’urto.

Il primo indice può essere considerato come un indice di “fine” collisione: esso rappresenta una misura della differenza tra l’integrale del segnale simulato e di quello dello stesso reale “alla fine” del periodo di impatto. Quindi quando è applicato all’accelerazione trasversale rappresenta una misura della differenza delle velocità trasversali alla fine dell’impatto.

Il secondo indice può essere considerato come un indice nel corso della collisione: esso rappresenta una misura della differenza tra i due segnali durante il periodo di collisione.

Una simulazione può essere ritenuta affidabile se il valore degli indici sopra descritti, valutati per l’accelerazione, velocità e spostamento del centro di gravità, sono più bassi di quelli valutati per due o più test in scala reale effettuati nelle stesse condizioni nominali in differenti campi prova.

Al momento, i dati dei crash test full-scale eseguiti in laboratori diversi sono confidenziali. Comunque, in tutte le simulazioni di impatto obliquo che verranno



descritte in seguito, il valore degli indici sopramenzionati, è sempre minore del massimo raggiunto comparando test full-scale svolti nelle stesse condizioni nominali ma in differenti campi prova.

3.1.3. Impatto frontale

Il primo test in scala reale considerato è l'impatto frontale, eseguito secondo le istruzioni US-NCAP: il veicolo, con una massa di circa 1000kg e una velocità iniziale di circa 56km/h, collide contro una barriera rigida (circa 100.000lib) coinvolgendo l'intera parte frontale.

	BX*		AX**		ΔX	
	Full-scale	FEM	Full-scale	FEM	Full-scale	FEM
1	3790	3757	3173	3078	617	679
2	3285	3283	2962	2918	323	365
3	2806	2793	2725	2697	81	96
4	2488	2475	2475	2464	13	11
5	2484	2475	2585	2467	2	8
6	2496	2497	2485	2491	2	6
7	2487	2497	2485	2491	2	6
12	2458	2484	2425	2435	33	49
13	2438	2484	2414	2440	24	44
14	2781	2762	2622	2601	159	161
15	2808	2762	2635	2599	173	163
19	3740	3681	3156	3111	584	570
20	3740	3681	3137	3112	603	569
21	128	140	131	140	-3	0

Tabella 3-1: misure (mm)del veicolo prima e dopo il test; BX*: dati pre-test AX** dati post-test

Nella tabella 3-1 sono riportate le misure del veicolo prima e dopo il test sia per il modello FE che per quello reale. Per quanto riguarda la numerazione si faccia riferimento alla seguente legenda: 1. lunghezza totale del veicolo; 2. distanza tra la parte anteriore del motore e il retrotreno del veicolo; 3. distanza tra la parete taglia-



fuoco e il retrotreno del veicolo; 4./5. distanza tra la superficie posteriore del veicolo e la parte superiore della portiera destra / sinistra; 6./7. distanza tra la superficie posteriore del veicolo e la parte inferiore della portiera destra / sinistra; 12./13. distanza tra la superficie posteriore del veicolo e la parte inferiore del pillar "A" destro / sinistro 14./15. distanza tra la superficie posteriore del veicolo e il lato destro / sinistro della taglia-fuoco; 19. /20. distanza tra la superficie posteriore del veicolo e il lato destro / sinistro del paraurti anteriore; 21. lunghezza del blocco motore.

Nelle figure 2-6 sono riportati gli output degli accelerometri e il confronto tra i dati sperimentali e quelli simulati. I segnali sono stati filtrati usando il filtro digitale 60 Hz Butterworth 4-poli in accordo con le istruzioni US-NCAP.

Come si può osservare dalle immagini 2-6, l' accordo tra le misure sperimentali e quelle simulate è eccellente.

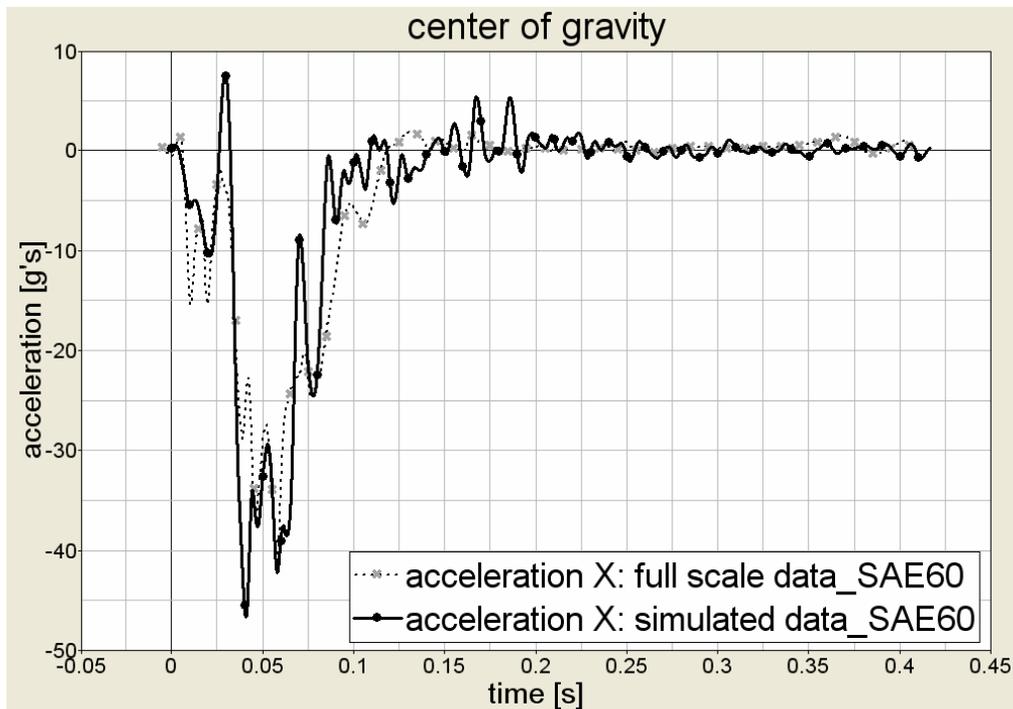


Figura 3-2: : accelerazione[g's] del centro di gravità (filtro CFC60) nella direzione longitudinale

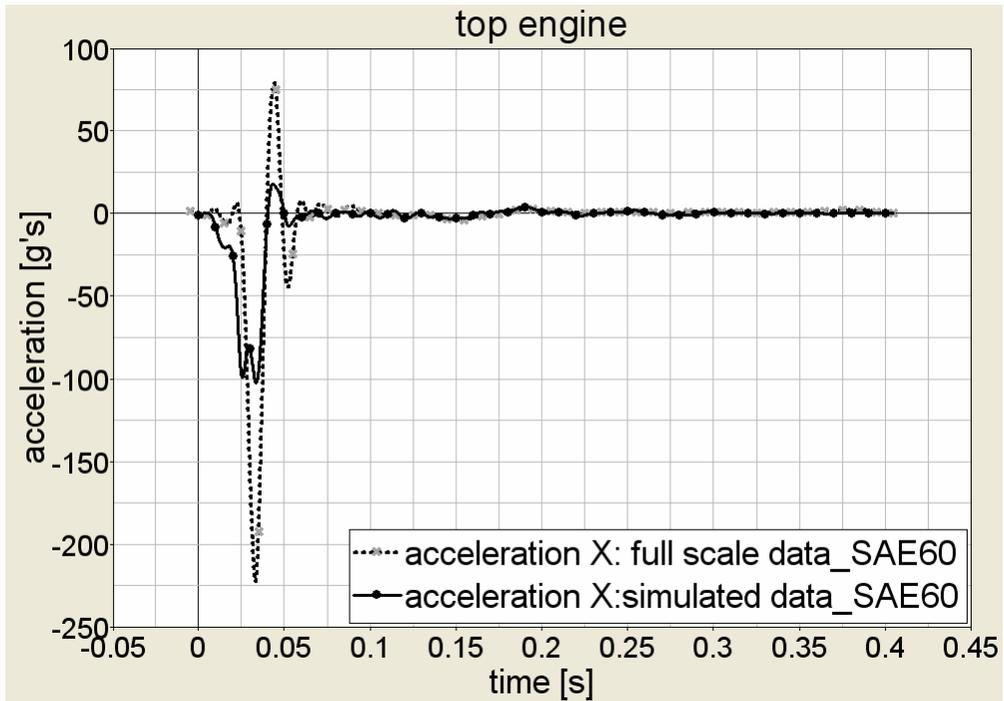


Figura 3-3: accelerazione[g's] del top-engine (filtro CFC60) nella direzione longitudinale

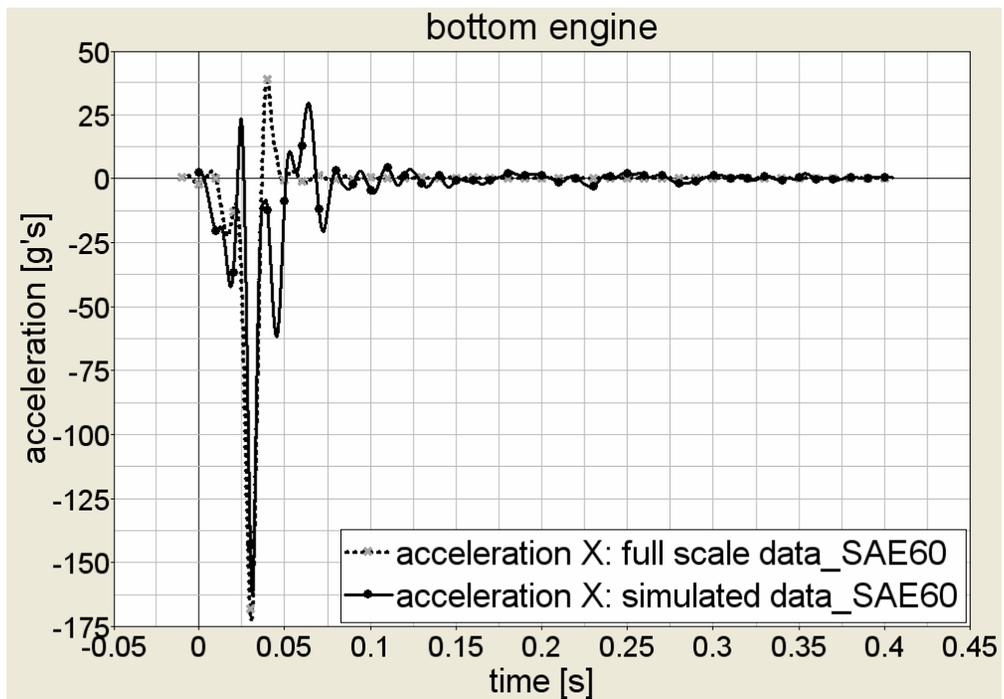


Figura 3-4: accelerazione[g's] del bottom-engine (filtro CFC60) nella direzione longitudinale

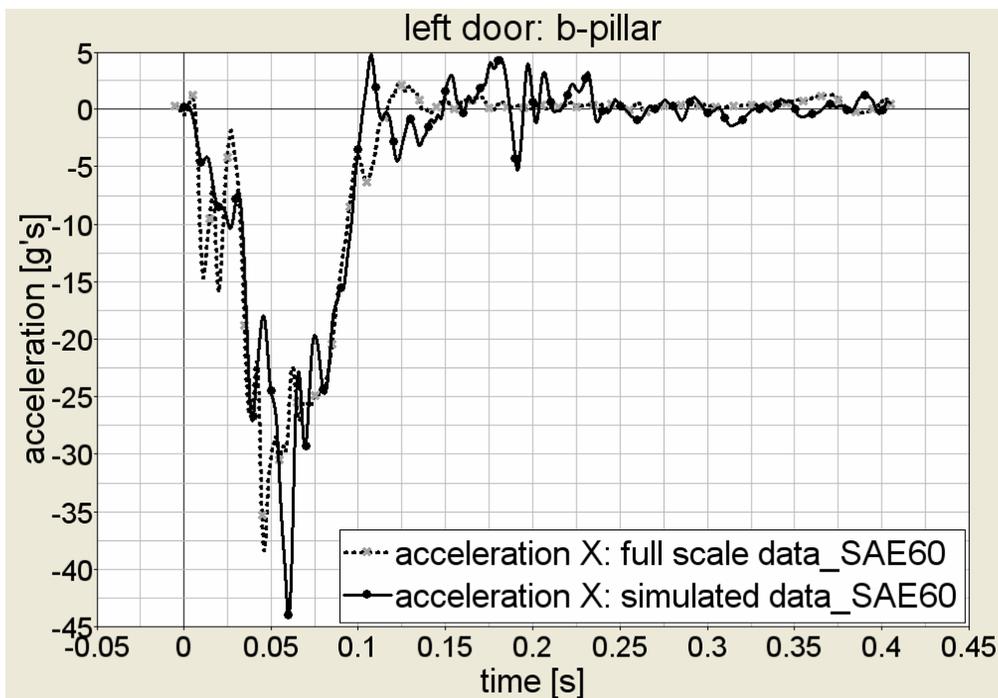


Figura 3-5: accelerazione[g's] del b-pillar(left door) (CFC60) nella direzione longitudinale

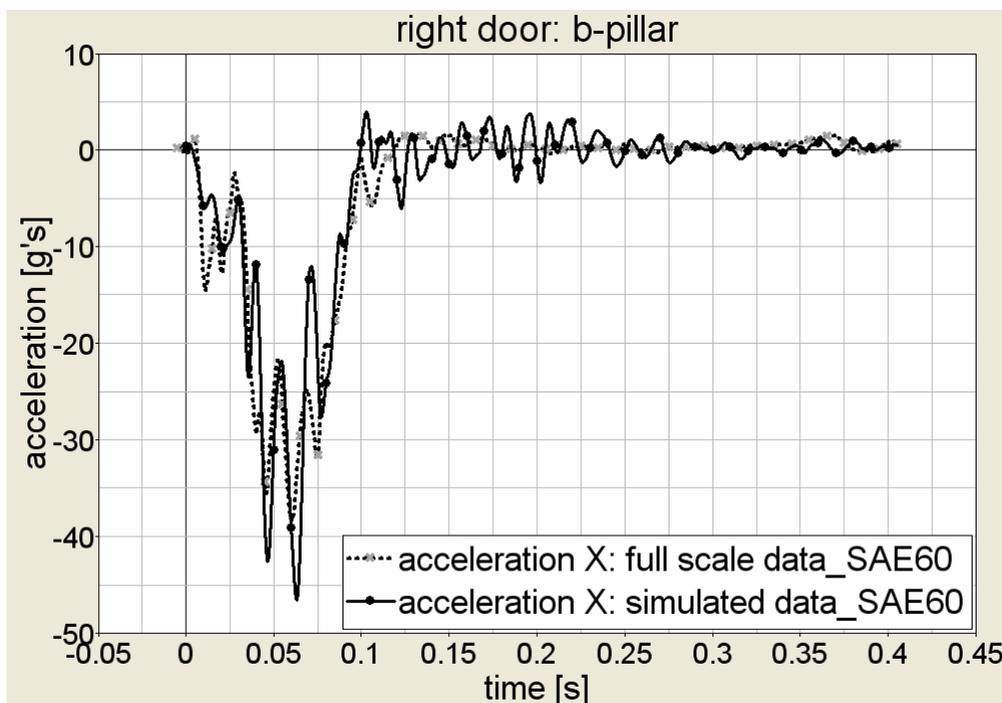


Figura 3-6: accelerazione[g's] del b-pillar(right door) (CFC60) nella direzione longitudinale

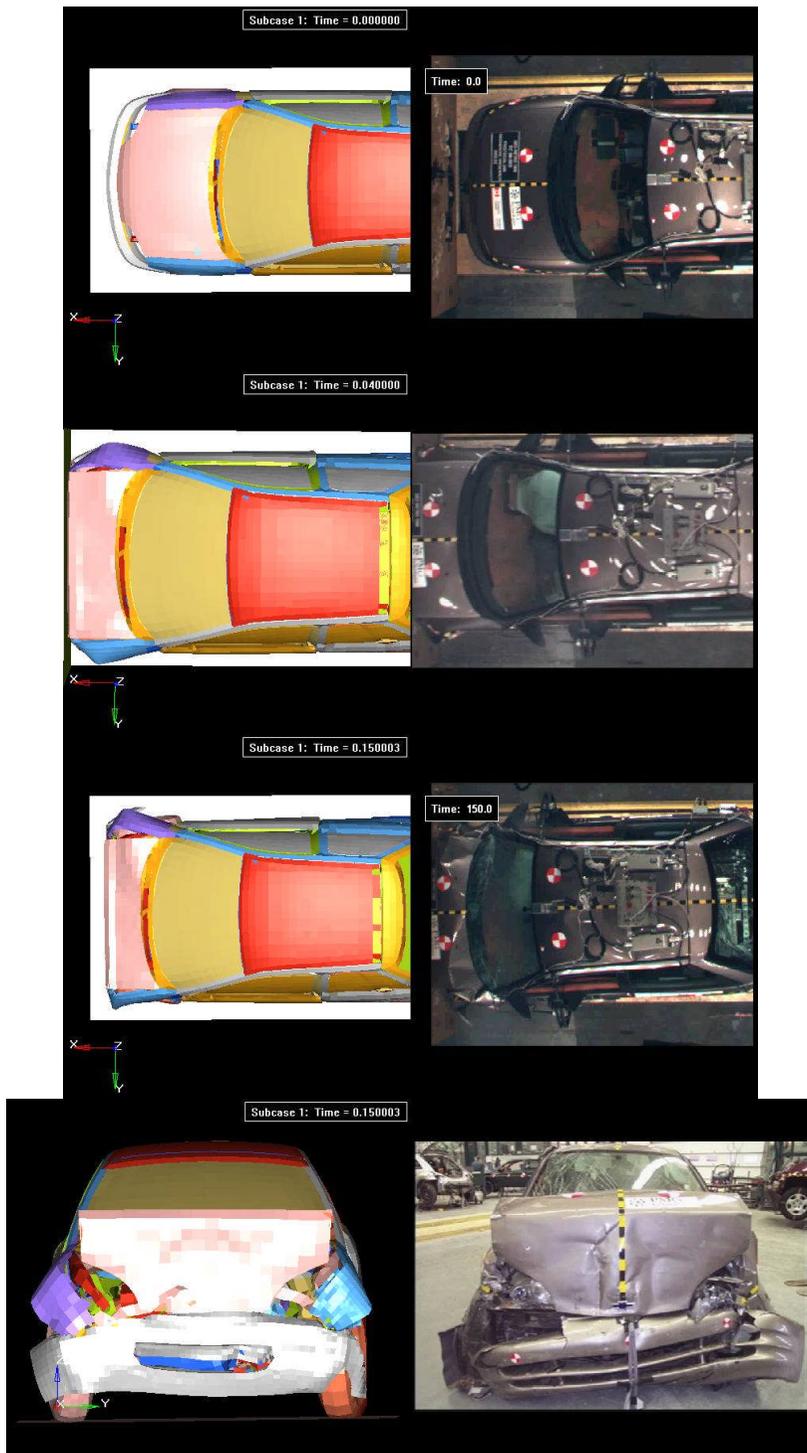


Figura 3-7: immagini scratch (top camera) dell'impatto frontale

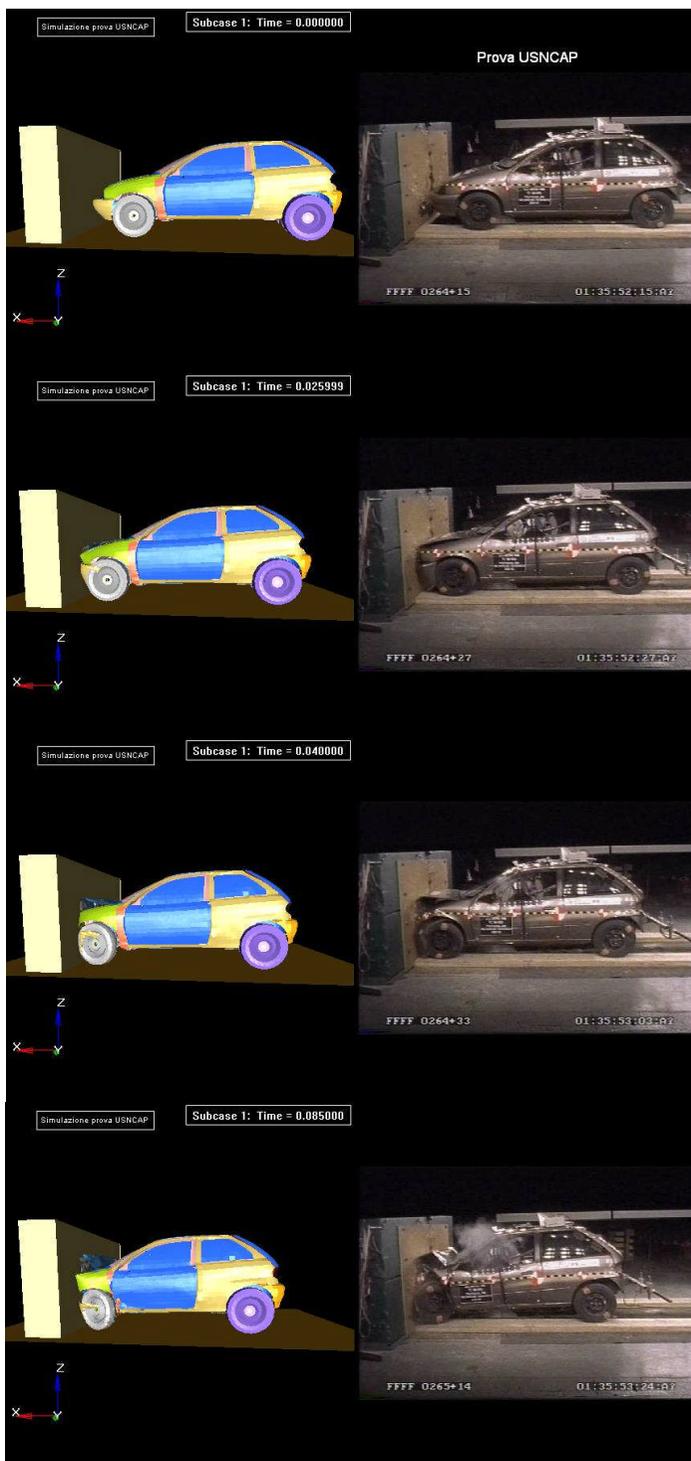


Figura 3-8: immagini scratch (camera laterale) dell'impatto frontale



Manichino antropomorfo

In questo paragrafo sono presentati i risultati più significativi ottenuti nella simulazione delle accelerazioni e sollecitazioni a cui un manichino virtuale HibrydIII 50th percentile viene sottoposto durante l'impatto frontale del modello di veicolo leggero già descritto. I dettagli sul modello di manichino e il suo posizionamento all'interno dell'abitacolo del veicolo sono offerte nell'appendice B.

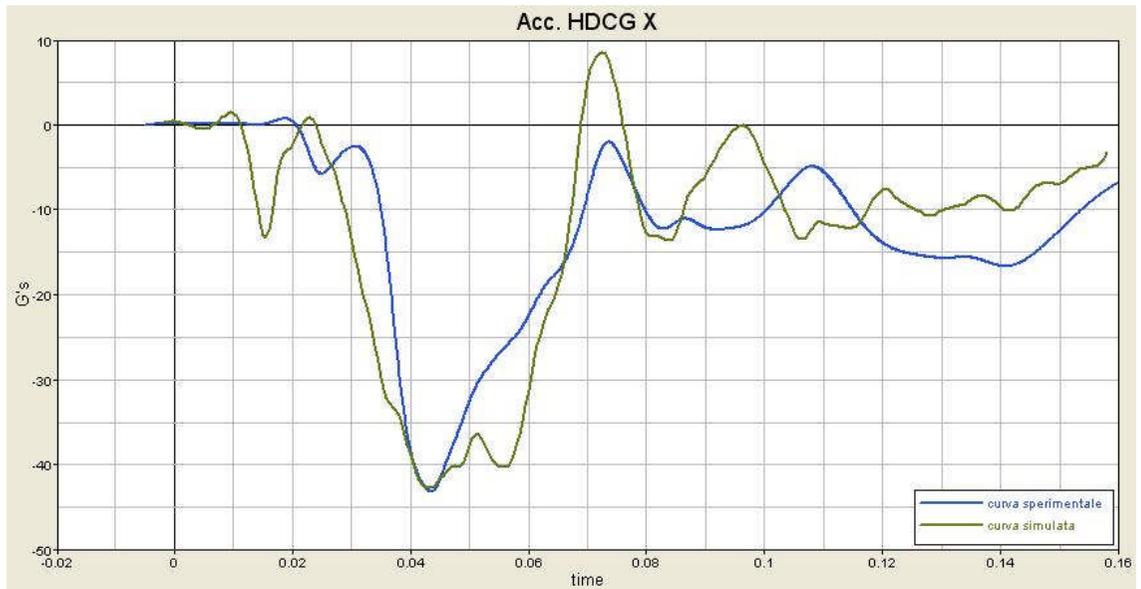
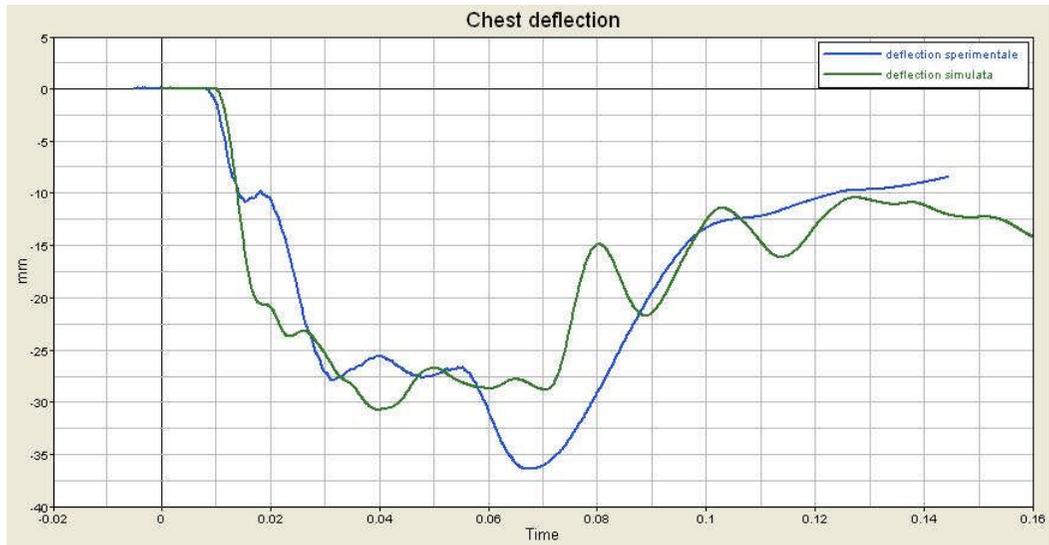


Figura 3-9: accelerazione[g's] del centro di gravità della testa del dummy HybridIII 50th percentile (filtro CFC60) nella direzione longitudinale

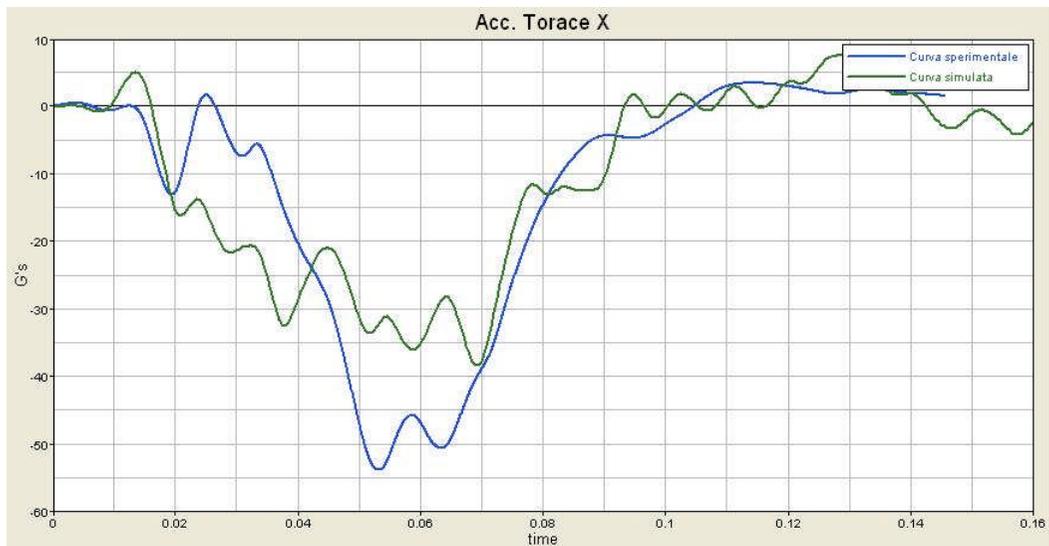
	HIC36	HIC15	Time (ms)
Prova sperimentale	164	139	T1=31,4 T2=57,3
Prova simulata	196	168	T1=34,5 T2=66,5

Tabella 3-2: confronto dell'indice di danno HIC reale e simulato



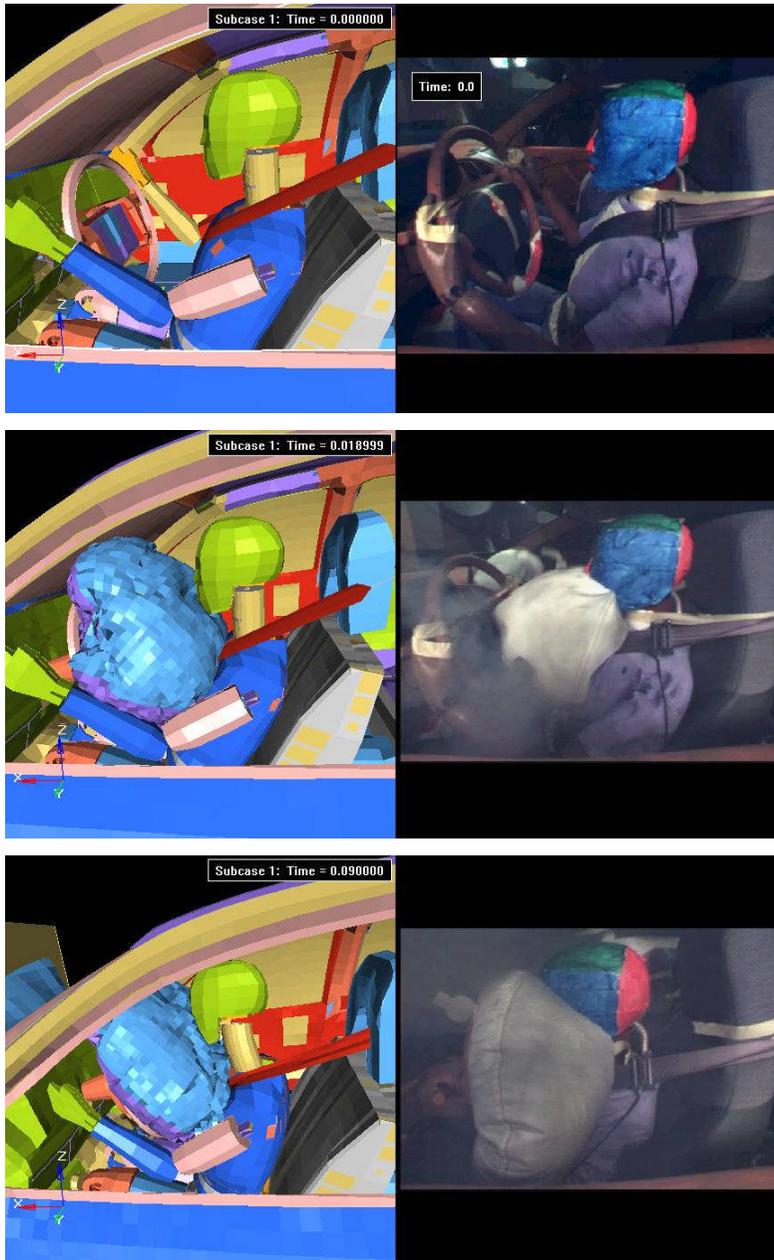
Deflessione prova simulata	Deflessione prova reale
-31,8mm	-36,4mm

Figura 3-10: confronto della deflessione del torace reale e simulato



	g's	Tempo(ms)
Prova sperimentale	53,07	T1=66 T2=69
Prova simulata	40	T=68 T2=71

Figura 3-11: confronto dell'accelerazione del torace reale e simulata



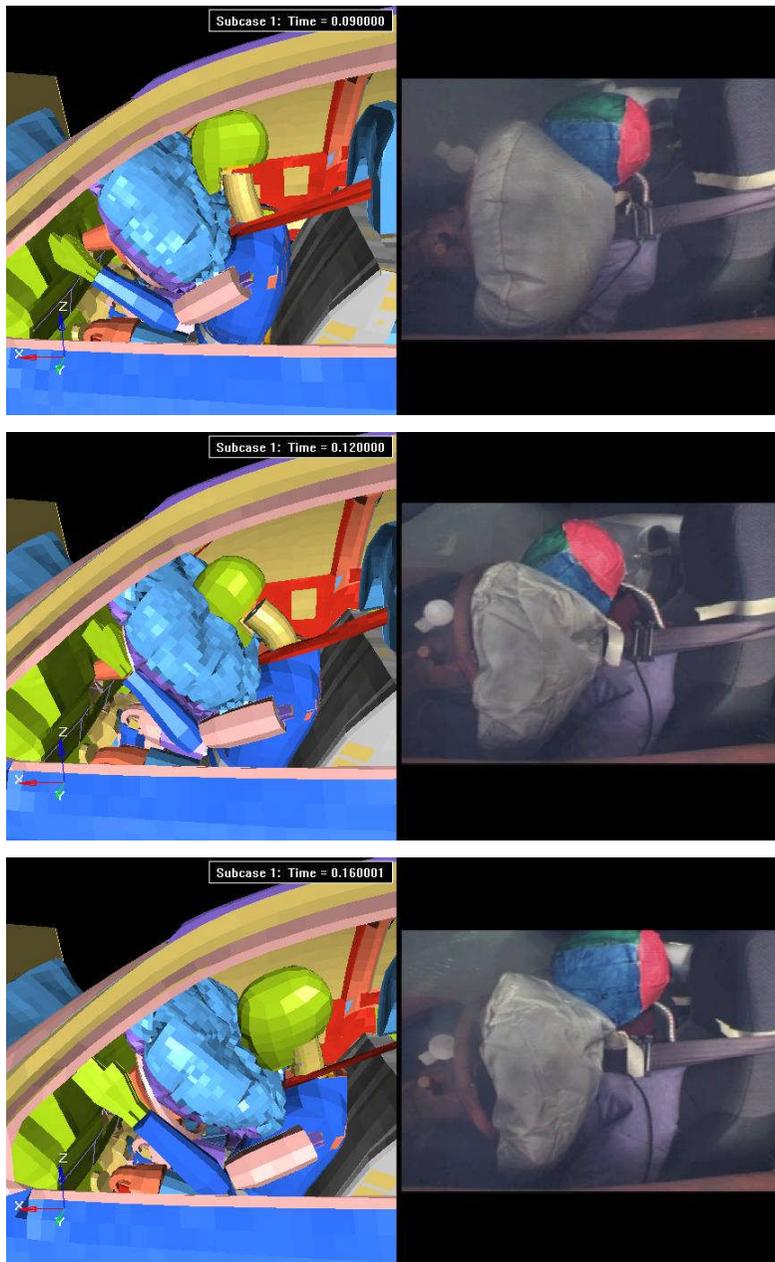


Figura 3-12: immagini scratch (camera laterale) del movimento del manichino durante l'impatto con l'airbag



3.1.4. Impatti obliqui

Come detto sopra, sono stati simulati tre impatti obliqui in accordo con lo standard EN 1317 1/2 per il test TB11, il primo contro la parete in cemento armato, il secondo contro una barriera in acciaio tipo H1, con livello di contenimento di energia trasversale pari a 127kJ, e il terzo contro una barriera in acciaio bordo ponte con nastro tre onde, con un capacità di contenimento di energia trasversale pari a 724kJ. In tutti e tre i casi, la massa del veicolo è di circa 1000kg, la velocità è di 100km/h e l'angolo di impatto è di 20gradi. Tutti i sopraccitati impatti obliqui possono essere divisi in quattro parti:

- **Fase1:** Impatto dello spigolo frontale, che causa una forte azione trasversale e in aggiunta un considerevole momento di imbardata che provoca una riduzione dell'angolo di impatto.
- **Fase2:** Strisciamento laterale del veicolo. In questa fase le interazioni tra dispositivo di ritenuta e veicolo sono molto basse.
- **Fase3:** Impatto dello spigolo posteriore, che causa la fine del moto di imbardata.
- **Fase4:** Fine dell' impatto.

Per quanto riguarda il confronto dei test in scala reale e dei corrispettivi simulati, sono stati considerati gli indici di severità dell'impatto per gli occupanti, i.e., l'Acceleration Severity Index (ASI), il Theoretical Head Velocity (THIV) e il Post-Impact Head Deceleration (PHD).

Impatto contro parete in cemento armato

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

Il muro in cemento armato è una barriera particolarmente rigida che può essere utilizzata, attrezzato con una protezione flessibile sul lato per I veicoli leggeri in



fuoriuscita dalla carreggiata, in situazioni in cui le aree al lato della strada necessitano di essere protette più dell'usuale dalla penetrazione dei veicoli, come ponti su strade a scorrimento veloce, aree usate per lo stoccaggio di sostanze pericolose etc.

La parete rappresenta un muro in cemento armato caratterizzato da un modulo elastico di 28500 N/mm² e una densità pari a 2.5e-9 ton/mm³. Le sue caratteristiche geometriche sono: lunghezza di 27m, altezza di 3m e spessore pari a 0.3m. La parete è stata modellata con l'utilizzo di elementi shell della dimensione di 75mmx75mm. Tale valore è stato definito con un processo di ottimizzazione nel quale si è raggiunto la convergenza dello stato tensionale negli elementi. Il materiale è stato ritenuto infinitamente elastico e resistente. Il muro è totalmente vincolato alla base.

B. CONFRONTO TRA GLI OUTPUT DELLE SIMULAZIONI E DEL CRASH TEST IN SCALA REALE

	Index1	Index2
α_y [g] filtered cfc12	0,033	2,198
v_y [m/sec]	0,055	0,048
s_y [m]	0,013	0,016

Tabella 3-3: impatto laterale contro parete: indici statistici

	Full-scale test	Simulated test
ASI	1,94	1,94
THIV	32,1	31,5
PHD	14,8	19,8

Tabella 3-4: impatto laterale contro parete: impact severity indices



Impatto contro barriera di tipo H1

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

Il modello rappresenta una barriera di tipo H1 (si veda gli standard EN 1317-1/2), con un livello di contenimento dell'energia trasversale pari a 127kJ (H1).

Tale dispositivo di ritenuta consta di:

- Pali C120x80x4, lunghi 1.70m, infissi nel terreno ogni 2.00m
- Nastro due onde di 3mm di spessore (lunghezza: 4.32m, altezza superiore: 0.75m)
- Distanziatore Europeo
- Diagonale posteriore (65x5mm, lunghezza :4.14m) connessa alla parte posteriore del palo.

Nella barriera reale sono stati adoperati due differenti materiali (S275 JR and S235 JR), il cui comportamento è stato riprodotto utilizzando il Materiale #24 di Ls-Dyna con la definizione di una curva tensione / deformazione per lo snervamento plastico.

B. CONFRONTO TRA GLI OUTPUT DEI TEST IN SCALA REALE E DI QUELLO SIMULATO

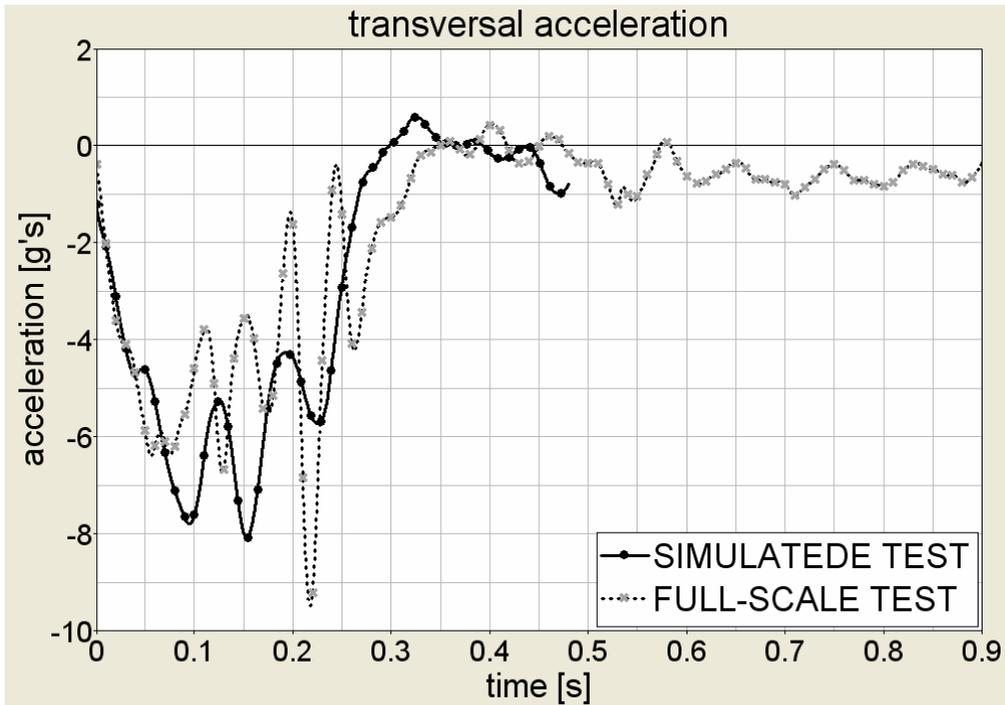


Figura 3-13: accelerazione[g's] trasversale del centro di gravità del veicolo (CFC12)

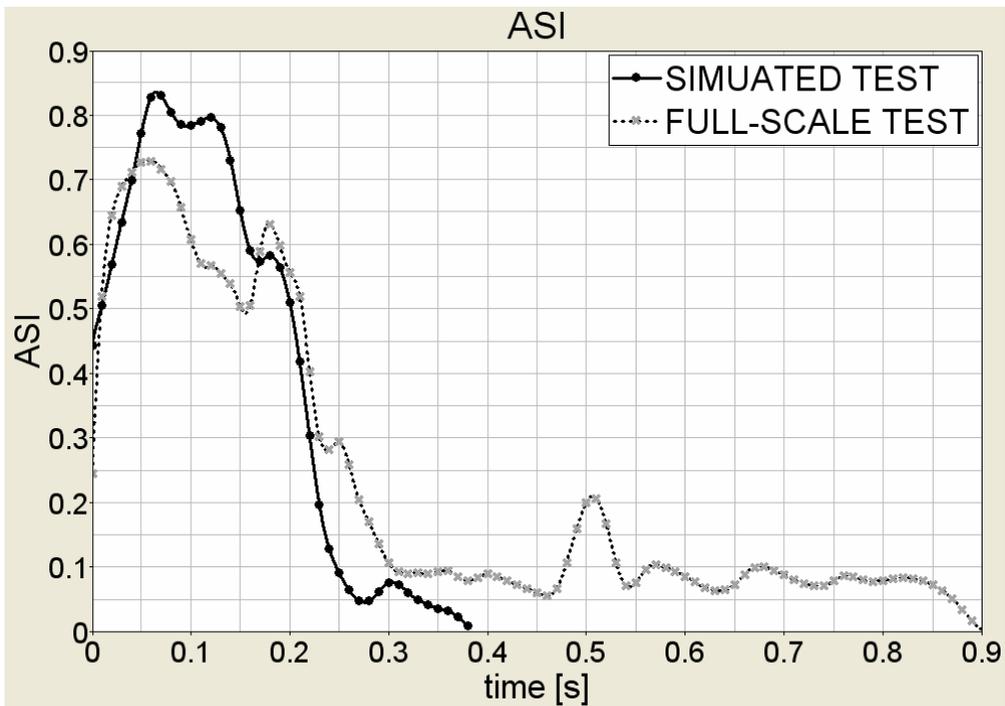


Figura 3-14: andamento del Acceleration Severity Index



	Index1	Index2
α_y [g] filtered cfc12	0,134	1,492
v_y [m/sec]	0.594	0.678
s_y [m]	0.077	0.077

Tabella 3-5: impatto laterale contro barriera in acciaio tipo H1: indici statistici

	Full-scale test	Simulated test
ASI	0.764	0.873
THIV	23.7	24.5
PHD	16.5	10.4

Tabella 3-6: impatto laterale contro barriera in acciaio tipo H1: impact severity indices

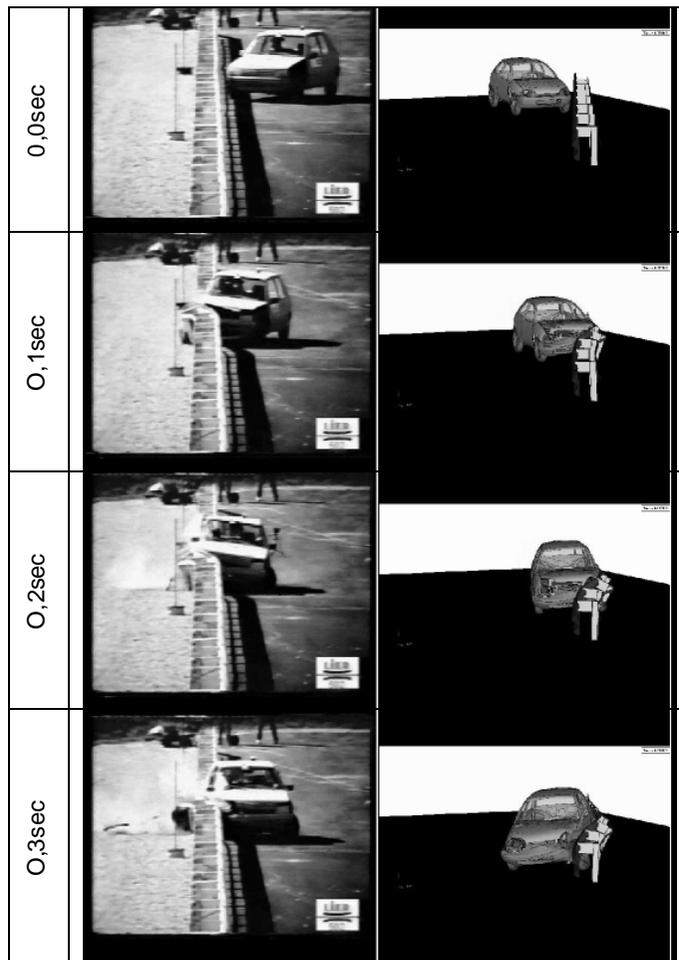


Figura 3-15: immagini scratch dell'impatto(front camera)



Impatto contro una barriera in acciaio di tipo H4b

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

Il modello rappresenta una barriera bordo ponte con nastro a tre onde, con un livello di capacità di contenimento dell'energia trasversale pari a 724kJ (si vedano gli standard EN 1317-1/2). Tale dispositivo consta di:

- Pali HE
- Nastri superiori a due onde e nastri inferiori a tre onde la cui lunghezza è pari a 4820mm.
- Distanziatore superiore e per il nastro a tre onde, composto da due parti simmetriche in acciaio.
- Cordolo in cemento la cui altezza è pari a 125mm.

Il comportamento del materiale è stato riprodotto utilizzando il Materiale #24 di Ls-Dyna con la definizione della curva tensione – deformazione per lo snervamento plastico.

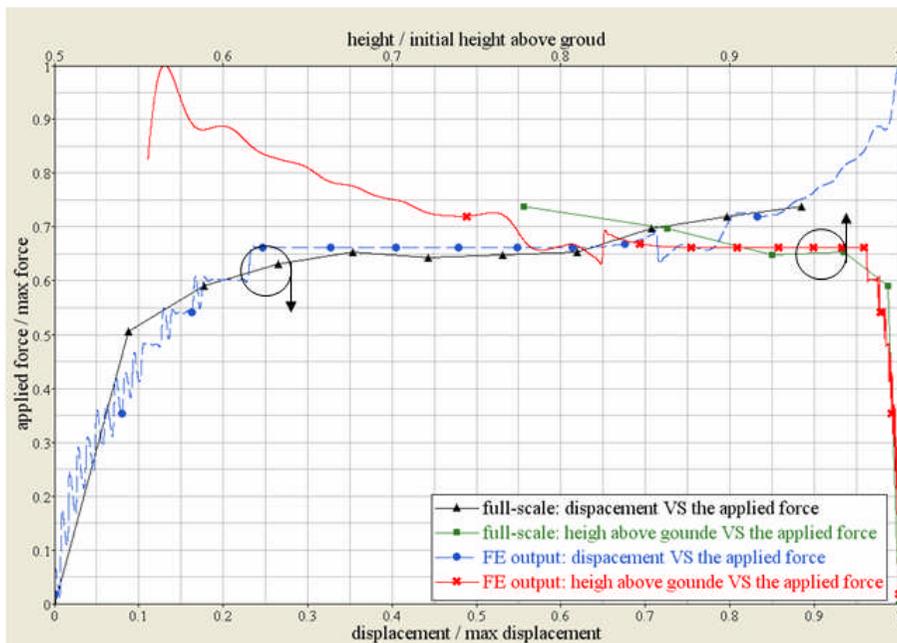


Figura 3-16: bending test. Confronto tra gli output reali e simulati

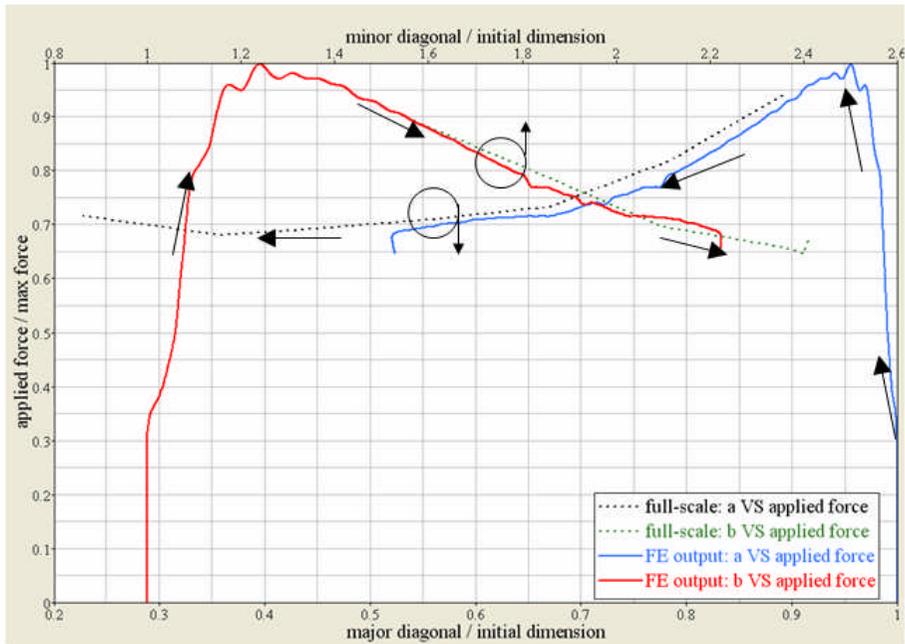


Figura 3-17: test sul distanziatore: confronto tra il test reale e quello simulato

Per raggiungere la massima accuratezza nella simulazione della collisione contro la barriera in acciaio, è essenziale effettuare dei test preliminari sui pali e i distanziatori. I risultati di questi test sono proposti nelle figure 16 e 17 rispettivamente. Per il primo si sono prese in considerazione due misure, all'aumentare del carico flettente, che sono lo spostamento e l'altezza da terra della parte superiore del palo. I sistemi di riferimento sono differenti per le due misure e specificati dalle frecce. In figura 17 sono proposti i risultati del crushing test sul distanziatore. Anche in questo caso, è mostrato l'andamento di due dimensioni caratteristiche. Naturalmente, le frecce incluse nel diagramma sottolineano che durante il test, la diagonale maggiore (dimensione a in figura) diviene più piccola mentre la diagonale minore (dimensione b in figura), si accresce. Tutte le dimensioni riportate in figura sono normalizzate rispetto a una misura di riferimento. Per entrambi i test, i confronti tra gli output del test in scala reale e quelli del test simulato, mostrano, come può essere osservato, che entrambi i



modelli di palo e distanziatore sono capaci di descrivere il comportamento reale delle rispettive strutture reali con un elevato grado di approssimazione.

B. CONFRONTO TRA I RISULTATI DEL TEST IN SCALA REALE E QUELLI DEL TEST SIMULATO

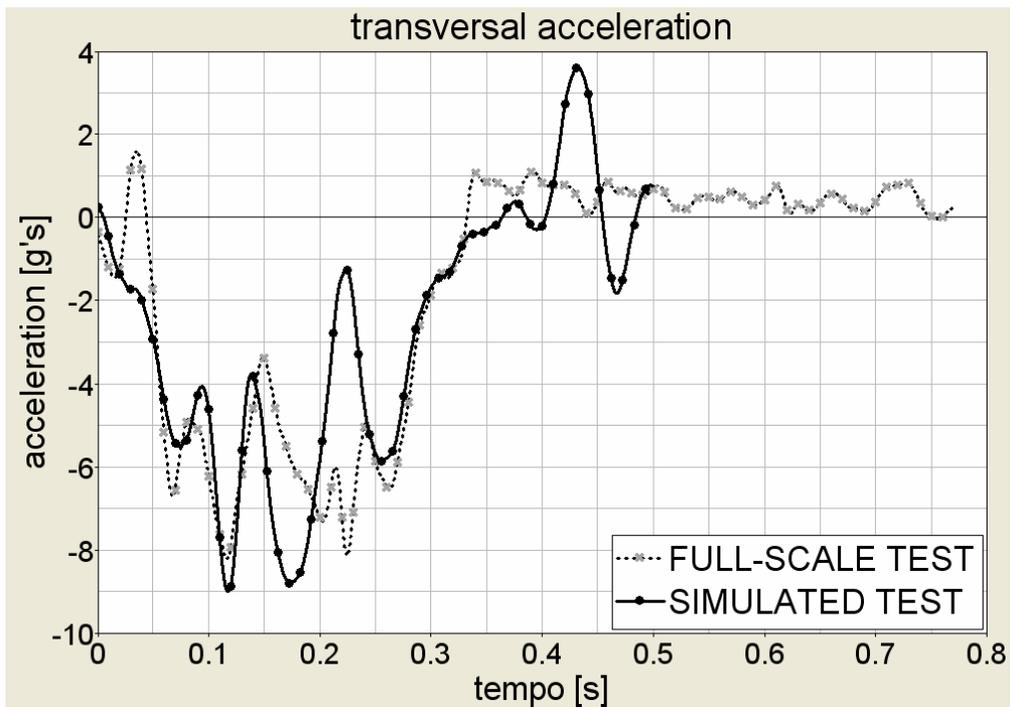


Figura 3-18: accelerazione[g's] trasversale del centro di gravità del veicolo (CFC12)

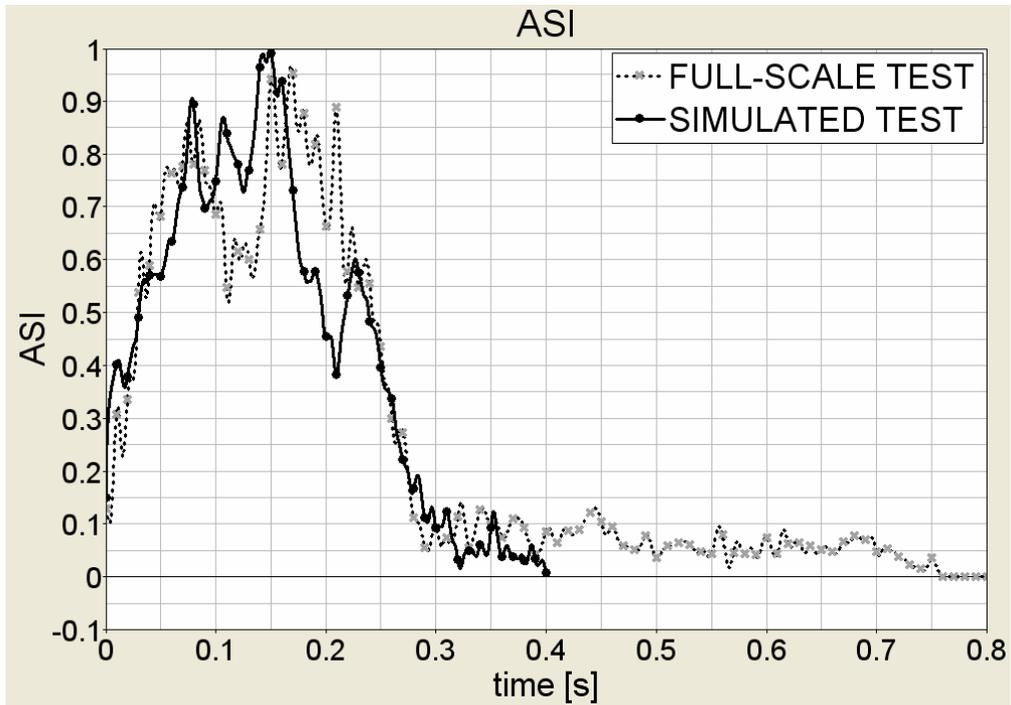


Figura 3-19: andamento del Acceleration Severity Index

	Index1	Index2
α_y [g] filtered cfc12	0,12	1,52
v_y [m/sec]	0,22	0,41
s_y [m]	0,056	0,055

Tabella 3-7: impatto laterale contro barriera in acciaio tipo H4b: indici statistici

	Full-scale test	Simulated test
ASI	0.95	0.97
THIV	25	23
PHD	17.3	11

Tabella 3-8: impatto laterale contro barriera in acciaio tipo H4b: impact severity indices

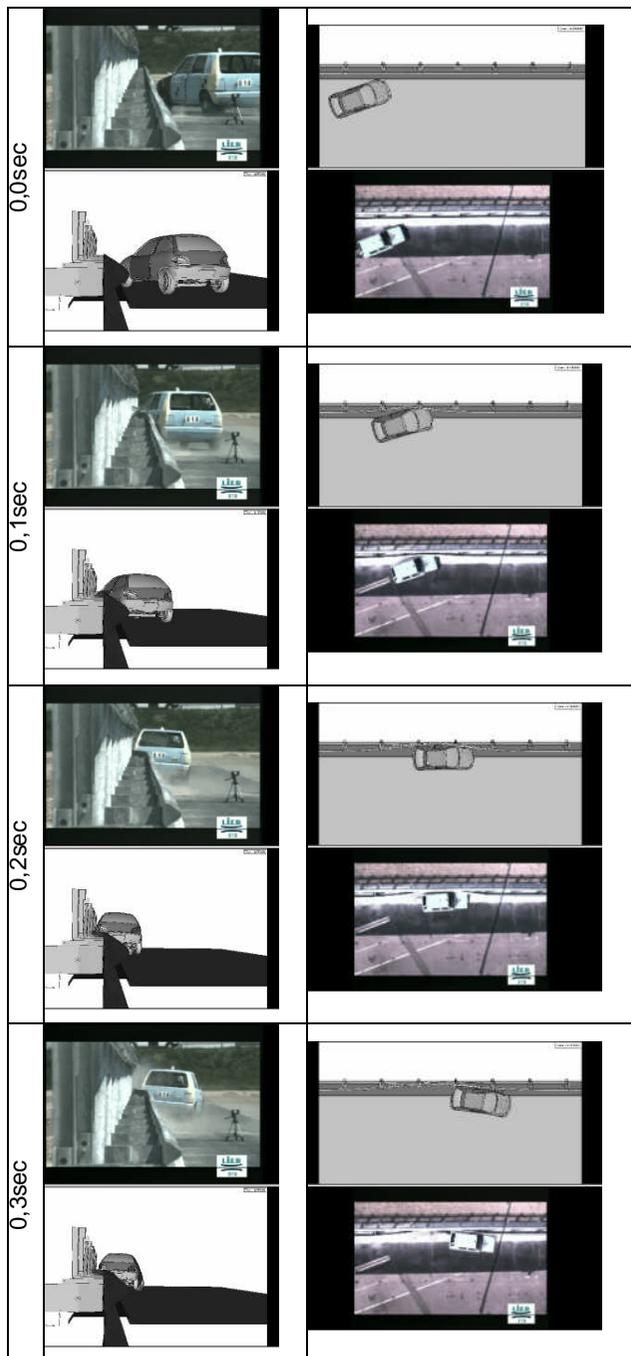


Figura 3-20: immagini scratch dell'impatto(retro camera)



4. Modello agli elementi finiti di un autocarro (10ton)

Il modello di autocarro è stato sviluppato a partire da disegni bi-dimensionali CAD di un veicolo SCANIA. Il modello tridimensionale, la fase di modellazione FE e la caratterizzazione meccanica del modello sono stati effettuati per intero nel nostro laboratorio.

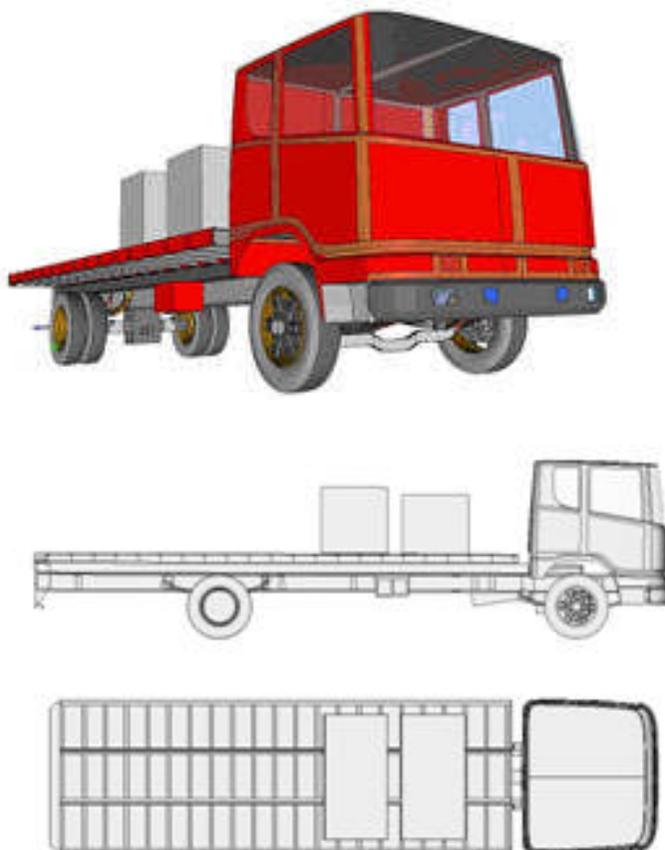


Figura 4-1: modello FE di autocarro

Il modello si compone di 110000 elementi e 105000 gradi di libertà. Per quanto riguarda la formulazione degli elementi l'approccio utilizzato è identico a quello descritto nel capitolo 3. Anche in questo caso l'energia di hourglass risulta inferiore al 5% della energia di deformazione totale. Il materiale acciaio è stato



caratterizzato usando il modello di materiale di Ls-Dyna “piecewise linear plasticity”, con una specifica curva tensione/deformazione. E’ stato inoltre implementato un criterio di failure basato sulla massima deformazione plastica e un valore della tensione di snervamento pari a 550MPa, tranne che per le sospensioni a balestre in cui la tensione di snervamento è stata posta pari a 918MPa.

Il processo di modellazione è stato molto accurato; particolare attenzione è stata posta a tutte le parti e ai joint che condizionano significativamente il comportamento del veicolo durante l’urto contro la parete. Infatti il modello di veicolo include:

Giunti che consentono il rotolamento e la sterzata delle ruote

Due differenti tipi di cabina (quella Americana per l’impatto contro la parete in cemento rinforzato e quella Europea per la collisione contro la barriera in acciaio). Infatti, nella simulazione dei due impatti, è stato necessario l’utilizzo delle cabine indicate nei report delle rispettive collisioni reali, poiché nell’autocarro con cabina Europea il motore e l’assale anteriore sono posti più indietro rispetto allo stesso veicolo con cabina Americana. Questa circostanza influenza in maniera decisiva le caratteristiche inerziali e in ultima analisi il comportamento del veicolo durante l’impatto.

Le zavorre, di materiale cemento frangibile

Le barre stabilizzatrici, modellate con elementi beam di formulazione Belytschko-Schwer che connettono assale e chassis

Le sospensioni sono modellate per riprodurre tutti i suoi componenti. Durante lo sviluppo del modello la rigidità complessiva delle balestre è stata comparata con quella teorica. il buon comportamento qualitativo del sistema di sospensioni è stata verificato con simulazioni dedicate (passaggio su terreno sconnesso e dossi).

Le traverse del telaio del semirimorchio esposte, specie nell’impatto contro parete, a grandi deformazioni sono state oggetto di una analisi di convergenza della mesh



Il modello delle ruote comprendente pneumatico e cerchione: in particolare, per modellare il materiale gomma dei pneumatici è stato adoperato il #27 di Ls-Dyna. Inoltre, al fine di descrivere al meglio l'interazione tra pneumatico e pavimentazione, sono state effettuate simulazioni di pre-processing, tenendo in considerazione solo la forza peso agente sul veicolo caricato, che hanno consentito di raggiungere la configurazione correttamente deformata delle ruote e il loro stato tensionale (*INTERFACE_SPRINGBACK_LSDYNA).

Alcune delle parti descritte sopra sono mostrate in dettaglio in figura 2

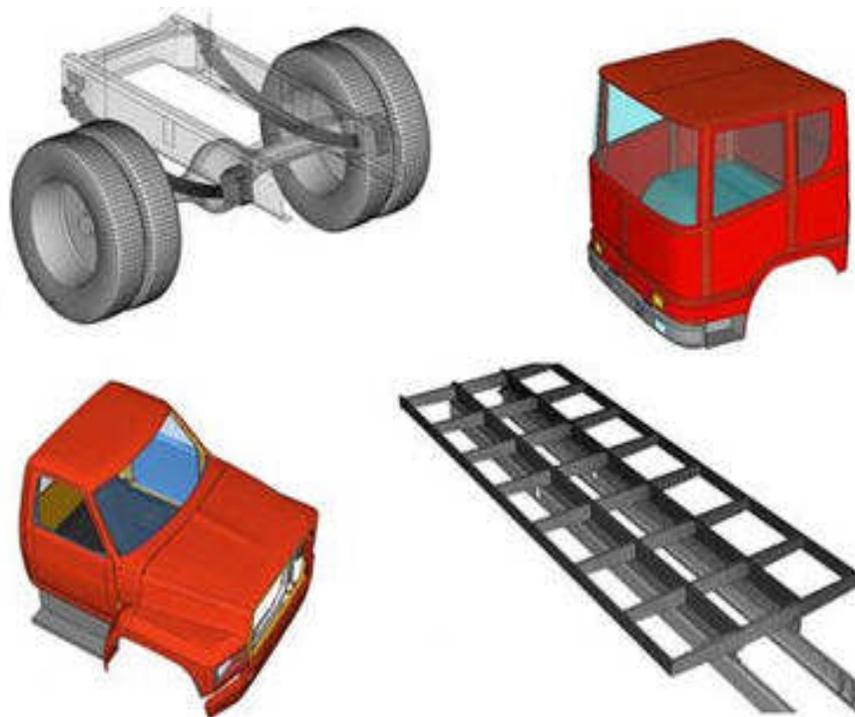


Figura 4-2: dettagli del modello FE di autocarro

4.1. Validazione del modello di autocarro

Un modello dettagliato agli elementi finite è un valido strumento per l'analisi di ciò che accade durante un impatto solo se è validato in un ampio range di condizioni di impatto. Al fine di assicurare tale qualità al modello di autocarro, sono state effettuate due simulazioni di impatto, la prima contro un muro in cemento



rinforzato e la seconda contro una barriera di sicurezza stradale in acciaio. Per quanto riguarda l'impatto contro la parete, i risultati sperimentali di confronto sono inclusi nel report di Beason e Hirsch, del 1989 "Measurement of Heavy Vehicle Impact Forces and Inertia Properties". La misura confrontata è stata l'interazione globale in direzione normale alla parete, integrata su una finestra mobile di 50ms. In riferimento all'urto contro la barriera in acciaio, è stato considerato un test svolto secondo gli standard EN 1317-1/2 per il test TB42. In questo caso, gli output confrontati tra il test in scala reale e quello simulato sono stati lo spostamento residuo di ogni singolo palo a differenti altezze dal terreno, il massimo spostamento dinamico del dispositivo di ritenuta e il comportamento cinematico del veicolo.

Il muro in cemento armato è una barriera particolarmente rigida che può essere utilizzata, attrezzata con una protezione flessibile sul lato per i veicoli leggeri in fuoriuscita dalla carreggiata, in situazioni in cui le aree al lato della strada necessitano di essere protette più dell'usuale dalla penetrazione dei veicoli, come ponti su strade a scorrimento veloce, aree usate per lo stoccaggio di sostanze pericolose. Durante l'impatto contro un dispositivo di questo tipo, si osservano considerevoli deformazioni in molte ed estese parti del veicolo. Al contrario, durante l'impatto contro una barriera in acciaio, la maggior parte dell'energia cinetica del veicolo si trasforma in energia interna della barriera.

Anche in questo caso, per effettuare le simulazioni delle due collisioni sopra descritte, è stato utilizzato il codice Ls-Dyna versione 970 su 8 bi-processor. Per questa ragione è stata effettuata una ottimizzazione preliminare per dividere al meglio ogni singolo run sui 16 processori disponibili. Questa operazione ha consentito di raggiungere un valore ottimale del Grind Time e dello Speed Up (tali grandezze sono state definite nel capitolo 3).

4.1.1. Impatto contro parete in cemento rinforzato

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA



La parete rappresenta un muro in cemento rinforzato. Le sue caratteristiche fisiche e geometriche sono già state descritte nel paragrafo 3.1.4

B. CONDIZIONI DI SVOLGIMENTO DEL TEST

Come detto sopra, il report di riferimento in cui sono inclusi I risultati del test reale è “Measurement of Heavy Vehicle Impact Forces and Inertia Properties” di Beason and Hirsch, del 1989. In particolare, ci si riferisce al test #7046-10, in cui un autocarro del peso di 8187kg collide contro una parete in cemento rinforzato, alle seguenti condizioni di impatto: velocità di 83km/h e angolo di impatto di 16.8°.

Nello stesso report sono evidenziate anche le caratteristiche geometriche e inerziali del veicolo scelto per effettuare il test. E’ stato constatato un eccellente accordo tra i valori reali e quelli misurati nel modello FE. Questa appare una condizione preliminare necessaria perché gli output dei due test, quello reale e quello virtuale, siano confrontabili.

C. DESCRIZIONE DEL TEST IN SCALA REALE E DI QUELLO SIMULATO

Durante il test in scala reale, subito dopo l’inizio dell’impatto, l’assale frontale si stacca dal veicolo, e la parte frontale dell’autocarro comincia a shiftare verso sinistra. Questa circostanza è in effetti registrata anche durante la simulazione FE dell’impatto dopo circa 0.06sec dall’inizio dell’urto. Nel crash test in scala reale il veicolo comincia ad essere redirezionato dopo 0.083sec, e approssimativamente dopo 0.088sec, lo spigolo anteriore del rimorchio collide con la parete strumentata. Dopo 0.265sec la parte posteriore del rimorchio urta la parete e il veicolo comincia a muoversi parallelamente a quest’ultima. L’autocarro continua a muoversi in questa direzione, fino a perdere contatto con la parete dopo circa 0.685sec. La dinamica dell’impatto in scala reale è descritta con eccellente accordo dal modello FE, come chiarito dal diagramma in figura 16, che mostra i range di tempo in cui



cabina, spigolo anteriore e posteriore del rimorchio collidono, rispettivamente. L'unica discrepanza degna di nota emerge intorno a 0.4sec, quando il modello FE di autocarro perde contatto con la parete, mentre il veicolo reale continua il suo moto parallelo alla parete, come descritto sopra.

D. CONFRONTO DEI RISULTATI

In figura 16 è riportato l'andamento della forza di interazione tra parete e veicolo integrata su una finestra mobile di 50ms ed espressa in Kips. Come si può osservare, durante il test full-scale, la F_n è stata misurata con due differenti strategie, ovvero con un accelerometro posto sul veicolo e con le celle di carico della parete strumentata.

Per quanto riferito nel report già più volte menzionato, la misura ricavata con la seconda strategia deve essere ritenuta più affidabile e, a dimostrazione di ciò, la controparte simulata meglio fitta proprio quest'ultima. Entrambe le curve hanno tre picchi. Il primo picco di carico è associato con l'impatto iniziale dell'autocarro. In questo caso nel test in scala reale questo assume un valore di 61kips contro i 52kips raggiunti durante la simulazione. Il secondo picco di carico è associato con lo spigolo frontale del rimorchio e raggiunge un valore di 51kips nel caso del test full-scale e di 38 in quello simulato. Il terzo picco di carico è di 90kips per il test reale e di 107 per quello simulato ed è associato all'impatto dello spigolo posteriore del veicolo

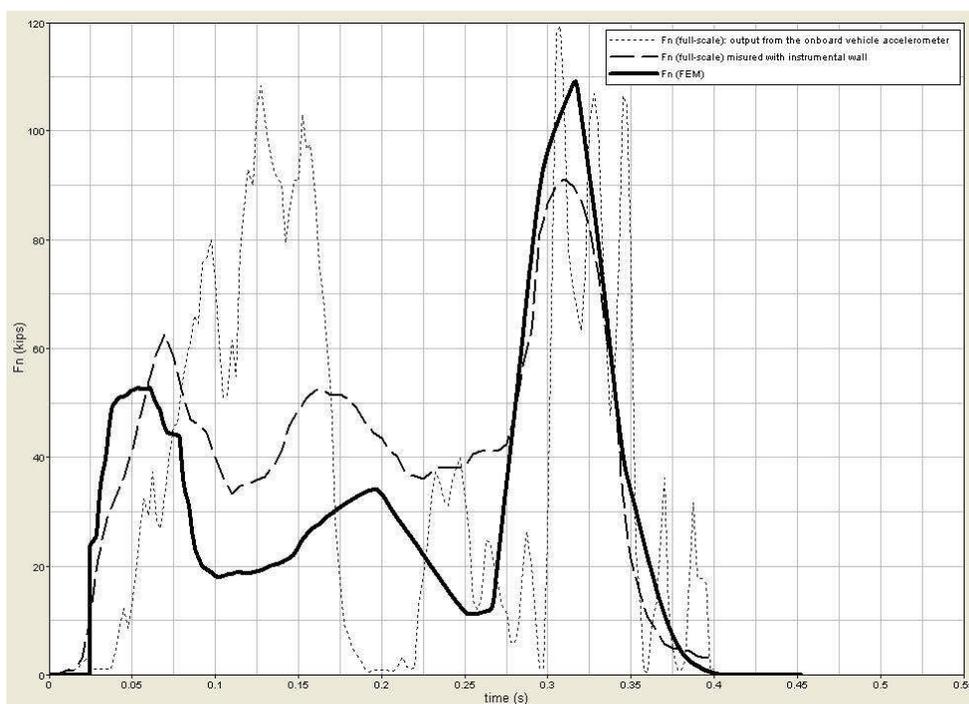


Figura 4-3: forza di impatto tra parete in cemento e autocarro – confronto tra output reale e simulato

Si può quindi concludere che, visto che lo scarto percentuale tra le due misure è sempre inferiore al 20% in tutta la fase di impatto dello spigolo posteriore del rimorchio (i.e. 0.28-0.32sec) in cui si raggiunge il valore massimo dell'interazione, il modello può essere ritenuto affidabile per questo tipo di impatto

4.1.2. Impatto contro barriera in acciaio di tipo H1

C. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

Il modello rappresenta una barriera di tipo H1 (si vedano gli standard EN 1317-1/2) ,con una capacità di contenimento di energia trasversale pari a 127kJ. Questo dispositivo è già stato descritto nel paragrafo 3.1.4

D. CONDIZIONI DI SVOLGIMENTO DEL TEST



Come detto sopra, le specifiche per questo tipo di test sono gli standard EN 1317 – 1/2, che stabiliscono, tra l'altro, le condizioni di impatto e la massa del veicolo all'interno di un range determinato, per tutti i livelli di contenimento delle barriere.

In particolare per il test TB42 i.e. per una barriera di classe H1, si stabilisce:

- Peso: 10000 kg (Peso del veicolo reale: 10070 kg)
- Velocità: 71 km/h (velocità del veicolo reale: 71.9 km/h)
- Angolo di impatto 15° (angolo di impatto reale: 14.8°)

La stessa normativa europea stabilisce anche il tipo di veicolo da utilizzare nel test TB42 e le sue caratteristiche geometriche e inerziali, che sono state tenute in considerazione nella fase di caratterizzazione del modello FE.

Il crash test in scala reale è stato effettuato su misto stabilizzato. Per questa ragione il coefficiente di attrito dinamico trasversale tra pneumatico e suolo è stato posto pari a 0.3

E. DESCRIZIONE DEL TEST IN SCALA REALE E DI QUELLO SIMULATO

Il veicolo raggiunge il dispositivo in corrispondenza del paletto 14 ad una velocità di 71 km/h con un angolo di impatto di 15°, colpendo la barriera ad una distanza di 0,42 m dall'inizio del nastro 2 onde n. 6 e mantenendo il contatto fino a 0,20m dopo la fine del nastro 2 onde n. 11.

L'autocarro lascia il dispositivo con un angolo di 4° ritornando ad impattare la barriera stessa all'altezza del nastro 2 onde n. 11.

La collisione ha creato una deflessione statica pari a 1m (contro quello registrato nella prova reale di 1,06m con uno scarto del 5,5%) al paletto n. 19. Per quanto riguarda la deflessione dinamica, purtroppo non è disponibile il dato della prova reale mentre per quello che riguarda la prova simulata si è registrato uno spostamento massimo di 1,16 m. Come nel caso della prova full-scale il veicolo



non oltrepassa la barriera e non si capovolge, registrando danni analoghi a quelli constatati dopo l'impatto reale.

F. CONFRONTO TRA I RISULTATI DELLA PROVA REALE E DI QUELLA SIMULATA

Per confrontare il test reale e quello simulato, si faccia riferimento alle tabelle 8 e 9e alle figure 17 e 19. Nella prima tabella viene offerto un quadro riassuntivo degli output più rilevanti di un test di questo tipo. Nella seconda, sono mostrate le deformazioni permanenti della barriera in tre differenti punti di ogni palo. In figura18 e 20 è offerto il confronto dell'angolo di imbardata e di rollio rispettivamente tra il test full-scale e quello simulato.

	Full-scale	FEM	Percentage error
Contact length	20.9m	21m	0.5%
Maximal permanent deflection	1.06m	1.04m	1.9%
Maximal dynamic deflection	--	1.16m	--
Extreme lateral position of vehicle	1.63m	1.59m	2.4%
Level of working width	W5	W5	W5

Tabella 4-1: impatto contro barriera H1 – quadro riassuntivo degli output

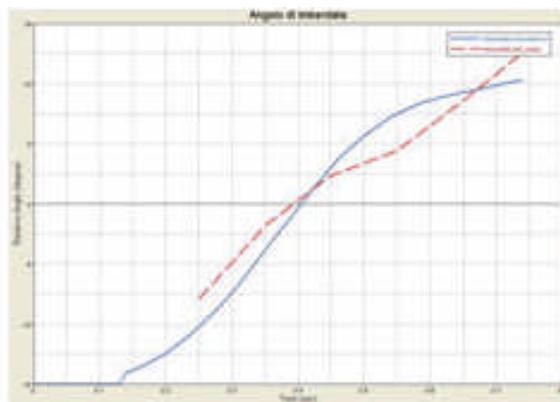


Figura 4-4: impatto contro barriera H1- angolo di imbardata



	Permanent deflections					
	A		B		C	
	Full scale	FEM	Full scale	FEM	Full scale	FEM
11	0	0.01	0	0	0.47	0.47
12	0.04	0.04	0.03	0.03	--	0.48
13	0.15	0.12	0.13	0.1	--	0.53
14	0.35	0.31	0.30	0.25	0.80	0.75
15	0.62	0.65	0.56	0.60	1.03	1.04
16	0.79	0.85	0.77	0.82	1.9	1.23
17	0.95	0.96	0.85	0.89	1.25	1.29
18	1.04	0.98	0.92	0.80	1.20	1.19
19	1.06	0.85	0.95	0.76	1.23	1.02
20	0.85	0.35	0.76	0.24	1.20	0.79
21	0.48	0.25	0.76	0.24	1.02	0.49
22	0.14	0.04	0.18	0.03	0.73	0.47
23	0.01	0	0.08	0	0.47	0.47
24	-0.03	0	0	0	0.47	0.47

Tabella 4-2: impatto contro barriera H1 – deformazione permanente del dispositivo

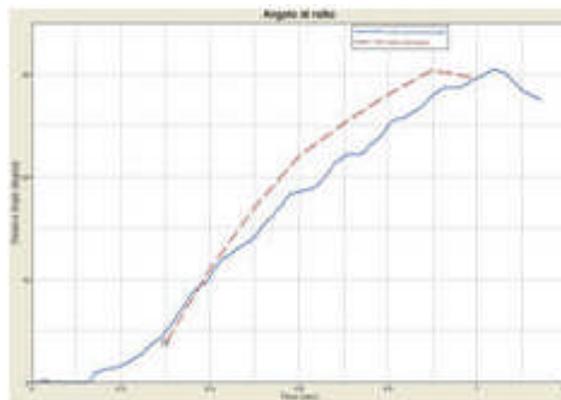


Figura 4-5: impatto contro barriera H1 – angolo di rotto

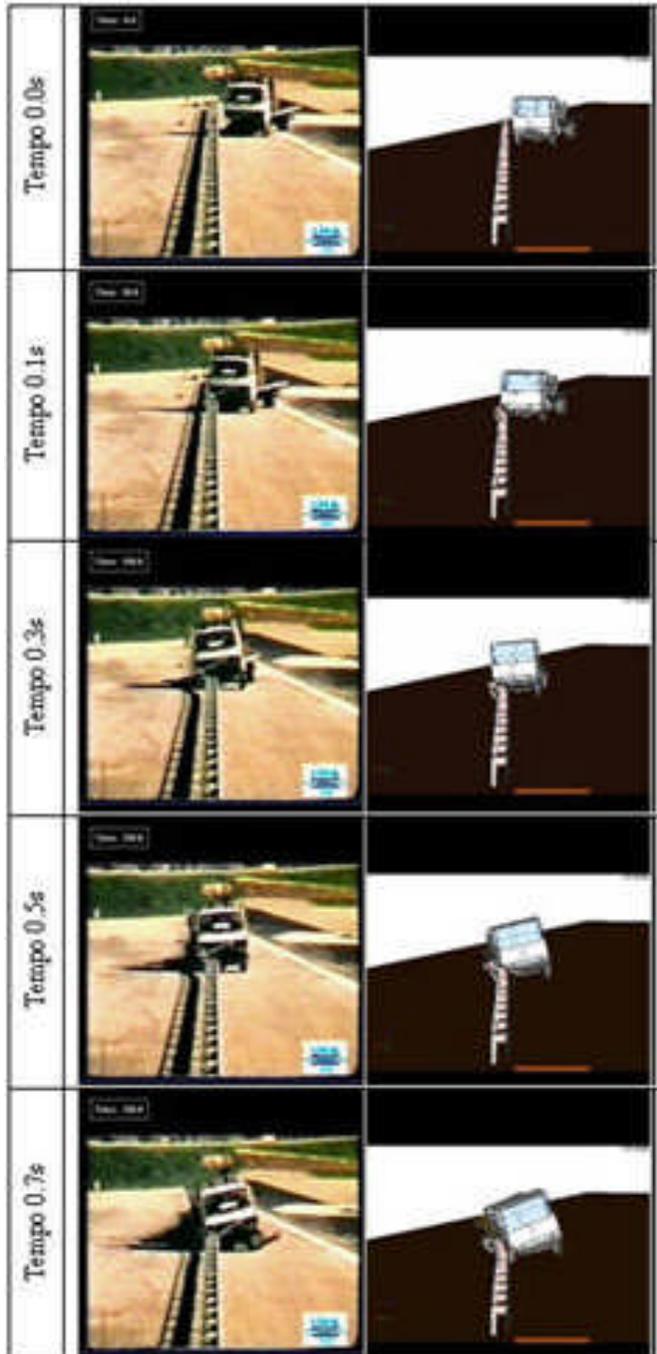


Figura 4-6: impatto contro barriera H1 – immagini scratch dell’impatto(camera frontale)

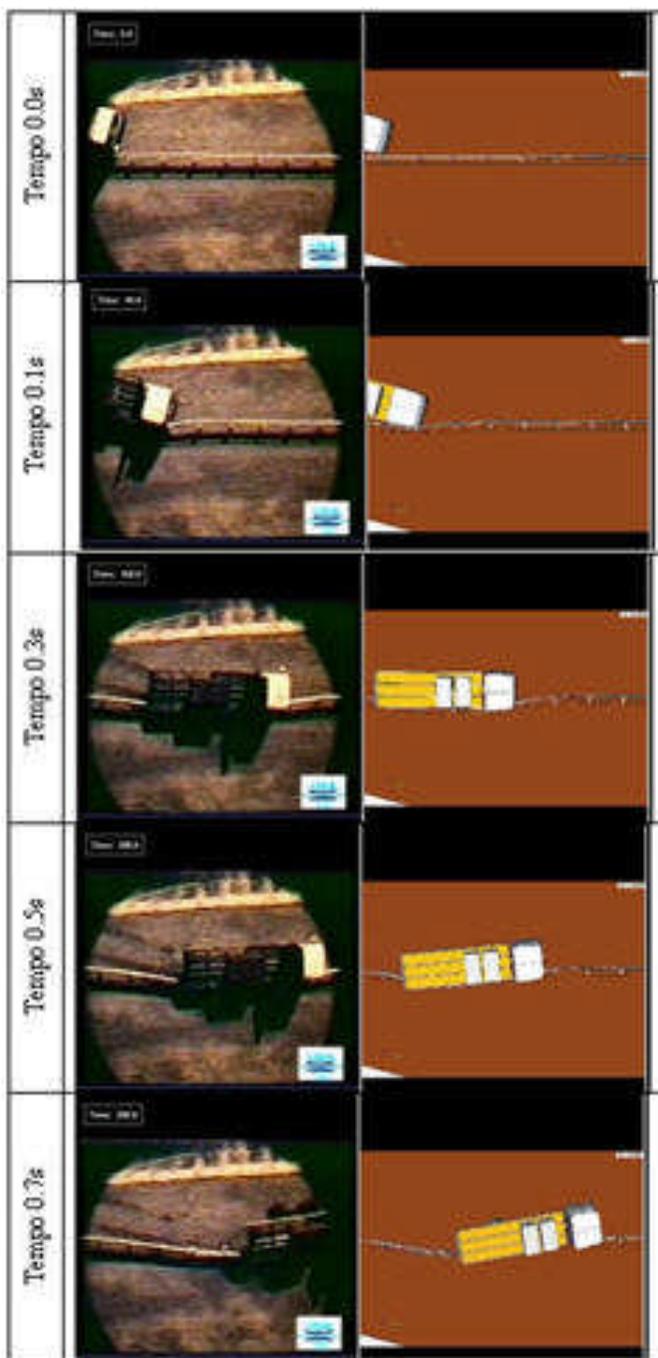


Figura 4-7: impatto contro barriera H1 – immagini scratch dell’impatto(top camera)



5. Modello agli elementi finiti di un autoarticolato (37ton)

Il modello di autoarticolato è stato sviluppato a partire da disegni bi-dimensionali CAD di un veicolo SCANIA. Il modello tridimensionale, la fase di modellazione FE e la caratterizzazione meccanica del modello sono stati effettuati per intero nei nostri laboratori.

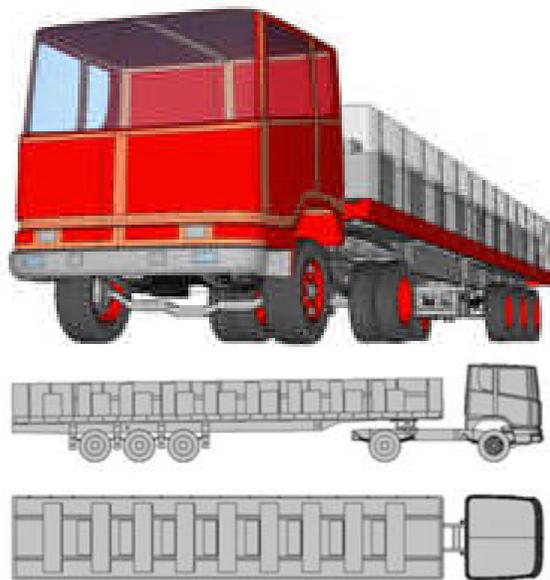


Figura 5-1: modello FE di autoarticolato

Per quanto riguarda la formulazione degli elementi l'approccio utilizzato è identico a quello descritto nel paragrafo 2. Anche in questo caso l'energia di hourglass risulta inferiore al 5% della energia di deformazione totale. Il materiale acciaio è stato caratterizzato usando il modello di materiale di Ls-Dyna "piecewise linear plasticity", con una specifica curva tensione/deformazione. E' stato inoltre implementato un criterio di rottura basato sulla massima deformazione plastica e un valore della tensione di snervamento pari a 550MPa, tranne che per le sospensioni a balestre in cui la tensione di snervamento è stata posta pari a 918MPa.



Il processo di modellazione è stato molto accurato; particolare attenzione è stata posta a tutte le parti e ai joint che condizionano significativamente il comportamento del veicolo durante l'urto contro la parete. Infatti il modello di veicolo include:

- Giunti che consentono il rotolamento e la sterzata delle ruote
- Le zavorre, di materiale cemento frangibile
- Le barre stabilizzatrici, modellate con elementi beam di formulazione **Belytschko-Schwer** che connettono assali e chassis
- La ralla, composta da due parti, la superiore e l'inferiore. Quella superiore è connessa alla parte inferiore con un giunto revoluto con un asse trasversale allo chassis del trattore. La parte inferiore è connessa al trattore attraverso un piatto sagomato opportunamente, la fine di garantire la migliore distribuzione della pressione. Inoltre per consentire un angolo di rollio relativo tra trattore e rimorchio è stato modellato un giunto revoluto che è sempre ortogonale alla piattaforma del rimorchio.
- Le sospensioni sono modellate per riprodurre tutti i suoi componenti. Durante lo sviluppo del modello la rigidità complessiva delle balestre è stata comparata con quella teorica. Il buon comportamento qualitativo del sistema di sospensioni è stata verificato con simulazioni dedicate (passaggio su terreno sconnesso e dossi).
- Le traverse del telaio del semirimorchio esposte, in questo particolare impatto, a grandi deformazioni sono state oggetto di una analisi di convergenza della mesh
- Il modello delle ruote comprendente pneumatico e cerchione: in particolare, per modellare il materiale gomma dei pneumatici è stato adoperato il #27 di Ls-Dyna. Inoltre, al fine di descrivere al meglio l'interazione tra pneumatico e pavimentazione, sono state effettuate simulazioni di pre-processing, tenendo in considerazione solo la forza peso agente sul veicolo



caricato, che hanno consentito di raggiungere la configurazione correttamente deformata delle ruote e il loro stato tensionale (*INTERFACE_SPRINGBACK_LSDYNA).

Alcune delle parti descritte sono mostrate in dettaglio nella figura 2.

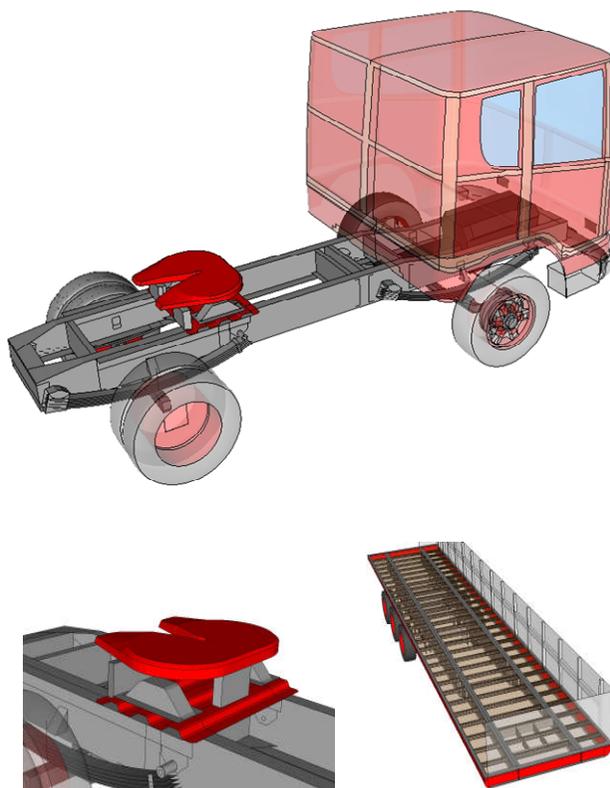


Figura 5-2: dettagli del modello FE di autoarticolato

5.1. Validazione del modello FE di autoarticolato

Le potenzialità del Metodo degli Elementi Finiti, sia per la progettazione di nuovi dispositivi di ritenuta che per l'analisi parametrica delle collisioni, è stato ampiamente dimostrato in letteratura. Comunque anche un dettagliato modello FE come quello descritto sopra, necessita di essere validato in un ampio range di condizioni di impatto, attraverso una estesa comparazione tra gli output di crash test in scala reale e quelli di corrispettivi test simulati. Per le ragioni sopra esposte,



sono stati scelti due impatti, il primo contro una parete in cemento rinforzato e il secondo contro una barriera di sicurezza stradale in acciaio. Queste collisioni rappresentano due condizioni estremamente differenti, cosa che risulta evidente facendo riferimento alla trasformazione dell'energia cinetica iniziale del veicolo durante i due impatti. Infatti per quanto riguarda l'impatto contro la parete, la maggior parte dell'energia cinetica si trasforma in energia di deformazione del veicolo stesso, causando un collasso di molte delle strutture dell'autoarticolato. In maniera differente, nel caso di impatto contro una barriera in acciaio, l'energia cinetica iniziale del veicolo si trasforma per lo più in energia di deformazione del dispositivo di ritenuta. In questo ultimo caso però, l'impatto delle ruote contro i pali della barriera, provoca sollecitazioni particolarmente elevate sulle ruote stesse, sugli assali e sulle sospensioni. Inoltre l'angolo di rollio che si registra durante l'urto contro una barriera in acciaio è molto maggiore dello stesso angolo misurato durante l'impatto contro una parete. Questa circostanza è causata dall'altezza media della forza di interazione tra veicolo e dispositivo di ritenuta che nel caso della barriera in acciaio è molto minore, implicando un più elevato valore del momento ribaltante e quindi in ultima analisi una forte sollecitazione della ralla e delle sospensioni.

Per entrambi gli impatti sono disponibili i risultati di test in scala reale. Per quanto riguarda l'impatto contro la parete, i risultati sperimentali di confronto sono inclusi nel report di Beason e Hirsch, del 1989 "Measurement of Heavy Vehicle Impact Forces and Inertia Properties". La misura confrontata è stata l'interazione globale in direzione normale alla parete integrata su una finestra mobile di 50ms. In riferimento all'urto contro la barriera in acciaio, è stato considerato un test svolto secondo gli standard EN 1317-1/2. In questo caso, gli output confrontati tra il test in scala reale e quello simulato sono stati lo spostamento residuo di ogni singolo palo a differenti altezze dal terreno, il massimo spostamento dinamico del dispositivo di ritenuta e il comportamento cinematica del veicolo.



Anche in questo caso, per effettuare le simulazioni delle due collisioni sopra descritte, è stato utilizzato il codice Ls-Dyna versione 970 su 8 bi-processor. Per questa ragione è stata effettuata una ottimizzazione preliminare per dividere al meglio ogni singolo run sui 16 processori disponibili. Questa operazione ha consentito di raggiungere un valore ottimale del Grind Time e dello Speed Up (la definizione di queste due grandezze è stata offerta nel paragrafo 2).

5.1.1. Impatto contro parete in cemento rinforzato

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

La parete rappresenta un muro in cemento rinforzato. Le sue caratteristiche fisiche e geometriche sono già state descritte nel paragrafo 3.1.4

B. CONDIZIONI DI SVOLGIMENTO DEL TEST

Come detto sopra, il report di riferimento in cui sono inclusi I risultati del test reale è “Measurement of Heavy Vehicle Impact Forces and Inertia Properties” di Beason and Hirsch, del 1989. In particolare, ci si riferisce al test #7046-4, in cui un autoarticolato impatta la parete strumentata alle seguenti condizioni:

- peso: 36490kg
- velocità: 88.2km/h
- angolo di impatto: 16°

Nello stesso report sono evidenziate anche le caratteristiche geometriche e inerziali del veicolo scelto per effettuare il test. Nonostante sia stato constatato un eccellente accordo tra i valori reali e quelli misurati nel modello FE, il che appare una condizione preliminare necessaria perché gli output dei due test, quello reale e quello virtuale, siano confrontabili, una importante differenza tra il modello FE e il veicolo reale non è stata rimossa: la motrice del veicolo reale è dotato di un doppio assale posteriore contrariamente al modello FE di autoarticolato. La scelta di non rimuovere questa differenza è stata presa per evitare di introdurre un numero



eccessivo di variabili nella valutazione dell'affidabilità del modello FE, considerando che la motrice reale del veicolo utilizzato nel crash test in scala reale contro la barriera in acciaio ha un unico assale posteriore

C. DESCRIZIONE DEL TEST IN SCALA REALE E DI QUELLO SIMULATO

Durante il test in scala reale, subito dopo l'inizio dell'impatto, l'assale frontale si stacca dal veicolo, e la parte frontale dell'autoarticolato comincia a shiftare verso sinistra. Questa circostanza è in effetti registrata anche durante la simulazione FE dell'impatto dopo circa 0.05sec dall'inizio dell'urto

Nel crash test reale, dopo l'urto della parte frontale della cabina, la motrice comincia ad essere rediretta e approssimativamente 0.225sec dopo l'inizio dell'impatto la coppia di ruote posteriori della motrice collidono con la parete strumentata. La parte anteriore del rimorchio impatta contro il muro approssimativamente dopo 0.225sec dall'inizio dell'impatto. Mentre la motrice si sposta parallelamente alla barriera, la parte posteriore del rimorchio colpisce la parete dopo circa 0,618sec e le ruote posteriori collidono con il dispositivo dopo 0,638sec circa. Il veicolo continua a muoversi parallelamente con la parete fino a perdere contatto con questa dopo 0,854sec

D. CONFRONTO DEGLI OUTPUT DEL TEST IN SCALA REALE E DI QUELLO SIMULATO

La dinamica dell'impatto in scala reale è descritta con eccellente accordo dal modello FE, come chiarito dal diagramma in figura 23, che mostra i range di tempo in cui cabina, spigolo anteriore e posteriore del rimorchio collidono, rispettivamente. Nello stesso diagramma, è riportato l'andamento della forza di interazione tra parete e veicolo integrata su una finestra mobile di 50ms ed espressa in Kips.



In particolare, nella tabella inclusa nello stesso diagramma è riportato un confronto numerico dei tre picchi, registrati nelle tre differenti fasi sopra descritte sia nel test in scala reale che in quello simulato. Come si può osservare, anche in questo caso, durante il test full-scale, la F_n è stata misurata con due differenti strategie, ovvero con un accelerometro posto sul veicolo e con le celle di carico della parete strumentata.

Per quanto riferito nel report già più volte menzionato, la misura ricavata con la seconda strategia deve essere ritenuta più affidabile e, a dimostrazione di ciò, la controparte simulata meglio fitta proprio quest'ultima.

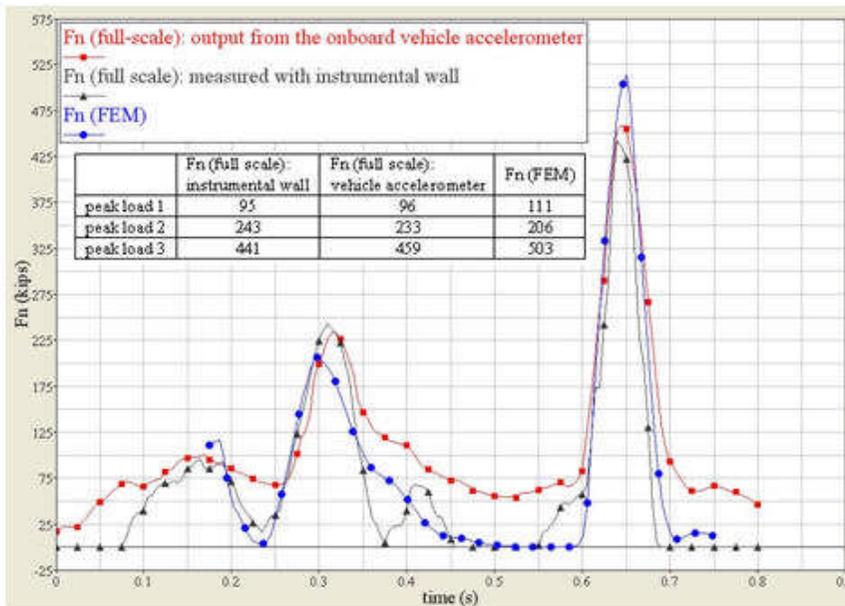


Figura 5-3: forza di interazione tra parete e autoarticolato – confronto tra output reale e simulato

Lo scostamento percentuale per i tre picchi sopra menzionati, registrati con la parete strumentata nel test in scala reale e con la simulazione FE rispettivamente, è sempre inferiore al 10%. Tale differenza è certamente causata dalla presenza dello doppio assale posteriore nella motrice dell'autoarticolato reale e dalla conseguente differente distribuzione delle masse. Comunque il modello può essere ritenuto affidabile con un elevato grado di approssimazione.



5.1.2. Impatto contro barriera in acciaio di tipo H4b

A. DESCRIZIONE DELLA BARRIERA

Il modello rappresenta una barriera bordo ponte con nastro inferiore a tre onde, con una capacità di contenimento dell'energia cinetica trasversale pari a 724kJ (si faccia riferimento agli standard EN 1317 1/2) Tale dispositivo è stato già illustrato nel paragrafo 3.1.4.

B. CONDIZIONE DI SVOLGIMENTO DEL TEST

Come detto sopra, le specifiche per questo tipo di test sono gli standard EN 1317 – 1/2, che stabiliscono, tra l'altro, le condizioni di impatto e la massa del veicolo all'interno di un range determinato, per tutti I livelli di contenimento delle barriere.

In particolare per il test TB81 i.e. per una barriera di classe H4b, si stabilisce:

- Peso: 38000 kg
- Velocità: 65 km/h
- Angolo di impatto 20°

La stessa normative europea stabilisce anche il tipo di veicolo da utilizzare nel test TB81 e le sue caratteristiche geometriche e inerziali, che sono state tenute in considerazione nella fase di caratterizzazione del modello FE.

Il coefficiente di attrito dinamico tra pavimentazione e pneumatici è stato posto pari a 0.5

C. CONFRONTO TRA I RISULTATI DELLA PROVA FULL-SCALE E DI QUELLA SIMULATA

Al fine di confrontare il test reale e simulato sono presentate le tabelle 10 e 11 e la figura 24.

Nella prima tabella viene offerto un quadro riassuntivo degli output più rilevanti di un test di questo tipo. Nella seconda, sono mostrate le deformazioni permanenti della barriera in tre differenti punti di ogni palo. In figura 24è proposto il confronto



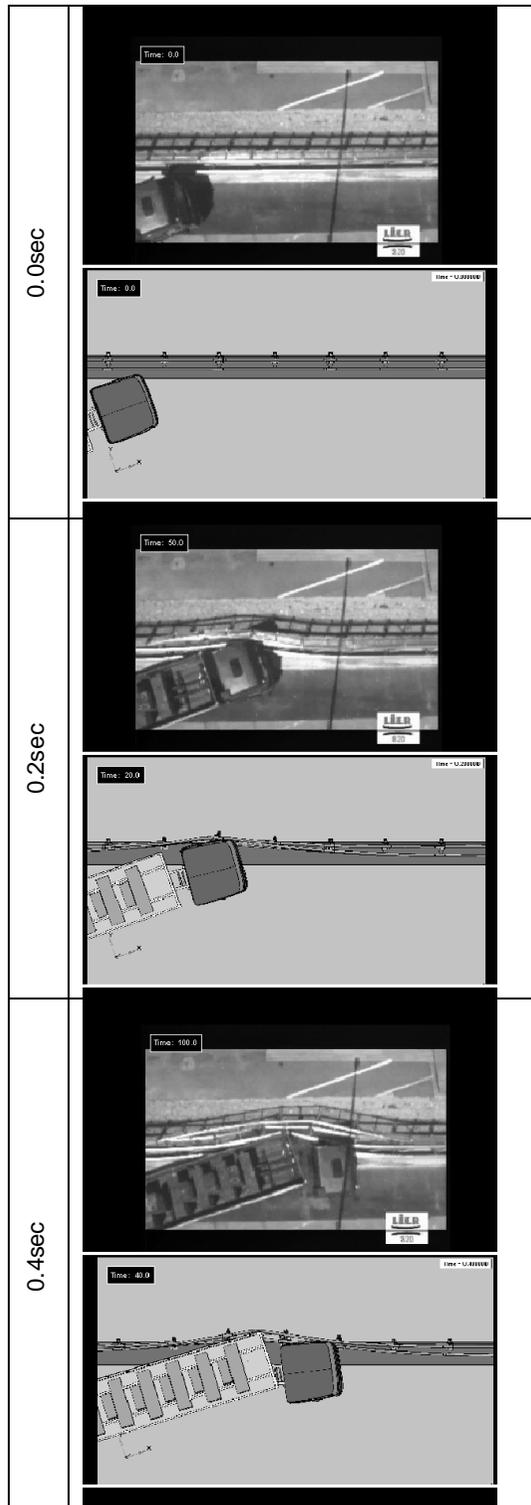
tra la cinematica del veicolo reale e di quella del modello FE di veicolo, raffrontando le immagini dell'impatto. Tutti i risultati mostrano un eccellente accordo.

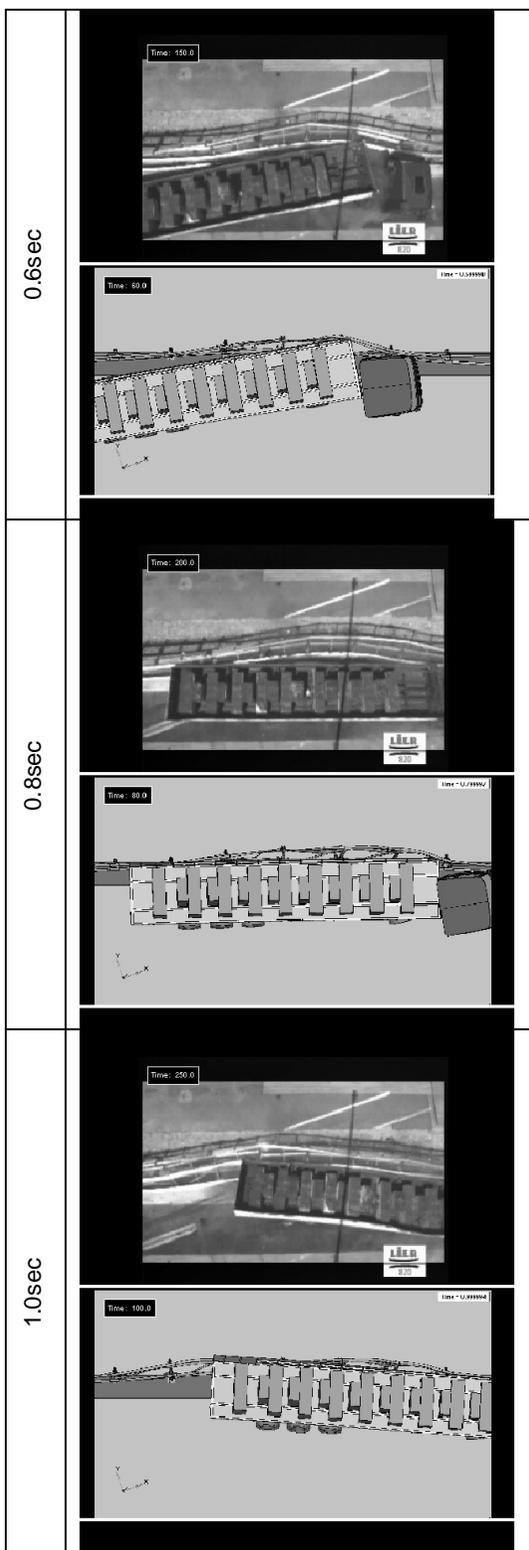
		Permanent deformations (m)				
		DA	DB	DC	DD	
	Post nr					
	13	Full scale	0.66	0.66	0.45	0.45
		FEM	0.61	0.60	0.50	0.47
	14	Full scale	0.91	0.87	0.72	0.64
		FEM	0.85	0.75	0.74	0.64
	15	Full scale	0.89	0.85	0.84	0.71
		FEM	0.82	0.79	0.74	0.64
	16	Full scale	0.70	0.68	0.67	0.54
		FEM	0.83	0.74	0.67	0.54
	17	Full scale	0.42	0.39	0.33	0.35
		FEM	0.65	0.53	0.45	0.36

Tabella 5-1: impatto contro barriera in acciaio – deformazione permanente del dispositivo

	Full_scale	FEM	Percentage error
Maximal permanent deflection	0.91	0.90	1.1%
Maximal dynamic deflection	1.1	0.98	11%
Contact length	13.8	17.1	24%
Exit angle of vehicle	7.5°	5.5°	26%

Tabella 5-2: impatto contro barriera in acciaio – quadro degli output





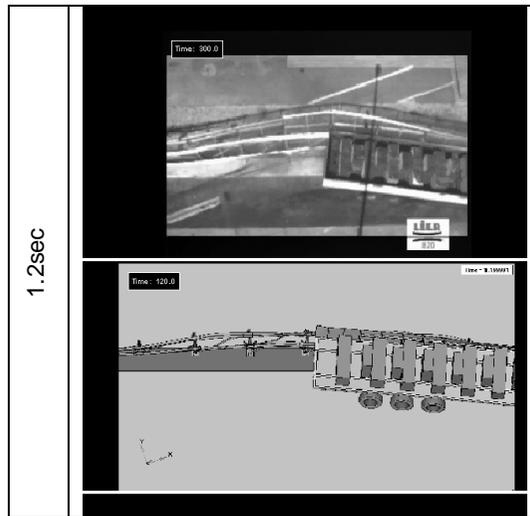


Figura 5-4: immagini scratch dell'impatto (top camera)

6. Modelli FE di veicolo in fase di sviluppo e validazione

6.1. Modello agli elementi finiti di un veicolo passeggeri (1500kg)

Il modello di veicolo rappresenta una Ford Taurus del 1991 sviluppata dalla EASi Engineering per la National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). In figura è mostrato il modello disponibile in rete. Nella stessa figura il cofano è stato rimosso per meglio evidenziare la mesh della parte frontale del veicolo. Di tale modello verranno fornite le caratteristiche fondamentali; saranno quindi messe in evidenza i problemi di maggior rilievo emersi nelle simulazioni di impatto frontale e obliquo contro una parete in calcestruzzo e le soluzioni numeriche più importanti. I dettagli di modellazione sono offerti nell'appendice D.

Il modello è suddiviso in 123 parti dove ogni parte rappresenta una differente componente del veicolo. Di queste 123 parti 104 sono usate per modellare elementi di tipo shell, 18 parti sono state assegnate per definire gli elementi di tipo beam che sono serviti per la formulazione del volante come anche di elementi di connessione



tra le parti del veicolo. Solo una parte, utilizzata per la definizione del radiatore, è modellata con elementi di tipo solido.

Due sono le tipologie di elementi shell usati nel modello: quadrangolare e triangolare. Entrambe queste formulazioni sono basate sulla teoria del Belytschko-Tsay sugli elementi del tipo shell che è di default in LS-Dyna. Il tipo di materiale utilizzato per modellare questi elementi è il general isotropic elastic-plastic material. Le relazioni che legano tensioni e deformazioni di questo materiale sono definite da una curva ad otto punti.

Gli elementi beam sono modellati usando una formulazione del tipo Hughes-Liu ed il materiale usato per la loro caratterizzazione è isotropic elastic material.

Gli elementi solidi vengono invece definiti da un materiale del tipo metallic honeycomb, con una relazione costante tra tensione e deformazione.

Le varie parti del modello del veicolo sono collegate usando elementi spotweld e rigid body. Un totale di 142 spot weld e di 178 rigid body servono per la definizione completa dei collegamenti. I contatti tra le varie parti durante l'impatto sono definiti con un automatic single surface, che garantisce la lettura del contatto sia tra elementi diversi, indipendentemente dalla loro normale, sia tra un elemento con se stesso. Qui di seguito riportiamo una tabella che riassume quanto detto in precedenza:

Number of Parts	123
Number of Nodes	26,741
Number of Shell Elements	27,874
Number of Brick Elements	341
Number of Beam Elements	140

Il modello appena descritto è stato testato in un impatto frontale. Le modalità di svolgimento della prova e i risultati ottenuti, confrontati con quelli del test corrispettivo in scala reale sono riportati in appendice D.

I problemi del modello iniziale che si è voluto risolvere sono:



- Una discretizzazione poco dettagliata del modello, compenetrazioni iniziali e collegamenti tra parti contigue spesso assenti.
- Elevato hourglassing.
- Peso proprio del veicolo che non agisce solo sulle sospensioni ma anche su alcuni collegamenti rigidi tra ruote e carrozzeria del veicolo.
- Assenza di un sistema di rotolamento e sterzata delle ruote.

Il problema evidenziato al primo punto si traduce in una cattiva distribuzione delle tensioni e delle deformazioni. Infatti come già detto, la formulazione degli elementi è tipo Belytschko-Tsay e quindi le tensioni e le deformazioni all'interno di ogni elemento sono costanti. Da qui si deduce che una discretizzazione poco dettagliata comporta un assorbimento di energia di deformazione irregolare ed elevate deformazioni localizzate. Un ulteriore problema legato alla meshatura iniziale è quello del collegamento tra le diverse parti sia della scocca sia degli elementi strutturali.

Il modello finale rimeshato presenta una mesh più fitta e più regolare, con elementi shell per la maggior parte di forma quadrata con una grandezza minima di 3 cm nella parte anteriore del veicolo e di 7 cm nella parte posteriore del veicolo.

Numero di parti	187
Numero di nodi	56213
Numero di elementi brick	500
Numero di elementi shell	57940
Numero di elementi beam	57

Per quanto riguarda il problema dell'hourglassing la simulazione sul veicolo iniziale presentava un valore troppo elevato il che comporta una diminuzione della precisione del calcolo, un abbassamento notevole del passo critico di integrazione



e, al limite, porta alla necessità di interrompere la simulazione quando la lunghezza di un lato di un elemento diventa nulla.

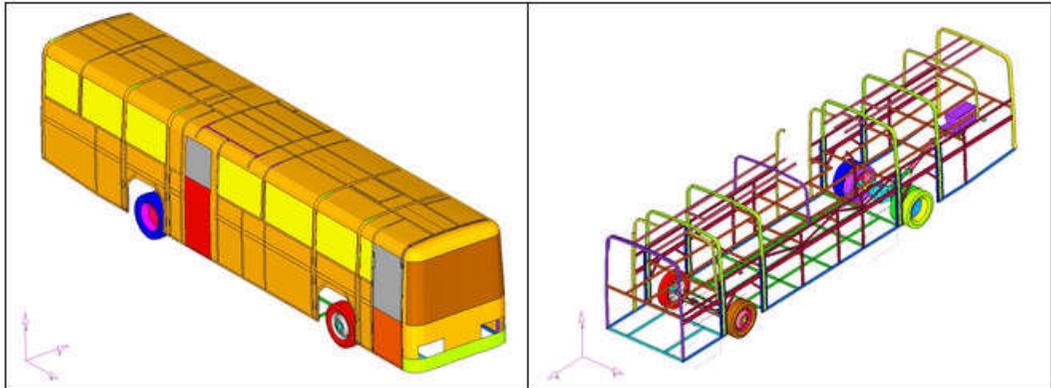
Per combattere la nascita dei modi ad energia nulla, si può operare un raffinamento del modello ed evitare di introdurre carichi concentrati in pochi nodi. Il controllo di questo fenomeno è ottenuto introducendo forze fittizie di tipo viscoso che smorzano i modi a clessidra senza influenzare gli altri modi ortogonali a questi. Conseguentemente all'uso di forze di tipo viscoso, si introducono perdite energetiche che fisicamente non hanno significato, non si verificano nella realtà e provocano una deviazione non trascurabile dal principio di conservazione dell'energia. E' quindi necessario, durante le analisi, controllare che queste perdite siano modeste.

Nell'appendice D, oltre al dettaglio di alcune soluzioni modellistiche verranno riportati gli output della simulazione di impatto contro parete, effettuata sia con il modello disponibile in rete sia col modello sviluppato nei nostri laboratori.

Nonostante i buoni risultati ottenuti, il comportamento delle accelerazioni come anche delle deformazioni risulta ancora migliorabile. Studi in questa direzione sono stati già avviati, evidenziando il ruolo del blocco motore all'interno del quadro generale della distribuzione delle deformazioni, l'eccessiva e incongrua deformazione dei puntoni inferiori e una eccessiva rigidità del pianale.



6.2. Modello agli elementi finiti di un bus (13ton)



La fase di realizzazione del modello di bus può considerarsi conclusa al 70%. La geometria e le caratterizzazioni meccaniche più significative sono infatti già state implementate.



7. Effetti della collisione di un autoarticolato su una parete in cemento armato

L'indagine presentata presenta in questo capitolo è stata condotta al fine di valutare e individuare i fenomeni principali durante la collisione di un autoarticolato che impatta contro una parete elastica; un'indagine approfondita ha riguardato le forze e le caratteristiche della sollecitazione alla base del muro. Tale ricerca è stata condotta con un approccio numerico ed è diviso in tre parti. Nella prima si studiano le principali caratteristiche di tale impatto. I risultati ottenuti mostrano chiaramente che l'energia cinetica trasversale non è il fattore principale che condiziona l'intensità delle interazioni, ma è l'angolo di impatto. La seconda parte definisce una semplice procedura per stimare l'interazione globale e il massimo momento flettente alla base della parete per un ampio range di condizioni di impatto. I test effettuati per stimare la performance di tale procedura mostrano un ottimo accordo tra i valori calcolati e quelli stimati. L'ultima parte cerca di definire, per un'autostrada e per il vicolo considerato, la relativa frequenza cumulata per tutte le forze di interazione e i massimi dei momenti flettenti. I risultati mostrano che la massima interazione è di circa 8000kN e la media è di 2500kN.

7.1. Introduzione

Esistono situazioni in cui le aree al lato della strada necessitano di essere protette più dell'usuale dalla penetrazione dei veicoli, come ponti su strade a scorrimento veloce, aree usate per lo stoccaggio di sostanze pericolose. Un tipo di protezione che può essere utilizzato in queste situazioni è un muro particolarmente resistente, attrezzato con una protezione flessibile sul lato per i veicoli leggeri in fuoriuscita dalla carreggiata. L'individuazione delle forze su questo tipo di "sistema di ritenuta" non è semplice. L'ampiezza delle azioni sul muro cambiano notevolmente



durante l'impatto e dipendono dal veicolo, dall'energia d'urto e dalle condizioni di impatto.

Per effettuare l'indagine è stato utilizzato il software Ls-Dyna 970 versione MPP su 8 bi-processor. La tipica run-time del calcolo per analizzare un evento da 1 secondo usando il modello completo è di 36-40ore. Questo ottimo risultato in considerazione delle dimensioni del modello (circa 180000 elementi, 200000gradi di libertà, 42 contatti differenti) è stato raggiunto a termine di una ottimizzazione delle prestazioni dei 16 processori [9,10].

Il modello complessivo è composto da tre parti: pavimentazione, parete e autoarticolato. Gli elementi sottoposti a grandi deformazioni hanno una formulazione "fully integrated Hughes-Liu" shells con 5 punti di integrazione. Per un elemento shell con 5 punti di integrazione nello spessore, la formulazione "fully integrated Hughes-Liu" richiede 35367 operazioni matematiche contro le 725 con formulazione Belytschko -Lin-Tsay. Questa scelta, a dispetto di un aumento considerevole dei tempi di calcolo, reduce drasticamente la deformazione nei modi ad energia nulla. Per le alter parti del modello è stata scelta la formulazione Belytschko-Lin-Tsay [11]. Questo approccio ha ridotto l'energia di hourglass al disotto del 5% della energia di deformazione totale.

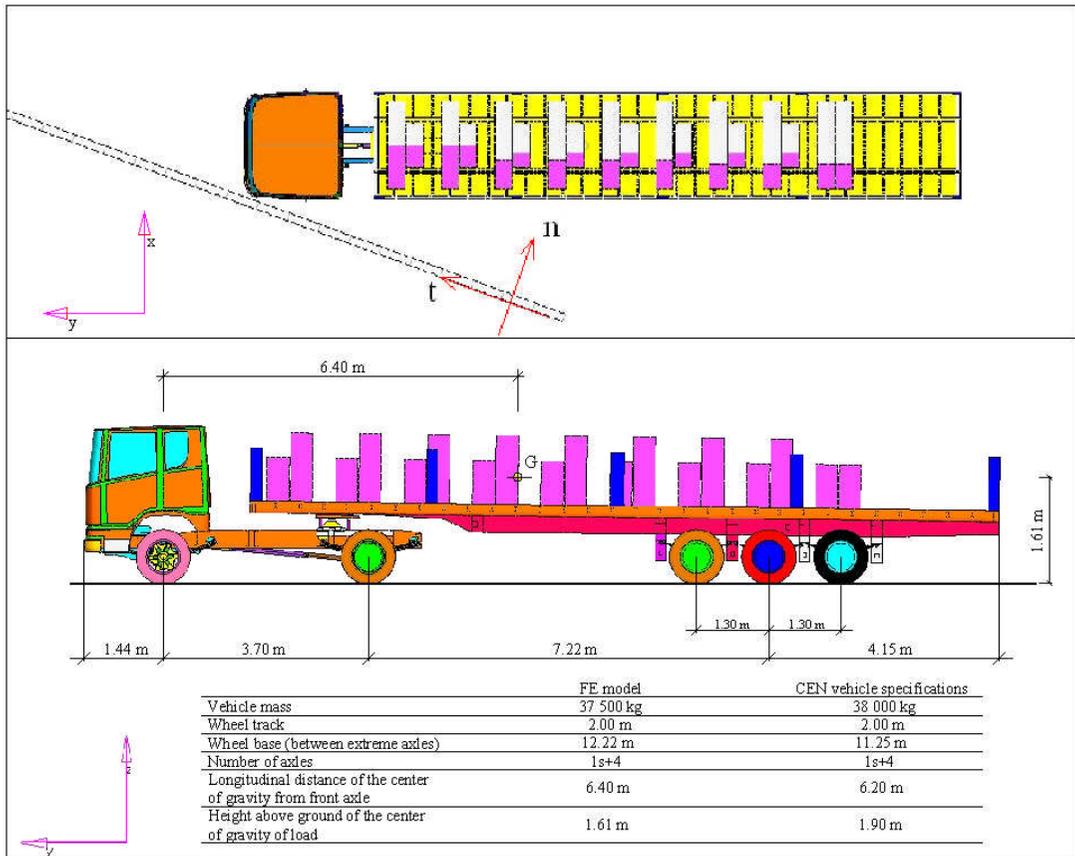


Figura 7-1: dimensioni del modello e sistemi di riferimento adoperati

La parete rappresenta un muro in cemento rinforzato caratterizzato da un modulo elastico di 28500 N/mm^2 e una densità pari a $2.5 \times 10^{-9} \text{ ton/mm}^3$. Le sue caratteristiche geometriche sono: lunghezza di 27m, altezza di 3m e spessore pari a 0.3m. La parete è stata modellata con l'utilizzo di elementi shell della dimensione di $75\text{mm} \times 75\text{mm}$. Tale valore è stato definito con un processo di ottimizzazione nel quale si è raggiunto la convergenza dello stato tensionale negli elementi. Il muro è totalmente vincolato alla base.

La pavimentazione è stata modellata attraverso un "rigidwall" con un coefficiente di attrito pari a 0.3.



Il veicolo considerato è un autoarticolato , con caratteristiche geometriche e inerziali identiche ad uno già usato per un crash test full scale in Europa (figura2). Tali caratteristiche rispettano le specifiche del CEN 1317-1 per il test TB81 [2].

7.2. Comportamento generale durante la collisione

L'urto di un autoarticolato contro parete può essere diviso in sei differenti fasi: collisione dell'angolo frontale del trattore (A), strisciamento laterale del trattore (B), collisione della parte posteriore del trattore(C), strisciamento laterale del rimorchio (D), collisione della parte posteriore del rimorchio (E) rientro del veicolo nella carreggiata (F).[13]

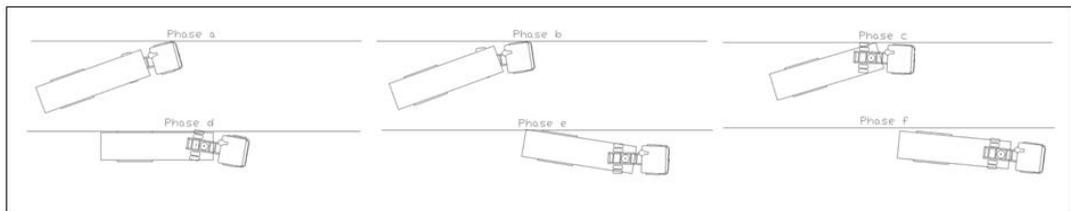


Figura 7-2: fasi successive dell'urto

Le parti del veicolo che impattano contro la parete sono nell'ordine: la cabina e la ruota anteriore del trattore (fase A e/o B), l'angolo anteriore del rimorchio e ruota posteriore del trattore (fasi C e/o D), la parte posteriore del rimorchio e le ruote del rimorchio (fasi D e/o E). In alcuni casi la deformazione del pianale del rimorchio è tale che anche i blocchi di cemento impattano la parete. La forza di interazione globale tra parete e veicolo cambia fortemente con le varie fasi e, a parità di energia cinetica trasversale di impatto, dipende dall'angolo d'urto. Al fine di mostrare cosa accade vengono descritti i seguenti impatti, tutti caratterizzati dall'aver energia cinetica trasversale di impatto pari a 600kJ:

$$M= 37500 \text{ kg} \quad v_y = 60 \frac{\text{km}}{\text{h}} ; \theta_{yt} = 20^\circ$$



$$M = 37500 \text{ kg} \quad v_y = 80 \frac{\text{km}}{\text{h}} ; \theta_{yt} = 15^\circ$$

$$M = 37500 \text{ kg} \quad v_y = 98 \frac{\text{km}}{\text{h}} ; \theta_{yt} = 12^\circ$$

Le forze di interazione e le caratteristiche delle sollecitazioni, taglio e momento alla base del muro, sono illustrate in figura 5, 7 e 9, che fanno rispettivamente riferimento alle fasi A e B, C e D, D e E, rispettivamente. Le quantità riportate sono rispettivamente:

$$F_n^{(part)i} = F_x^{(part)i} * \cos \theta_{yt} - F_y^{(part)i} * \sin \theta_{yt} \quad (1)$$

$$F_n^{glob} = \sum_i F_n^{(part)i} \quad (2)$$

$$T_n = T_x * \cos \theta_{yt} - T_y * \sin \theta_{yt} \quad (3)$$

$$M_t = M_x * \sin \theta_{yt} + M_y * \cos \theta_{yt} \quad (4)$$

Essendo $F_n^{(part)i}$ La forza di interazione tra la i-th parte dell'autoarticolato con il muro, F_n^{glob} l'interazione globale, θ_{yt} l'angolo di impatto, T_n e M_t il taglio massimo e il massimo momento flettente alla base della parete, entrambe su unità di lunghezza. I sistema di riferimento utilizzati sono mostrati in figura 2.

La rigidità del muro non ha alcuna influenza sui risultati.

Le time history delle forze e delle caratteristiche delle sollecitazioni sono state filtrate con un 60 Hz Butterworth 4-pole phaseless digital filter [14]. I valori massimi sono raggiunti nelle fasi D ed E in corrispondenza dell'urto della parte posteriore del semirimorchio.



7.3. Fasi A e B: urto della cabina e della ruota anteriore del trattore

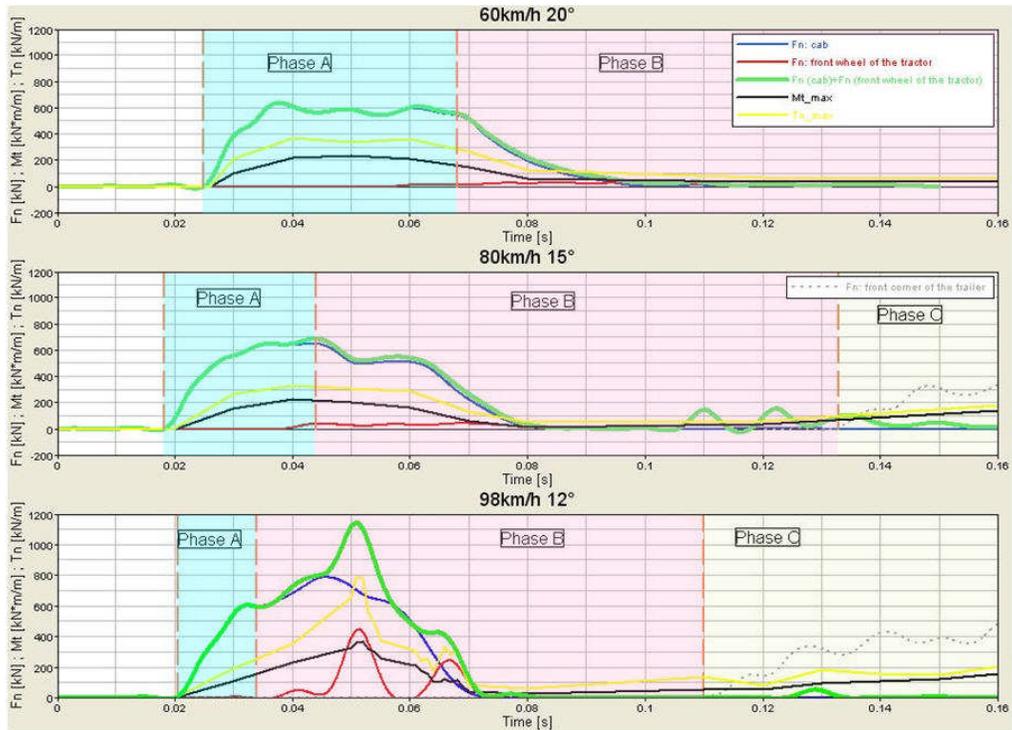


Figura 7-3: forze di interazione, momento flettente e taglio massimi nelle fasi A e B

Le curve in figura 5 mostrano che l'interazione delle forze di interazione tra cabina e parete aumentano al diminuire dell'angolo di impatto e la forza dovuta all'interazione della ruota anteriore diviene trascurabile per angoli grandi di urto. Al contrario, tale interazione diviene circa la metà di quella della cabina per angoli piccoli. Nel caso corrispondente a 12°, il massimo delle forze di interazione e di quelle della ruota ricorrono nello stesso istante di tempo. Allo stesso modo, le caratteristiche delle sollecitazioni alla base della parete aumentano al diminuire dell'angolo di impatto: in particolare, per il caso di impatto a 12°, hanno valore



doppio del caso corrispondente a 20°. Tale effetto è dovuto ad una minore deformazione del veicolo e il conseguente aumento della rigidità complessiva.

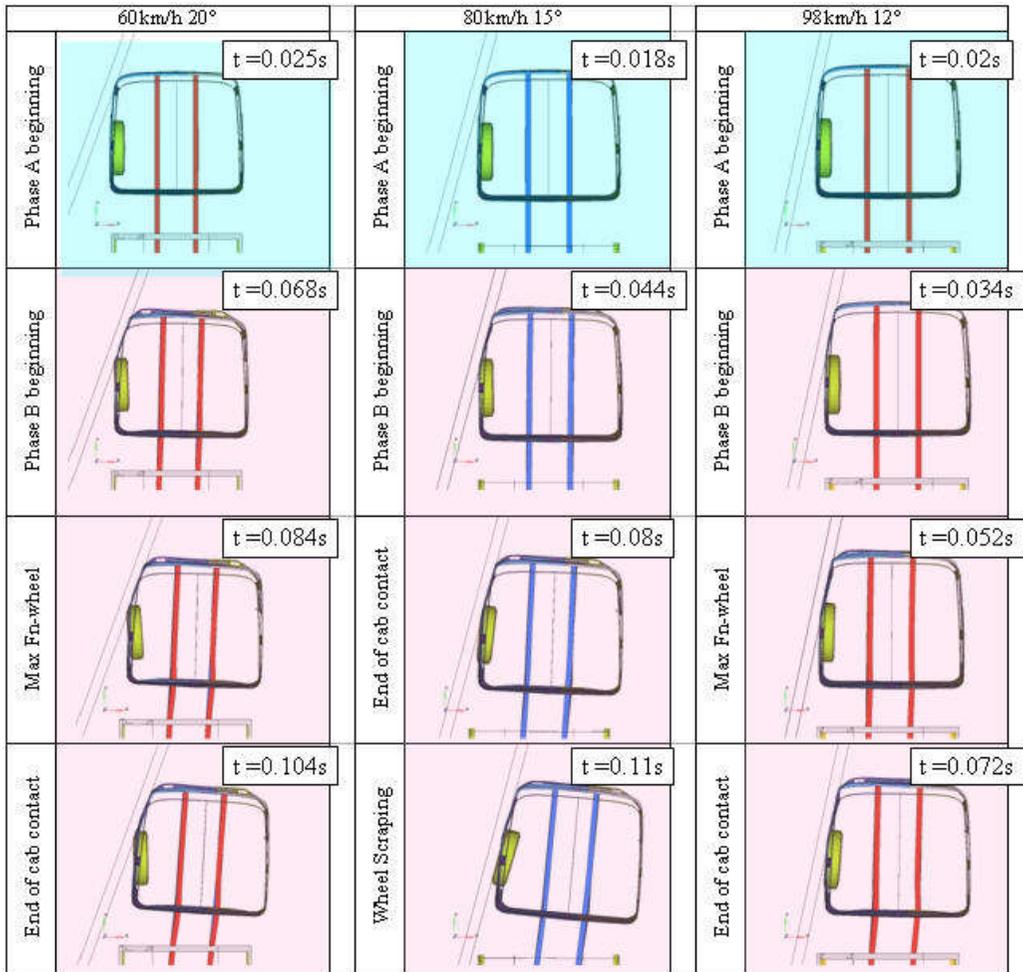


Figura 7-4: differenti deformazioni al variare delle condizioni di impatto, nelle fasi A e B

Per un angolo pari a 20° (si osservi la figura 6), il contatto tra la cabina e il muro avviene totalmente nella fase A di impatto dello spigolo anteriore della cabina; al contrario, il cerchione della ruota non entra in contatto con il muro. In queste condizioni le forze di interazioni agiscono su una superficie limitata del veicolo, il che comporta una deformazione accentuata. Nel caso di 15°, il contatto della



cabina avviene su una superficie molto più estesa ed inoltre il cerchione della ruota entra urta la parete.

Nel caso dell'impatto a 12° , il contatto tra cabina e parete avviene quasi totalmente nella fase B e si estende sulla parte laterale della cabina stessa. Questo comporta una diminuzione delle deformazioni e quindi ad un aumento dell'intensità dell'interazione. Inoltre il contatto della ruota e in particolare del cerchione avviene contemporaneamente all'urto della cabina. L'elevata forza di interazione che si ingenera ha portato alla rottura delle sospensioni dell'assale anteriore del trattore. Tale comportamento si è verificato per molti altri casi con angoli di impatto relativamente piccoli.

7.4. Fasi C e D: urto dello spigolo anteriore del rimorchio e della ruota posteriore del trattore

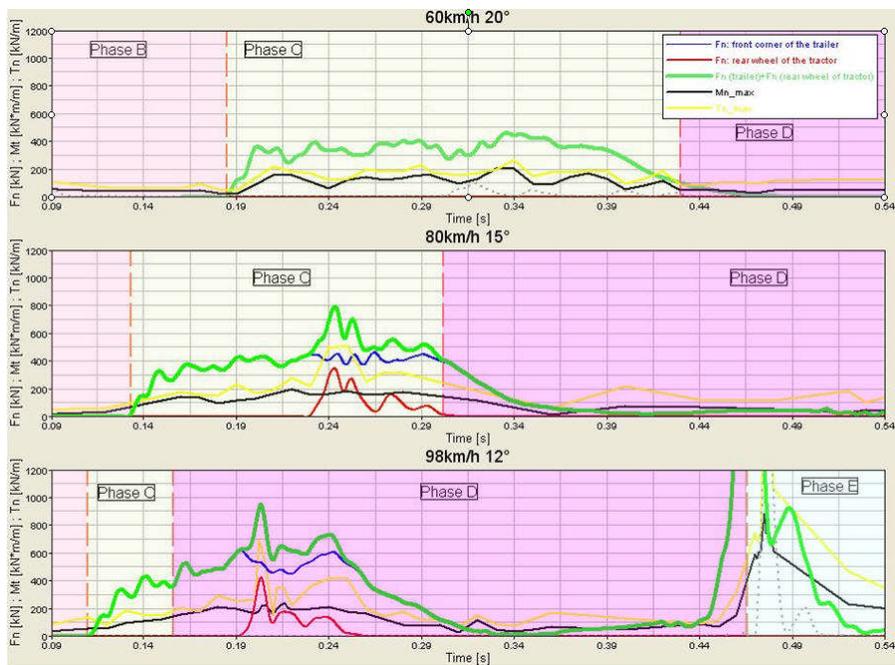


Figura 7-5: forze di interazione, momento flettente e taglio massimi nelle fasi C e D



La figura 7 mostra che in queste fasi, come nelle precedenti, il massimo valore dell'interazione e delle caratteristiche delle sollecitazioni aumenta al diminuire dell'angolo di impatto. Questo comportamento ricorre poiché la porzione di rimorchio in contatto con la parete aumenta e quindi la rigidità globale della parte in contatto aumenta. Inoltre, anche l'interazione della ruota posteriore del trattore diminuisce.

Per il caso di 20° , il contatto è concentrato essenzialmente sullo spigolo anteriore del rimorchio comportando una notevole deformazione.

Nel caso di 15° , la regione di rimorchio in contatto con la parete è più estesa del caso precedente e conseguentemente si raggiungono deformazioni più basse. Inoltre la ruota posteriore del trattore entra in contatto con la parete in modo più rilevante.

Nel caso di 12° , l'urto del rimorchio coinvolge sia la parte anteriore che una porzione del fianco dello stesso. L'ampiezza dell'interazione della ruota posteriore del trattore è comparabile con il caso 15° .

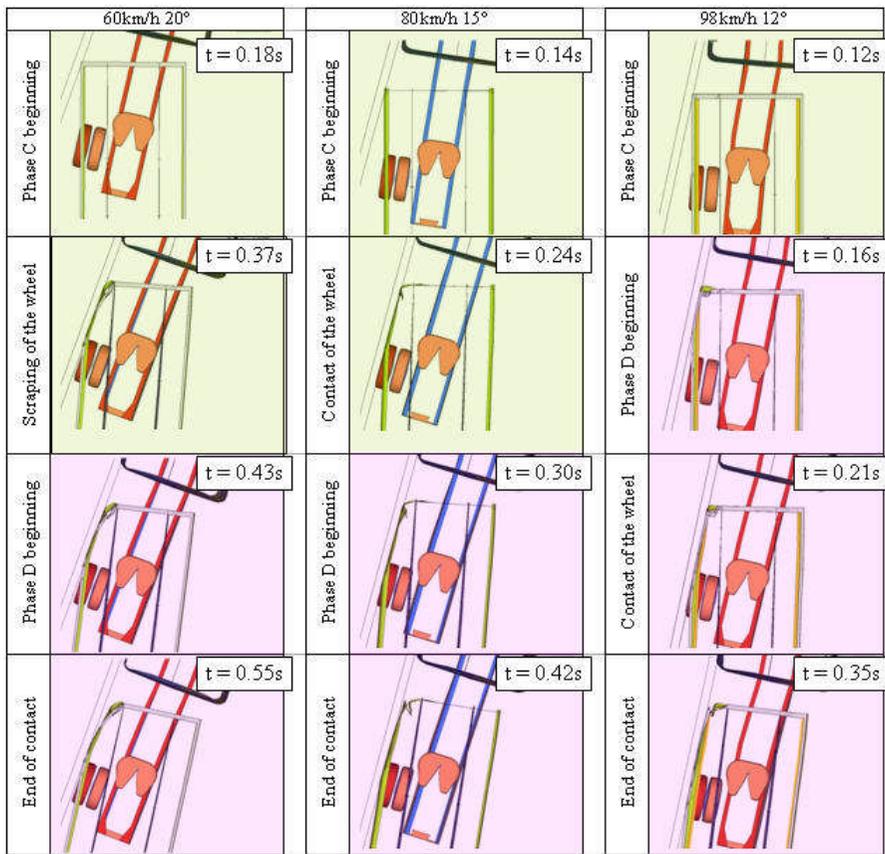


Figura 7-6: differenti deformazioni al variare delle condizioni di impatto, nelle fasi C e D

In riferimento alle caratteristiche delle sollecitazioni alla base della parete, si può osservare che il taglio T_n è più influenzato alla collisione della ruota posteriore del trattore, di quanto non lo sia il momento flettente M_n .

Questo avviene, poiché l'altezza dell'interazione delle ruote è relativamente piccola. In considerazione di ciò, al diminuire dell'angolo di impatto il valore Massimo del momento flettente rimane sostanzialmente immutato. Al contrario l'ampiezza massima del taglio raddoppia al diminuire dell'angolo.



7.5. Fasi D e E: urto dello spigolo posteriore e delle ruote del rimorchio

La figura 9 evidenzia un comportamento differente rispetto alle fasi in precedenza discusse. In particolare:

- Sia il massimo delle forze di interazione che quelli delle caratteristiche delle sollecitazioni alla base del muro, sono di un ordine di grandezza superiore a quelli registrati nelle fasi precedenti.
- Le forze di interazione dovute all'impatto del semirimorchio e alla collisione delle ruote del rimorchio sono, nel caso 80km/h 15°, più grandi di quelli corrispondenti al caso 60-20 2 98-12. Lo stesso accade per le caratteristiche delle sollecitazioni.
- Per quanto concerne il caso 60-20 la massimo valore della forza dovuta all'urto delle ruote si registra per un istante precedente a quello in cui si ha il massimo dell'interazione dovuta all'impatto del semirimorchio. Nel caso 80-15 i due massimi avvengono per lo stesso istante di tempo, mentre nel caso 98-12 il massimo dell'interazione semirimorchio-parete precede quello ruota-parete.
- Comparando i tempi in cui si registrano i picchi delle interazioni, emerge che per il caso 60-20 l'impatto della parte posteriore del rimorchio avviene nella fase E, per il caso 80-15, nella fase D e per il caso 98-12 a cavallo delle fasi D ed E.

Le differenze sopra menzionate sono frutto dei differenti angoli di imbardata che si registrano, per i tre casi nella fase D, e dall'intervallo di tempo che occorre tra i picchi dell'interazione del semirimorchio e delle ruote.

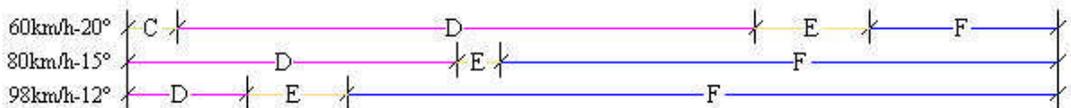
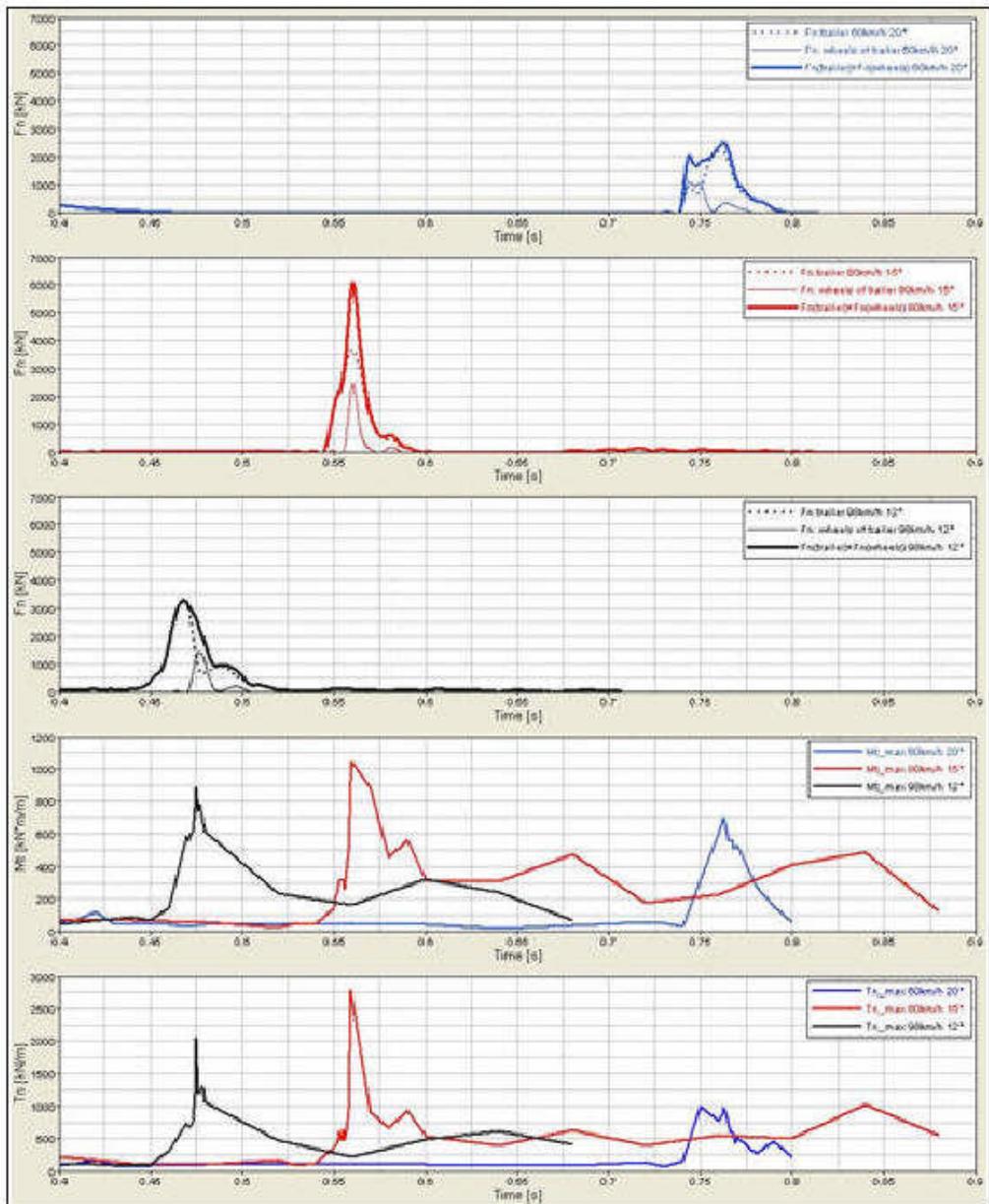


Figura 7-7: forze di interazione, momento flettente e taglio massimi nelle fasi D e E

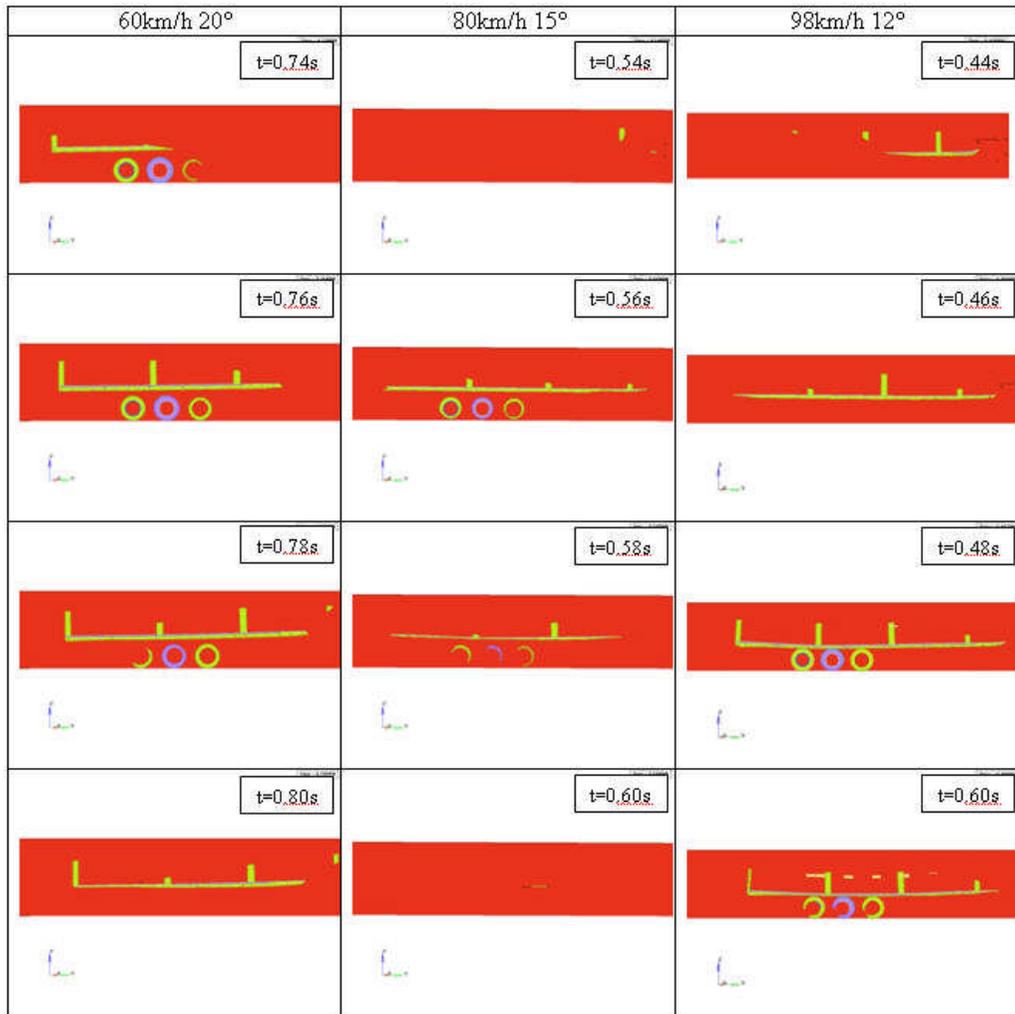


Figura 7-8: progressione del contatto del rimorchio per differenti condizioni di impatto

Per quello che concerne il caso 20°, l'angolo di imbardata è più grande dell'iniziale angolo di impatto, così che il contatto rimorchio-muro inizia nella parte finale del rimorchio stesso e si estende in avanti. La deformazione della piattaforma è molto rilevante e di conseguenza il picco dell'interazione è relativamente basso. Inoltre, il picco dell'interazione ruote-parete non è alto e non è contemporaneo a quello registrato per il contatto rimorchio-parete. In riferimento al caso di 15°, la rotazione intorno all'asse di imbardata è uguale all'angolo iniziale di impatto e



conseguentemente il veicolo impatta il muro con tutta la parte laterale del rimorchio. La deformazione del controtelaio è molto bassa e quindi il picco dell'interazione è relativamente alto. Inoltre il massimo dell'interazione ruote-parete occorre nello stesso istante di tempo del massimo dell'interazione rimorchio-parete. L'effetto che ne risulta è che l'interazione globale e le caratteristiche delle sollecitazioni sono molto alti. Nel caso di 12° , l'angolo di imbardata è inferiore all'angolo di impatto iniziale e di conseguenza l'impatto rimorchio-parete inizia a metà della fiancata del rimorchio stesso e si estende verso la parte posteriore. Anche in questo caso le deformazioni sono basse e dunque l'interazioni alte, ma la contrario del caso precedente, l'istante di tempo in cui si verificano i due massimi dell'interazioni (rispettivamente dovute all'impatto rimorchio-parete e ruote-parete) non coincidono. Di conseguenza l'interazione globale, taglio e il momento alla base della parete hanno massimi relativamente più bassi che nel caso precedente.

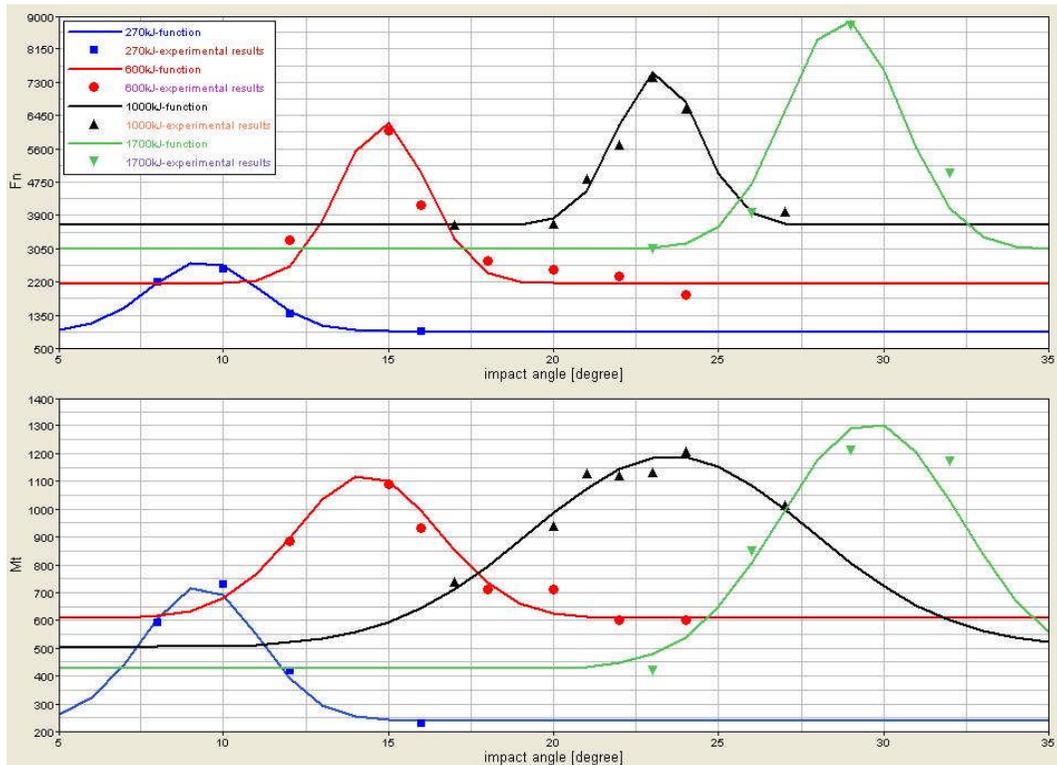


Figura 7-9: curve di fitting dei punti sperimentali



7.6. Funzioni forza di interazione globale e momento flettente

Il comportamento globale delle forze di interazione e del massimo del momento flettente alla base del muro, funzioni dell'angolo di impatto, non è confinato al solo caso di energia cinetica trasversale di impatto pari a 600kJ.

I risultati sperimentali corrispondenti alle differenti energie trasversali di impatto sono funzioni dei diversi angoli di impatto, così come mostrato in figura 11. Come si può osservare, in tutti i casi le interazioni globali e il momento flettente alla base della parete prima crescono e poi decrescono. I punti sperimentali per ogni livello energetico possono essere fittati dalle seguenti funzioni:

$$M_t(E, \theta_{yt}) = \left[a_{M_t}^E * e^{-\left(\frac{\theta_{yt} - b_{M_t}^E}{c_{M_t}^E}\right)^2} \right] + d_{M_t}^E \quad (5)$$

$$F_n(E, \theta_{yt}) = \left[a_{F_n}^E * e^{-\left(\frac{\theta_{yt} - b_{F_n}^E}{c_{F_n}^E}\right)^2} \right] + d_{F_n}^E \quad (6)$$

Tutti i coefficienti dipendono dall'energia trasversale di impatto e hanno il seguente significato:

- $a_{M_t}^E + d_{M_t}^E$ e $a_{F_n}^E + d_{F_n}^E$ sono il massimo momento flettente e la massima forza globale di interazione, rispettivamente.
- $d_{M_t}^E$ and $d_{F_n}^E$ rappresentano il massimo momento flettente e la massima forza globale di interazione, rispettivamente.
- $b_{M_t}^E$ e $b_{F_n}^E$ sono i valori dell'angolo di impatto θ_{yt} in corrispondenza dei quali si ha il Massimo del momento flettente e dell'interazione globale.



- $c_{M_t}^E$ e $c_{F_n}^E$ rappresentano la deviazione delle curve $M_t(E, \theta)$ e $F_n(E, \theta)$, rispettivamente.

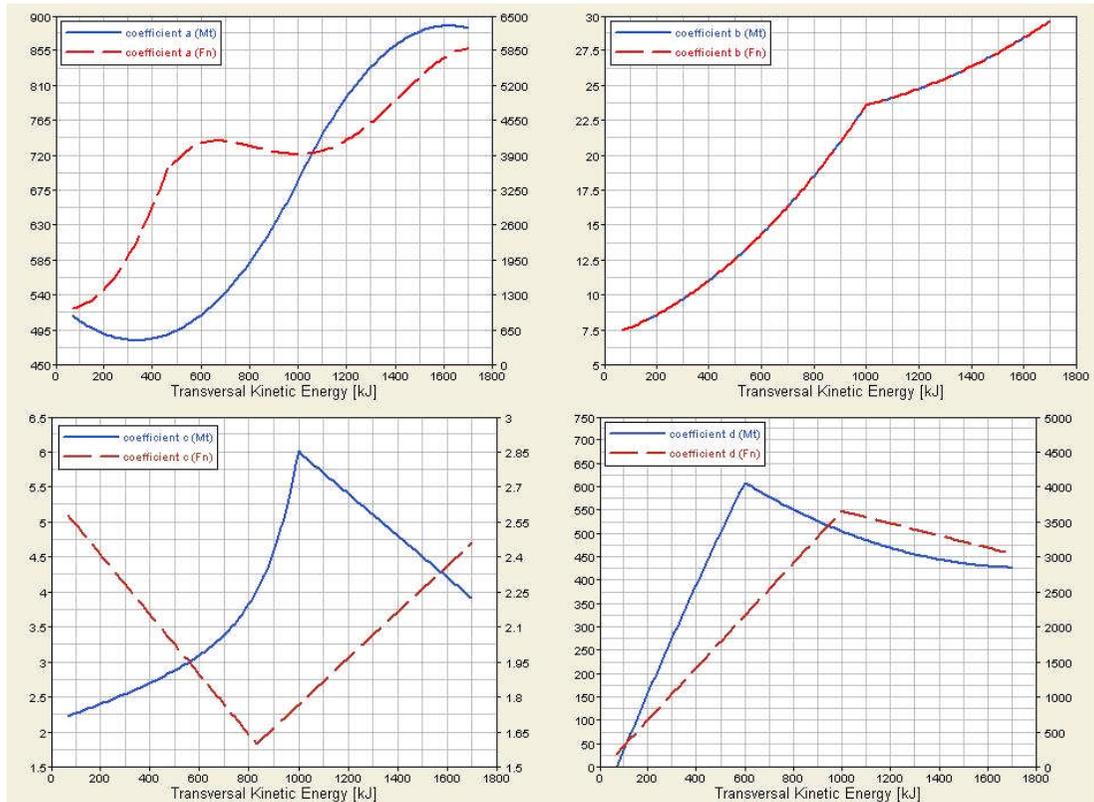


Figura 7-10: funzioni polinomiali che meglio fittano i coefficienti a, b, c, d

I livelli di energia considerati nello studio sono 270kJ, 600kJ, 830kJ, 1000kJ, 1300kJ e 1700kJ. I valori dei coefficienti che garantiscono il fit migliore sono i seguenti:

$$a_{M_t}^{E^*=270kJ} = 483.6 \quad b_{M_t}^{E^*=270kJ} = 9.3 \quad c_{M_t}^{E^*=270kJ} = 2.5 \quad d_{M_t}^{E^*=270kJ} = 723.3 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=270kJ} = 1798 \quad b_{F_n}^{E^*=270kJ} = 9.3 \quad c_{F_n}^{E^*=270kJ} = 2.3 \quad d_{F_n}^{E^*=270kJ} = 930.6$$

$$a_{M_t}^{E^*=600kJ} = 514.1 \quad b_{M_t}^{E^*=600kJ} = 14.3 \quad c_{M_t}^{E^*=600kJ} = 3.1 \quad d_{M_t}^{E^*=600kJ} = 608.2 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=600kJ} = 4116 \quad b_{F_n}^{E^*=600kJ} = 14.3 \quad c_{F_n}^{E^*=600kJ} = 1.9 \quad d_{F_n}^{E^*=600kJ} = 2163$$



$$a_{M_t}^{E^*=830kJ} = 595.0 \quad b_{M_t}^{E^*=830kJ} = 19.2 \quad c_{M_t}^{E^*=830kJ} = 4.0 \quad d_{M_t}^{E^*=830kJ} = 543.1 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=830kJ} = 4036 \quad b_{F_n}^{E^*=830kJ} = 19.2 \quad c_{F_n}^{E^*=830kJ} = 1.6 \quad d_{F_n}^{E^*=830kJ} = 3022$$

$$a_{M_t}^{E^*=1000kJ} = 686 \quad b_{M_t}^{E^*=1000kJ} = 23.6 \quad c_{M_t}^{E^*=1000kJ} = 6.0 \quad d_{M_t}^{E^*=1000kJ} = 504 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=1000kJ} = 3919 \quad b_{F_n}^{E^*=1000kJ} = 23.6 \quad c_{F_n}^{E^*=1000kJ} = 1.8 \quad d_{F_n}^{E^*=1000kJ} = 3657$$

$$a_{M_t}^{E^*=1300kJ} = 823 \quad b_{M_t}^{E^*=1300kJ} = 25.6 \quad c_{M_t}^{E^*=1300kJ} = 5.2 \quad d_{M_t}^{E^*=1300kJ} = 458 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=1300kJ} = 4504 \quad b_{F_n}^{E^*=1300kJ} = 25.6 \quad c_{F_n}^{E^*=1300kJ} = 2.1 \quad d_{F_n}^{E^*=1300kJ} = 3385$$

$$a_{M_t}^{E^*=1700kJ} = 883 \quad b_{M_t}^{E^*=1700kJ} = 29.6 \quad c_{M_t}^{E^*=1700kJ} = 3.9 \quad d_{M_t}^{E^*=1700kJ} = 427 ;$$

$$a_{F_n}^{E^*=1700kJ} = 5877 \quad b_{F_n}^{E^*=1700kJ} = 29.6 \quad c_{F_n}^{E^*=1700kJ} = 2.5 \quad d_{F_n}^{E^*=1700kJ} = 3037$$

L'andamento delle funzioni polinomiali che interpolano I valori ottimizzati di a,b,c,d sono riportati in figura 12. Da un'analisi di tale figura emerge che:

- $b_{M_t}^E$ e $b_{F_n}^E$ sono ovviamente identici
- $c_{M_t}^E$ è sempre più grande di $c_{F_n}^E$. Questo è dovuto al fatto che il diagramma delle interazioni globali $F_n(E^*, \theta_{yt})$ ha un picco in corrispondenza della collisione simultanea delle ruote e del rimorchio. In questo caso si ha: $\max(F_n^{glob}) = \max(F_n^{trailer}) + \max(F_n^{wheels})$ mentre nell'intorno di questo istante si ha che $\max(F_n^{glob}) = \max(F_n^{trailer})$. Al contrario, $M_t(E, \theta_{yt})$ è molto meno sensibile all'interazione delle ruote del rimorchio, visto il piccolo braccio.
- $a_{M_t}^E + d_{M_t}^E$ e $a_{F_n}^E + d_{F_n}^E$ aumentano monotonamente all'aumentare dell'energia.

Comunque, si può osservare che la pendenza di entrambe le funzione si reduce dopo I 600kJ. Questo fenomeno è da ascrivere al fatto che oltre questo livello di energia cinetica trasversale di impatto, il materiale delle parti che entrano in contatto con la parete sono in uno stato plastico.

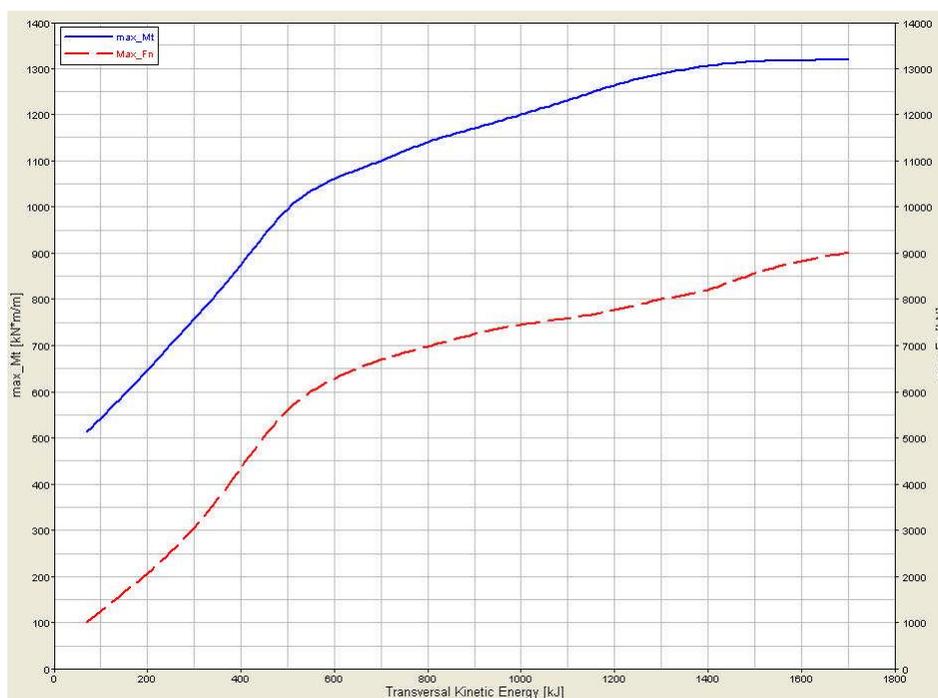


Figura 7-11: massima forza dell'interazione globale e massimo momento flettente alla base della parete

Il grafico mostrato in figura 13 e le funzioni (5) e (6) rappresentano una procedura che consente di definire il massimo delle forze di interazione globali e del momento flettente per condizioni di impatto nel range $[5^\circ, 35^\circ]$ e $[70\text{kJ}, 1700\text{kJ}]$. Al fine di verificare l'errore correlato a tale approccio sono state effettuate circa 40 simulazioni di condizioni di impatto comprese nei range sopra riportati. I valori dei massimi del momento flettente e della forza globale di interazione ottenuti da queste simulazioni sono stati confrontati con quelli stimati attraverso la figura 13 e le funzioni 5 e 6. Nel caso del massimo del momento flettente il valore stimato è confinato nel 90% dei casi nel range $[90\%, 110\%]$ dei valori calcolati. Ne 50% dei casi i due valori coincidono perfettamente. Per quanto riguarda il Massimo delle forze globali di interazione, 185% dei casi è nel range $[90\% - 110\%]$ dei valori calcolati attraverso le simulazioni. Nel 40% dei casi i due valori coincidono perfettamente. I risultati ottenuti appaiono dunque soddisfacenti.



Il grafico illustrato in figura 11 mostra chiaramente che l'energia cinetica trasversale di impatto non è sufficiente a definire il massimo della forza globale di interazione e del momento flettente alla base del muro; può addirittura accadere che a parità di angolo di impatto ad una energia di urto più elevata corrispondano massimi delle forze e del momento più bassi. I massimi valori corrispondenti ad ogni energia sono rappresentati, come detto in figura 13 . Da tale figura si può osservare che il massimo della forza globale di interazione e del momento flettente aumentano rapidamente fino a 600kJ e poi hanno una pendenza più piccola. Questo, come detto è dovuto al fatto che oltre tale valore dell'energia le traverse del controtelaio si plasticizzano non fornendo aumenti significativi della resistenza alla deformazione. Il massimo del momento flettente alla base del muro può essere ottenuto, approssimativamente moltiplicando per 0.8 il massimo corrispondente della forza di interazione globale.

7.7. Probabilità cumulata relativa per una autostrada della forza di interazione globale e del momento flettente alla base di una parete

Le condizioni reali di impatto cambiano fortemente al variare del tipo di veicolo, massa velocità orientazione e angolo di impatto. Stando alla probabilità cumulata di fuoriuscita ricavabile dai lavori di Mak, consentono di ricavare il diagramma della probabilità cumulata della forza globale di interazione e del momento massimo alla base del muro, riportato in fig 14.

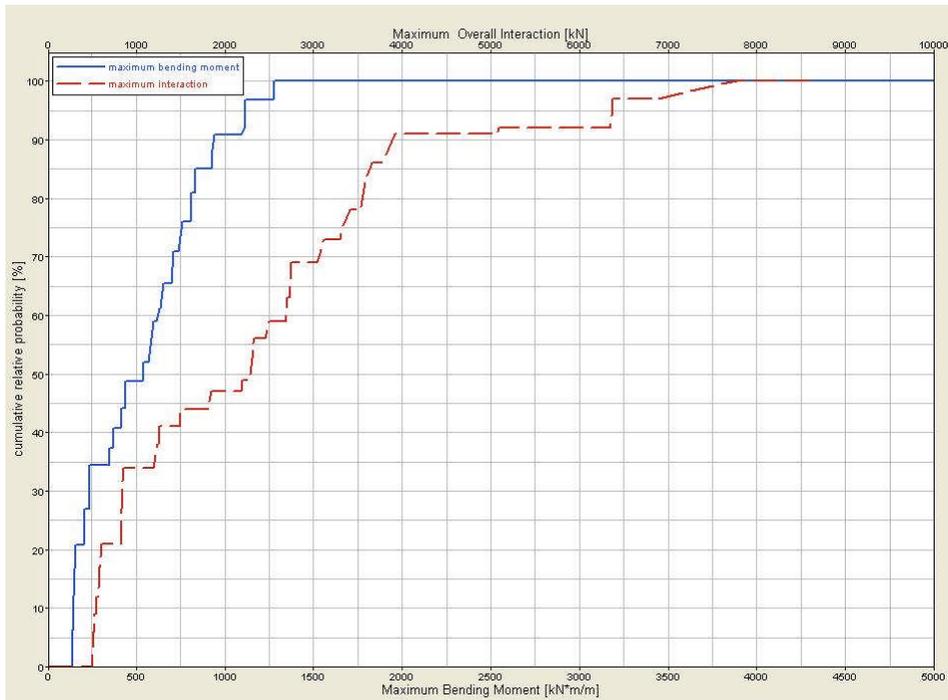


Figura 7-12: probabilità cumulata relativa del massimo della forza dell'interazione globale e del momento massimo flettente alla base della parete

La massima interazione è di circa 8000kN e il valore medio è di 2500kN. Il massimo momento flettente è di circa 1300kN/m/m e il valore medio è di circa 550kN/m/m. il diagramma di probabilità cumulata mostrato in figura, o simili definiti a partire da altre distribuzioni di velocità e angolo di impatto possono consentire di progettare con un approccio probabilistico, muri capaci di contenere veicoli in uscita.



8. EFFECTS OF POST-TO-FORESLOPE DISTANCE ON CONTAINMENT CAPACITY OF A H1 SAFETY BARRIER

8.1. Abstract

The containment capacity of a road safety barrier is usually assessed by full-scale crash tests on level terrain. Unfortunately, this condition almost never corresponds to real situations because of the presence of steep embankments foreslope adjacent to the backside of guardrail posts. The presence of the foreslope adjacent to the posts both reduces the lateral load capacity of these - the “resistance” effect - and leads to the wheels penetration in it - the “geometrical” effect-.

This paper describes a research aimed at evaluating the aforementioned effects of a 3:2 foreslope near to the backside of the posts of a real H1 (according to the EN 1317 standard) safety barrier which was successfully tested at level.

The research has been carried out through a combined experimental and numerical approach. The crash test FE simulations have been performed with the Ls-Dyna 970 code version MPP.

The results obtained put in evidence that the containment capacity of the considered barrier is affected only by the “resistance” effect, that is the reduction in the lateral load capacity of posts. The failure in the containment happens when the lateral load capacity of posts halves. This occurs for every distance from the top of the slope to the backside of the post.



8.2. Introduction

The containment capacity of a road safety barrier is usually assessed by full-scale crash tests on level terrain. Unfortunately, this condition almost never corresponds to real situations because of the presence of steep embankments foreslope adjacent to the backside of guardrail posts. In Italy, the distance from the top of the slope to the backside of the post usually is in the range 0.1-0.9 m, depending on the roadway type, on the barrier width and on the standard adopted for the road construction. The presence of the foreslope adjacent to the posts both reduces the lateral load capacity of these - the “resistance” effect - and leads to the wheels penetration in it - the “geometrical” effect-. The reduction in their lateral load capacity appears clear in the research carried out at the Midwest Roadside Safety Facility. Both the previous effects could reduce the barrier performance: dynamic rail deflections will be magnified because of a reduction in the guardrail system’s energy-absorption capability, thus increasing the potential for vehicle override, and the heavy good vehicle stability could be reduced due to the wheels penetration into the foreslope

Investigations carried out in the past have shown that in case of some W-beam guardrail systems installed at the breakpoint of 2:1 foreslopes were shown to perform satisfactorily when impacted by large sedans, although with very large deflections and significant vehicle penetration. The same happened for a barrier tested with a pickup truck [3] and designed to have the same rail deflection of a similar barrier tested at level

This paper describes a research aimed at evaluating the influence that the “resistance” and the “geometrical” effect of a 3:2 foreslope has on the containment capacity of a real H1 (according to the EN 1317 standard) safety barrier which was successfully tested at level.

The present work, carried out through a combined experimental and numerical approach, is divided into three parts. In the first, a well defined finite element



model of the barrier and of the rigid truck TB42 (used to test H1 barriers) will be described. Moreover it will be shown how well the finite element simulation of the collision describes the full scale crash test. In the second stage, through full scale experiments, the behaviour of the post-soil system, when varying the barrier-to-embankment distance, will be evaluated. In the third phase, the outputs of a large number of finite element simulations, carried out with the previous models and taking into account the mentioned full-scale experiments on the soil-post system, will be used to show how the barrier's containment capacity is affected both by the reduction in the lateral load capacity of posts (the "resistance" effect) and by the wheels penetration into the foreslope (the "geometrical" effect). It's important to consider that the results obtained in the research are reliable in the range of barrier deflections included in the paper.

To perform the crash test simulations the Ls-Dyna 970 code version MPP on 8 bi-processors has been employed. A preliminary optimization to share the simulation run on the 16 processors was performed. Such an operation allowed to reach an optimum value for the Grind Time (the averaged elapsed time for computing one element at a single step) and the speed up (the ratio between the elapsed time for a simulation executed on one processor and that for a simulation on n-processor) [4], [5].

8.3. Effects of the post-to-foreslope distance on the lateral load capacity of posts

The lateral load capacity of posts and their deformation depends on the soil strength, the stiffness and strength of posts, the acceleration induced into the soil mass behind posts and the distance from the top of the slope to the backside of the barrier.



As far as the last one influence is concerned, the reduction of the soil mass behind posts induces a lower lateral load capacity and the position of the maximum bending moment moves toward the bottom of posts. In order to estimate these effects, a large number of full-scale static load tests (of controlled displacement type) on C section posts, really common in Italy, embedded in the soil for 0.95m, were carried out in a previous research (not published). The height of applied load was equal to 0.7m. In the figure 3 a sketch of the lateral load system and of the measured variables is shown. The distance d between the backside of posts and the top of the 3:2 foreslope varied from 4.0 m to 0.15 m. With more detail, the considered values were 4, 1.3, 0.5, 0.3, and 0.15 m. With more detail, the considered values were 4, 1.3, 0.5, 0.3, and 0.15 m.

Two sets of tests, the first for all of the abovementioned distance and the second only for two values of distance (0.5 and 0.3m), were performed. In the first set, the maximum displacement x_A has been 0.7m, while for the second one, it has been set equal to 1.2m. The soil was classified as a well graded gravel (GW) and the test performed according to the CNR technical specification n° 146 provided an M_d value equal to 40MPa. This test consists in a bearing test carried out with a circular plate ($d=0,30m$). The M_d value is computed with the following expression:

$$Md = \frac{0.15 - 0.05}{s_{0.15} - s_{0.05}} \times 300$$

where:

$s_{0.15}$ is the deflection in mm obtained for a nominal plate-soil pressure of 0.15 MPa



$s_{0.05}$ is the deflection in mm obtained for a nominal plate-soil pressure of 0.05 MPa

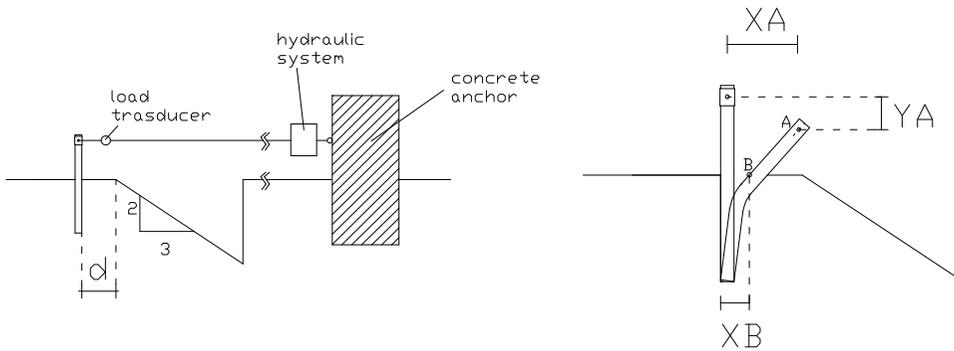


Figure 3: Lateral loading system

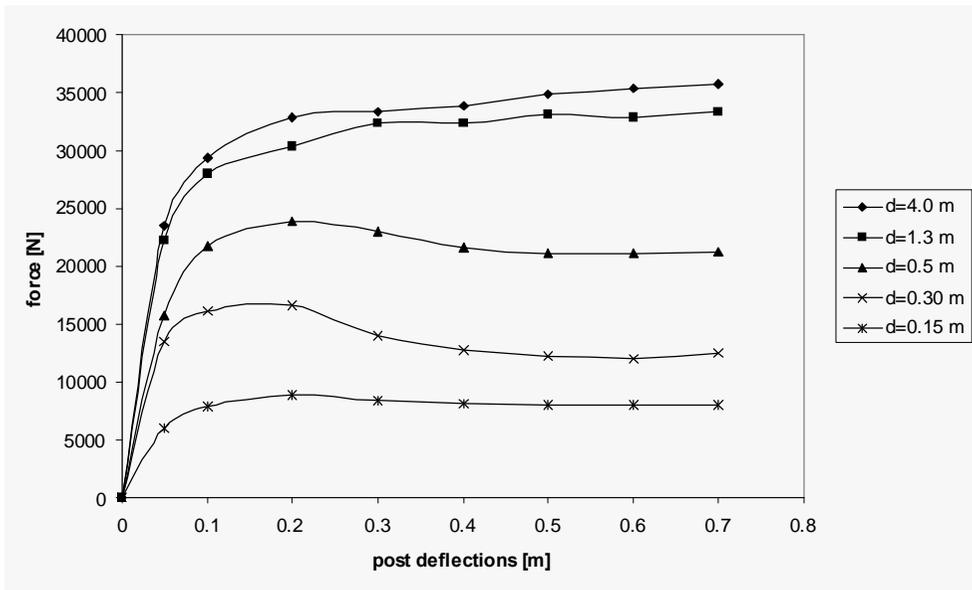


Figure 4: Static test results for the first set



In figure 4 the load-deflection curves obtained in the first set of experiments are included. The total energy dissipated up to the displacement of 0.7 m is denoted with E_d^i , where d is the barrier-to-embankment distance, expressed in meter, while the index “i” specifies what set of experiments is considered. Concerning the first group of tests, assuming as reference the $E_{4.0}^I$ value (it is reasonable to assume that for a distance of 4.0 m from the breakpoint there are no effects on the system soil-

post), values of the ratio $r_d^I = \frac{E_d^I}{E_{4.0}^I}$, are:

$$r_{1.3}^I = \frac{E_{1.3}^I}{E_{4.0}^I} = 0.95 \quad r_{0.5}^I = \frac{E_{0.5}^I}{E_{4.0}^I} = 0.67$$

$$r_{0.3}^I = \frac{E_{0.3}^I}{E_{4.0}^I} = 0.43 \quad r_{0.15}^I = \frac{E_{0.15}^I}{E_{4.0}^I} = 0.25$$

Comparing the reported ratios, it turns out that a distance greater than 1.3 m (between the backside of posts and the breakpoint of the foreslope) has a low influence on the lateral load capacity.

The last result and the abovementioned values relate to the adopted post (C-section 120x80x30x5 mm), and to the strength of soil in which it has been embedded. With a minor strength of soil and/or a greater stiffness of posts, the distance at which the foreslope becomes not relevant is greater.

The previous values of r versus the distance d have been obtained performing static load tests. Anyway the lower value appears not so much different from the value we can obtain from data included in the report TRP-03-165-07 [1], from the Midwest Roadside Safety Facility. In this research laboratory a large set of posts with different embedment depth and positioned at the breakpoint of a 2:1 foreslope were dynamically tested with a bogie vehicle. Four posts were also tested at level terrain with an embedment depth of 1m. Fitting all of the values of the average force (obtained for the same slope test pit depth = 0.3m), it results that this force



for the embedment depth of about 1 m and in case of positioning at the breakpoint is about 0.42 times the force corresponding at the same embedment depth and in case of level terrain. This value is greater than the previous value of $r_{0.15}^I$ (0.25). However, it is important to consider that the foreslope in the dynamic tests was 2:1 while in the static tests it was 3:2. Moreover the tests at the foreslope breakpoint were carried out in pits whose depth was 0.3 m; in this conditions at least 0.7 m of the post length did not interact with the foreslope. If the conditions were the same of our tests the value 0.42 would have been lower and probably near the minimum obtained in the static tests.

As seen above the ratio r depends also on the distance between the backside of posts and the top of the foreslope. In order to extend the results of the study to other real installations more distances will be considered into the last paragraph for the same r value.

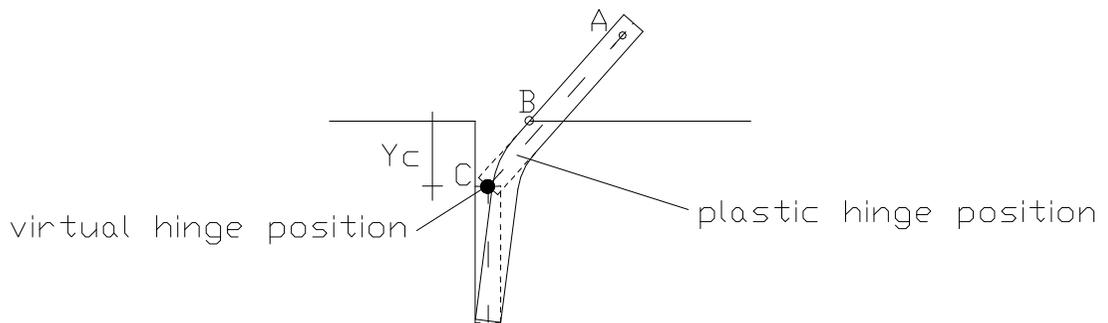


Figure 5: Definition of virtual hinge



The configuration that posts assumed during tests, defined through the position of point A and the displacement at the terrain level B (see figure 5), can be roughly obtained considering them as having a virtual hinge in C, whose depth changes with the distance d of the posts from the foreslope breakpoint. The depth of the virtual hinge in the posts tested was:

- For $d = 4\text{m}$ the virtual hinge depth was about 0.20 m,
- For $d = 1.3\text{ m}$ the virtual hinge depth was about 0.20 m,
- For $d = 0.5\text{ m}$ the virtual hinge depth was about 0.70 m,
- For $d = 0.3\text{ m}$ the virtual hinge depth was 0.95 m ,
- For $d = 0.15\text{ m}$ the virtual hinge depth was 0.95 m ,

The second set of experiments was carried out to asses the variation in terms of lateral load capacity of post with an imposed displacement greater than 0.7m. Two different post-to-embankment distances were considered, 0.5 and 0.3m respectively. In this case, the maximum imposed displacement was equal to 1.2m.

Assuming the $E_{4,0}^I$ energy dissipated as reference also in this case, values of the

ratio $r_d^{II} = \frac{E_d^{II}}{E_{4,0}^I}$ are offered:

$$r_{0.5}^{II} = \frac{E_{0.5}^{II}}{E_{4,0}^I} = 0.60 \qquad r_{0.3}^{II} = \frac{E_{0.3}^{II}}{E_{4,0}^I} = 0.50$$

In figure 6 all of the ratios r are shown.

Combining the previous results in terms of the ratio r with the virtual hinge depth, we obtain:

- For $r = 1$ the virtual hinge depth is about 0.20 m,
- For $r = 0.95$ the virtual hinge depth is about 0.20 m,
- For $r = 0.70$ the virtual hinge depth is about 0.70 m,



- For $r = 0.43$ the virtual hinge depth is at the bottom of the post (0.95m),
- For $r = 0.25$ the virtual hinge depth is at the bottom of the post (0.95m),

Taking account of the plastic bending moment of the posts, the resultant of the lateral pressure on the post surface between the top of the soil and the plastic hinge is about at $0.5 * phd$ (*plastic hinge depth*) from the top of the soil for r equal to 1 and 0.95. Instead this resultant is about at $0.66 * phd$ from the top of the soil for r equal to 0.7, 0.43 and 0.25. The simplest shapes of the distribution of the lateral pressure corresponding to the aforementioned positions of the resultant are the rectangular for r equal to 1 and 0.95, and the triangular in the other cases.

For dynamic impact test the shape of the lateral pressure changes. Due to the inertial effect, the pressure near the soil surface is similar or higher than the pressure near the plastic hinge. A figure of this effect is included in the paper of Domenichini. This difference respect to the static load tests moves the plastic hinge toward the bottom of the post and so on the virtual hinge. If posts were equal to the ones used in the full scale H1 test, the plastic hinge would have been higher for the same value of r and so on the virtual hinge. To take account of these considerations, a number of simulations for the same r value will be repeated into the next paragraph adopting more values for the virtual hinge depth.

8.4. Influence of the lateral load capacity of posts on the containment capacity of the H1 safety barrier

To evaluate only the influence of the decrease in the load capacity of posts (the “resistance” effect of the distance d) five different simulations were performed with terrain at level, varying r in the range 0.4 – 1.0. Obviously, according with the previous paragraph, also the difference in the depth of the virtual hinge in the posts was considered.



The first important experimental evidence is that the barrier was not able to contain the rigid truck (with a transversal kinetic energy equal to 127 kJ) when r was below the threshold of 0.45; for lower r values the vehicle overrode the barrier with the rear axle.

In figure 7 the maximum displacement and minimum height above ground of the W beam and roll angle of the rigid truck are presented versus r . As illustrated in the diagram, the maximum roll angle first increases and then decreases after a value of r equal to 0.8. This happens because up to 0.7 the minimum height is quite the same and on the contrary the barrier vehicle interaction increases. After this value of r the minimum height of the barrier significantly increases and this induces a decrease in the moment about the vehicle roll axis.

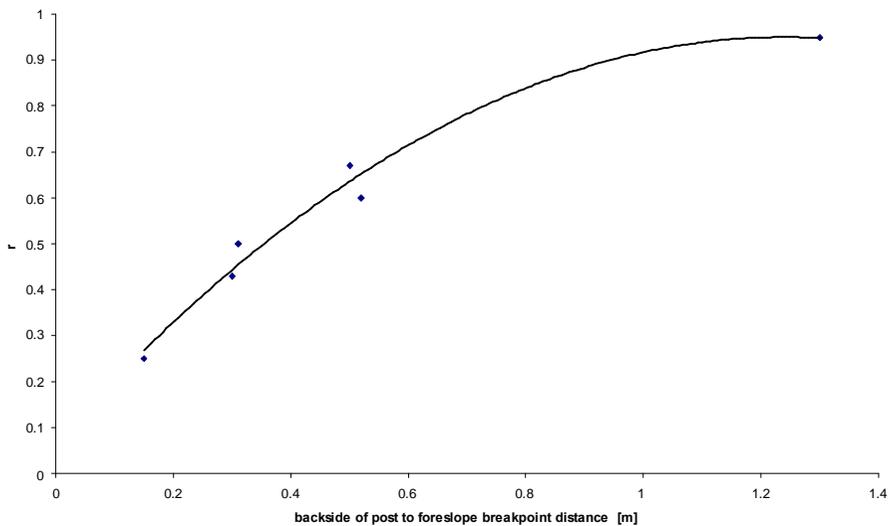


Figure 6: Ratio r versus distance d between the backside of posts and foreslope breakpoint

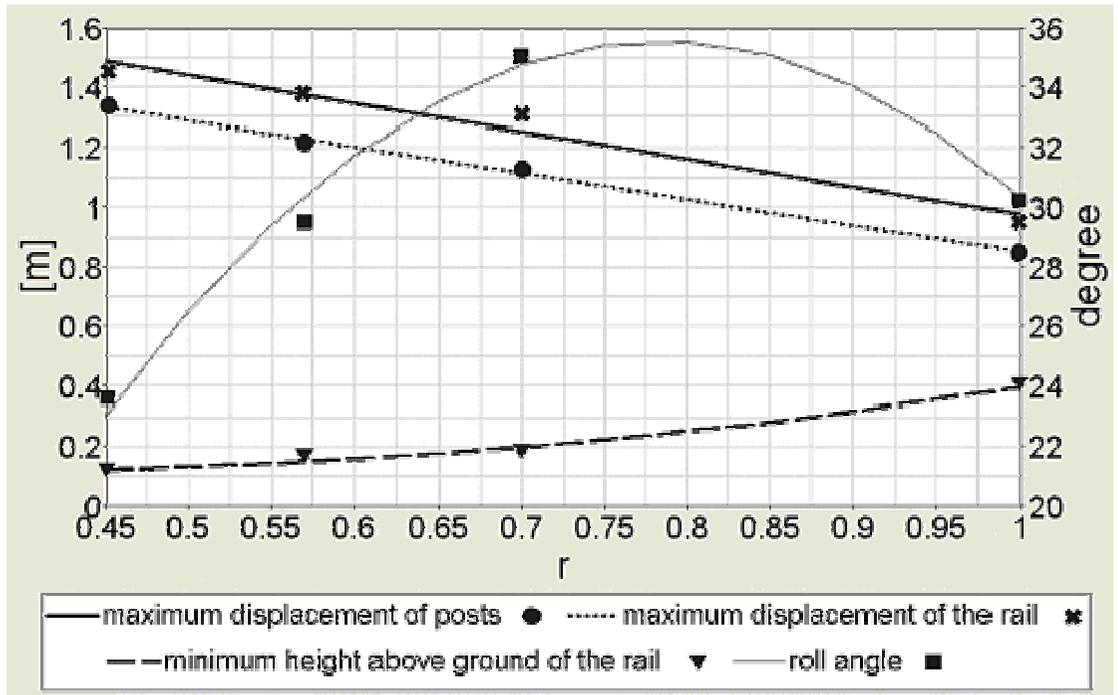


Figure 7: Maximum dynamic barrier displacement and vehicles roll angle varying r

The simulated values of the maximum displacement of the W beam are well fitted by the following expression:

$$s_r = (r)^{-0.62} * s_{r=1}$$

To assess if this expression well agrees also with the results of other authors, it has been applied to the outcomes included in the report TRP-03-99-00 from the Midwest Roadside Safety Facility. In particular the simulations Slope6d, Slope7d, Slope6dHPS and Slope7dHPS have been taken into consideration. The first two simulations were carried out with posts spaced 1.905 m and the others with posts spaced 0.952 m. Therefore the simulations with the suffix HPS had a double



resistance for unit length. Introducing $r = 2$ and the displacement of the simulation Slope7d in the previous expression, the displacement estimated for the simulation Slope7dHPS is 0.670 m. The value obtained from the simulation was 0.668 m. For the simulation Slope6dHPS the expression estimates a maximum displacement of 0.578 m and the value from the simulation was 0.566 m.

In order to assess the influence of the position of the virtual hinge for the same r the following situations were compared: $r = 1$ and y_c (see fig.5) equal to 0.1, 0.2 and 0.35; $r = 0.7$ and y_c equal to 0.55, 0.7 and 0.95. The results obtained have been practically the same.

8.5. Influence of vehicle wheels penetration into the foreslope on the containment capacity of the H1 safety barrier

To assess the influence of the wheels penetration into the foreslope (the “geometrical” effect of the distance d) 4 simulations have been carried out for r equal to 0.7. This value has been selected because it corresponds to r where the maximum roll angle was obtained in the previous paragraph. The simulation corresponds to the following values of the distance d_b between the vertex of the roadside shape and the backside of the post in figure 9: 0, 0.15, 0.57 and 0.82 m. Note that in this section only the “geometrical” effect of d is taken into account through d_b and not the “resistance” effect. The depth of the virtual hinge (y_c in Figure 5) has been 0.7 m.

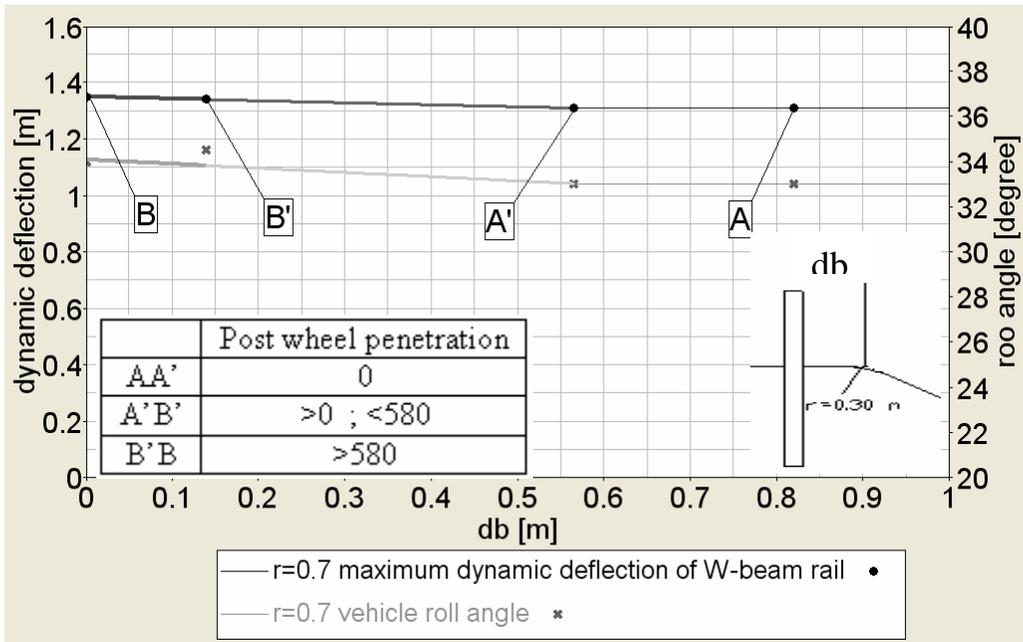


Figure 8: Maximum dynamic barrier displacement and vehicles roll angle versus db

In figure 8 the maximum dynamic deflection of the W beam and the maximum vehicle roll angle varying the distance db between posts and foreslope break-point is included. As can be observed, even though wheel penetration into the slope is not negligible, both dynamic barrier deflection and vehicle roll angle don't vary in a meaningful manner.

In order to estimate the effect of the virtual hinge the case for db equal to 0.56 m has been repeated for yc equal to 0.55 m and 0.95 m. The outcomes obtained have been practically the same.

It's important to consider that all of the previous results have been obtained for a maximum displacement of the W beam equal to 1.45 m and for the adopted rounding leading to the foreslope (circular with $r=0.30$ m as shown in the picture



in figure 8). For greater values of the maximum displacement and for very small roundings, the wheels penetration could induce an increase in the maximum roll angle up to the rollover of the vehicle.

8.6. Combined effects of the lowering in the lateral load capacity of posts and of the wheels penetration into the foreslope on the containment capacity of the H1 safety barrier

Given that for real installations the relationship between r and d could be different from the one shown in figure 6, a lot of possible combinations of the “resistance” effect (defined through r) and of the “geometrical” effect (defined through the distance db between the vertex of the rounding leading to the foreslope and the backside of the post in figure 8) have been considered. For instance, in this way it is possible to know what happens if an hypothetical device that makes independent r from db is used. The considered combinations (r,db) are represented by dots in figure 9. The obtained results in terms of both maximum dynamic displacement of the safety device and vehicle roll angle are reported in figure 9 which represent the contour plots corresponding to assigned barrier displacement and vehicle roll angle. For the hypothetical device above said the useful results are on the right side of the figure.

As can be observed, the “geometrical” effect of the distance db on the wheels penetration in the foreslope seems to have a low influence on both the containment capacity of the barrier and vehicle stability. Indeed, with reference to the barrier deflection the maximum influence of db is in the range 6-8%.

As seen before, in the paragraph devoted to the “resistance” effect, the r value for which the roll angle achieves its maximum, was found in the range 0.7-0.8. As can



be observed by the figure 9, the aforementioned results is correct independently by db value.

As a conclusion, for each value of r , the penetration of vehicle wheels into the foreslope, doesn't affect in a meaningful manner the maximum barrier deflection and the vehicle stability. It is important to underline that the obtained results are reliable for a maximum displacement of the W beam equal to 1.45 m and for the rounding leading to the foreslope showed in figure 8. Authors suggest further investigations to asses the influence of post-to embankment foreslope distance on the containment capacity of safety barriers characterized by larger work-width and for very small roundings.

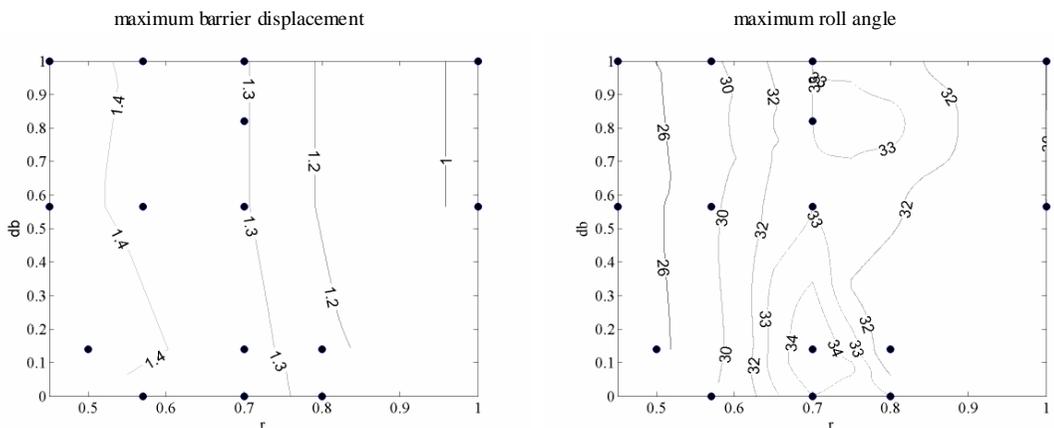


Figure 9: map of the dynamic maximum displacement of the barrier and of the maximum roll angle

8.7. Conclusions

The distance between the backside of posts and the foreslope breakpoint has two effects: a “resistance” effect and a “geometrical” one. The first affects the guardrail



system's energy-absorption capability and the second could affect the heavy good vehicle stability.

The lateral load capacity decreases with the decreasing distance. The experimental results show that the load capacity for posts embedded 0.15 from the 3:2 foreslope is about 0.25 times the capacity for posts embedded on level terrain.

The containment capacity of the considered barrier is affected only by the "resistance" effect, that is the reduction in the lateral load capacity of posts. The failure in the containment happens when the lateral load capacity of posts about halves. This occurs for every distance between the vertex of the roadside shape and the backside of the post.

The maximum roll angle changes only with the lateral load capacity of posts and spans from 22° to 34°.

It is important to underline that the obtained results are reliable for a maximum displacement of the W beam equal to 1.45 m and for the shape of the considered roadside. Authors suggest further investigations to assess the influence of post-to embankment foreslope distance on the containment capacity of safety barriers characterized by larger work-width and very small roundings



9. Appendice A

Test Level	Barrier Section	Test Designation	Impact Conditions ^c			Impact Point	Evaluation Criteria ^a (See Table 5.1)
			Vehicle	Nominal Speed (km/h)	Nominal Angle, θ (deg)		
1	Length of Need	1-10	820C	50	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S1-10 ^a	700C	50	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
1-11		2000P	50	25	(b)	A,D,F,K,L,M	
2	Transition	1-20 ^d	820C	50	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S1-20 ^a	700C	50	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		1-21	2000P	50	25	(b)	A,D,F,K,L,M
3	Length of Need	2-10	820C	70	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S2-10 ^a	700C	70	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		2-11	2000P	70	25	(b)	A,D,F,K,L,M
3 Basic Level	Transition	2-20 ^d	820C	70	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S2-20 ^a	700C	70	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		2-21	2000P	70	25	(b)	A,D,F,K,L,M
4	Length of Need	3-10	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S3-10 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		3-11	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
4	Transition	3-20 ^d	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S3-20 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		3-21	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
5	Length of Need	4-10	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S4-10 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		4-11 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
5	Transition	4-12	8000S	80	15	(b)	A,D,G,K,M
		4-20 ^d	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S4-20 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
6	Length of Need	4-21 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
		4-22	8000S	80	15	(b)	A,D,G,K,M
		5-10	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
6	Transition	S5-10 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		5-11 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
		5-12	36000V	80	15	(b)	A,D,G,K,M
7	Length of Need	5-20 ^d	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S5-20 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		5-21 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
7	Transition	5-22	36000V	80	15	(b)	A,D,G,K,M
		6-10	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		S6-10 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
8	Length of Need	6-11 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
		6-12	36000T	80	15	(b)	A,D,G,K,M
		6-20 ^d	820C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
8	Transition	S6-20 ^a	700C	100	20	(b)	A,D,F,H,I,(J),K,M
		6-21 ^d	2000P	100	25	(b)	A,D,F,K,L,M
		6-22	36000T	80	15	(b)	A,D,G,K,M

Figura 9-1: Matrice dei test per le barriere longitudinali secondo le specifiche del NCHRP report350



Property	700C (Small Car)	820C (Small Car)	2000P (Pickup Truck)
MASS (kg)			
Test Inertial	700 ± 25	820 ± 25	2000 ± 45
Dummy	75	75	—
Max. Ballast	70	80	200
Gross Static	775 ± 25	895 ± 25	2000 ± 45
DIMENSIONS (cm)			
Wheelbase	230 ± 10	230 ± 10	335 ± 25
Front Overhang	75 ± 10	75 ± 10	80 ± 10
Overall Length	370 ± 20	370 ± 20	535 ± 25
Track Width ^b	135 ± 10	135 ± 10	165 ± 15
CENTER OF MASS LOCATION^a (cm)			
Aft of Front Axle	80 ± 15	80 ± 15	140 ± 15
Above Ground	55 ± 5	55 ± 5	70 ± 5
LOCATION OF ENGINE	Front	Front	Front
LOCATION OF DRIVE AXLE	Front	Front	Rear
TYPE OF TRANSMISSION	Manual or Automatic	Manual or Automatic	Manual or Automatic

Figura 9-2: proprietà dei veicoli 700C, 820C e 2000P secondo le raccomandazioni dell’NCHRP Report350



Property	8000S (Single-Unit Van Truck)	36000V (Tractor/Van Trailer)			36000T (Tractor/Tank Trailer)		
		Tractor ^d	Trailer ^e	Combination	Tractor ^d	Trailer ^e	Combination
Mass (kg)							
Curb	5,450 ± 450	N/S	N/S	13,200 ± 1,400	N/S	N/S	13,200 ± 1,400
Ballast ^d	As Needed	N/A	As Needed	N/A	N/A	As Needed	N/A
Test Inertial	8,000 ± 200	N/S	N/S	36,000 ± 500	N/S	N/S	36,000 ± 500
Dimensions (cm)							
Wheelbase	535 (max)	480 (max)	N/S	N/A	480 (max)	N/S	N/A
Overall Length	870 (max)	N/S	1,525 (max)	1,985 (max)	N/S	N/S	1,985 (max)
Trailer Overhang ^a	N/A	N/A	220 (max) ^e	N/A	N/A	185 (max)	N/A
Cargo Bed Height ^b (Above Ground)	130 ± 5	N/A	132 ± 5	N/A	N/A	N/A	N/A
Center of Mass Location (cm)							
Ballast ^d (Above Ground)	170 ± 5	N/A	185 ± 5	N/A	N/A	205 ± 10	N/S
Test Inertial (Above Ground)	125 ± 5	N/S	N/S	N/S	N/S	N/S	N/S

Figura 9-3: proprietà dei veicoli 8000S, 36000V e 36000T secondo le raccomandazioni dell’NCHRP Report350

Evaluation Factors	Evaluation Criteria	Applicable Tests ^a
Structural Adequacy	A. Test article should contain and redirect the vehicle; the vehicle should not penetrate, underide, or override the installation although controlled lateral deflection of the test article is acceptable.	10, 11, 12, 20, 21, 22, 35, 36, 37, 38
	B. The test article should readily activate in a predictable manner by breaking away, fracturing, or yielding.	60, 61, 70, 71, 80, 81
	C. Acceptable test article performance may be by redirection, controlled penetration, or controlled stopping of the vehicle.	30, 31, 32, 33, 34, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 50, 51, 52, 53

Figura 9-4: linee guida del NCHRP report350 per i criteri di valutazione: adeguatezza strutturale

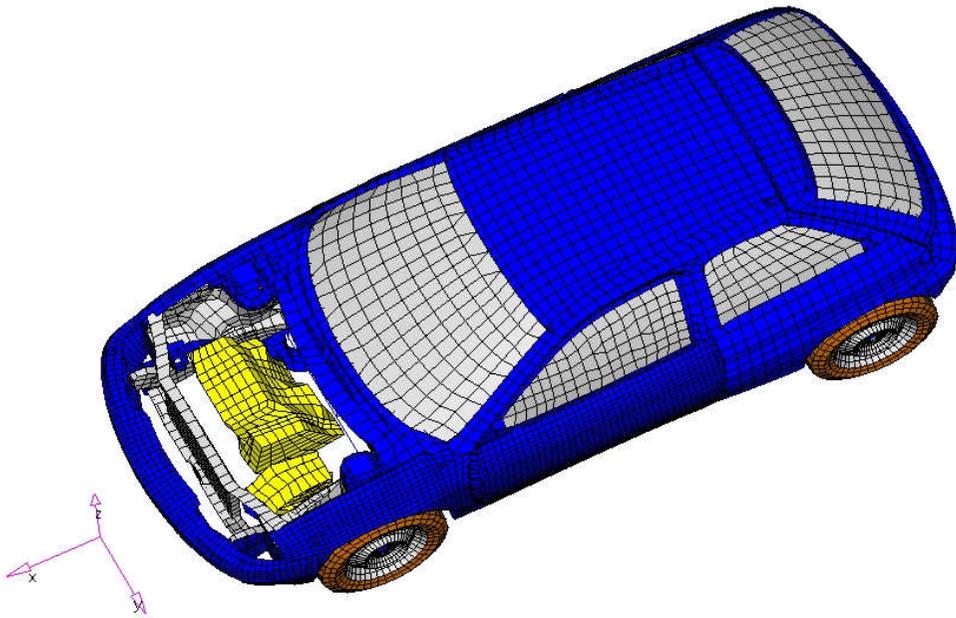


Evaluation Factors	Evaluation Criteria	Applicable Tests*		
Occupant Risk	D. Detached elements, fragments or other debris from the test article should not penetrate or show potential for penetrating the occupant compartment, or present an undue hazard to other traffic, pedestrians, or personnel in a work zone. Deformations of, or intrusions into, the occupant compartment that could cause serious injuries should not be permitted. See discussion in Section 5.3 and Appendix E.	All		
	E. Detached elements, fragments or other debris from the test article, or vehicular damage should not block the driver's vision or otherwise cause the driver to lose control of the vehicle.	70, 71		
	F. The vehicle should remain upright during and after collision although moderate roll, pitching and yawing are acceptable.	All except those listed in Criterion G.		
	G. It is preferable, although not essential, that the vehicle remain upright during and after collision.	12, 22, 30 ^a , 31 ^b , 32 ^b , 33 ^b , 34 ^b , 35 ^b , 36 ^b , 37 ^b , 38 ^b , 39 ^b , 40 ^b , 41 ^b , 42 ^b , 43 ^b , 44 ^b		
	H. Occupant impact velocities (see Appendix A, Section A5.3 for calculation procedure) should satisfy the following:			
	Occupant Impact Velocity Limits (m/s)			
	Component	Preferred	Maximum	
	Longitudinal and Lateral	9	12	10, 20, 30, 31, 32, 33, 34, 36, 40, 41, 42, 43, 50, 51, 52, 53, 80, 81
	Longitudinal	3	5	60, 61, 70, 71
	I. Occupant ridedown accelerations (see Appendix A, Section A5.3 for calculation procedure) should satisfy the following:			
Occupant Ridedown Acceleration Limits (G's)				
Component	Preferred	Maximum		
Longitudinal and Lateral	15	20	10, 20, 30, 31, 32, 33, 34, 36, 40, 41, 42, 43, 50, 51, 52, 53, 60, 61, 70, 71, 80, 81	
J. (Optional) Hybrid III dummy. Response should conform to evaluation criteria of Part 571.208, Title 49 of Code of Federal Regulation, Chapter V (10-1-88 Edition). See Section 5.3 for limitations of Hybrid III dummy.			10, 20, 30, 31, 32, 33, 34, 36, 40, 41, 42, 43, 50, 51, 52, 53, 60, 61, 70, 71, 80, 81	

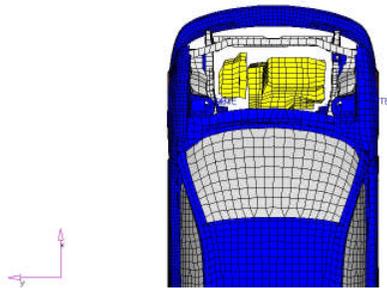
Figura 9-5: linee guida del NCHRP report350 per i criteri di valutazione: valutazione del rischio per gli occupanti del veicolo

10. Appendice B: dettagli di modellazione del veicolo leggero per passeggeri (1000kg)

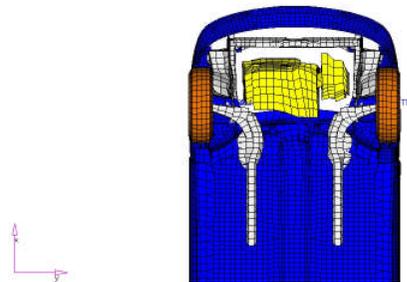
Il modello di veicolo usato per la simulazione agli elementi finiti è una Geo Metro sviluppata dalla EASi Engineering per la National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). In figura è mostrato il modello di Geo Metro.



Visuale isometrica del veicolo Geo Metro



Vista dall'alto del veicolo Geo Metro



Vista dal basso del veicolo Geo Metro

Figura 10-1: Modello FE di veicolo passeggeri(1000kg)

La decisione fatta in merito all'utilizzo del veicolo di Geo Metro è legata a due fattori. Il primo è dettato dalla necessità di disporre di un'autovettura del peso di 950 Kg utilizzato in tutte le prove omologative della barriera . L'altro elemento determinante nella scelta del veicolo di Geo Metro è legato alla considerazione che tale veicolo era l'unico di cui si dispone di tutte le caratteristiche geometriche e fisiche .



In questo capitolo vedremo quali sono le caratteristiche principali del modello di Geo Metro, quali sono state le modifiche ad esso apportate nei lavori precedenti a questo e quali sono i miglioramenti ottenuti nel lavoro attuale. Verranno inoltre illustrati i risultati finali ottenuti, confrontando il modello, da una parte con quello iniziale, dall'altro con i dati delle prove reali.

10.1. Descrizione del modello di veicolo iniziale

Il veicolo è stato modellato agli elementi finiti con l'ausilio del codice "LS-DYNA3D", esso è composto da circa 200 parti che possiamo raggruppare nel seguente modo: telaio e carrozzeria (pianale posteriore, pianale anteriore, sportelli, portellone posteriore, cofano, paraurti, salvaruote, scheletro della vettura); motore; sospensioni (molle, ammortizzatori, braccetti ed elementi di collegamento) ed infine i pneumatici. Il peso della vettura è pari a 900 kg.

Il primo gruppo che andiamo ad esaminare è il telaio/carrozzeria .

Il materiale utilizzato per il telaio è l'acciaio che nel modello di calcolo è schematizzato come materiale elasto-plastico avente le seguenti caratteristiche:

Densità	$7.89 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Modulo Elastico	$2.110 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente di Poisson	$3.00 \cdot 10^{-1}$
Tensione di snervamento σ_v	$2.50 \cdot 10 \text{ N/mm}^2$

Questi però sono solo alcuni dei valori del materiale elasto-plastico che consentono la schematizzazione dell'acciaio, ci sono altre parti del veicolo che sono state modellate con lo stesso tipo di materiale a cui sono stati dati dei valori differenti come per esempio il paraurti anteriore ed il paraurti posteriore:



Densità	$2.71 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Modulo Elastico	$1.387 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente di Poisson	$2.80 \cdot 10^{-1}$
Tensione di snervamento σ_y	$2.23 \cdot 10 \text{ N/mm}^2$

I finestrini:

Densità	$2.50 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Modulo Elastico	$7.600 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente di Poisson	$3.00 \cdot 10^{-1}$
Tensione di snervamento σ_y	$2.11 \cdot 10 \text{ N/mm}^2$

Il maggior numero di elementi che compongono questo primo gruppo sono costituiti da elementi SHELL ossia elementi piastra, aventi per ogni lato lo stesso spessore, comunque variabile tra le varie parti del veicolo. La meschiatura, ossia la discretizzazione di ogni parte è contraddistinta da elementi che hanno una grandezza di circa 5 cm per lato. Ovviamente le parti di cui è importante conoscere più accuratamente le tensioni e le deformazioni (come ad esempio tutta la fiancata sinistra che impatta contro le barriere) sono caratterizzate da una meschiatura più fitta.

Il secondo gruppo del veicolo è il gruppo motore: motore e radiatore. Qui i materiali sono elasto-plastici e la discretizzazione è fatta con elementi solidi, ossia, cubetti di lato 4 cm.

Il terzo gruppo del veicolo sono i pneumatici. Il materiale utilizzato è quello elastico e sono stati assegnati i seguenti parametri:

Densità	$8.06 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Modulo Elastico	$2.460 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente di Poisson	$3.23 \cdot 10^{-1}$

E' stato utilizzato questo tipo di materiale per simulare al meglio il comportamento meccanico dei pneumatici.



La discretizzazione è stato sviluppata utilizzando elementi shell di spessore pari a 3 mm.

La meschiatura usata prevede elementi di lato pari a 7,5 cm.

L'ultimo gruppo di elementi è costituito dalle sospensioni, ossia come già detto da : molle, ammortizzatori, semiassi, elementi di collegamento. I materiali utilizzati per questa parte sono in larga misura rigidi, data la non deformabilità al vero di questi elementi. Il comportamento geometrico simulato è quello di elementi "discrete" ossia travi utilizzate appositamente per modellare le molle e gli ammortizzatori; ed elementi shell per discretizzare le altre parti del gruppo sospensioni. In particolare il materiale rigido permette al calcolatore di saltare l'oneroso calcolo delle deformazioni e tensioni di tutti gli elementi che lo costituiscono e quindi di ridurre i tempi di calcolo che data la complessità dei modelli sono sempre molto alti.

Di contro, lo svantaggio di utilizzare questo tipo di materiale è che è indeformabile e questo potrebbe inficiarne la simulazione, quindi va scelto con molta attenzione.

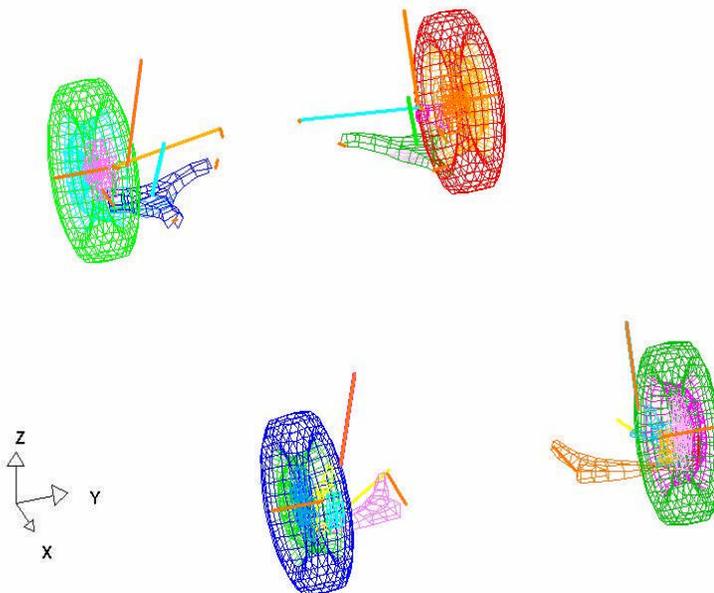


Figura 10-2: Particolare del sistema delle sospensioni del veicolo Americano



Le sospensioni posteriori del modello Americano sono costituite da molle elastiche di tipo lineare con rigidezza $K = 344 \text{ N/mm}$ collegate sul fuso della ruota. Gli ammortizzatori posteriori sono collegati sul braccetto e sono caratterizzati da un coefficiente di viscosità lineare $\nu = 8,3 \text{ N/mm/s}$. Ciascuna ruota posteriore è collegata alla carrozzeria sia da un giunto cilindrico disposto lungo l'asse delle molle elastiche che da una trave rigida collegata sia al centro ruota che alla parte posteriore della carrozzeria con cerniere assiali. La ruota è collegata al braccetto con una cerniera assiale con asse parallelo all'asse longitudinale del veicolo; il braccetto è collegato alla carrozzeria tramite due cerniere assiali, una con asse parallelo all'asse longitudinale del veicolo e l'altra con asse parallelo a quello trasversale.

Le sospensioni anteriori del modello Americano sono costituite da molle elastiche lineari con rigidezza $K = 344 \text{ N/mm}$, e da ammortizzatori coassiali alle molle e caratterizzati da un coefficiente di viscosità lineare $\nu = 8,3 \text{ N/mm/s}$. In asse alle molle è presente un giunto cilindrico che rappresenta l'asse di sterzata delle ruote e le collega alla carrozzeria del veicolo. Le ruote anteriori sono collegate ai braccetti con cerniere sferiche e i braccetti sono collegati alla carrozzeria tramite cerniere assiali con asse parallelo all'asse longitudinale del veicolo.

Le varie parti del veicolo sono collegate tra di loro attraverso dei "constrained_spotweld" ossia attraverso delle saldature. In pratica tale tipo di collegamento unisce rigidamente due nodi appartenenti ad elementi diversi. La stessa cosa avviene con il "constrained_nodal_rigid_body" solo che questa volta i nodi collegati rigidamente possono essere anche più di due.

I comandi "constrained_spotweld" e "constrained_nodal_rigid_body" sono molto efficaci perché consentono la distribuzione delle tensioni anche a parti del veicolo che non sono direttamente coinvolte nelle sollecitazioni, come ad esempio nell'urto del veicolo contro la barriera, in maniera tale che su tutto il modello si può



distribuire l'energia cinetica, in particolare l'energia d'impatto. Così come in effetti avviene nella realtà.

Un altro constrained che è stato considerato è il "constrained_extra_nodes_set" che permette ai nodi liberi di appartenere ad una determinata parte in particolare ad un corpo rigido. L'extra_nodes è utile per collegare tra di loro i corpi rigidi mediante vincoli relativi in punti non appartenenti fisicamente ai corpi stessi.

L'ultimo constrained ad essere considerato nel modellare il veicolo leggero agli elementi finiti è il "constrained_rigid_bodies" che permette di collegare rigidamente due corpi rigidi anche se non hanno alcun nodo in comune e permette quindi di trasferire ogni azione agente su di una parte anche sulla parte ad esso collegata.

Per simulare il terreno su cui poggia il veicolo è stato considerato il: "Rigidwall_planar" in cui la pavimentazione è schematizzata come un muro rigido piano che non può essere compenetrata; infatti all'interno di esso si inseriscono tutti i nodi appartenenti ai pneumatici oltre ad indicare la direzione del piano rigido (l'asse z); inoltre si considera anche un coefficiente d'attrito pneumatico/pavimentazione pari a 0.3.

Arriviamo infine alla parte relativa ai contatti, nel modello Americano sono stati curati con il "contact_automatic_single_surface" che permette alle superfici delle parti in esso settate di non compenetrarsi.

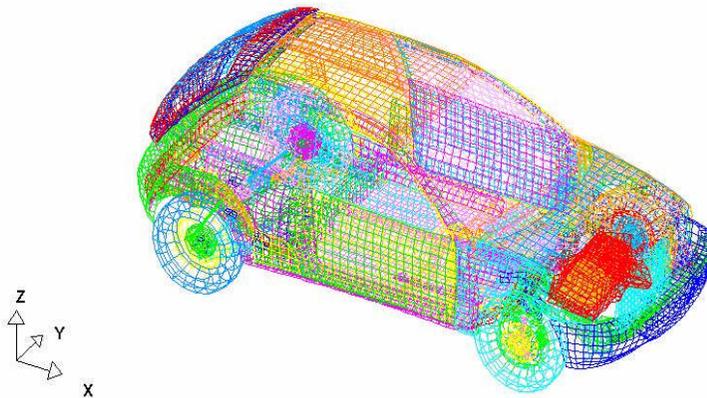


Figura 10-3: modello FE del veicolo “americano”

Rispetto al modello disponibile sopra descritto sono state apportate precedentemente al nostro lavoro alcune modifiche, presso l’Università di Napoli Federico II, per rendere più corretto il suo funzionamento in fase di impatto. Le modifiche apportate, in quella fase, furono indirizzate alla risoluzione dei seguenti problemi:

1. Elevati tempi di calcolo
2. Peso proprio che agisce sulle sospensioni ma anche su alcuni collegamenti rigidi tra ruote e carrozzeria del veicolo
3. Errata geometria delle ruote, infatti esse non solo sporgono dal salvaruote ma hanno anche una errata inclinazione e convergenza.
4. Collegamento tra le parti della carrozzeria

Per risolvere il primo problema, al motore è stato assegnato un materiale rigido; tale accorgimento ha permesso al calcolatore di saltare l’oneroso calcolo delle deformazioni e tensioni dei numerosi elementi che costituiscono il motore e quindi di ridurre il tempo di calcolo. Inoltre a tal fine si è aumentato l’intervallo Δt_e di integrazione (esso risulta essere direttamente proporzionale alle dimensioni degli



elementi e alla loro densità ed inversamente proporzionale al loro modulo elastico) portandolo da $2,61 \cdot 10^{-6}$ secondi a $3,36 \cdot 10^{-6}$ secondi con l'ausilio del comando "control_time_step" il quale fissa il minimo intervallo di integrazione aumentando la densità degli elementi ai quali corrispondono i Δt e più piccoli. Ciò ha comportato l'aumento complessivo della massa del veicolo di una quantità pari al 2% considerato accettabile.

La risoluzione del secondo problema ha comportato la modifica della geometria, delle caratteristiche meccaniche delle sospensioni e dei collegamenti tra il sistema ruote-braccetti e della carrozzeria del veicolo.

Il sistema delle sospensioni del veicolo iniziale non solo non consentiva i giusti cinematismi relativi del sistema ruota-braccetto con le parti della carrozzeria a esso collegate, ma non permetteva al peso proprio del veicolo di agire sulle ruote solo attraverso le sospensioni sia per la presenza delle travi rigide che collegano le ruote posteriori alla carrozzeria che per effetto dei freni a tamburo che si poggiano sulle ruote anteriori quando agisce il peso proprio del veicolo.

Al fine di ottenere un corretto funzionamento del modello, come suddetto, le sospensioni del veicolo sono state completamente modificate rispettando la geometria e le caratteristiche meccaniche delle sospensioni della Fiat Uno. Le molle e gli ammortizzatori delle sospensioni posteriori sono stati disposti nella direzione trasversale, a 10 cm dall'asse longitudinale delle ruote. In direzione longitudinale invece, gli ammortizzatori sono stati posti arretrati di 3 cm rispetto all'asse trasversale delle ruote e le molle avanzate di 15 cm. I due braccetti posteriori sono stati completamente rimodellati; infatti sono stati eliminati gli elementi che entrano in contatto con le ruote e le loro sporgenze trasversali collegate alla carrozzeria con le cerniere ad asse longitudinale. E' stata inoltre inserita una barra di torsione tra i due braccetti posteriori.

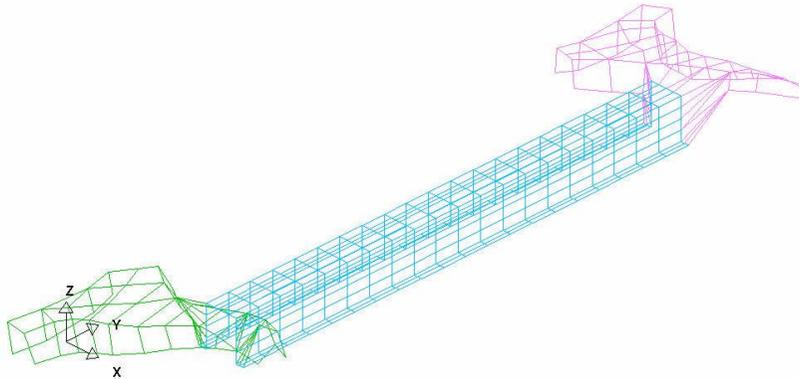


Figura 10-4: particolare della barra di torsione

Il braccetto posteriore è stato collegato alla carrozzeria con una cerniera assiale con asse di rotazione parallelo all'asse trasversale del veicolo e avanzato rispetto all'asse delle ruote di 46 cm. Esso è stato reso solidale alla ruota collegandolo ad essa sia con una cerniera assiale con asse parallelo all'asse longitudinale del veicolo che con un pendolo rigido. Il giunto cilindrico tra la ruota e la carrozzeria del veicolo, disposto in asse alla molla della sospensione, è stato eliminato, così come la trave rigida di collegamento ruota-carrozzeria e la cerniera assiale ad asse longitudinale tra braccetto e carrozzeria.

Le molle e gli ammortizzatori anteriori sono stati resi coassiali e sono stati disposti in direzione longitudinale in asse alle ruote e in direzione trasversale sono stati posizionati a 12 cm rispetto all'asse longitudinale delle ruote. In asse alle sospensioni è presente un giunto cilindrico che rappresenta l'asse di sterzata delle ruote. Il braccetto è collegato alla ruota con una cerniera sferica posta in asse alle sospensioni. Esso è inoltre collegato alla carrozzeria del veicolo con una cerniera assiale con asse di rotazione parallelo all'asse longitudinale della ruota e posto a 32 cm da esso. Sono stati eliminati gli elementi del braccetto anteriore che entrano in contatto con la ruota. Come detto precedentemente non tutto il peso del veicolo



agisce sulle sospensioni anteriori del modello iniziale; si è visto che ciò è dovuto al contatto tra freni a disco e cerchione della ruota che è stato quindi eliminato.

Per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche alle sospensioni anteriori è stato assegnato una rigidità $K = 30 \text{ N/mm}$ e un coefficiente di viscosità lineare $v = 5 \text{ N/mm/s}$. Alle sospensioni posteriori è stato assegnato una rigidità $K = 27 \text{ N/mm}$ e un coefficiente di viscosità lineare $v = 5 \text{ N/mm/s}$.

Si osserva dalla figura sotto il particolare delle sospensioni del veicolo sviluppato presso l'Università degli Studi "Federico II" di Napoli.

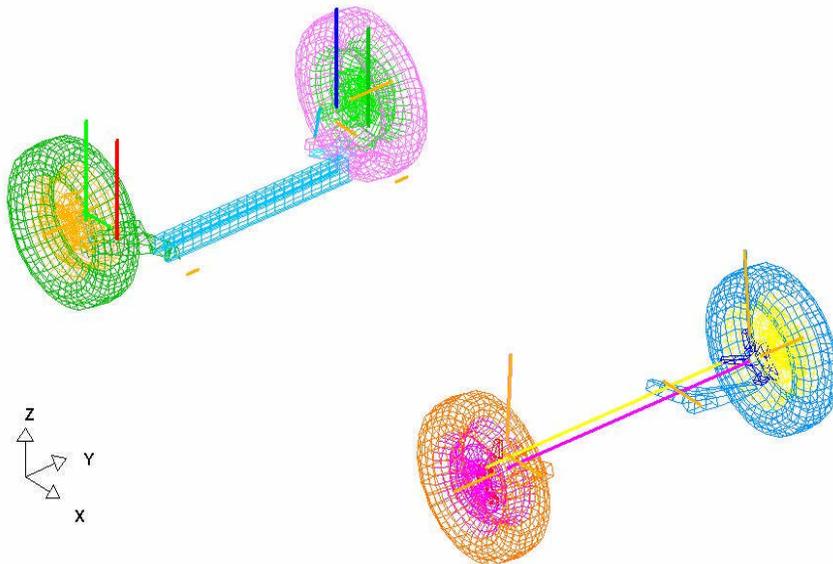


Figura 10-5: Sistema sospensioni del veicolo sviluppato nei laboratori dell'Università degli Studi "Federico II" di Napoli

Sono stati riprodotti i fine corsa delle sospensioni, assenti nel modello iniziale, collegando i nodi superiori delle sospensioni con delle piastre rigide e disponendo superiormente e inferiormente a 10 cm di distanza da queste piastre una piastra rigida collegata rigidamente alla ruota.



Per risolvere l'ultimo problema, tra quelli prima elencati, è stato eliminato il contatto dei pneumatici con le altre parti del modello poste ad una distanza inferiore ai 10 cm in senso verticale al fine di evitare che le ruote, sporgenti dal passaruote, urtassero contro la carrozzeria per effetto di forti oscillazioni del veicolo.

E' stato inoltre simulato l'effetto del quadrilatero sterzante per imporre alle ruote di girare nello stesso verso.

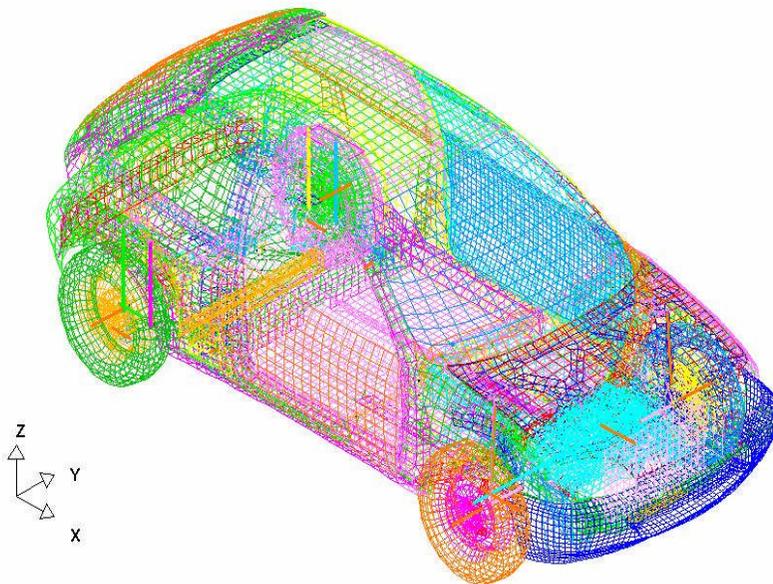
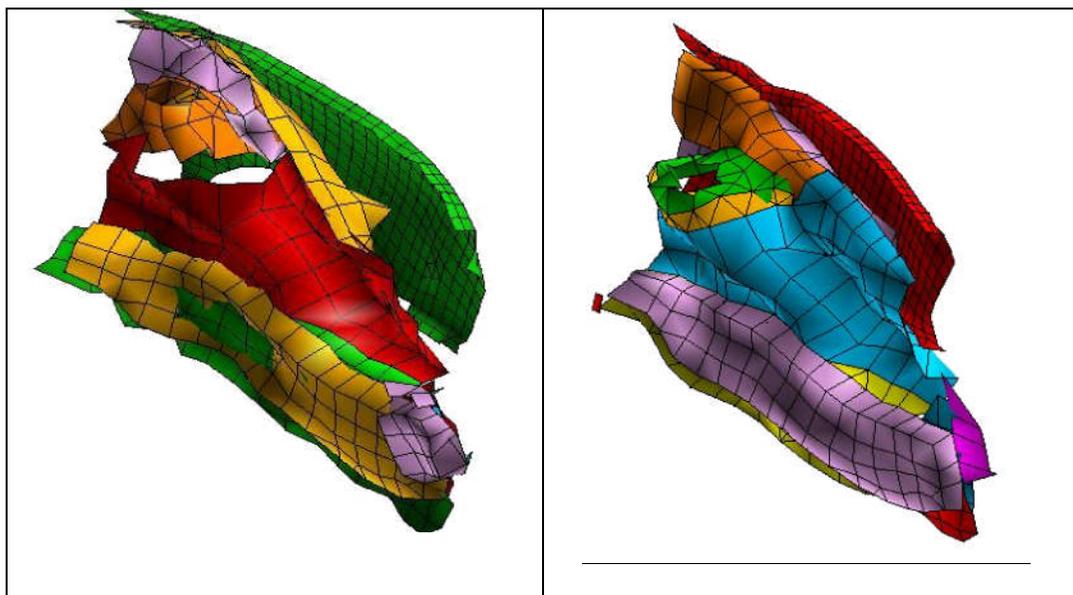


Figura 10-6: modello completo del veicolo leggero sviluppato nei laboratori dell'Università degli Studi "Federico II" di Napoli

L'ultimo problema era legato alla decoesione delle lamiere che costituiscono la carrozzeria del modello, rendendo le simulazioni completamente inefficaci. Infatti alcune parti del modello si dividevano tra loro anche se mancava lo stato tensionale necessario a causare tale decoesione. Per ovviare a questo problema sono state fatte numerose simulazioni per definire ed ottimizzare la meshatura. In figura è mostrato



un esempio di quanto detto, inoltre è proposto un confronto tra il comportamento del modello base e quello del modello modificato.



10.2. Descrizione delle modifiche apportate al veicolo iniziale

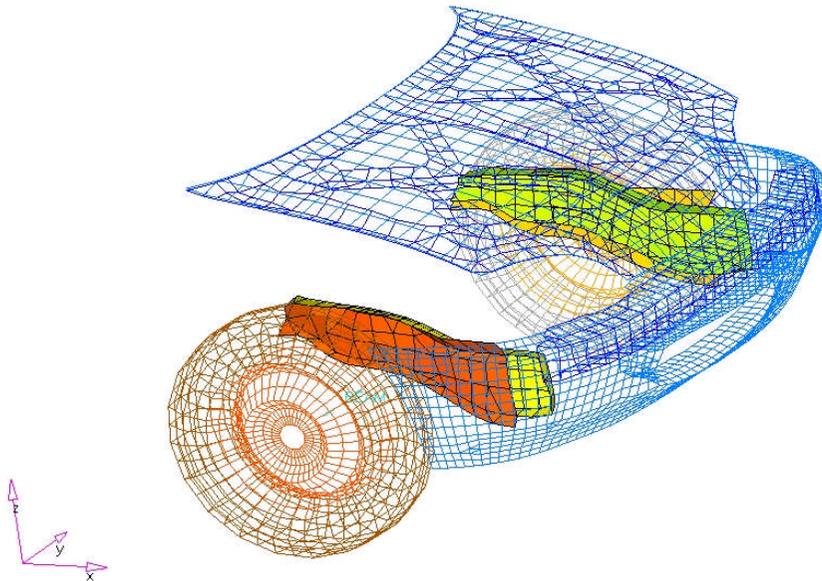
A partire dal modello di veicolo descritto nel paragrafo precedente sono state introdotte nuove modifiche per migliorare il comportamento dinamico del veicolo, ed in più sono state introdotte nuove parti modellate all'interno del veicolo a completamento del modello. L'analisi del comportamento dinamico è stata effettuata misurando le deformazioni massime e l'andamento delle accelerazioni del veicolo e confrontandole con i dati relativi a prove reali. I risultati ottenuti da questo confronto hanno reso necessaria un'ottimizzazione degli spessori dei puntoni della struttura del veicolo.



Sono stati inoltre aggiunti al veicolo gli elementi che servono a caratterizzare al meglio l'abitacolo per il posizionamento del manichino: sedili, sterzo, cruscotto, sistemi di ritenuta come airbag e cinture di sicurezza.

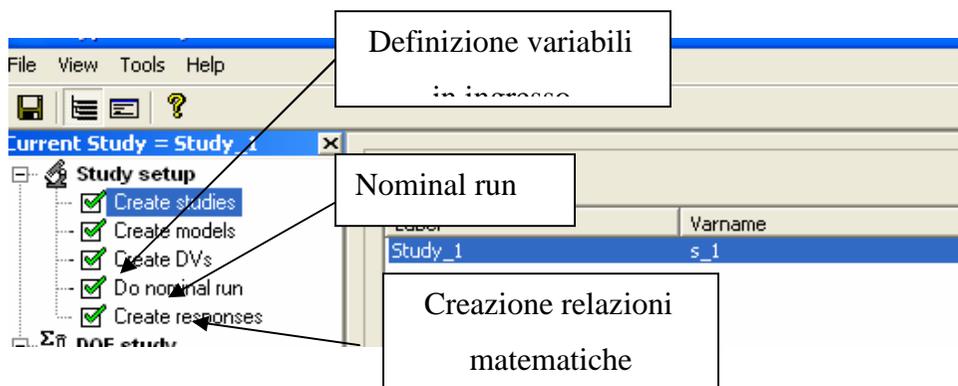
10.2.1. Ottimizzazione

Il modello, una volta corredato di tutte le componenti necessarie al posizionamento del dummy, non ha restituito i valori attesi rilevati nella prova di crash reale. Infatti i valori delle accelerazioni del manichino e del veicolo erano dello stesso ordine di grandezza di quelli registrati nella prova reale, ma presentavano un andamento nel tempo sostanzialmente diverso. Inoltre il modello per l'accuratezza della discretizzazione e dei collegamenti tra parti, sviluppata sullo stesso modello in lavori precedenti, presentava ulteriori potenzialità da approfondire. Si è pertanto fatto un passo indietro nello studio e nell'analisi del modello. È stato studiato il comportamento delle accelerazioni della Geo Metro priva di manichino e dispositivi di ritenuta(per ridurre i tempi di calcolo), in un impatto frontale. Sono stati quindi analizzati i valori misurati sugli accelerometri di cui il veicolo è corredato, e sono state inoltre analizzate le deformazioni frontali subite dal veicolo. Dall'analisi è risultato una non conformità presente già nel modello di partenza delle accelerazioni del veicolo ed in particolar modo dell'abitacolo nei riguardi dell'impatto. Per ovviare a questo problema si sono operate alcune modifiche nel modello di partenza. Da una osservazione dell'impatto e del relativo comportamento del veicolo si sono individuate le parti maggiormente sensibili, quelle parti cioè che assorbono la maggior parte dell'energia d'urto e che quindi influenzano in maniera decisiva il comportamento globale del veicolo. Come variabili di ingresso del problema di ottimizzazione si sono scelti gli spessori di tali parti (mostrate in figura).



Gli obiettivi della ottimizzazione sono stati il raggiungimento di deformazioni analoghe a quelle dalla prova reale e accelerazioni misurate sugli accelerometri posizionati sul veicolo conformi con quelle della prova reale.

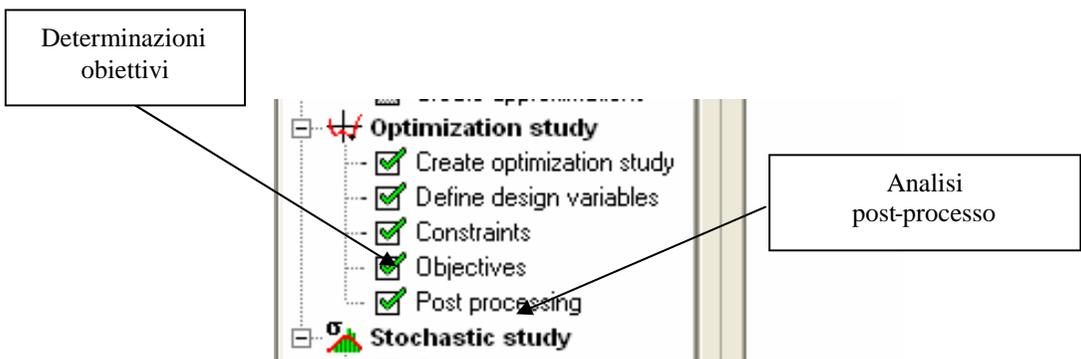
L'ottimizzazione è stata portata a termine grazie all'utilizzo di programmi specifici integrati con il preprocessore finalizzati appunto a problemi di ottimizzazione. Il programma di ottimizzazione svolge una analisi che può essere suddivisa in due stadi.





Nel primo stadio vengono definite le variabili di progetto. A partire dal “deck” (file in formato dyn) di informazioni iniziali sul modello si sostituisce ai valori numerici presenti una variabile alla quale viene assegnato un range entro cui spaziare. A questo punto viene eseguita la “nominal run” (vedi figura) cioè l’analisi del modello a partire dai valori nominali delle variabili scelte per l’ottimizzazione. Questa fase si conclude con la definizione di relazioni matematiche per il calcolo di alcune grandezze: nel nostro caso abbiamo richiesto all’ottimizzatore di misurare un certo numero di deformazioni nella parte anteriore del veicolo e di misurare le accelerazioni computate sugli accelerometri.

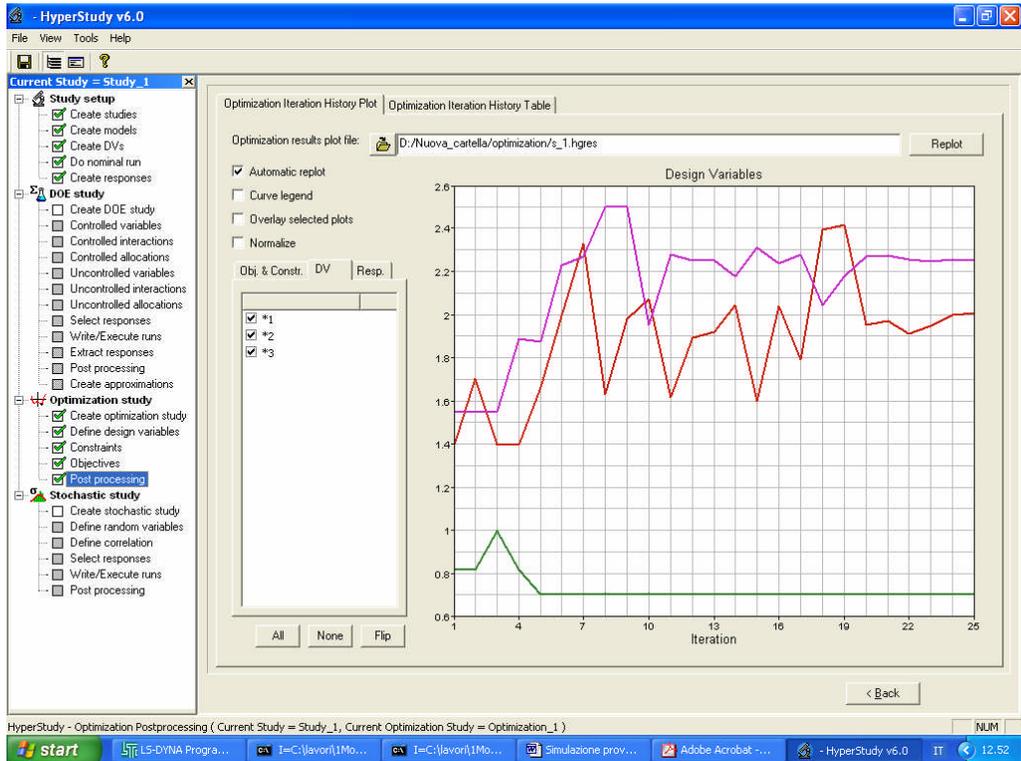
Nella seconda fase vanno impostati gli obiettivi che si vogliono ottenere dall’analisi svolta dall’ottimizzatore.



Come obiettivo si è scelto il raggiungimento di deformazioni ed accelerazioni uguali a quelle della prova reale. L’analisi svolta è stata portata a compimento in



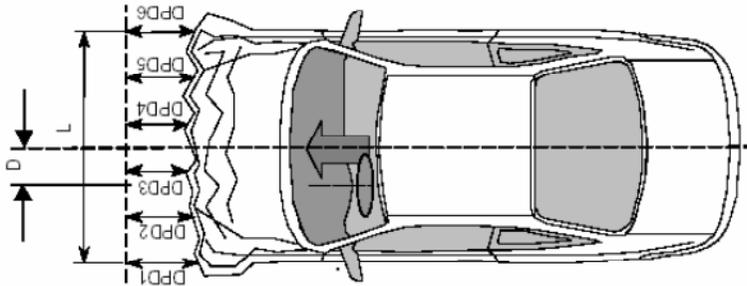
modo iterativo, con 30 tentativi eseguiti automaticamente dal programma.



In figura è mostrato l'andamento delle variabili in ingresso nei vari tentativi effettuati dall'ottimizzatore. Riportiamo inoltre la tabella di fine analisi che mostra i valori di deformazioni e accelerazioni ottenute per ogni tentativo effettuato.

Iteration	Objective_1	*1	*2	*3	Response_1	Response_2
1	637.69500	1.3970000	0.8150000	1.5480000	637.69500	-1.0000000
2	630.51600	1.7043400	0.8160000	1.5480000	630.51600	-1.0000000
3	642.31300	1.3970000	0.9955200	1.5480000	642.31300	-1.0000000
4	633.63700	1.3970000	0.8160000	1.8885600	633.63700	-1.0000000
5	626.04700	1.6624300	0.7000000	1.8738800	626.04700	-1.0000000
6	593.47600	1.9945200	0.7000000	2.2289700	593.47600	-1.0000000
7	603.12900	2.3276900	0.7002070	2.2707800	603.12900	-1.0000000
8	602.89300	1.6363700	0.7037390	2.5003000	602.89300	-1.0000000
9	610.73700	1.9788200	0.7000000	2.5000000	610.73700	-1.0000000
10	612.88800	2.0730300	0.7068940	1.9506400	612.88800	-1.0000000
11	602.61600	1.6158800	0.7000000	2.2757800	602.61600	-1.0000000
12	600.38200	1.8920800	0.7000000	2.2527300	600.38200	-1.0000000
13	605.99800	1.9177800	0.7000000	2.2491500	605.99800	-1.0000000
14	604.27100	2.0449800	0.7000000	2.1746800	604.27100	-1.0000000
15	607.41500	1.5995300	0.7000000	2.3084600	607.41500	-1.0000000
16	614.32300	2.0371400	0.7000000	2.2346700	614.32300	-1.0000000
17	621.47400	1.7698000	0.7000000	2.2726200	621.47400	-1.0000000
18	607.00600	2.3939000	0.7000000	2.0456700	607.00600	-1.0000000
19	616.94400	2.4138500	0.7000000	2.1790500	616.94400	-1.0000000
20	590.60400	1.9523300	0.7000000	2.2695000	590.60400	-1.0000000
21	613.65700	1.9713100	0.7000000	2.2744100	613.65700	-1.0000000
22	609.57200	1.9097900	0.7000000	2.2537800	609.57200	-1.0000000
23	595.78100	1.9489900	0.7000000	2.2478700	595.78100	-1.0000000
24	602.41500	1.9895000	0.7000000	2.2628800	602.41500	-1.0000000
25	616.01600	2.0056300	0.7000000	2.2490400	616.01600	-1.0000000

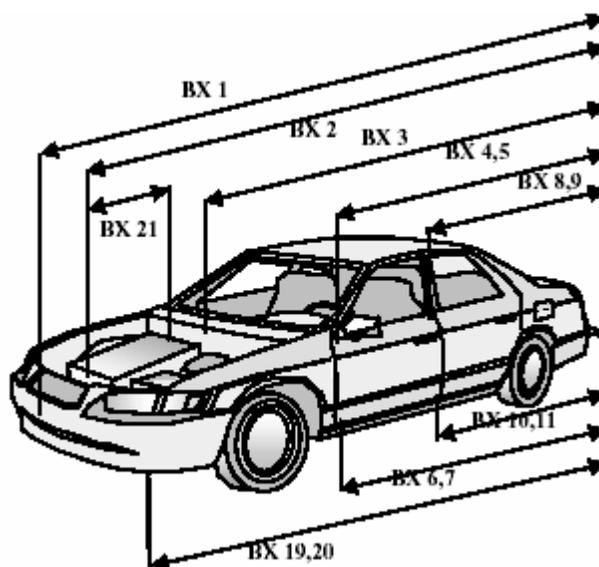




I risultati ottenuti mostrano i miglioramenti apportati sia in termini di deformazioni frontali del veicolo sia in termini di accelerazioni dello stesso. I risultati sono riportati nella tabella qui di seguito dove vengono indicati i valori della prova reale, i valori prima dell'ottimizzazione ed i valori del modello ottimizzato.

Profondità di deformazione	Risultati prova reale Δx	Risultati prova pre-ottimizzazione	Risultati prova post-ottimizzazione
DPD1	-357	-472	-423
DPD2	-521	-575	-551
DPD3	-542	-629	-605
DPD4	-555	-630	-608
DPD5	-524	-577	-560
DPD6	-400	-458	-431

Riportiamo inoltre i valori delle deformazioni dell'intero veicolo:

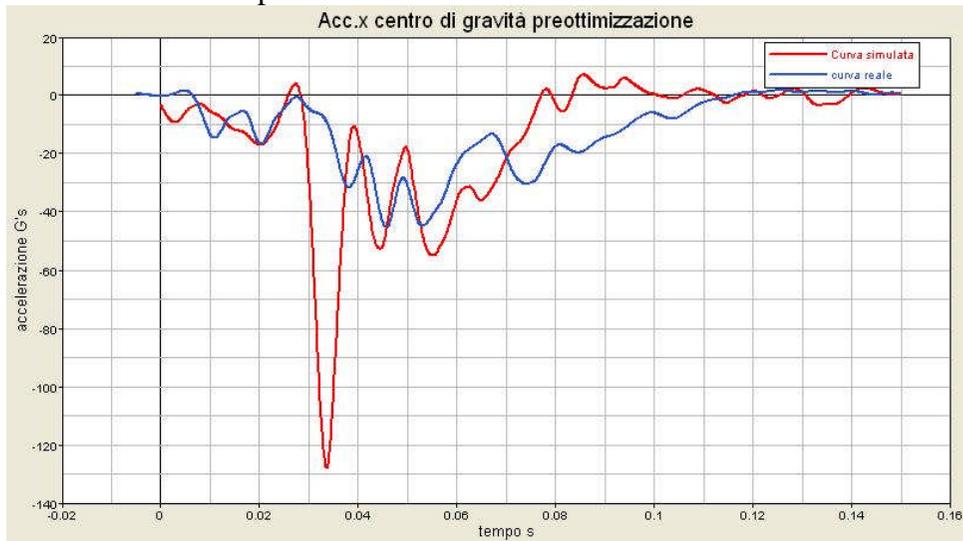


Deformazione totale del veicolo	Risultati prova reale Δx	Risultati prova pre-ottimizzazione	Risultati prova post-ottimizzazione
BX1	544	637	603

Per quanto riguarda i valori delle accelerazioni ottenute riportiamo i grafici in cui confrontiamo le curve simulate con quelle reale prima e dopo l'ottimizzazione.



Accelerazione longitudinale del veicolo computata nel suo centro di massa prima di effettuare l'ottimizzazione



Media mobile su una finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

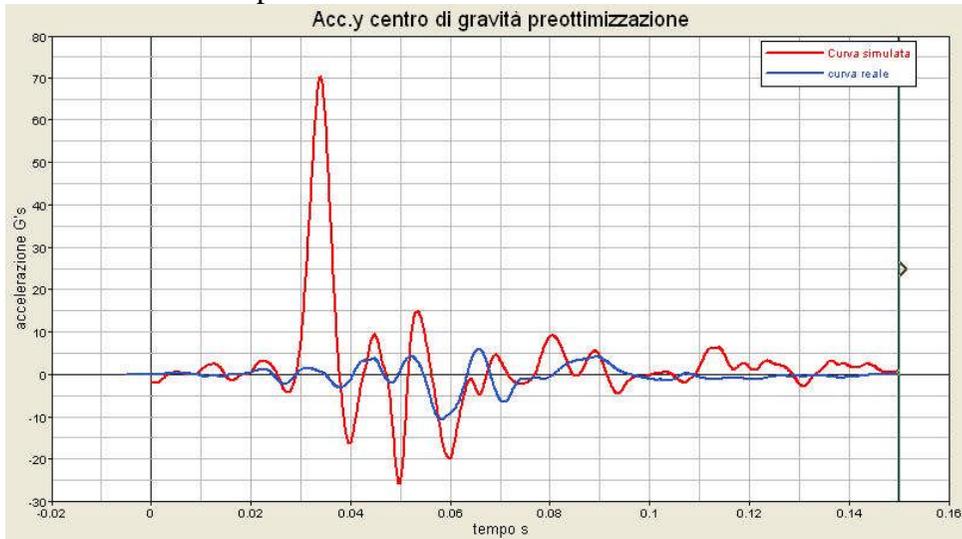
Accelerazione longitudinale del veicolo computata nel suo centro di massa dopo aver effettuato l'ottimizzazione



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s



Accelerazione trasversale del veicolo computata nel suo centro di massa prima di effettuare l'ottimizzazione



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

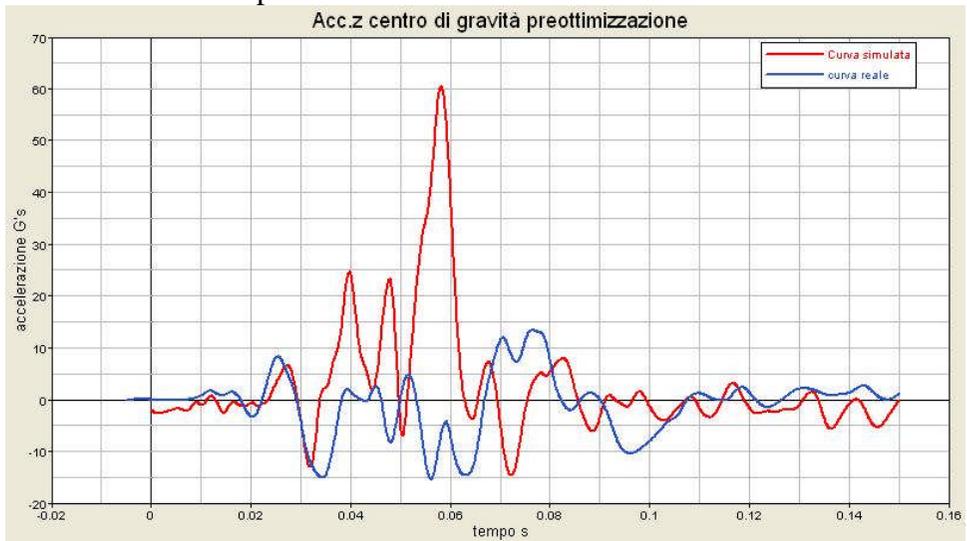
Accelerazione trasversale del veicolo computata nel suo centro di massa dopo aver effettuato l'ottimizzazione



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

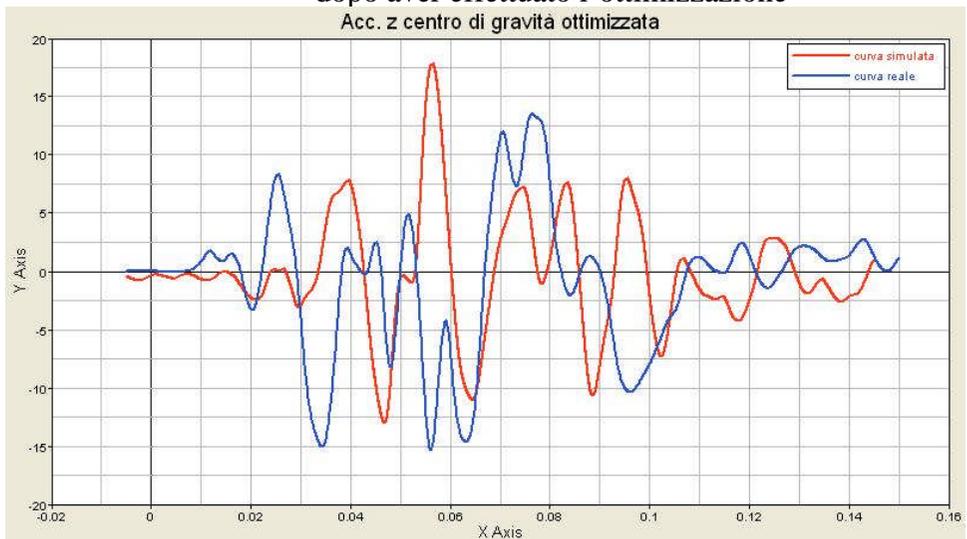


Accelerazione verticale del veicolo computata nel suo centro di massa prima di effettuare l'ottimizzazione



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

Accelerazione verticale del veicolo computata nel suo centro di massa dopo aver effettuato l'ottimizzazione



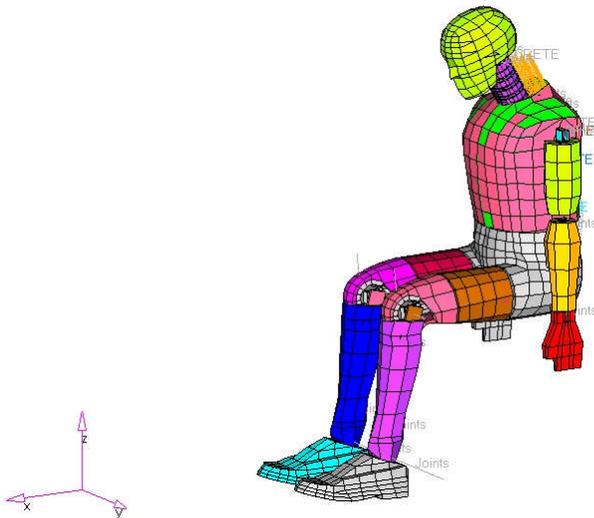
finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s



dall'analisi delle curve relative alle accelerazioni possiamo notare come l'ottimizzazione abbia portato a valori dei picchi di accelerazione confrontabili con i valori della prova reale.

10.2.2. Posizionamento del manichino

Inizialmente il modello di manichino si trova nella configurazione seduta con braccia distese lungo il corpo e ginocchia a 90° come si può osservare da figura.



Lo spostamento del manichino avviene grazie ad una serie di comandi contenuti nel "tree-file". Il tree-file si trova alla fine del file dyn dopo il comando *END. Per questo motivo viene bypassato dal processore durante l'analisi. Il preprocessore (nel nostro caso Hypermesh) legge invece il tree-file e grazie ad un interfaccia intuitiva permette lo spostamento del manichino così come delle sue articolazioni.



Pannello per spostamento articolazioni

Pannello per lo spostamento complessivo del manichino

Tabella che definisce gli spostamenti massimi consentiti per una determinata articolazione dando inoltre il valore corrente dello spostamento

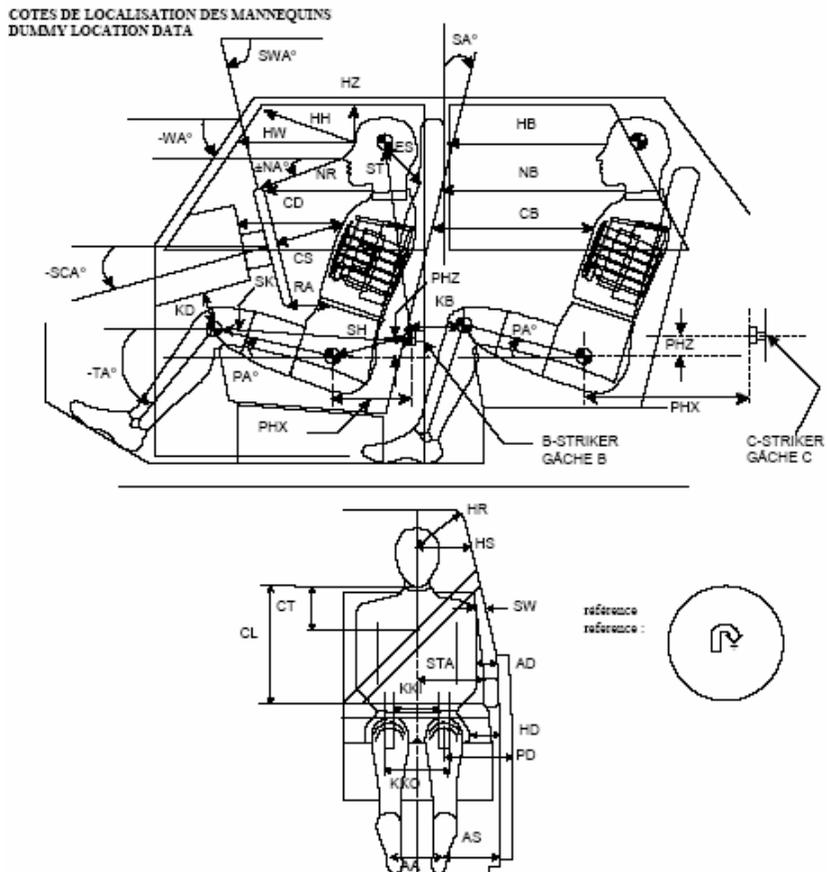
comp	min stop	current	max stop
x rot	- 40 . 000	0 . 000	56 . 900
y rot	- 0 . 100	0 . 000	0 . 100
z rot	- 20 . 000	0 . 000	50 . 000

Le traslazioni complessive del manichino avvengono definendo le nuove coordinate dell'H-point (vedi cap.), le rotazioni hanno come nodo di appoggio l'H-point.

Il posizionamento del manichino è avvenuto seguendo la procedura descritta dalla NHTSA. In figura vengono riportati le distanze relative tra manichino e parti dell'abitacolo. All'interno del modello del veicolo si è cercato per quanto possibile di attenersi alle distanze prescritte. Quanto detto, è molto importante per non pregiudicare la correttezza della simulazione numerica. Il modello non si è mostrato particolarmente sensibile a piccole variazioni delle grandezze considerate. Varie analisi sono state svolte cercando di raggiungere risultati migliori variando opportunamente di pochi gradi l'inclinazione dello sterzo ovvero di pochi



centimetri l'altezza del sedile, senza ottenere significativi cambiamenti nel comportamento del manichino.





DESCRIPTION	CODE	CONDUCTEUR DRIVER	PASSAGER Av. F. PASSENGER	PASSAGER Arr.G. L.R. PASSENGER	PASSAGER Arr.D. R.R. PASSENGER
De charville à cheville (boulon coté) / Aide to arch (coté) bolt	AA	285	235		
Genou à genou (plaque) / Intérieur / Intérie Knee to knee (plate) / Extérieur / Extérie	EKE	105	95		
	EKO	245	235		
Genou à genou (plaque) / Knee to knee (plate) Centre / Center	EKC	175	165		
De la charville jusqu'au vent de porte (horizontalement) / Aide to door sill (horizontal)	AS	180	180		
Centre du genou au tableau de bord ou siège horizontalement (minimum) / Knee centre to dash or seat back horizontal (minimum)	KDL	65	37		
	KDR	65	41		
Sternum au tableau de bord (horizontalement) / Chest to dash (horizontal)	CD		368		
Milieu du sternum au centre du moyeu du volant ou siège avant / Mid sternum to steering hub centre or front seat	CSCH	220			
Milieu du front jusqu'au pare-brise (horizontalement) / Mid forehead to windshield (horizontal)	FW	630	605		
Milieu du front jusqu'au bord du pare-brise / Mid forehead to windshield border	HI	270	280		
Nœud à la partie du volant de direction (haut) ou siège avant / Nose to steering wheel rim (top) or front seat	NR/HR	253			
Milieu du front jusqu'au début du toit / Mid forehead to edge roof	HR	230	235		
Point de l'oreille au haut du siège avant / Ear top to front seat top	ES	213	230		
Menton au haut de la ceinture sous-abdominale (verticalement) / Chin to lap belt upper edge (vertical)	CL	330	344		
Menton au haut de la ceinture bustière (verticalement) / Chin to thorax belt upper edge (vertical)	CT	95	98		
Milieu du front à la fenêtre latérale (horizontalement) / Mid forehead to side window (horizontal)	ES	310	320		
La partie à la porte (horizontalement) / Patella to door (horizontal)	PD	230	220		
Un point-H à la porte (horizontalement) / H-point to door (horizontal)	HD	125	130		
Un milieu du bras à la porte (horizontalement) / Mid upper arm to door (horizontal)	AD	75	110		
Côté jusqu'au volant ou tableau de bord (horizontalement) ou siège avant / Block to steering wheel or dash board (horizontal) or front seat	NB	360	490		
Épaule à la fenêtre de côté / Shoulder to side window	BW	110	122		
Abdomen à l'appui-tête / Abdomen to armrest	STA	138	150		
Milieu du front au toit (verticalement) / Mid forehead to roof (vertical)	HZ	220	225		
Titre au loquet (plan (x,z)) / Striker to head ((x,z) plan)	ST	540	562		
Abdomen à la partie du volant de direction (bas) / Steering wheel rim to abdomen (bottom)	RA	120			
Genou au loquet (plan (x,z)) / Knee to knee ((x,z) plan)	SK	867	872		
Point-H au loquet (plan (x,z)) / Striker to H-Point ((x,z) plan)	SH	563	556		
Point-H au loquet en X (horizontalement) / Striker to H-Point in X (horizontal)	PHX	528	526		
Point-H au loquet en Z (verticalement) / Striker to H-Point in Z (vertical)	PHZ	196	181		

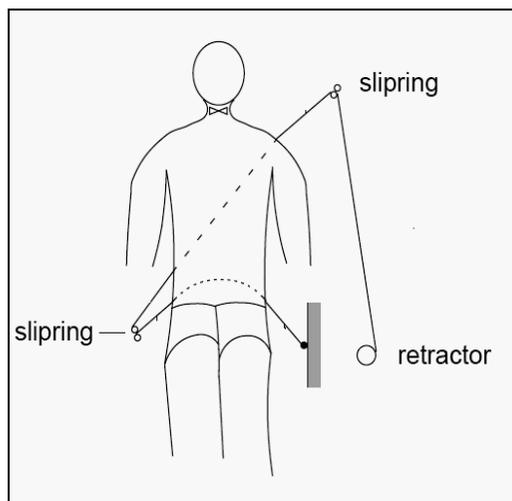
Come si può osservare dalla tabella sopra riportata nel posizionamento del manichino è importante la definizione degli “striker”. Gli *striker* sono punti definiti a partire da un sistema di riferimento che si trova nel centro trasversale del veicolo nel nodo ultimo della parte frontale ed a livello del pavimento. Le posizioni relative tra abitacolo e manichino vengono poi definite a partire da misure fatte con riferimento agli *striker*.



10.2.3. Le cinture di sicurezza

Un elemento fondamentale per il comportamento corretto del manichino è la modellazione dei sistemi di ritenuta. Abbiamo già visto come funziona e come viene modellato l'airbag.

Importante è anche la modellazione delle cinture di sicurezza. Nel caso specifico la cintura da modellare è a tre punti di attacco. Nel sistema sono presenti due *slipring* un *retractor* ed un *pretensioner*.



- **Slipring:**

E' un anello di scorrimento che permette alla cintura di sicurezza di scorrere cambiando la direzione di avvolgimento.

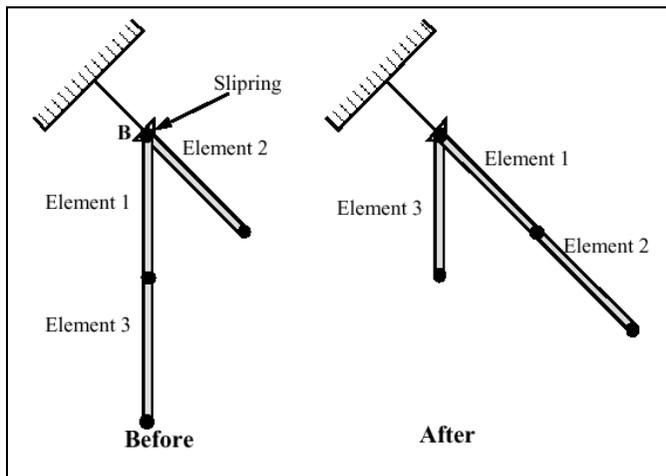
* ELEMENT_SEATBELT_SLIPRING				
SBSRID	SBID1	SBID2	[FC]	SBRNID
11328035	11327972	11327973	0.200	2119139

Per la sua definizione è necessario specificare i due elementi di cintura (SBID1 e SBID2) che devono avere il nodo in comune coincidente con il nodo slipring



(SBRNID). Inoltre bisogna specificare il valore del coefficiente di attrito coulombiano.

Lo slipping permette lo scorrimento continuo della cintura attraverso una opportuna variazione di angolo. Due elementi (1 e 2) in figura si incontrano nello slipping.



Il nodo B sulla cintura rimane attaccato allo slipping, invece il materiale della cintura scorre dall'elemento 1 all'elemento 2. La quantità di materiale che scorre attraverso lo slipping ad ogni time step (passo di integrazione) è calcolata in base al rapporto tra le forze agenti nei due elementi, a sua volta questo valore è determinato dal loro angolo relativo e dal coefficiente di attrito. Dette T_1 e T_2 le tensioni agenti sulla cintura ai lati dello slipping, dove T_2 agisce sulla parte a più elevata tensione e T_1 su quella più bassa, se T_2 è abbastanza vicina a T_1 o se entrambi gli elementi sono allentati, non si ha nessuno scorrimento. In ogni caso, la differenza tra le forze nei due elementi nel nodo B, è scaricata sullo slipping.

Se, in seguito allo scorrimento, la lunghezza indeformata di un elemento scende al di sotto del minimo impostato, la cintura è rimeshata localmente: l'elemento più corto passa attraverso lo slipping e ricompare dall'altro lato, con una lunghezza indeformata pari a 1,1 volte la lunghezza minima; forza e deformazione negli altri elementi non variano, mentre quelle di e1 corrispondono ora a quelle di e2.



Normalmente lo slipring è parte della struttura del veicolo e quindi gli elementi della cintura non devono essere connessi a questo nodo direttamente

▪ **Il retractor:**

Il retractor ha la funzione di mantenere al suo interno la lunghezza di cintura non utilizzata, ed è in grado di bloccarsi in determinate condizioni

Per modellare il retractor è necessario definire:

Create number of seatbelt element in Retractor						[numSeatBelts]
						10
* ELEMENT_SEATBELT_RETRACTOR						
SBRID	SBRNID	SBID	SID1	[SID2]	[SID3]	
99001	780	11328032		1		
[TDEL]	[PULL]	LLCID	ULCID	[LFED]		
0.005	5.000	1160	1160	15.000		
Card Image						comp:

- SBRID: rappresenta il numero del retractor e deve essere unico;
- SBRNID: rappresenta il nodo del retractor, che deve essere unico e deve avere le coordinate del nodo dell'elemento definito dentro al retractor ;
- SBID: elemento seatbelt definito inizialmente nel retractor;
- SIDn: il numero unico del sensore ;
- TDEL: tempo di ritardo tra l'attivazione del sensore e l'attivazione del retractor;
- PULL: lunghezza di cintura scorsa nell'intervallo di tempo tra la fine del tempo di ritardo e il bloccaggio del retractor;
- LLCID: curva di carico;
- ULCID: curva di scarico;
- LFED: fed lenght deve essere settata pari almeno al triplo della lunghezza minima definita nel MAT_SEATBELT.

I retractor consentono agli elementi seatbelt di essere "sfilati" da esso, man mano che questi sono richiamati dalla tensione della cintura (in questo caso si dice che il



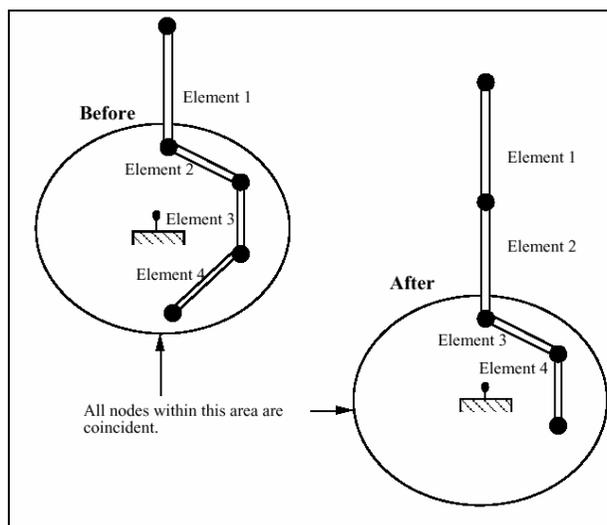
retractor è “sbloccato”), oppure, quando una condizione limite definita dall’utente sul rapporto forza/velocità di scorrimento è verificata, forniscono una forza di resistenza che impedisce ogni ulteriore spostamento (funzionamento “bloccato”)

Il retractor è inizialmente sbloccato; in tali condizioni applica una tensione costante il cui valore corrisponde al primo punto sulla curva di carico (pertanto attenzione deve essere posta nella definizione di tale curva). Il primo punto di tale curva(T_{\min}) deve essere necessariamente maggiore di zero. La massima velocità di scorrimento, in entrambi i versi, è però fissata in base al timestep, pertanto non è sempre assicurata la costanza della tensione.

Il retractor rimane sbloccato finché non si verifica la seguente sequenza di eventi:

- Uno qualsiasi dei sensori scatta
- Trascorre un tempo definito dall’utente
- È tirata fuori una lunghezza anch’essa definita dall’utente
- Il retractor si blocca

La tensione che esso esplica è fornita dalla curva di carico impostata dall’utente, in base alla lunghezza di cintura fuoriuscita dal retractor; se in seguito la tensione diminuisce, segue l’altra curva impostata dall’utente, la curva di scarico, fino al raggiungimento della tensione minima.





È possibile definire elementi seatbelt posti inizialmente all'interno del retractor. In figura gli elementi e2, e3 ed e4 sono inizialmente dentro il retractor, il quale sta fornendo materiale all'elemento e1. Quando sarà stata fornita una lunghezza L_{crit} pari a:

$$L_{crit} = fed_length - 1.1 \times lunghezza_min$$

(in cui la fed length è impostata dall'utente, e la lunghezza minima è quella a sua volta definita per l'elemento seatbelt) allora l'elemento e2 emergerà con lunghezza indeformata pari a $1.1 \times lunghezza_minima$. La lunghezza indeformata di e1 si ridurrà della stessa quantità. In questo modo, la deformazione e la tensione in e1 saranno invariate e gli stessi valori esisteranno in e2. Il retractor, quindi fornirà materiale ad e2.

All'inverso, quando il retractor "riavvolge" la cintura, se la lunghezza indeformata dell'elemento prossimo ad esso diviene minore della lunghezza minima impostata, tale elemento rientra nel retractor.

Per quanto riguarda la definizione degli elementi seatbelt all'interno del retractor, è necessario semplicemente che i loro nodi coincidano con il retractor node e non abbiano nessun vincolo. La slack length sarà automaticamente impostata pari a $1.1 \times lunghezza_minima$.

- **Pretensioner:**

La funzione del pretensionatore è di recuperare il gioco della cintura con l'occupante durante le fasi iniziali del crash. Un primo tipo di pretensionatore definibile è un mezzo pirotecnico che agisce sul rocchetto del retractor, in modo che la cintura sia richiamata all'interno; in tal caso l'utente definisce una curva tempo/lunghezza richiamata, che è applicata quando si attiva il pretensionatore.



Gli altri due tipi sono delle molle o delle barre di torsione precaricate che muovono la fibbia della cintura. In tal caso si richiede la definizione di un elemento molla (*spring*), di qualunque tipo; per i suoi nodi si potranno definire condizioni di vincolo in maniera normale, mentre l'azione del pretensionatore sarà semplicemente quella di cancellare la forza nella molla prima (o dopo) che essa sia scattata. Affinché si attivi un pretensionatore, la seguente sequenza di eventi deve verificarsi:

- Uno qualsiasi dei sensori scatta
- Trascorre un tempo definito dall'utente
- Il pretensionatore agisce

L'utente può inoltre definire un tempo di ritardo tra l'attivazione del sensore e quella del pretensionatore.

- **Sensors** (*ELEMENT_SEATBELT_SENSOR)

I sensori sono usati per inserire il blocco dei retractor e attivare i pretensionatori. Sono disponibili quattro tipi di sensori, in relazione all'evento da verificarsi per l'attivazione:

1. Se il valore assoluto di una delle tre componenti dell'accelerazione di un dato nodo rimane al di sopra di un certo livello per un dato tempo, il sensore scatta; il nodo non deve appartenere ad un corpo rigido;
2. Se la velocità di fuoriuscita di materiale da un dato retractor rimane al di sopra di un certo livello, il sensore scatta;



3. Il sensore scatta dopo un certo tempo definito dall'utente;
4. Il sensore scatta quando la distanza tra due dati nodi va al di fuori di un intervallo definito.

I parametri caratteristici in questa card sono:

- SBSID :è il numero del sensore e deve essere unico;
- SBSTYP: è il tipo di sensore , e a seconda della scelta fatta verranno attivate ulteriori card;

Riguardo a quest' ultimo campo bisogna dire che i sensori possono essere attivati in vari modi :

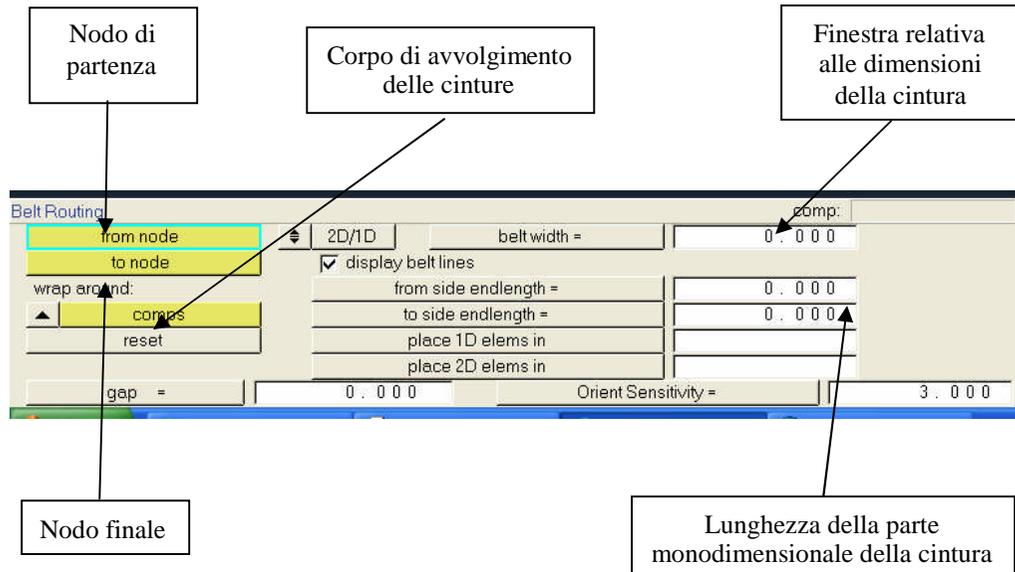
- Accelerazione di un nodo ;
- Percentuale di cintura che il retractor fa uscire ;
- Tempo ;
- Distanza tra due nodi ;

Si è preferito scegliere che il sensore si attivi ad un determinato tempo. Avendo fatto tale scelta si attiva una ulteriore card i cui parametri caratteristici sono :

- TIME : è il tempo in cui tale sensore si attiva.

Modellazione della cinture:

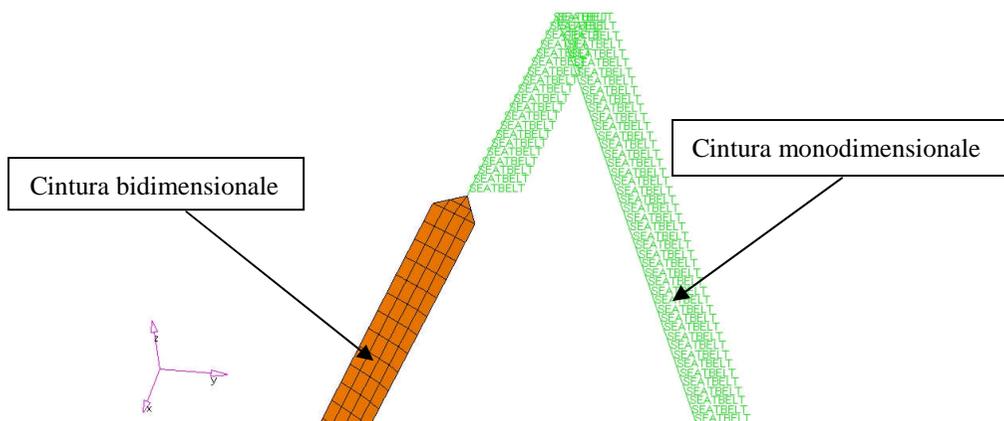
Per la modellazione delle cinture di sicurezza esiste un interfaccia all'interno del preprocessore che aiuta l'utente nella procedura di definizione delle stesse. Come possiamo vedere in figura bisogna definire una serie di informazioni relative alle caratteristiche geometriche della cintura di sicurezza



Vengono quindi definiti:

- i punti di attacco iniziale e finale della cintura, *from node- to node*
- lo spessore della cintura, *belt width*.
- la lunghezza della cintura monodimensionale.
- La parte del manichino intorno alla quale la cintura deve avvolgersi.
- Il *gap* e cioè la distanza della cintura dal corpo del manichino.

La cintura è composta da parti monodimensionali e parti bidimensionali come illustrato in figura.





▪ **Elementi monodimensionali**

Le parti monodimensionali della cintura servono per la definizione del pretensionatore e del limitatore di tensione. Infatti tali elementi possono appoggiarsi unicamente alla parte monodimensionale della cintura. La cintura monodimensionale è definita tramite un materiale specifico, il *mat_seatbelt* di cui è riportata la card in figura.

*MAT_SEATBELT_TITLE				
Material_Title				
Materiale relativo alla cintura monodimensionale				
ID	[MPUL]	LLCID	ULCID	[LMIN]
2854	1.000e-07	1161	1161	1.000

Le caratteristiche definibili per il materiale *mat_seatbelt* comprendono:

- MID : numero identificativo del materiale;
- MPUL : in cui viene definita la massa per unità di lunghezza ;
- LLCID : Curva applicata nella fase di carico della cintura (deformazione/forza);
- ULCID : Curva applicata nella fase di scarico della cintura (deformazione/forza);
- LMIN : Lunghezza minima (per gli elementi che interagiscono con gli anelli di scorrimento (*sliprings*) e i retractors).

Entrambe le curve di carico scarico devono avere inizio nell'origine (0,0) ed avere solo valori positivi sia per le forze sia per le deformazioni. Il primo punto non nullo della curva di carico rappresenta l'inizio dello snervamento per il materiale. In fase di scarico la curva è traslata lungo l'asse delle deformazioni fino ad intersecare la curva di carico nel punto di snervamento, a partire dal quale lo scarico incomincia; se lo snervamento non è stato superato durante la fase di carico, o se l'origine della curva traslata dello scarico interseca le ascisse per una deformazione negativa, la



curva di carico sarà utilizzata anche per la fase di scarico. Nel caso in cui la deformazione è minore di quella all'origine della curva di scarico, l'elemento è allentato e nessuna forza è generata; altrimenti, le forze saranno determinate dalla curva di scarico, sia per lo scarico che per il ricarico, finché la deformazione non superi di nuovo lo snervamento, in seguito al quale è usata di nuovo la curva di carico.

Inoltre nella card del materiale deve essere definita una "lunghezza minima" (generalmente un decimo della lunghezza iniziale dell'elemento): tale valore impone la dimensione minima consentita per ogni elemento seat_belt e determina quando un elemento passa attraverso uno sliring o è assorbito dal retractor.

▪ **Cinture bidimensionali**

La definizione di una cintura con elementi puramente monodimensionali comporterebbe una concentrazione delle forze trasmesse dalla cintura al manichino, infatti solo una ristretta area del torace sarebbe sottoposta a compressione. Risulta quindi evidente l'importanza di poter definire almeno per la parte a contatto con il torace del manichino una cintura bidimensionale.

La cintura bidimensionale è modellata con un materiale del tipo *mat_fabric* (tessuto) di cui riportiamo la card in figura.

*MAT_FABRIC_TITLE						
Material_Title						
materiale relativo alla cintura bidimensionale_						
ID	[Rho]	[EA]	[EB]	[EC]	[PRBA]	
2855	4.000e-09	1600.000			0.300	
[GAB]	[GBC]	[GCA]	[CSE]	[EL]	[PRL]	
38.000	38.000	38.000				

Card Image comp: loe

Title

Il *mat_fabric* è un materiale tipo tessuto, la definizione delle caratteristiche di tale materiale comprende:

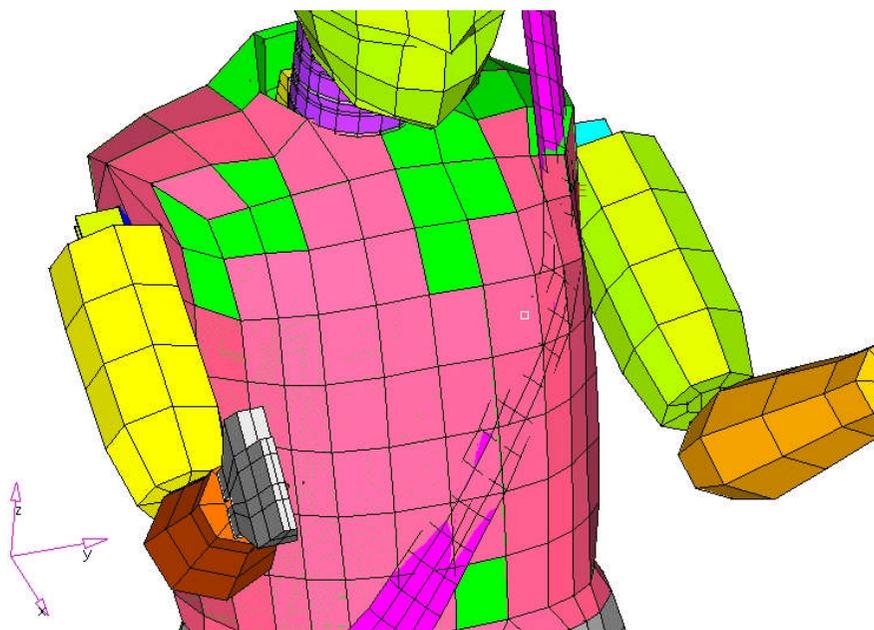
- Rho: definizione della densità



- EA: valore del modulo di Young in direzione trasversale. Nel caso di materiale isotropico gli unici valore da inserire in input sono quelli relativi a EA e PRBA
- PRBA: modulo di poisson
- GAB: modulo di elasticità tangenziale

Una volta definiti i materiali come anche la tipologia degli elementi che definiscono la cintura, bisogna posizionala in modo opportuno.

Il preprocessore permette una modellazione tale che il torace così come anche il bacino del manichino risultino avvolti dalla cintura. Tale operazione comunque non sempre porta ai risultati sperati. Spesso vengono commessi errori grossolani dal preprocessore come compenetrazioni iniziali tra cintura e manichino o un non perfetto avvolgimento della cintura attorno al manichino.

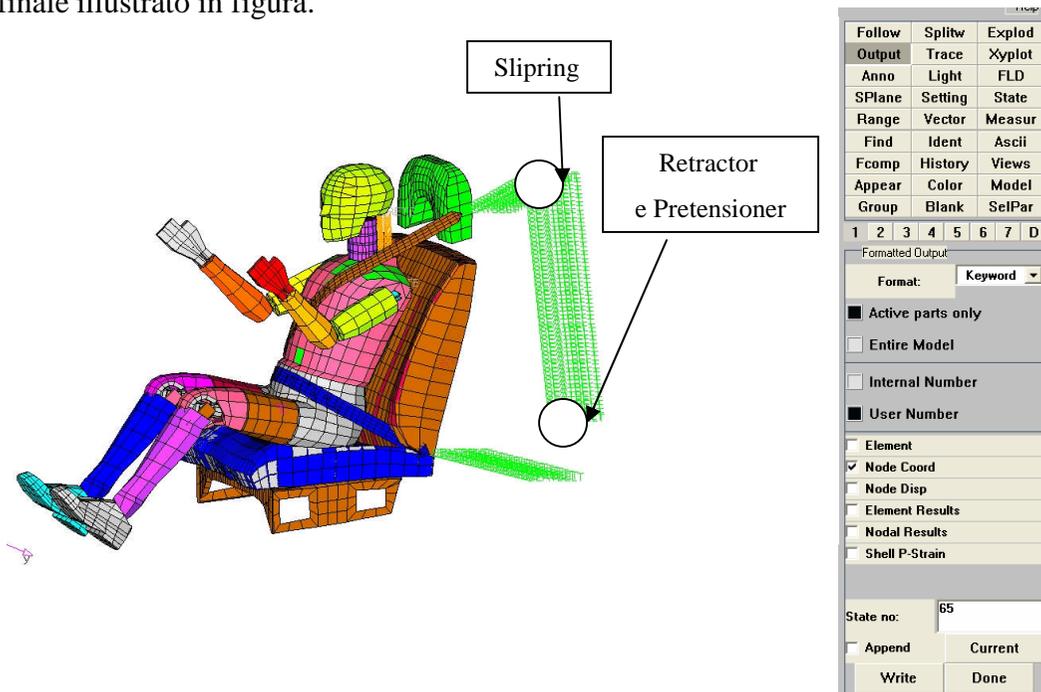


Per ovviare a tali inconvenienti si è scelto di utilizzare una procedura che consente di effettuare un pretensionamento della cintura evitando compenetrazioni iniziali. La procedura di pretensionamento si suddivide in due fasi. Una prima fase comporta la modellazione della cintura avvolgendola al meglio attorno al



manichino, naturalmente si definisce un *gap* molto elevato in modo tale da evitare eventuali compenetrazioni iniziali. Viene poi applicato un carico molto piccolo alla cintura monodimensionale e viene lanciata una analisi del modello. Il risultato di tale analisi porterà ad una configurazione della cintura perfettamente avvolta attorno al manichino: la cintura monodimensionale soggetta al carico passerà all'interno degli anelli di scorrimento mentre la cintura bidimensionale sarà costretta a seguire quella monodimensionale aderendo al corpo del manichino.

A questo punto interviene una seconda fase in cui la nuova geometria della cintura risultante dall'analisi fatta viene importata nel modello di partenza. Il risultato finale illustrato in figura.



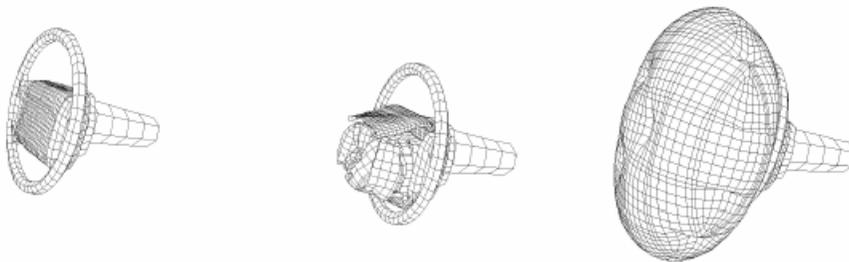
Tale operazione viene fatta tramite il post di LS_Dyna che permette di scrivere un file ASCII in cui vengono riportate le coordinate dei nodi della cintura di sicurezza aggiornate al tempo di simulazione scelto dall'utente. A questo punto i nodi vengono copiati nel deck iniziale e la cintura assume la nuova configurazione.

In figura è riportato il pannello che permette di ottenere in output il valore delle coordinate aggiornate dei nodi della cintura di sicurezza.



10.2.4. Descrizione del modello di airbag

Il modello di airbag utilizzato è basato sulle caratteristiche di quello di una Ford Taurus. È stato sviluppato dalla National Crash Analysis Center con l'obiettivo di analizzare le interazioni tra airbag e pilota. Il tessuto dell'airbag è stato piegato in modo simile a quanto avviene nella realtà usando un pre-processor PATRAN. Il tessuto dell'airbag è caratterizzato da 12 piegature. Particolare cura è stata posta nell'assicurarsi che non ci fossero compenetrazioni iniziali tra gli strati soprattutto negli angoli dove due o più piegature interagiscono. La figura che segue riporta l'airbag a diversi stadi di apertura.



Il tessuto dell'airbag è stato modellato con elementi a membrana shell. Il materiale usato è appunto un fabric_material. Il volante e la camera in cui è alloggiato l'airbag sono stati modellati come elementi shell con un materiale elastico. La dinamica del gas all'interno dell'airbag è modellata con una formulazione basata sulla prima legge dei gas ideali di Cauchy. La caratteristica relativa al gonfiamento dell'airbag è definita da una curva portata massa-tempo. Vengono qui di seguito riassunte le caratteristiche dell'airbag.

Number of Parts	8
Number of Nodes	4,724
Number of Shell Elements	4,588



A partire dal modello di Geo Metro descritto un ulteriore miglioramento del comportamento del manichino durante l'impatto è stata ottenuta variando la curva relativa al flusso di massa dell'airbag. Ciò si è reso necessario dal momento che, come già detto in precedenza, il modello di airbag utilizzato per la Geo metro è stato sviluppato sulla base delle caratteristiche di un airbag per Ford Taurus.

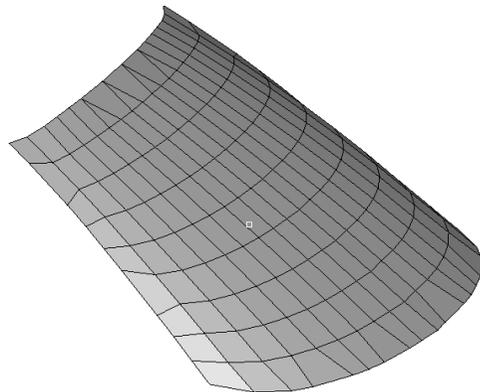
La caratteristica di gonfiaggio dell'airbag è definita da una curva che rappresenta la variazione del flusso di massa all'interno dell'airbag nel tempo.

Il lavoro realizzato nei riguardi dell'airbag consiste nel confronto tra le immagini simulate con le immagini del dispiegamento dell'airbag nella prova reale ottenute dalla telecamera ad alta velocità posizionata all'interno del veicolo. Da tale confronto si è ottenuta una nuova curva di gonfiaggio dell'airbag i cui risultati mostrano un buon livello di approssimazione della realtà. La modifica dell'airbag ha richiesto numerose simulazioni nelle quali le piccole variazioni del comportamento del manichino venivano interpretate per ottenere nuovi valori della curva di dispiegamento dell'airbag utilizzata per la simulazione successiva.

10.2.5. Il parabrezza anteriore

Nei veicoli attualmente in commercio il parabrezza anteriore è costituito da un vetro laminato. Due lastre di vetro vengono incollate tra loro mediante un film di polimero interposto, in modo che sembri risultante un'unica lastra di vetro. Se il laminato si infrange i frammenti sono trattenuti insieme riducendo così il rischio di infortuni.

Tale materiale è stato modellato per affinare il modello iniziale. A tal fine





è stato usato un materiale del tipo *laminated_glass*. I parametri necessari per definire questo tipo di materiale sono:

*MAT_LAMINATED_GLASS							
ID	[Rho]	[E]	[Nu]	[SYG]	[ETG]	[EFG]	[EP]
3060	2.500e-09	75000.000	0.230	40.000	0.000	5.300e-04	70000.000
[PRP]	[SYP]	[ETP]	[ArrayCount]				
0.300	20.000		3				
\$\$\$ HM Number of Layers to define =							
F(1)	F(2)	F(3)					

- Rho: densità del materiale
- E: modulo di Young per il vetro
- Nu: coefficiente di Poisson per il vetro
- SYG: tensione di snervamento per il vetro
- EFG: valore della deformazione che porta a rottura per il vetro
- EP: modulo di Young per il polimero
- PRP: coefficiente di Poisson per il polimero
- SYP: tensione di snervamento per il polimero
- Array Count: disposizione degli elementi che costituiscono il laminati



11. Appendice C dettagli di modellazione dell'autoarticolato

11.1. Generalità

Il modello costruito è riportato in figura 1. L'autoarticolato si compone di due parti: la motrice (chiamata anche trattore) ed il semirimorchio, unite da un dispositivo che permette rotazioni relative intorno a due assi: uno orizzontale e l'altro subverticale, entrambi ortogonali alla direzione del moto.

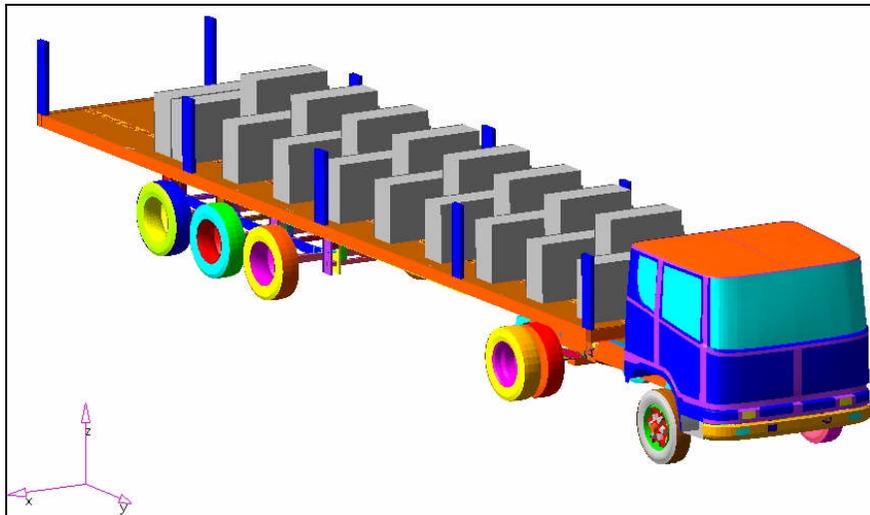


Figura 11-1: modello FE di autoarticolato

In questa sezione si offriranno i dettagli della modellazione di tale veicolo.

La struttura principale del telaio è costituita da due longheroni che si estendono per l'intera lunghezza con altezza variabile. Tali elementi sono collegati trasversalmente da strutture irrigidenti (con un profilo a C o scatolare) ed in corrispondenza delle zone di attacco l'anima del longherone presenta nervature di irrigidimento che riducono notevolmente la deformabilità.

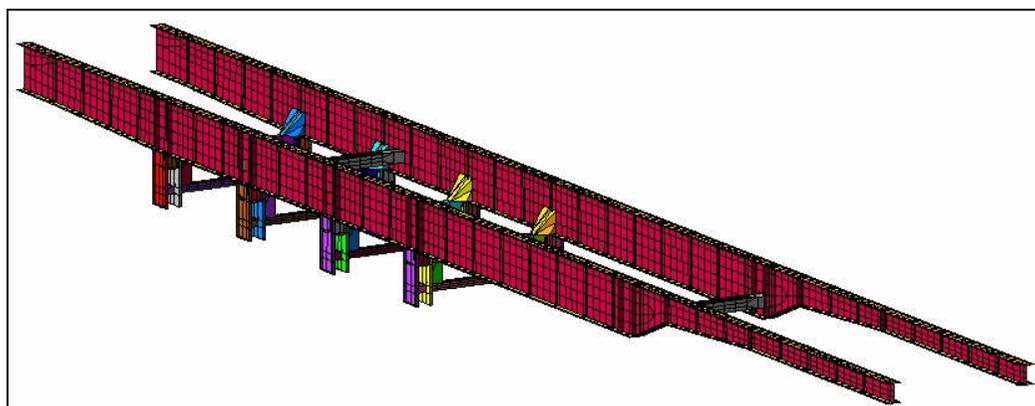


Figura 11-2: telaio del semirimorchio

Come si può osservare in figura 2, al telaio sono collegate le parti per l'attacco del sistema di sospensioni che verrà descritto in dettaglio più avanti. Anche in questo caso in corrispondenza della zona di collegamento al longherone sono presenti delle nervature di irrigidimento con la già citata funzione.

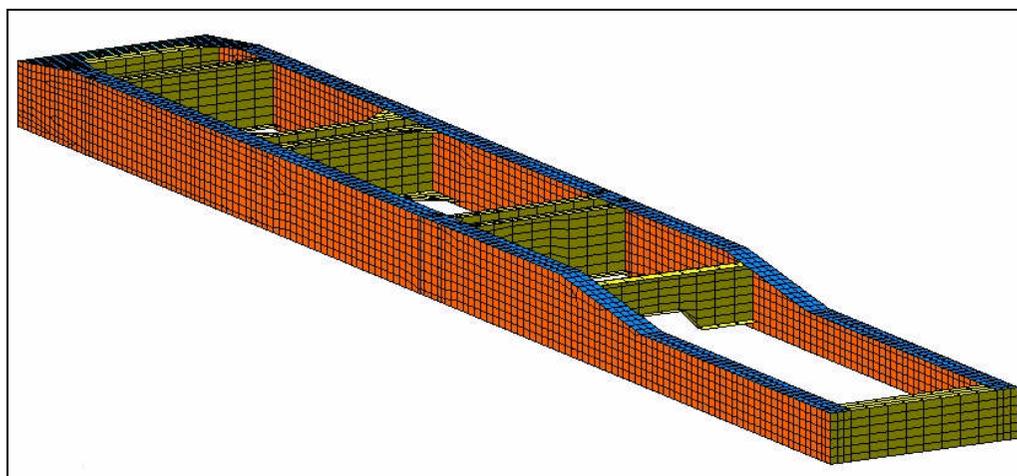


Figura 11-3: telaio del trattore

Il telaio del trattore (Fig.3) si presenta molto simile a quello del semirimorchio: la struttura principale è formata da due longheroni con profilo a C, anch'essi con



altezza variabile collegati da traversi di irrigidimento caratterizzati dal medesimo tipo di profilo.

Al telaio sono collegate le sospensioni (del tipo al balestra, delle quali si parlerà in avanti più in dettaglio insieme a quelle del semirimorchio) e la cabina, quest'ultima attraverso dispositivi che hanno la funzione di attenuare gli urti trasmessi dal telaio e nello stesso tempo permettere precisi

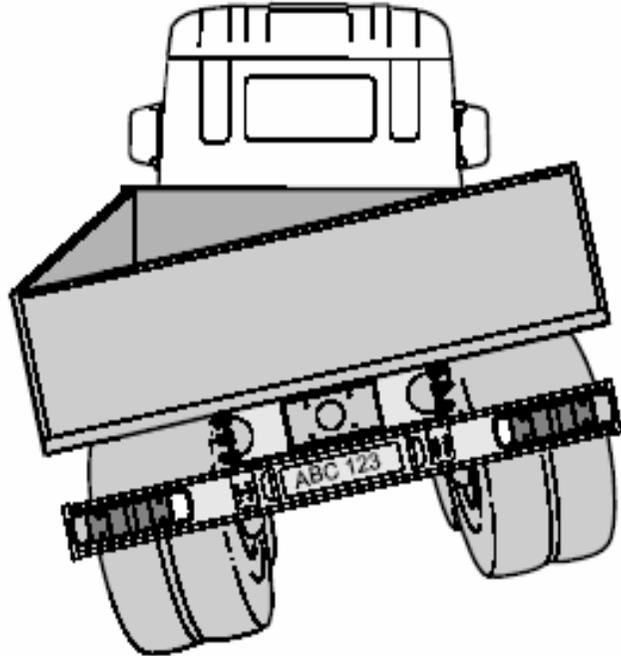


Figura 11-4: allestimenti flessibili a torsione del rimorchio

movimenti di rotazione per la manutenzione del

veicolo. Altro dispositivo fissato al telaio del trattore è la ralla: questa permette di collegare la motrice con il semirimorchio garantendo gli opportuni cinematismi che verranno di seguito illustrati. La tipologia di telaio usata viene scelta tra un ampio gruppo modulare di telai per l'applicazione di trasporto specifica al fine di ottenere le prestazioni migliori per quanto riguarda resistenza, comfort, caratteristiche di guida e movimentazione del carico.

Restano da descrivere oltre a quanto già citato i cosiddetti allestimenti flessibili a torsione, ossia l'insieme di tutti quegli elementi caratterizzati da una resistenza alla torsione molto bassa (Fig. 4). Gli allestimenti flessibili seguono, senza opporre resistenza i movimenti dell'autotelaio durante la guida su terreni accidentati, dove il telaio è sottoposto a forti sollecitazioni laterali. Tipici allestimenti flessibili alla



torsione sono i cassoni fissi, gli allestimenti ribaltabili, i cassoni intercambiabili e le ralle.

11.2. Modellazione del telaio del semirimorchio

La modellazione del telaio del semirimorchio è stata sviluppata con riferimento ad un veicolo utilizzato in un campo prove per la omologazione delle barriere di sicurezza stradali. Gli spessori attribuiti all'anima ed alle ali dei longheroni sono quelli del veicolo reale, così come quelli degli elementi che permettono l'attacco del sistema di sospensioni. In riguardo al materiale utilizzato per la modellazione, si è considerato un acciaio a comportamento elastico fino al raggiungimento della tensione di snervamento (350 N/mm^2) e deformazione ultima pari al 30%. Il comportamento del materiale oltre il limite di snervamento è caratterizzato da una curva definita

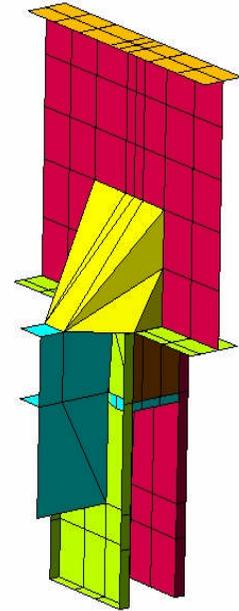


Figura 11-5: attacchi delle balestre

attraverso otto coppie (s , e). Le parti del telaio dove attaccano le sospensioni (Fig. 5) sono state modellate con materiale rigido, poiché il comportamento di queste ultime, come osservato da alcune prove di crash, risulta essere tale. Gli elementi usati per la modellazione del telaio sono tutti *shell* per lo più a quattro nodi con spessore uniforme e formulazione 10 del codice di calcolo Ls_Dyna 3D, cioè quella di Belytschko-Wong-Chiang.

11.3. Modellazione del telaio del trattore

Per il telaio del trattore vale quanto detto per quello del semirimorchio, nel senso che la modellazione è stata fatta avendo come riferimento il veicolo utilizzato nel campo prove e con lo stesso tipo di materiale. Le modalità di collegamento delle



sospensioni al telaio in questo sono diverse dalle precedenti (Fig. 6). La sospensione viene fissata al telaio in due punti: nella parte anteriore vi è un sistema che permette la rotazione intorno ad un perno solidale ad una piastra a sua volta collegata al telaio, mentre nella parte posteriore si trova un pattino con curvatura piuttosto ampia che permette lo scorrimento della balestra qualora si deformi.

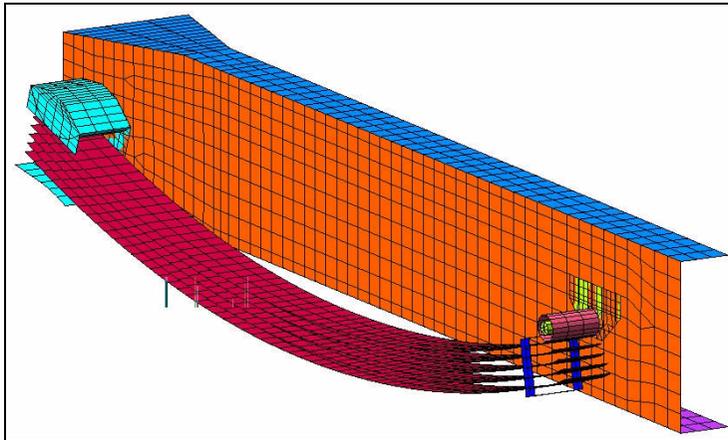


Figura 11-6: sistemi di attacco delle sospensioni del trattore al telaio

La piastra ed il perno citati, nonché il pattino nella zona posteriore sono stati modellati in materiale rigido perché oltre che riflettere il loro reale comportamento, permettono il fissaggio al telaio per mezzo di “XtraNode” (così definiti nel codice di calcolo), ossia nodi solidali alle piastre (corpi rigidi) ma appartenenti al telaio. Gli elementi usati per la modellazione sono sempre *shell* a quattro nodi con spessore costante e con formulazione 10, tranne per il perno che è stato modellato con elementi *solid* a 6 nodi.

11.4. Modellazione del motore del veicolo

Il motore del veicolo (Fig. 7) è stato modellato con elementi *solid* a otto nodi in materiale rigido. E' collegato al telaio in più punti: lateralmente per mezzo di



elementi *beam*, modellati in acciaio a comportamento elastoplastico con tensione di snervamento pari a 350 N/mm^2 e formulazione 1 (formulazione di default), aventi sezione quadrata di lato 10 mm. Nella parte anteriore è collegato attraverso una piastra solidale al telaio, anch'essa modellata in materiale elastoplastico con le stesse caratteristiche del precedente, ma con elementi shell a quattro nodi a spessore costante e formulazione 10. La parte posteriore è solidale al traverso del telaio come si può osservare dalla stessa figura.

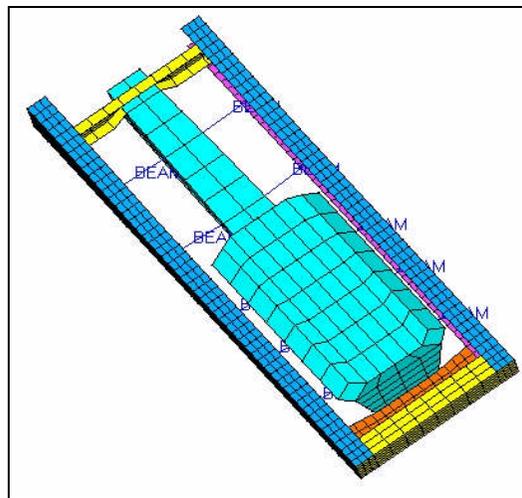


Figura 11-7: collegamento del motore al telaio

11.5. Modellazione della cabina

La modellazione della cabina parte da un disegno tridimensionale in formato vettoriale creato sulla base di rappresentazioni bidimensionali nello stesso formato scaricate dal sito della SCANIA (Fig. 8). La ricostruzione del disegno tridimensionale ha richiesto molte ore di lavoro per la carenza di numerose linee di contorno e di altre rappresentative di particolari che nel disegno 2D mancavano in quanto non visibili. In diverse occasioni sono state di valido aiuto numerose foto di veicoli dalle medesime caratteristiche scattate presso una concessionaria del luogo. Altre incertezze riguardanti particolari di vario tipo (sistema di collegamento al



telaio, entità degli spessori, cinematismi consentiti etc.) sono state eliminate attraverso chiarimenti talvolta telefonici con officine specializzate.

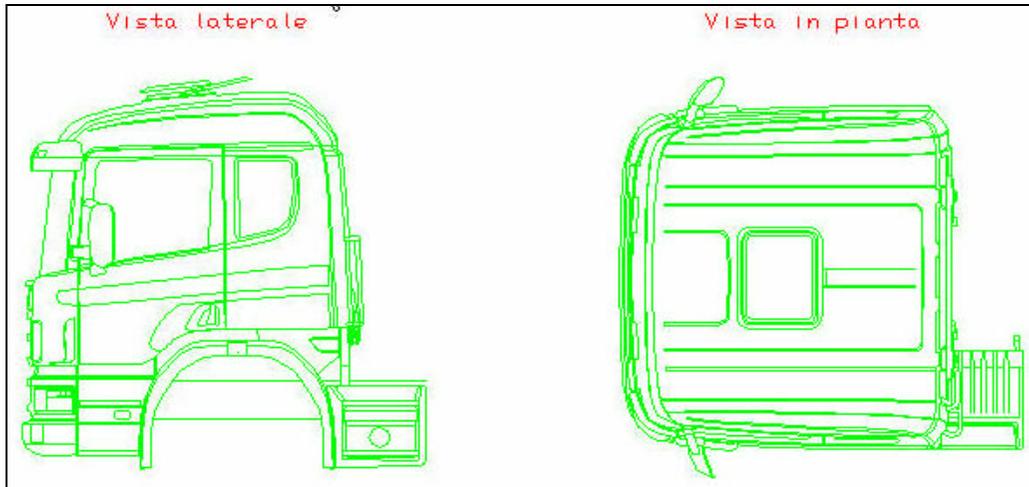


Figura 11-8: disegni 2D in formato vettoriale della cabina

Una delle complicazioni che si sono avute in fase di modellazione riguarda l'importazione della geometria tridimensionale, infatti, è possibile acquisire solo di linee semplici e superfici: le *polilinee* e le *spline*, molto utilizzate in ambiente CAD per rappresentare le parti curve della cabina non vengono riconosciute dal modellatore. Ciò ha richiesto la trasformazione di queste entità in linee semplici. Un ulteriore problema si è presentato nel momento in cui è stata costruita la mesh del parabrezza e di altre parti curve, poiché l'algoritmo del modellatore non è stato in grado di ricostruire una superficie che riproducesse con fedeltà la forma di queste parti partendo dalle linee di contorno. Questo inconveniente è stato comunque superato operando direttamente in ambiente CAD con la superficie di *Coons*, che permette di creare una mesh poligonale tridimensionale selezionando quattro lati adiacenti che definiscono la superficie. I lati possono essere costituiti da linee, archi, *spline* o *polilinee* aperte sia bidimensionali che tridimensionali: l'importante è che i punti finali coincidano in modo da formare una traiettoria rettangolare chiusa. Tutto questo ha reso inutile la trasformazione delle *polilinee* e



delle *spline* in linee semplici limitatamente alle parti in cui il modellatore ha incontrato le difficoltà anzidette.

In questo lavoro si è sfruttata la simmetria della cabina, quindi, è stata ricostruita e di conseguenza modellata solo metà della stessa. Il disegno tridimensionale finale in formato vettoriale utilizzato come base nella modellazione è riportato in figura 6.9.

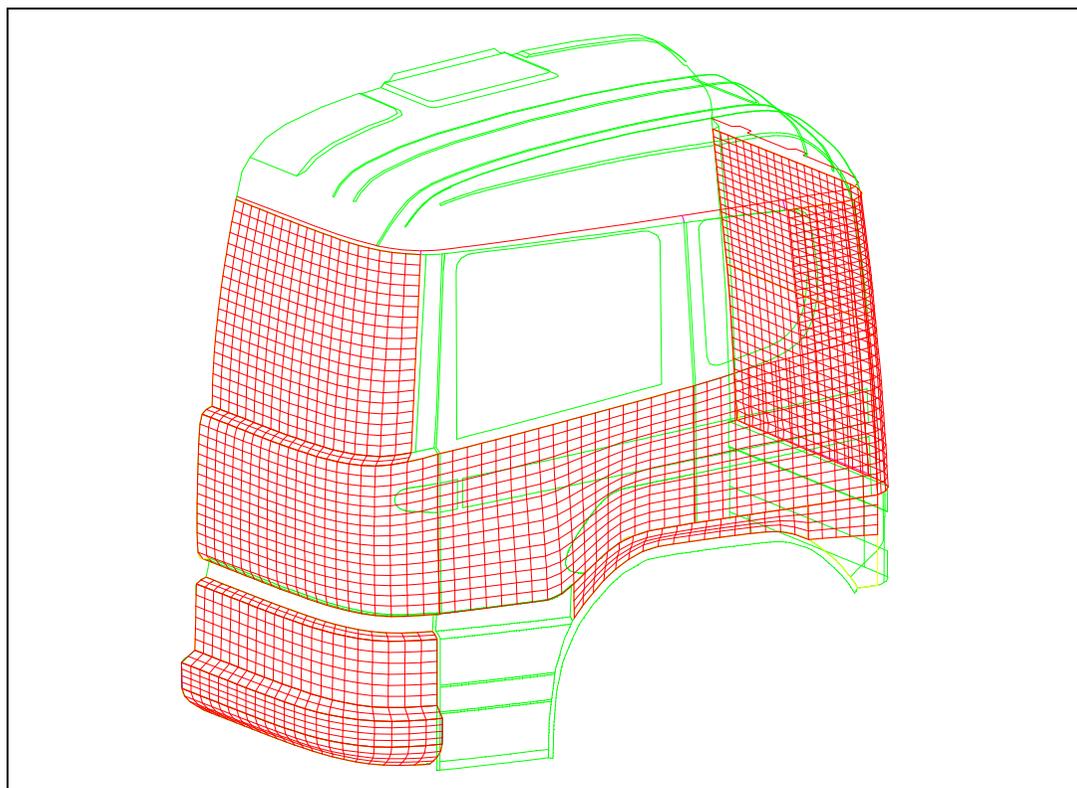


Figura 11-9: disegno 3D in formato vettoriale- base per la modellazione

Ai fini strutturali possiamo distinguere (Fig. 10) una parte avente la funzione di telaio spessa 10 mm, di colore verde (notevolmente rigida) dalla restante con funzione di semplice chiusura, spessa 3 mm, di colore blue (caratterizzata da elevata deformabilità).

Il materiale usato per la modellazione è un acciaio con tensione di snervamento di 350 N/mm^2 per la parte strutturale e 270 N/mm^2 per la parte di chiusura. La



deformazione ultima è del 30% per entrambi i materiali. Il comportamento, sia del primo che del secondo materiale è stabilito con una curva definita attraverso otto coppie di valori (s , e).

Gli elementi usati per la mesh sono tutti *shell* a tre o quattro nodi con spessore uniforme. Per quanto riguarda la formulazione adoperata, la cabina è stata suddivisa in due parti: quella più deformabile nell'urto (vicina al muro) ha formulazione 16 (elementi completamente integrati), mentre la restante ha formulazione 10.

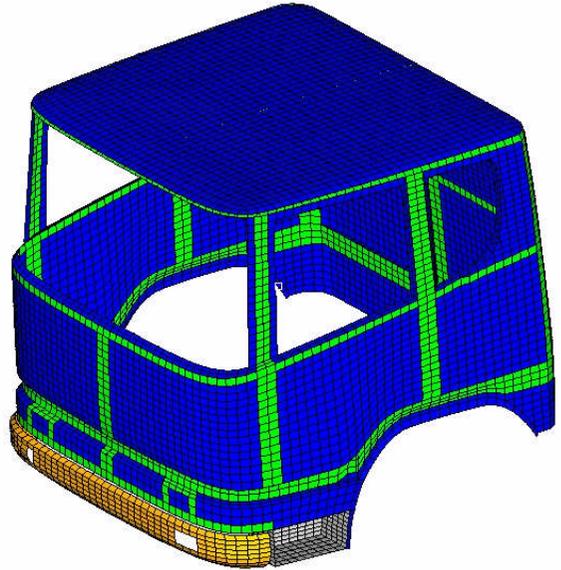


Figura 11-10: modello finale della cabina

Il motivo di questa suddivisione è legato a considerazioni di carattere energetico ed in particolare al problema dell'*hourglassing*. La formulazione 10 non permette di valutare tutta l'energia di deformazione per il fenomeno anzidetto e quindi si è deciso, anche sulla base di indicazioni fornite dalla letteratura, di applicare la formulazione 16 a tutte quelle parti che presentavano un valore dell'*hourglassing* superiore al 10% della propria energia interna, qualora questa fosse risultata superiore all'1% dell'energia interna dell'intero modello.

11.6. Modellazione della ralla

La ralla è il meccanismo di collegamento tra il semirimorchio ed il trattore ed è realizzata in modo da garantire movimenti relativi tra i due. Volendo analizzare in



dettaglio gli elementi che la compongono si faccia riferimento alla foto di figura 11 nella quale possiamo distinguere due parti:

- La parte superiore, basculante, molto simile ad un grosso piatto;
- La parte inferiore, fissata al telaio ed ai supporti angolari per mezzo di una piastra con particolare sagomatura. Quest'ultima infatti, deve avere un disegno tale che la pressione di contatto sul telaio (falsotelaio) sia distribuita uniformemente su almeno quattro superfici di appoggio.



Figura 11-11: ralla montata su motrice IVECO

Le due parti sono collegate con un giunto tipo cerniera, il cui asse di rotazione è orizzontale e perpendicolare all'asse longitudinale del veicolo.

Le caratteristiche ed il posizionamento della ralla, nonché lo spazio utile per il semirimorchio sono regolate dalla normativa internazionale *ISO 1726*: trattori e semirimorchi conformi a questa norma possono essere compatibili tra loro dal punto di vista tecnico. Le norme ISO stabiliscono inoltre la quota rispetto al piano stradale della superficie superiore del piatto della ralla, ed in particolare, per veicolo a pieno carico quest'ultima deve variare tra un minimo di 1150 ed un



massimo di 1300 millimetri. La stessa, per un trattore non agganciato, non deve superare 1400 millimetri.

Al fine di assicurare uno spazio adeguato fra trattore e semirimorchio in ogni condizione stradale, il trattore deve permettere un angolo di inclinazione del semirimorchio in relazione a se stesso (Fig. 12) di almeno:

- in avanti 6° (w_1);
- in dietro 7° (w_2).

I movimenti longitudinali e trasversali della ralla non devono comunque superare determinati valori al fine di evitare contatti tra le due

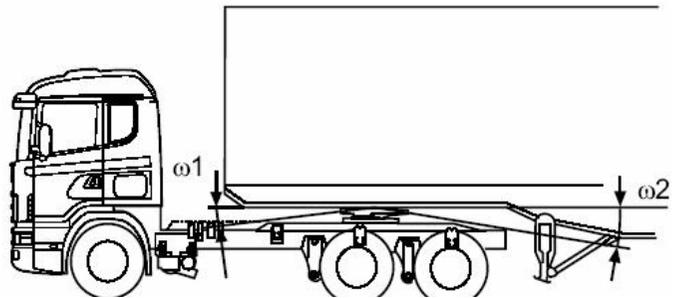


Figura 11-12: rotazioni minime garantite

parti del veicolo nel caso di strade fortemente accidentate.

I valori limite di questi movimenti in riferimento alla figura 13 sono i seguenti:

- verso l'alto: $\max 8^\circ$ (b_1);
- verso il basso: $\max 8^\circ$ (b_2);
- trasversalmente fino a 3° ($a_1=a_2$).

Nel modello che è stato creato è permessa una rotazione verso l'alto di 6° (b_1) ed una verso il basso di 8° (b_2) in riferimento alla configurazione deformata; viceversa, non è permessa quella trasversale.

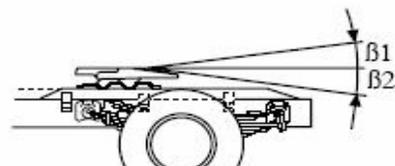
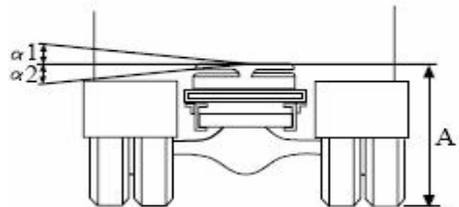


Figura 11-13: valori limite dei movimenti

Altro aspetto non meno rilevante riguarda la

manovrabilità, cioè la possibilità di poter manovrare il trattore con assoluta libertà.

A tal fine, lo sbalzo diagonale del semirimorchio, con raggio di ingombro anteriore 'D' (Fig. 6.15), non deve superare i 2040 mm.



Ciò corrisponde ad uno sbalzo anteriore di 1600 mm dal perno ralla al bordo anteriore con una lunghezza del semirimorchio di 2500 mm. Uno spazio adeguato deve essere disponibile anche sulla parte posteriore del telaio del trattore. La distanza minima tra il perno ralla e gli appoggi anteriori del semirimorchio è indicata con 'G'. E' consigliato uno spazio supplementare di 100 mm tra i raggi 'J' e 'G' per permettere le necessarie differenze angolari tra il trattore ed il semirimorchio. Tale misura va verificata ad angolo di 90° tra il trattore ed il semirimorchio. La normativa internazionale fissa i valori massimi per i raggi appena citati:

- J max 1940 mm;
- D max 2040 mm;
- G max 2300 mm.

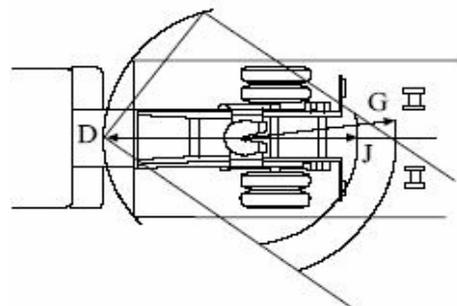


Figura 11-14: caratteristiche per la manovrabilità

Al fine di garantire uno spazio adeguato tra semirimorchio e trattore, è possibile disegnare un profilo di aggancio che indichi le misure da rispettare. Tale profilo, cosiddetto *a collo di cigno* (Fig. 15), assicura

l'intercambiabilità tra qualsiasi trattore e semirimorchio costruiti secondo le norme ISO.

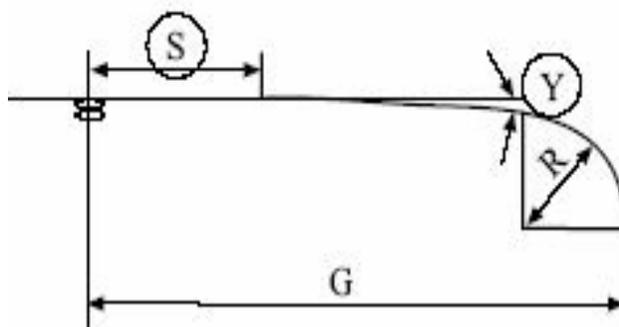


Figura 11-15: misure caratteristiche

I valori corrispondenti a tali dimensioni sono i seguenti:



- $S = \min 750 \text{ mm}$;
- $Y = \max 4^\circ$;
- $R = \max 450 \text{ mm}$;
- $G = \min 2300 \text{ mm}$.

Per consentire il traino di un rimorchio da 13,60 m entro una lunghezza totale di 16,5 m la distanza fra il fronte del

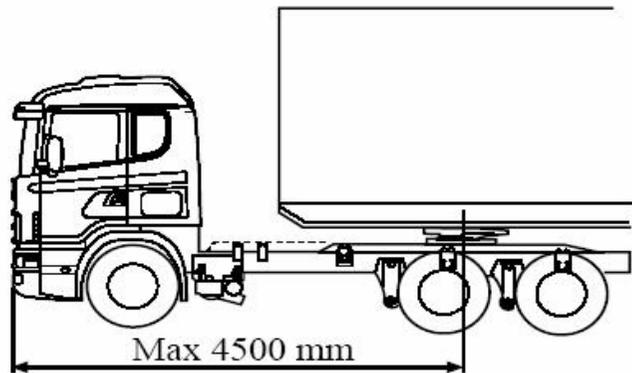


Figura 11-16: distanza della ralla dal fronte della cabina

trattore ed il centro della ralla dev'essere max 4500 mm, come indicato in figura 6.17. Questa è una breve panoramica della norma ISO 1726.

Oltre alle indicazioni finora citate circa il posizionamento della ralla, bisogna ricordare che quest'ultima deve essere collocata in modo tale che il semirimorchio non urti la cabina o la parte posteriore del telaio ed il veicolo deve mantenere una buona guidabilità. Sui lunghi veicoli, per sfruttare al massimo la capacità di carico sull'asse anteriore, si tende a posizionare la ralla il più possibile in avanti, però così facendo, aumenta anche il rischio di oscillazione del telaio, viceversa, posizionando la ralla in corrispondenza dell'assale posteriore si riduce il rischio delle oscillazioni. Per contro, peggiorerà la guidabilità del veicolo e l'autista non potrà controllare altrettanto bene il semirimorchio. Si dovrebbe quindi scegliere una posizione intermedia che offre sia una buona guidabilità del mezzo che una distribuzione accettabile della pressione sugli assali. Se la distanza tra la ralla e l'asse posteriore è corta, il semirimorchio tende a spingere il telaio lateralmente quando affronta una curva o ha uno sbandamento e ciò è pericoloso su una strada sdruciolevole. L'effetto varia con il carico e le condizioni stradali nonché con i valori dell'accelerazione e della decelerazione.

Non è possibile indicare i dati esatti sul posizionamento della ralla per l'influenza dovuta ai fattori quali: il tipo di telaio, il passo, l'allestimento, i carichi sugli assali,



oltre alle normative vigenti. Per permettere il massimo sfruttamento del trattore, in particolare per i trasporti internazionali può essere utilizzata una ralla mobile (Fig. 6.18), la quale permette di adattare il carico per asse (cioè migliorare la distribuzione del peso tra asse anteriore e posteriore) e la lunghezza del veicolo alle legislazioni dei vari paesi, nonché l'aggancio di differenti tipi di semirimorchio al trattore.

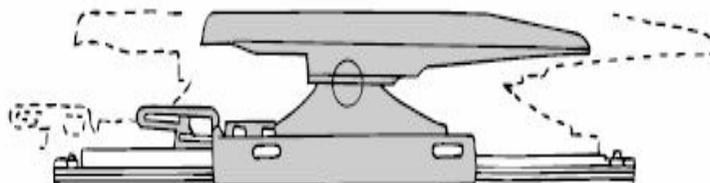


Figura 11-17: ralla mobile

Il piatto basculante della ralla ha la funzione di appoggio, infatti, tramite quest'ultimo, il peso scaricato dal semirimorchio viene trasferito al telaio del trattore e quindi agli assali attraverso il sistema di sospensioni. Il rimorchio è dotato di un dispositivo che si incastra nel foro della ralla e permette la rotazione relativa intorno ad un asse che è perpendicolare al piano della ralla.

La modellazione anche in questo caso ha come base un disegno tridimensionale in formato vettoriale creato partendo da disegni bidimensionali dello stesso tipo scaricati dal sito della SCANIA (figura 17).

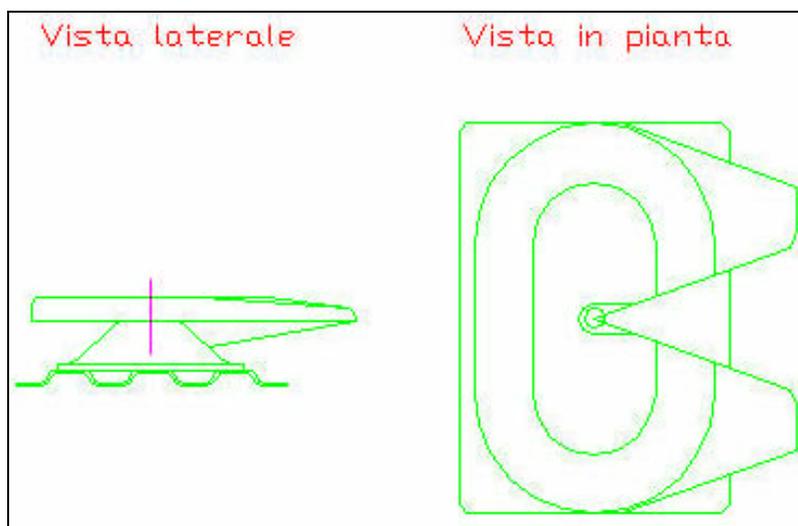


Figura 11-18: disegni 2D in formato vettoriale della ralla

Il disegno tridimensionale ed il modello finale agli elementi finiti sono visibili rispettivamente nelle figure 19 e 20. Il piatto ed i due supporti laterali sono stati modellati in materiale rigido perché nella realtà sono caratterizzati da una scarsa deformabilità. La piastra con le nervature, invece, è stata modellata in parte come rigida (in giallo) ed in parte come deformabile (in verde), in acciaio di tipo elastoplastico con tensione di snervamento di 350 N/mm^2 e deformazione ultima pari al 30%.

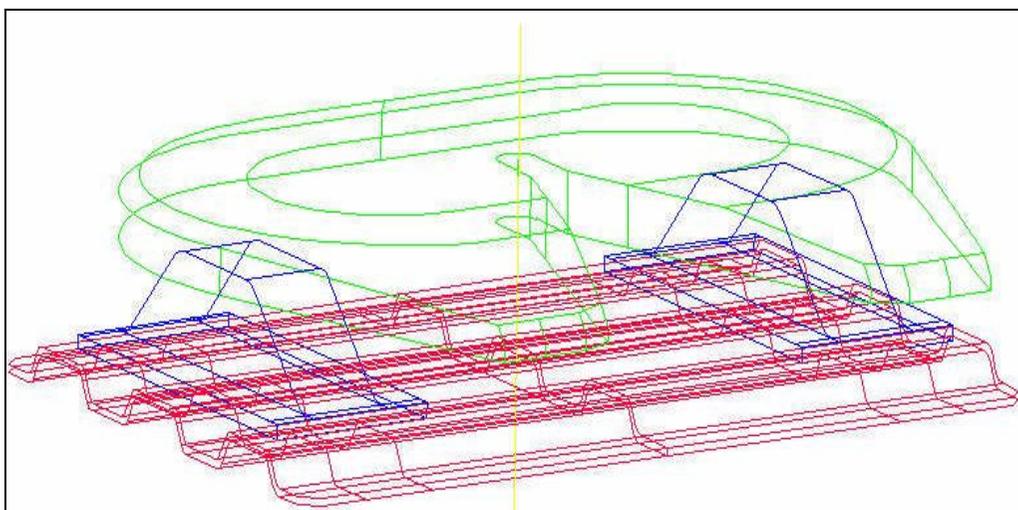


Figura 11-19: disegno 3D in formato vettoriale – base della modellazione

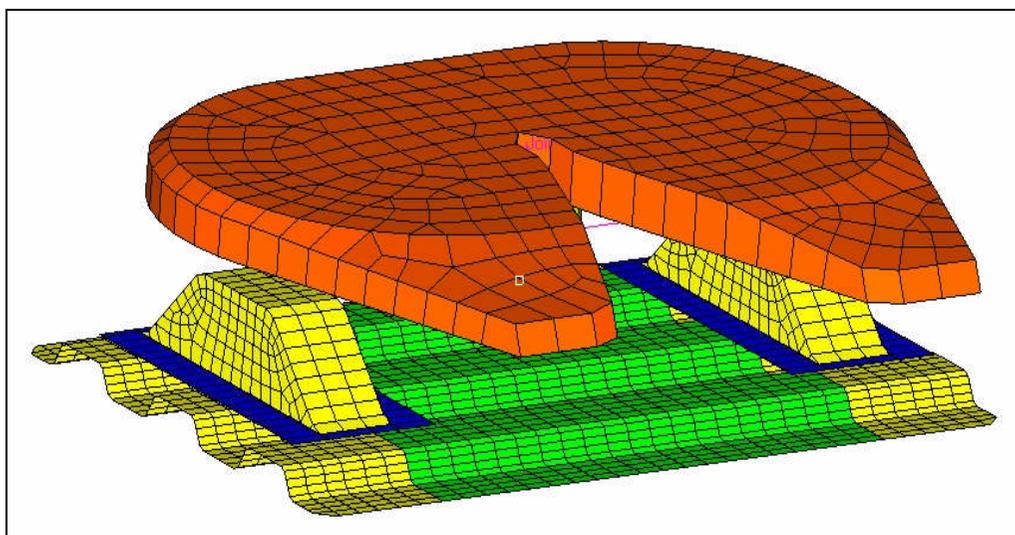


Figura 11-20: modello FE della ralla

Il comportamento plastico dell'acciaio è stabilito da curva attraverso otto coppie di valori (σ , ϵ). Le parti rigide della piastra permettono il suo fissaggio al telaio e quello delle piastre di sostegno dei supporti laterali (in blue) a se stessa, per mezzo dei cosiddetti di "XtraNode".

Gli elementi usati nella modellazione del piatto e dei supporti laterali sono tutti *solid* a 6 o 8 nodi, mentre quelli della piastra nervata e delle piastre di sostegno dei



supporti laterali sono elementi *shell* triangolari o quadrati con spessore costante e formulazione 10 (Belytschko-Wong-Chiang).

11.7. Modellazione degli allestimenti del semirimorchio

La modellazione degli allestimenti del semirimorchio è stata fatta rilevando le principali caratteristiche da un veicolo reale. Le parti fondamentali dell'allestimento sono il cassone, le traverse di irrigidimento dello stesso, le lamiere perimetrali al cassone e le sponde. Il semirimorchio osservato è sprovvisto di falsotelaio: quest'ultimo ha diverse funzioni:

1. distribuisce uniformemente il carico sul telaio;
2. crea la luce necessaria alle ruote ed eventuali altri particolari che sporgono al di sopra del telaio;
3. collega l'allestimento al telaio;
4. da rigidità e diminuisce le sollecitazioni allo sbalzo posteriore.

Il cassone, realizzato in legno, è stato modellato come materiale elastoplastico contraddistinto da un modulo di 11000 N/mm^2 , tensione di snervamento di 60 N/mm^2 e deformazione ultima del 55%. Gli elementi con i quali è stato discretizzato sono tutti shell a 3 0 4 nodi con spessore uniforme (pari a 25 mm) e formulazione 16 (completamente integrati) per eliminare il problema dell'*hourglassing*. Il cassone è fissato ai longheroni del telaio ed irrigidito dalle traverse che sul veicolo reale hanno un profilo ad U. Non è raro che vengano realizzate con profilo tubolare o cavo, nel caso si desideri un veicolo più rigido alla torsione.

Queste ultime sono state modellate con materiale acciaiioso a comportamento elastico come elementi *beam* con formulazione 2 (Belytschko-Schwer). L'area della sezione trasversale di tali elementi è pari a 1256 mm^2 ed i momenti d'inerzia riferiti al sistema di riferimento locale sono uguali e pari a 125600 mm^4 .



Le lamiere di chiusura perimetrale del cassone sono sempre modellate in materiale acciaioso con comportamento elastoplastico caratterizzato da una tensione di snervamento di 350 N/mm^2 e deformazione ultima del 30%. Il comportamento plastico viene stabilito dalla solita curva caratterizzata da otto coppie di valori (s , e). Gli elementi usati per la modellazione sono tutti *shell* a quattro nodi con spessore costante e formulazione 16 per eliminare il problema dell'*hourglassing*.

Per le sponde bisogna ricordare che queste ultime non hanno grande rilevanza nei fenomeni d'urto poiché sono molto leggere (vengono realizzate quasi sempre in alluminio), quindi, al fine di ridurre il numero degli elementi del modello se ne è evitata la modellazione e si è tenuto conto della loro presenza schematizzandole con una pressione di 2 N/mm^2 (Fig. 21), applicata su tutti gli elementi del cassone al di sotto delle stesse.

Tale valore si è ottenuto in base a questa considerazione: ogni sponda deve poter essere sollevata da una sola persona e quindi non può pesare più di 300-400 N. Valutando approssimativamente la superficie sulla quale si scarica tale peso, si è arrivati al predetto valore della pressione.

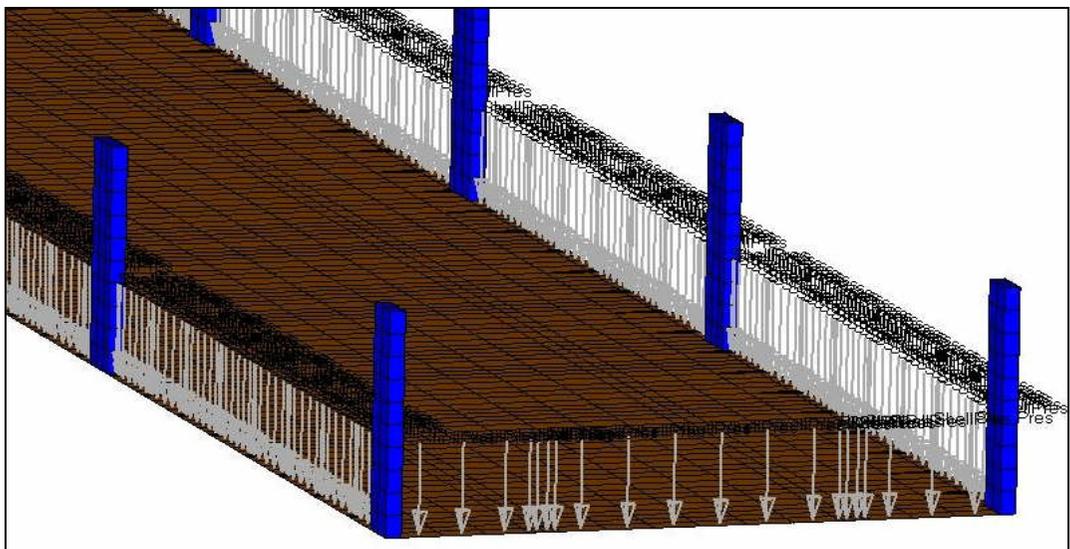


Figura 11-21: schematizzazione delle sponde de semirimorchio



11.8. Modellazione delle sospensioni

La modellazione delle sospensioni è stata fatta avendo come riferimento quelle di un veicolo reale limitatamente alla tipologia e alla geometria. Le sospensioni presenti su tale veicolo sono del tipo a balestra. La caratteristica di tale tipo di sospensioni è quella di trasformare gli impulsi trasmessi dall'assale in energia di deformazione dei diversi fogli (o fasce) che le compongono.



Figura 11-22: attacchi delle balestre del trattore e del rimorchio

Questi ultimi sono realizzati in materiale acciaiioso caratterizzato da un alto valore della tensione di snervamento e presentano spessore costante. Per ottenere il miglior effetto ammortizzante possibile, viene inserito tra le fasce elastiche costituenti la sospensione un film che garantisce un contatto uniforme e totale. Per valutare le rigidzze di queste sospensioni si è fatto riferimento ad un *report* di un veicolo simile a quello modellato usato in una prova di omologazione di una barriera di sicurezza stradale. In tale documento sono riportati diversi dati: quelli di maggiore interesse per i nostri scopi sono le quote dei punti estremi dell'estradosso del cassone sia nella condizione di veicolo vuoto che di veicolo carico, oltre al carico sugli assali sempre nelle due condizioni. Questo veicolo è caricato con zavorre posizionate allo stesso modo di quelle del modello. Il ragionamento seguito



per la deduzione delle rigidezze è il seguente: note le quote dei punti estremi dell'estradosso del cassone nelle due condizioni (veicolo scarico e veicolo carico), sono stati calcolati gli abbassamenti delle estremità con una semplice differenza. A questo punto sono stati ricavati gli abbassamenti in corrispondenza degli assali del semirimorchio e di quello posteriore della motrice nell'ipotesi di comportamento rigido del telaio del semirimorchio (Fig. 22).

Noto lo scarico sugli assali come differenza tra quello agente nella condizione di veicolo carico e quello nella condizione di veicolo scarico, si è ricavata la rigidezza equivalente della coppia di balestre in corrispondenza di ciascun assale come rapporto tra lo scarico appena calcolato e lo spostamento in corrispondenza dello stesso. L'obiettivo successivo è stato quello di progettare le sospensioni, cioè definire il numero di fogli e lo spessore di questi ultimi, poiché la lunghezza delle stesse è definita dalla distanza tra gli attacchi delle sospensioni (nel semirimorchio) e da misure sul veicolo reale tra la cerniera ed il pattino (nel trattore). La forma delle

sospensioni è diversa tra trattore e semirimorchio (Fig. 24 e 25): mentre nel primo le balestre hanno lo stesso numero di fogli per l'intera lunghezza (Uniform Section Cantilever), nel secondo presentano un numero di fogli variabile con il massimo in corrispondenza dell'assale (Cantilever).

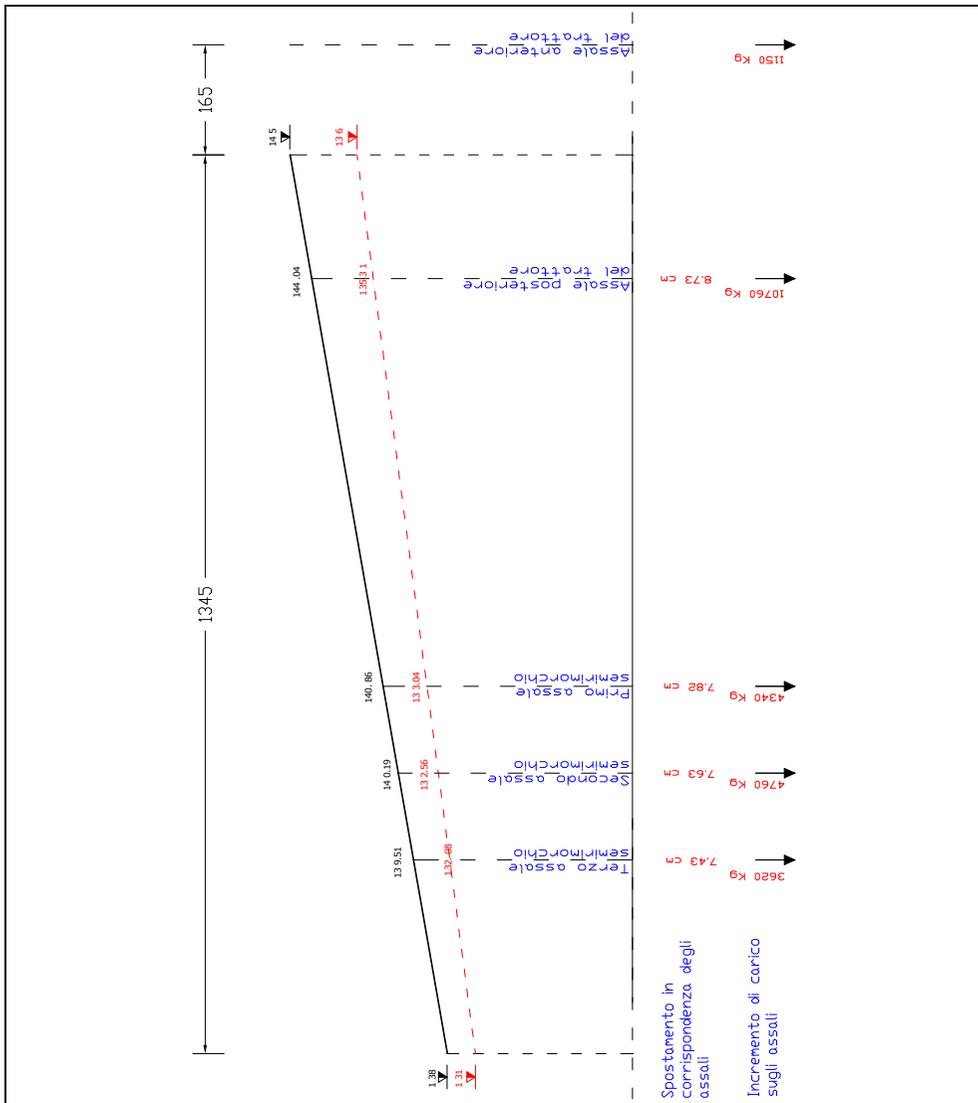


Figura 11-23: Schema di calcolo per le rigidità delle balestre

Per la progettazione ci si è riferiti al manuale “Spring Design Manual”, dal quale sono state tratte le relazioni che esprimono le rigidità delle due forme di sospensione (Fig. 25) in funzione dei parametri geometrici e meccanici che le contraddistinguono.

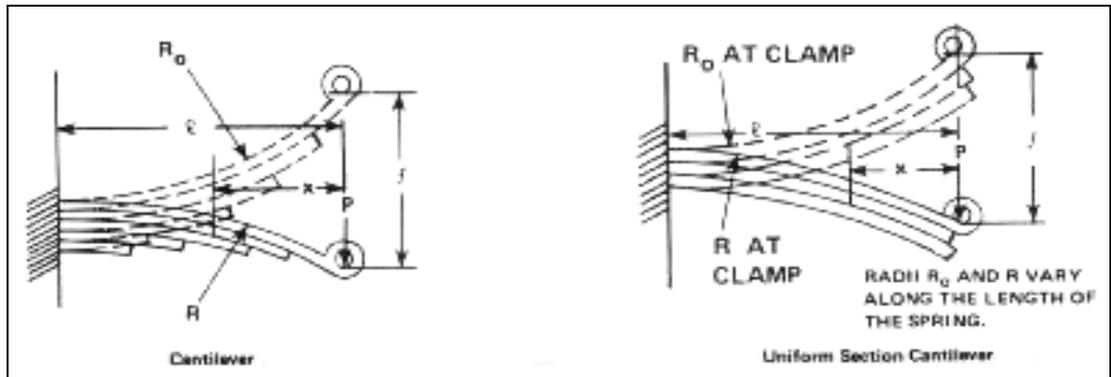


Figura 11-24: modello schematico delle sospensioni modellate

$$K_{Cantiliver} = \frac{P}{f} = \frac{2 \cdot E \cdot \sum I}{l^3} \cdot SF; \quad [1]$$

$$K_{U.S. Cantiliver} = \frac{P}{f} = \frac{2 \cdot E \cdot \sum I}{l^3} \cdot 1,5; \quad [2]$$

Dall'uguaglianza tra la rigidità teorica e quella ricavata dal ragionamento precedente, si è ottenuto lo spessore delle fasce delle sospensioni. Nel fare tale calcolo, si è deciso l'impiego di un acciaio elastico perfettamente plastico caratterizzato da un modulo elastico di 210000 N/mm² e da una tensione di snervamento pari a 918 N/mm², sulla base di indicazioni fornite dal predetto manuale.

Note le caratteristiche geometriche e quelle meccaniche si è proceduto alla modellazione: le sospensioni anteriori della motrice (le uniche per le quali non è stato possibile determinare la rigidità dalle informazioni contenute nel report) sono state modellate allo stesso modo di quelle posteriori ma con un foglio in meno, sulla base di un valido aiuto fornito dalle documentazioni fotografiche. Tutti i fogli sono stati modellati con elementi *shell* a 4 nodi di spessore uniforme: per l'esattezza, le fasce delle sospensioni della motrice sono spesse 19 mm, mentre quelle del semirimorchio 10,3 mm. La formulazione usata per tutte le sospensioni è la 16 (elementi completamente integrati), tranne per le balestre posteriori del trattore per le quali quest'ultima fornisce risultati meno approssimati della 10 se confrontati con quelli teorici. La formulazione 16 oltre ad eliminare il problema



dell'*hourglassing* fornisce delle rigidità più accurate rispetto a quelle ottenute con la formulazione 10. Altro elemento di notevole rilievo nelle sospensioni è il *clip*, cioè l'anello che avvolge tutte le fasce delle balestre presenti in una certa sezione (Fig. 6.26), garantendo la collaborazione di tutti i fogli ed evitando gli spostamenti di questi ultimi in direzione trasversale alla balestra.

Questo dispositivo è stato modellato in materiale rigido e collegato al foglio superiore della balestra per mezzo di *XtraNode*. Per il corretto funzionamento delle sospensioni è stato creato un contatto di tipo *Automatic Single Surface* fra tutti gli elementi delle balestre e quelli inferiori e superiori dei clips che tiene conto del reale spessore di ognuno di essi. Un contatto del

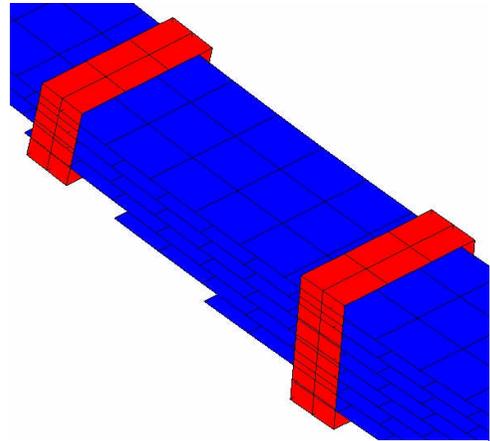


Figura 11-25. clips

tipo *Node To Surface* è stato creato tra i nodi esterni delle fasce in corrispondenza dei clips e gli elementi laterali di questi ultimi, nel quale però viene considerata la linea media. Lo stesso ragionamento vale tra i nodi delle fasce vicini al telaio e gli elementi dello stesso al fine di evitare compenetrazioni in fase d'urto, nonché tra i nodi esterni delle fasce e gli elementi del pattino. Situazioni simili sono presenti anche nel rimorchio. Sul modello di sospensioni così realizzato sono state fatte delle prove per riscontrare la corrispondenza con le previsioni teoriche. In sostanza si è applicato un carico su una piastra rigida collegata alle balestre (in corrispondenza di ciascun asse) di intensità pari al peso agente sul singolo assale nella condizione di veicolo a pieno carico e si è valutato lo spostamento della piastra nella direzione di applicazione del carico. In questo modello alquanto semplificato (Fig. 6.28), sono state vincolate sia le piastre collegate ai perni delle

balestre, nonché i pattini che permettono a queste ultime di scorrere nel momento in cui si deformano.

Un modello simile è stato costruito per tutti gli assali del semirimorchio al fine di confrontare le rigidità da esso ottenute con quelle teoriche.

L'intensità del carico applicato alla piastra rigida è stata valutata

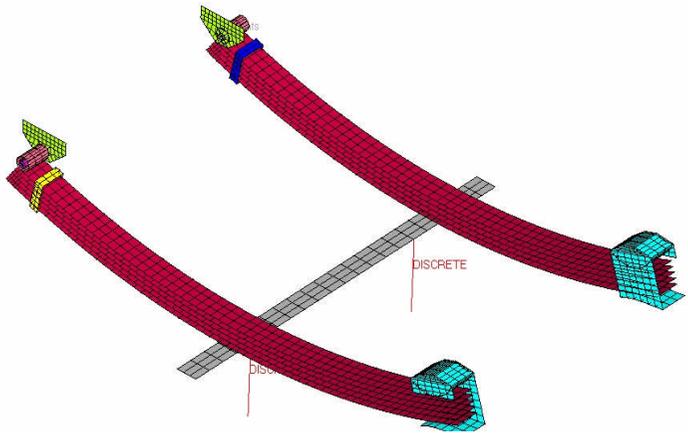


Figura 11-26: modello semplificato per il calcolo della rigidità delle sospensioni del trattore

posizionando dei vincoli al di sotto delle sospensioni del veicolo (eliminando gli assali) e sommando le componenti verticali delle reazioni vincolari in corrispondenza di ciascun asse (Fig. 6.29).

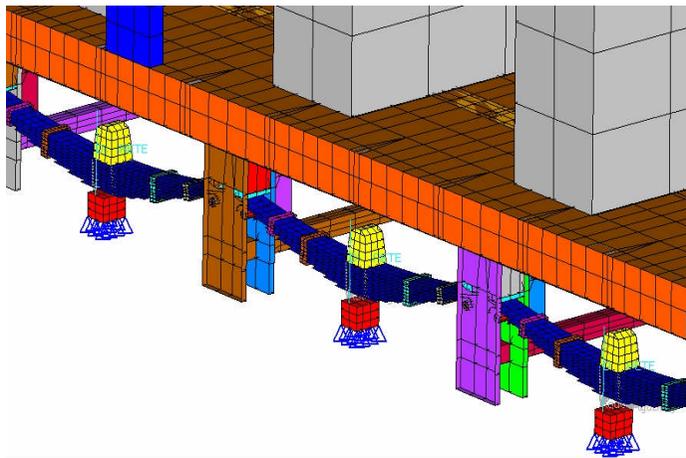


Figura 11-27: modello semplificato per il calcolo delle rigidità delle balestre del semirimorchio

In questi modelli sono stati inseriti gli smorzatori con la finalità di limitare le oscillazioni che portano ad inevitabili plasticizzazioni delle balestre. Tale problema è legato alla modalità di applicazione del carico: infatti quest'ultimo segue una



curva tempo-carico istantanea. La costante di smorzamento, parametro caratteristico dello smorzatore è stata scelta in modo da rendere il fenomeno sovrasmorzato, ossia caratterizzato da uno smorzamento superiore a quello critico.

Quest'ultimo, nel caso di un semplice sistema ad un grado di libertà come quello di figura 6.30, risulta essere pari a:

$$r_c = 2 \cdot m \cdot \omega_o = 2 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}; \quad [3]$$

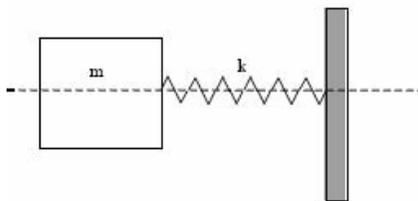


Figura 11-28: sistema ad un grado di libertà

Nella [3] m rappresenta la massa collegata alla molla di costante elastica k a sua volta connessa ad un supporto fisso. Volendo stabilire una analogia tra tale sistema ed il modello realizzato, al posto della rigidità k consideriamo la somma delle rigidità di tutte le balestre ed al posto della massa m quella dell'intero veicolo. In questo modo si ricava un valore dello smorzamento critico pari a circa 80 Ns/mm (riferito ad ciascun smorzatore). La costante di smorzamento applicata nei modelli precedenti è stata assunta pari a 100 Ns/mm, e ciò ha permesso di conoscere lo spostamento associato al carico non appena quest'ultimo si è stabilizzato Oltre al classico cinematismo delle balestre legato allo spostamento verso l'alto dell'assale (in base al quale sono state valutate le rigidità), si è considerato il cinematismo opposto, (connesso a spostamenti dell'assale verso il basso) al fine di confrontare le due rigidità. Nel fare questa elaborazione è emerso un nuovo problema, legato al contatto tra le fasce delle sospensioni: infatti, nel cinematismo classico le fasce funzionano correttamente perché entrano in contatto le une con le altre (contatto favorito altresì dall'introduzione di un film tra le stesse) è ciò garantisce una perfetta collaborazione tra le varie parti. Nel caso opposto, la collaborazione tra i diversi fogli viene meno, poiché il cinematismo non è più basato sul contatto e pertanto



cambia completamente il comportamento della sospensione. Da questa considerazione è nata la necessità di realizzare intorno alle fasce delle balestre il clip, visibile in figura 6.27. Un'ulteriore considerazione riguarda la modellazione dei fermo-corsa delle balestre ben visibili in figura 6.29: la loro funzione è quella di limitare la deformabilità delle balestre evitandone la plasticizzazione. Tali dispositivi sono stati modellati con elementi *shell* a tre e quattro nodi con spessore costante (pari a 7 mm) e formulazione 10. Il materiale usato è un acciaio elastoplastico caratterizzato da una tensione di snervamento di 350 N/mm^2 e comportamento plastico definito da una curva nel piano (s , e). Tali sistemi nel semirimorchio sono collegati alle sospensioni ed è stabilito un contatto con l'ala inferiore dei longheroni del telaio, mentre nel trattore sono fissati al telaio ed è stabilito un contatto con le sospensioni. L'oscillazione massima permessa dai fermo-corsa è dell'ordine di 70-80 mm.



11.9. Modellazione della barra di torsione

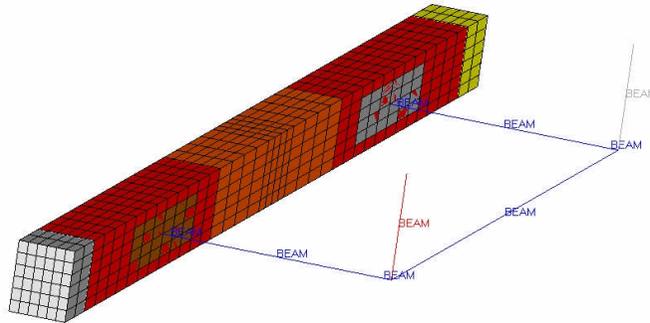


La barra di torsione è un congegno che trova applicazione nelle sospensioni. Tale dispositivo, generalmente a sezione circolare è collegato con le estremità all'assale per mezzo di giunti a cerniera che consentono la rotazione intorno ad un asse ad esso parallelo. E' caratterizzato dalla classica forma a C ed è collegato al telaio per mezzo di due bracci oscillanti che le permettono di lavorare a torsione nel momento in cui l'assale viene sollecitato in modo non uniforme, condizione che può verificarsi nella percorrenza di una curva o nel transito su superfici accidentate. La barra di torsione ha quindi il compito di garantire la stabilità del veicolo in curva, impedendo il distacco delle ruote da terra, condizione alquanto pericolosa perché annulla la tenuta di strada e quindi la possibilità di seguire la traiettoria impostata dal conducente.

La modellazione è stata fatta usando unicamente elementi *beam* come visibile in figura ed un acciaio a comportamento elastico, tranne per le estremità nelle quali è stato usato un materiale rigido (scelta legata alla necessità di realizzare i giunti). I due bracci oscillanti verticali sono stati modellati sempre con elementi *beam* ed in materiale rigido. Per quanto riguarda la sezione trasversale attribuita alla barra, quest'ultima è caratterizzata da un'area della superficie di 1256 mm^2 ed un

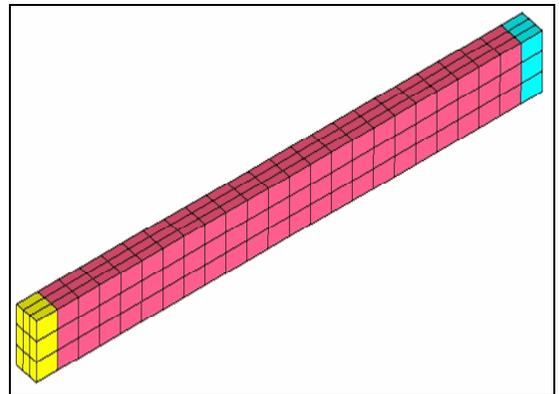


momento d'inerzia pari a 125600 mm^4 . La formulazione usata è la numero 2: Belytschko-Schwer, con un solo punto di integrazione.



11.10. Modellazione degli assali

Per quanto concerne gli assali, bisogna fare una distinzione tra quelli del semirimorchio e quelli della motrice. I primi sono stati modellati con molta più facilità rispetto a quelli del trattore poiché sono caratterizzati da una certa regolarità. Le dimensioni assegnate al modello sono state rilevate dal veicolo reale, con la sola differenza della sezione trasversale, nel senso che sul veicolo reale è circolare e nel modello è rettangolare.



Le estremità dell'assale sono state modellate in materiale rigido per poter posizionare i giunti che permettono il rotolamento delle ruote. La restante parte è stata modellata in acciaio elastoplastico caratterizzato da una tensione di



snervamento di 350 N/mm^2 e da una deformazione ultima pari al 60%. Il comportamento plastico viene stabilito da curva attraverso otto coppie di valori (s , e). Per quanto concerne la discretizzazione, l'assale è stato modellato con elementi *solid* a otto nodi con formulazione 1 (elementi con tensione costante), che è la formulazione di default.

Gli assali della motrice sono caratterizzati da una forma piuttosto complicata se confrontata con i precedenti. La complicazione nasce dalla presenza della scatola del differenziale per quanto riguarda l'asse delle ruote motrici e dalla

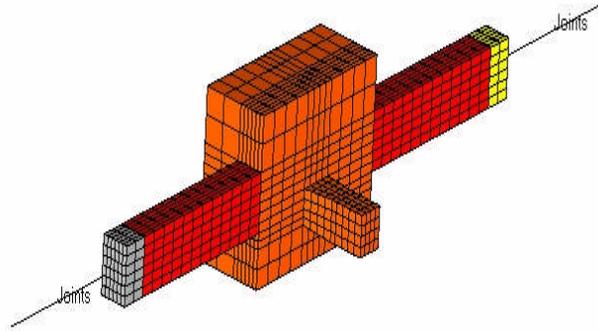


Figura 11-29: assale posteriore del trattore

necessità di stabilire il meccanismo di sterzata per l'asse delle ruote anteriori. L'asse posteriore (Fig. 6.40) è stato modellato allo stesso modo di quelli del semirimorchio, con l'aggiunta della parte centrale che simula il differenziale, al quale è collegato l'albero di trasmissione. Alle estremità troviamo le solite parti rigide necessarie per la creazione dei giunti (in grigio) intorno ai quali rotolano le ruote.

Completamente diverso dai precedenti è l'asse anteriore (Fig. 6.41). La sagoma è giustificata dalla necessità di permettere l'alloggiamento del motore ed in particolare evitare contatti con quest'ultimo quando

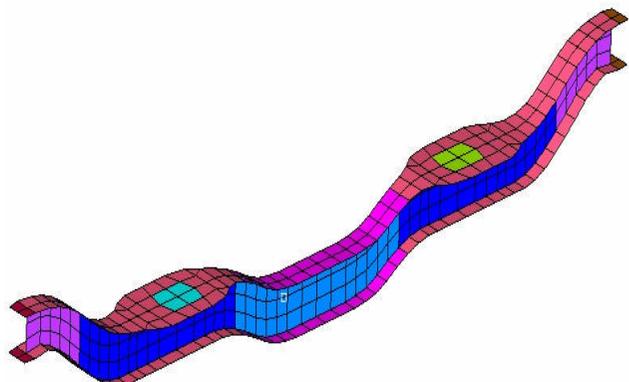


Figura 11-30: assale anteriore del trattore



le sospensioni entrano in funzione. Le estremità sono sempre in materiale rigido, per creare oltre ai giunti che permettono il rotolamento delle ruote, quelli che consentono la sterzata, meccanismo al quale è dedicato il prossimo paragrafo. L'assale presenta alcune parti modellate in materiale rigido perché si comportano come tali nel crash, tra cui due piastre ben visibili nella parte superiore (di color ciano e verde) alle quali sono collegate le molle precaricate che impediscono le oscillazioni del telaio per effetto dell'azione istantanea della gravità. Per la restante parte è stato usato un acciaio elastoplastico caratterizzato da una tensione di snervamento di 350 N/mm^2 e deformazione ultima pari al 60%. Il comportamento plastico è stabilito da curva attraverso otto coppie di valori (σ , ϵ). La discretizzazione è stata fatta con elementi *shell* a spessore costante e formulazione 10. Le parti che formano tale assale hanno spessori differenti, per l'esattezza le due ali che si estendono per l'intera lunghezza sono spesse 20 mm, mentre l'anima è spessa 35 mm, tranne nelle parti estreme dove lo spessore è maggiore.

11.11. Modellazione del meccanismo di sterzata

Il modello del meccanismo di sterzata (Fig. 6.42) risulta piuttosto semplice. Gli elementi che lo caratterizzano sono i due giunti a cerniera, uno con asse di rotazione verticale e l'altro con asse di rotazione orizzontale: il primo garantisce una la sterzata, con rotazione massima di 30° rispetto all'asse del veicolo, mentre il secondo permette il rotolamento del pneumatico. Entrambi i giunti sono definiti attraverso *XtraNode*, cioè nodi solidali

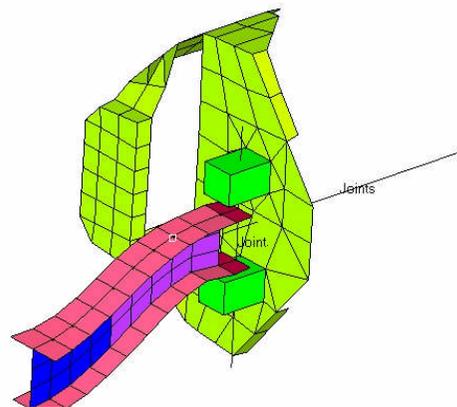


Figura 11-31: meccanismo di sterzata



ai corpi rigidi ma esterni ad essi. Il giunto per la sterzata permette una rotazione relativa tra la parte estrema dell'assale (rigida) e la parte solidale al freno (anch'essa rigida). I due giunti sono tra loro indipendenti, infatti quello per il rotolamento è definito per mezzo di *XtraNode* dell'estremità rigida dell'assale da una parte, e da quelli relativi al dispositivo di fissaggio della ruota dall'altra.

11.12. Modellazione delle zavorre

La zavorre utilizzate nelle simulazioni di impatto corrispondono tanto nella forma quanto nelle dimensioni a quelle reali utilizzate nella prova di omologazione di una barriera di sicurezza stradale che vengono effettuate sul campo prova LIER di Lione (Francia). I blocchi sono stati modellati in materiale rigido con elementi solidi a otto nodi. Nei casi di blocchi con le estremità fragili, il materiale usato per la modellazione è caratterizzato da un comportamento elastoplastico contraddistinto dai seguenti parametri:

- Densità (ρ) = 2500 kg/m³;
- Modulo elastico (E) = 28500 N/mm²;
- Coefficiente di Poisson (ν) = 0.150;
- Tensione di snervamento (σ_y) = 8.5 N/mm²;
- Deformazione ultima di rottura (ϵ_r) = 0,0035;

Il diagramma assunto per modellare il comportamento del materiale è bilatero con pendenza del secondo tratto pari a 0,1 rad.

Le zavorre sono collegate al cassone per mezzo di "XtraNode", connessi alla parte rigida di ciascuna zavorra. Per quanto concerne il contatto con il muro, nel caso di zavorre rigide queste ultime sono state considerate unitamente al resto del veicolo nello stabilire il contatto. Nelle simulazioni con zavorre frangibili, per problemi



connessi all'efficienza del contatto con la parete, se ne è creato uno ulteriore tra le parti frangibili ed il muro.

In totale sono presenti 10 zavorre di dimensioni $(2.0 \times 0.8 \times 0.4) \text{ m}^3$, dal peso di 1,6 t. ed 8 zavorre di dimensioni $(1,25 \times 1,0 \times 0,4) \text{ m}^3$, dal peso di 1,25 t. per un totale di 26 tonnellate.



12. Appendice D: dettagli di modellazione del veicolo passeggeri (1500kg)

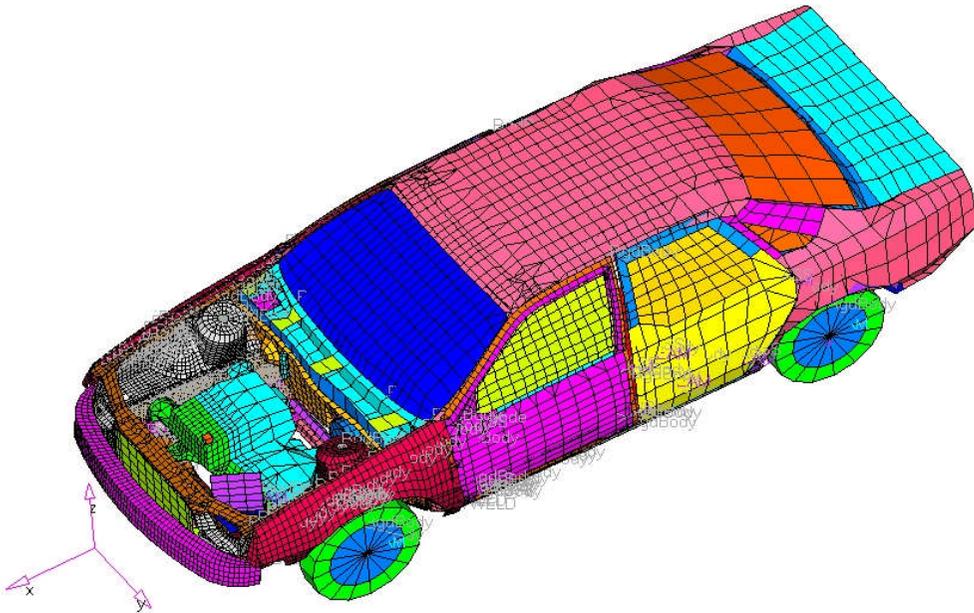
12.1. Descrizione del modello di veicolo di partenza

Il modello di veicolo usato per la simulazione agli elementi finiti è una Ford Taurus del 1991 sviluppata dalla EASi Engineering per la National Highway Traffic Safety Administration

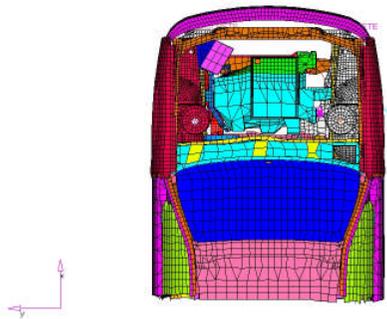
(NHTSA). In figura 1 è mostrato il modello di Ford Taurus. Nella stessa figura il cofano è stato rimosso per meglio evidenziare la mesh della parte frontale del veicolo. Inizialmente il modello è stato sviluppato per la simulazione di un impatto frontale contro barriera rigida e per questo motivo la parte anteriore del veicolo è modellata in maniera più dettagliata rispetto alla parte centrale e posteriore del veicolo. Quest'ultima condizione non influenza l'accuratezza della simulazione; infatti, la parte posteriore e centrale del veicolo durante l'impatto non subiscono deformazioni significative,.

In figura 1b e 1c sono inoltre proposte due particolari dello stesso modello: una vista dall'alto ed una dal basso della parte anteriore del veicolo.

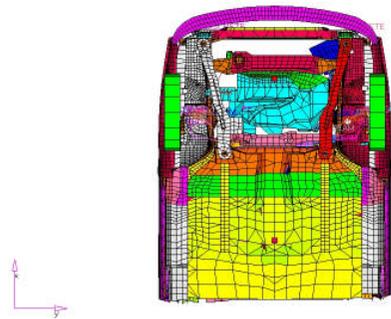
Il modello è suddiviso in 123 parti dove ogni parte rappresenta una differente componente del veicolo. Di queste 123 parti 104 sono usate per modellare elementi di tipo shell, 18 parti sono state assegnate per definire gli elementi di tipo beam che sono serviti per la formulazione del volante come anche di elementi di connessione tra le parti del veicolo. Solo una parte, utilizzata per la definizione del radiatore, è modellata con elementi di tipo solido.



a: Vista isometrica del modello americano di Ford Taurus



b: Vista dall'alto del modello americano di Ford Taurus



c: Vista dal basso del modello americano di Ford Taurus

Figura 12-1: modello FE “americano” di Ford Taurus

Due sono le tipologie di elementi shell usati nel modello: quadrangolare e triangolare. Entrambe queste formulazioni sono basate sulla teoria del Belytschko-Tsay sugli elementi del tipo shell che è di default in LS-Dyna. Il tipo di materiale utilizzato per modellare questi elementi è il general isotropic elastic-plastic material. Le relazioni che legano tensioni e deformazioni di questo materiale sono definite da una curva ad otto punti.



Gli elementi beam sono modellati usando una formulazione del tipo Hughes-Liu ed il materiale usato per la loro caratterizzazione è isotropic elastic material.

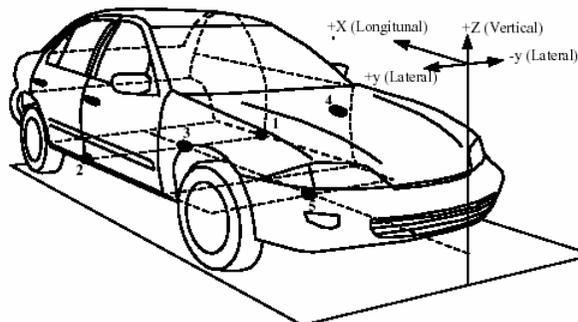
Gli elementi solidi vengono invece definiti da un materiale del tipo metallic honeycomb, con una relazione costante tra tensione e deformazione.

Le varie parti del modello del veicolo sono collegate usando elementi spotweld e rigid body. Un totale di 142 spot weld e di 178 rigid body servono per la definizione completa dei collegamenti. I contatti tra le varie parti durante l'impatto sono definiti con un automatic single surface, che garantisce la lettura del contatto sia tra elementi diversi, indipendentemente dalla loro normale, sia tra un elemento con se stesso. Qui di seguito riportiamo una tabella che riassume quanto detto in precedenza:

Tabella 12-1

Number of Parts	123
Number of Nodes	26,741
Number of Shell Elements	27,874
Number of Brick Elements	341
Number of Beam Elements	140

E' stato analizzato il comportamento del veicolo iniziale attraverso l'analisi delle curve di accelerazione ottenute dagli accelerometri posizionati sul veicolo come in figura:



Point de référence : Centre transversal du véhicule, au point le plus avancé, au niveau du sol. Selon SAE J182a.
 Reference point : Transversal center of the vehicle, at the foremost point and at ground level. As per SAE J182a.

EMPLACEMENT LOCATION	DESCRIPTIONS	COORDONNÉES / COORDINATES (mm)		
		X	Y	Z
#1	Seuil de la porte gauche @ pilier "B" Left door sill @ pillar "B"	2779	-578	245
#2	Seuil de la porte droite @ pilier "B" Right door sill @ pillar "B"	2778	558	242
#3	Centre de gravité Centre of gravity	2230	-17	333
#4	Le dessus du moteur Top of engine	891	108	862
#5	Le dessous du moteur Bottom of engine	-	-	-

Le curve sono state confrontate con i valori delle accelerazioni dei dati sperimentali relativi ad una prova di crash frontale su barriera rigida ad una velocità di 56 km/h.

Si riporta qui di seguito tale confronto:



Accelerazione longitudinale del veicolo computata nel suo centro di massa

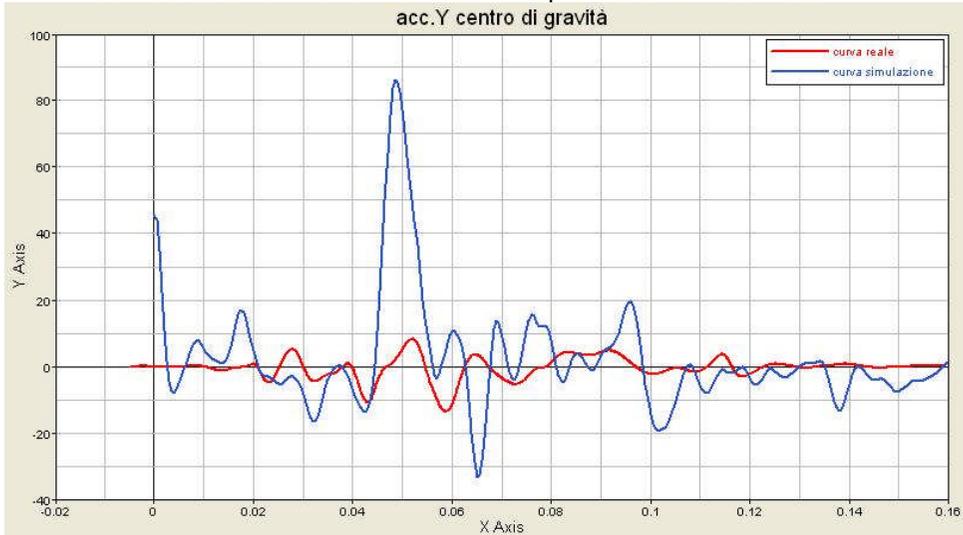
acc.X centro di gravità



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

Accelerazione trasversale del veicolo computata nel suo centro di massa

acc.Y centro di gravità

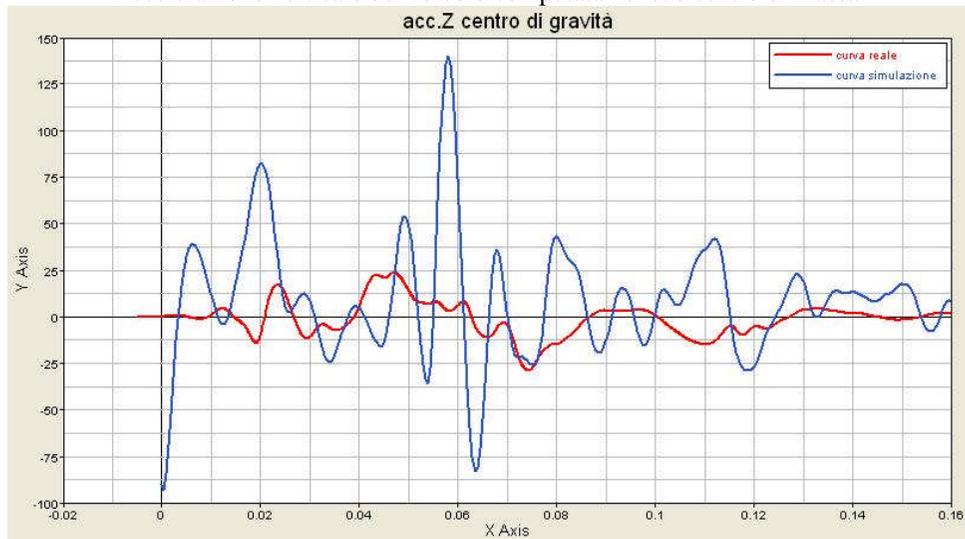


finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s



Accelerazione verticale del veicolo computata nel suo centro di massa

acc.Z centro di gravità

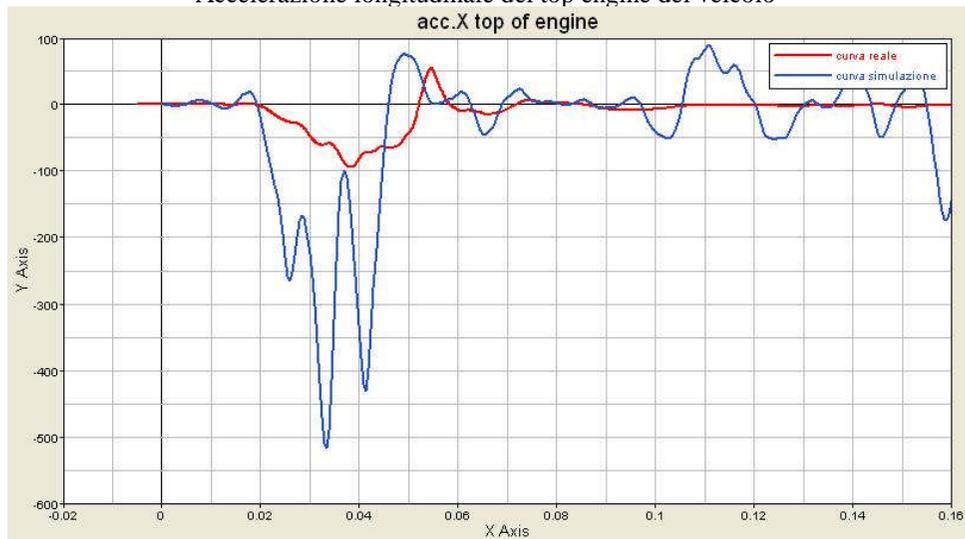


finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)

Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

Accelerazione longitudinale del top engine del veicolo

acc.X top of engine

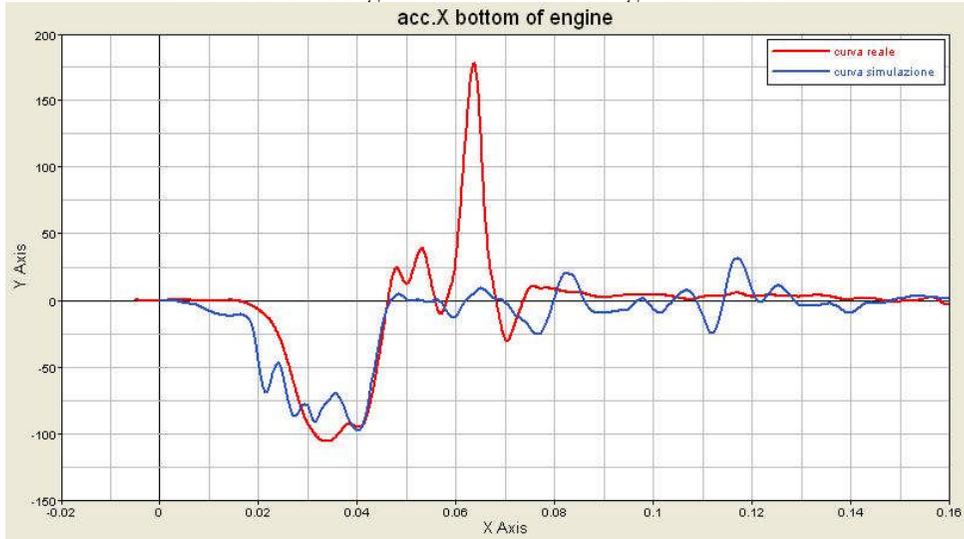


finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)

Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

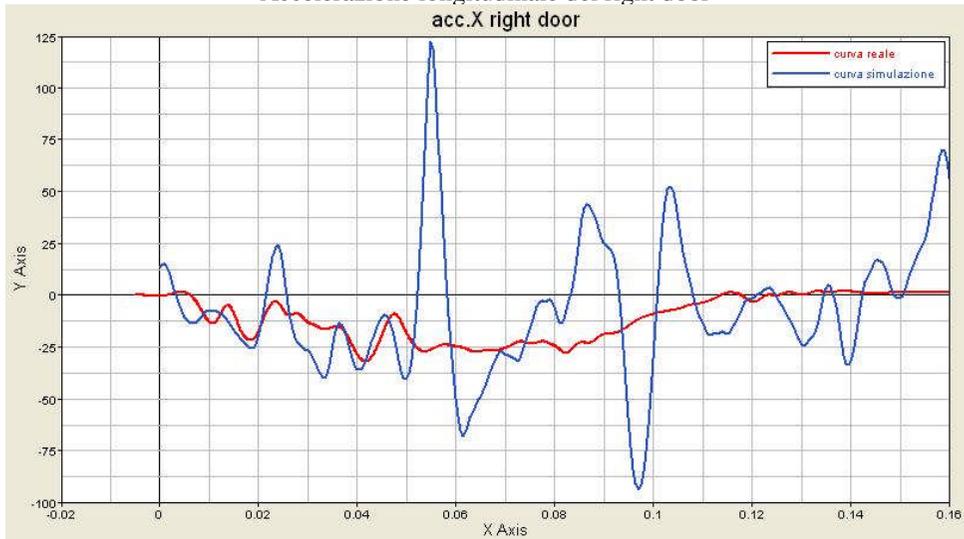


Accelerazione longitudinale del bottom engine del veicolo
acc.X bottom of engine

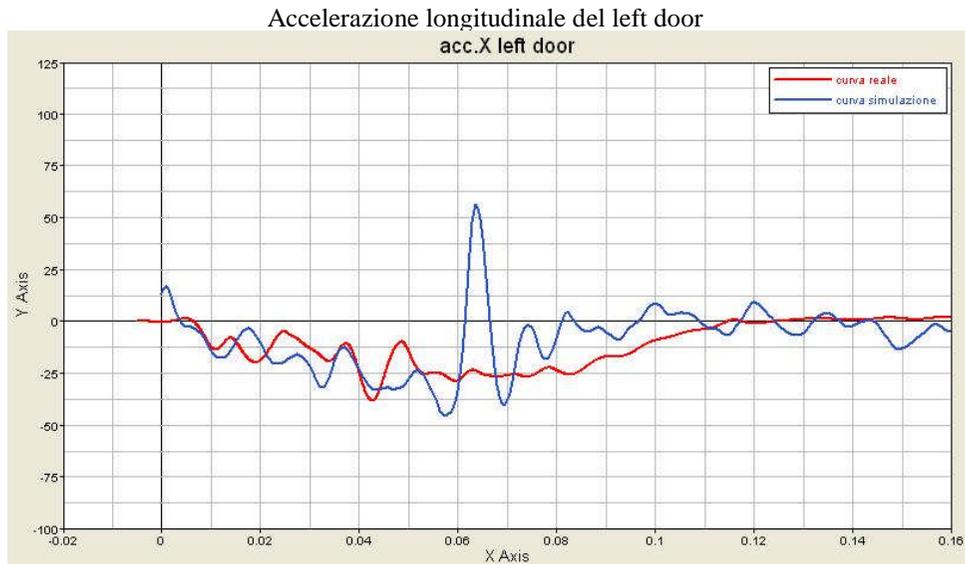


finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

Accelerazione longitudinale del right door
acc.X right door



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s



finestra di 0.15s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione = 10000 campioni/s

12.2. Descrizione delle modifiche apportate al modello iniziale

Molte sono le modifiche apportate al modello precedentemente analizzato. Tali modifiche sono state orientate all'ottenimento di un comportamento più corretto del modello sia per l'impatto frontale con muro rigido, sia per gli urti contro barriera con angoli diversi da 90°.

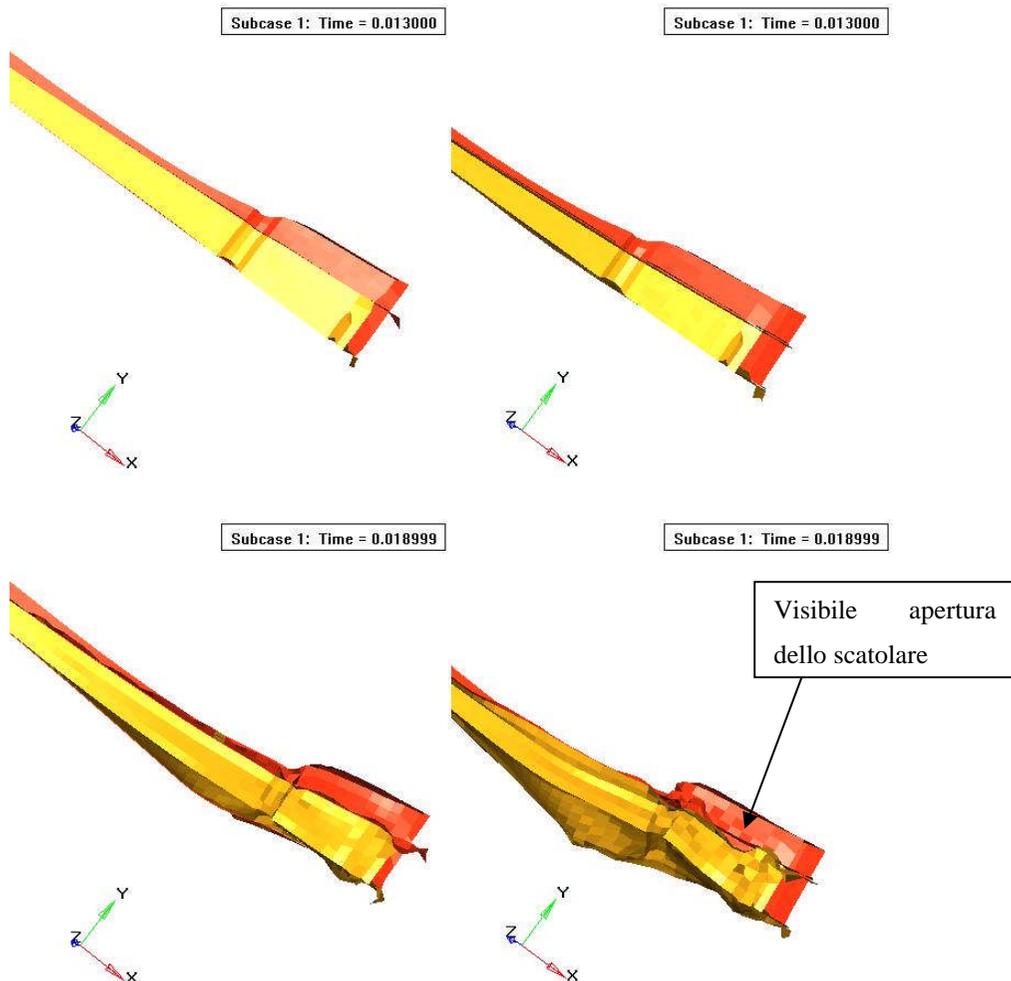
I problemi del modello iniziale che si è voluto risolvere sono:

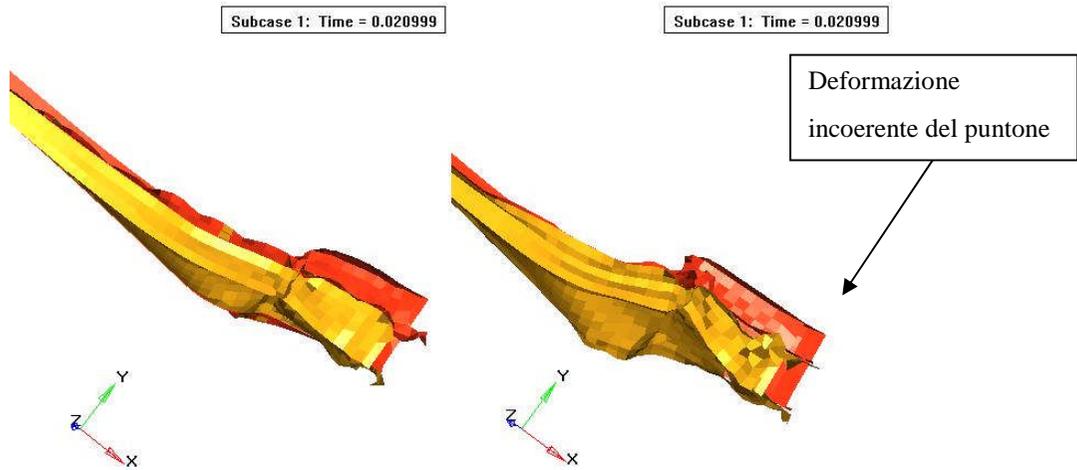
1. Una discretizzazione poco dettagliata del modello, compenetrazioni iniziali e collegamenti tra parti contigue spesso assenti.
2. Elevato hourglassing.
3. Peso proprio del veicolo che non agisce solo sulle sospensioni ma anche su alcuni collegamenti rigidi tra ruote e carrozzeria del veicolo.
4. Assenza di un sistema di rotolamento e sterzata delle ruote.

Il problema evidenziato al primo punto si traduce in una cattiva distribuzione delle tensioni e delle deformazioni. Infatti come già detto, la formulazione degli elementi



è tipo Belytschko-Tsay e quindi le tensioni e le deformazioni all'interno di ogni elemento sono costanti. Da qui si deduce che una discretizzazione poco dettagliata comporta un assorbimento di energia di deformazione irregolare ed elevate deformazioni localizzate. Un ulteriore problema legato alla meshatura iniziale è quello del collegamento tra le diverse parti sia della scocca sia degli elementi strutturali. Nella figura che segue sono riportate immagini della deformazione di parti del veicolo dove si può notare la separazione che avviene tra alcune parti senza che ci sia un livello di sforzo tale da produrre la rottura del collegamento e quindi la separazione, viene inoltre proposto il confronto con il modello rimeshato.



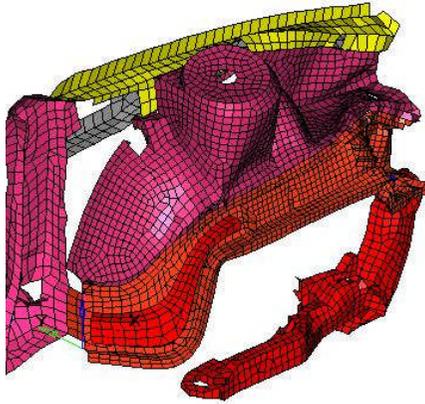


Nella figura sopra riportata sono mostrate le immagini della deformazione della stessa parte prima (immagini a sinistra) e dopo (immagini a destra) la rielaborazione del modello. Come si può osservare dal confronto delle due immagini, nel modello finale non si ha il comportamento anomalo del modello di base. Le simulazioni di confronto effettuate per valutare la differenza tra i due modelli hanno mostrato che quello di base dà luogo a comportamenti non reali e può fornire soltanto indicazioni sommarie.

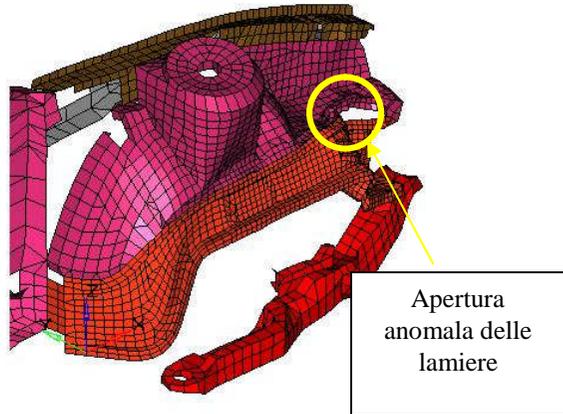
Analoghe considerazioni possono farsi sui particolari riportati in modo esemplificativo qui di seguito. Il particolare di fig. mostra il duomo sinistro del veicolo, insieme alle parti ad esso collegate, prima e dopo la rimodellazione. Si possono osservare le decoesioni che si sviluppano evidenziate dal cerchietto giallo.



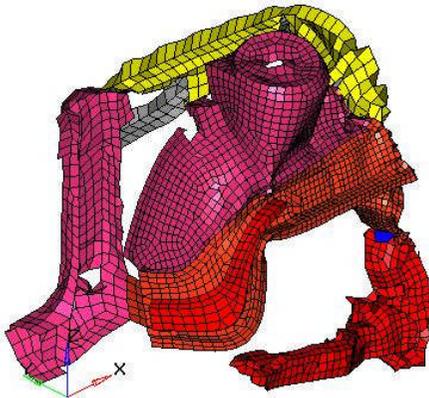
Subcase 1: Time = 0.023999



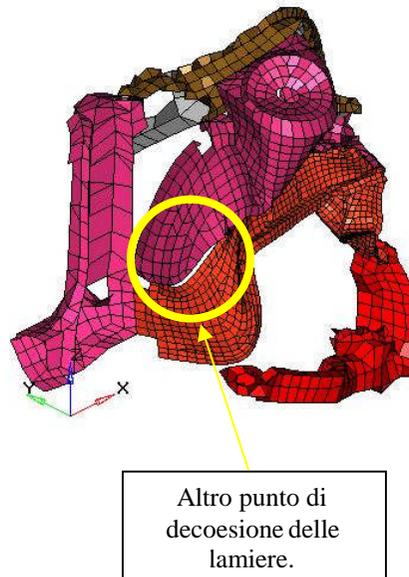
Subcase 1: Time = 0.023999



Subcase 1: Time = 0.070000



Subcase 1: Time = 0.070000

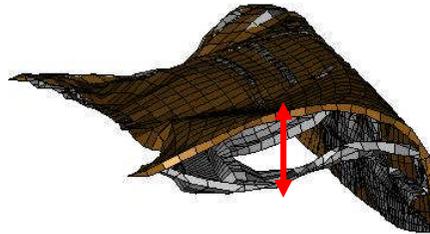
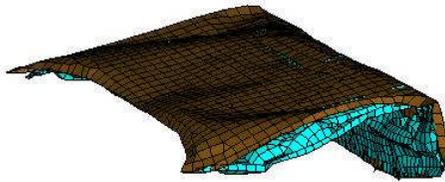


L'ultimo particolare mostrato in fig. mostra il cofano del veicolo: un ulteriore esempio di comportamento anomalo in fase di deformazione dovuto ad una meshatura non adeguata.



Subcase 1: Time = 0.083000

Subcase 1: Time = 0.083000



Comportamenti di questo tipo sono presenti ovunque nel modello base, e per questo motivo la sua modifica è stata curata in ogni sua parte. Tale rielaborazione del modello ha richiesto molto tempo e numerose simulazioni, finalizzate anche ad ottimizzare la densità della discretizzazione agli elementi finiti.

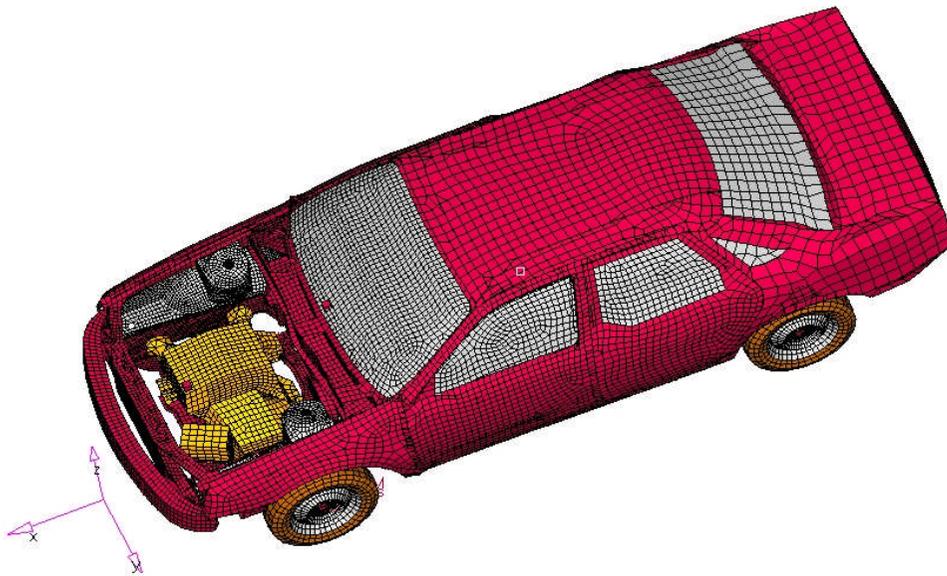


Fig.a: Vista isometrica del modello napoletano di Ford Taurus sviluppato presso la facoltà di Ingegneria di Napoli Federico II

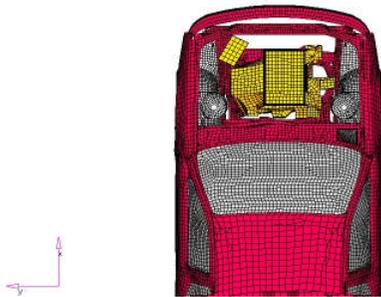


Fig.b: Vista dall'alto del modello Ford Taurus

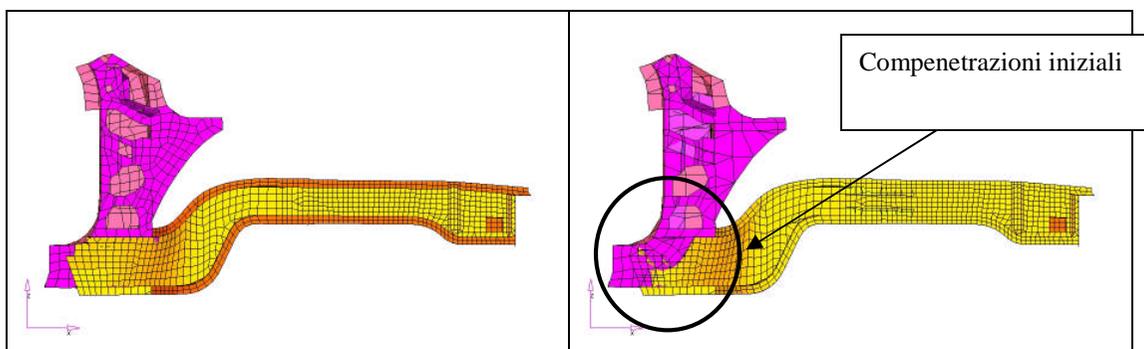
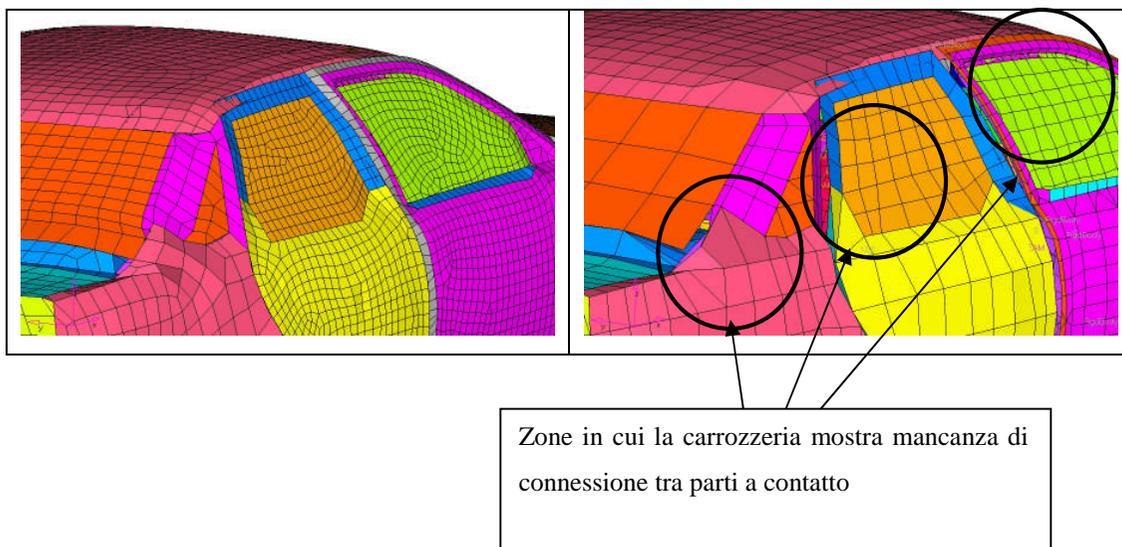


Fig.c: Vista dal basso del modello Ford Taurus

Il modello finale rimeshato presenta una mesh più fitta e più regolare, con elementi shell per la maggior parte di forma quadrata con una grandezza minima di 3 cm nella parte anteriore del veicolo e di 7 cm nella parte posteriore del veicolo.

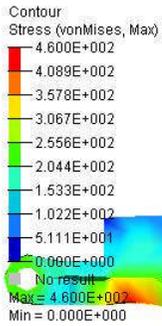
Numero di parti	187
Numero di nodi	56213
Numero di elementi brick	500
Numero di elementi shell	57940
Numero di elementi beam	57

Risulta importante anche l'eliminazione di compenetrazioni iniziali che avvenivano tra parti della carrozzeria del modello iniziale. Qui di seguito vengono riportati esempi per confrontare la situazione nel modello iniziale con quella nel modello finale.

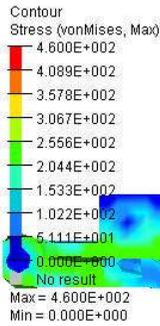


Evidenti sono i problemi del modello iniziale sia dal punto di vista di compenetrazioni iniziali tra parti vicine tra loro, sia dal punto di vista delle connessioni tra elementi a contatto.

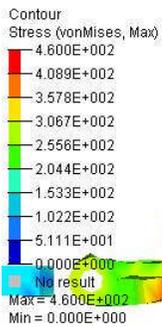
Quanto detto fino ad ora comporta una scorretta distribuzione delle tensioni nel modello iniziale.



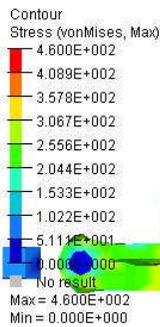
Subcase 1: Time = 0.016999



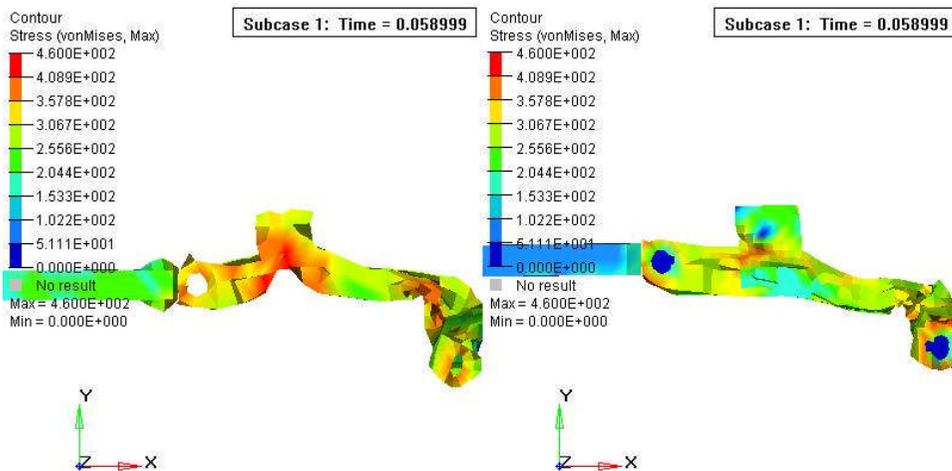
Subcase 1: Time = 0.016999



Subcase 1: Time = 0.026999



Subcase 1: Time = 0.026999

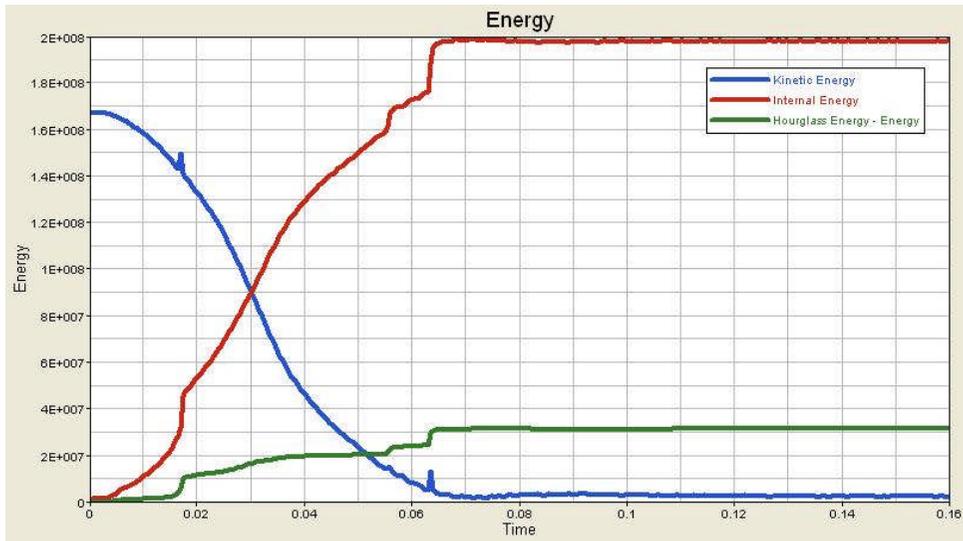


L'esempio riportato in figura rappresenta lo stato tensionale del puntone inferiore del veicolo. L'analisi svolta mostra la presenza sul puntone relativo al veicolo iniziale di concentrazione di stati tensionali (evidenziati in figura), che portano ad una deformazione eccessiva del puntone. Un'analisi di convergenza fatta aumentando ulteriormente la densità della discretizzazione ha mostrato l'assenza di variazioni dello stato tensionale della parte presa in considerazione.

Un'altra problematica legata ad una discretizzazione rada del modello è dovuta all'esigenza di utilizzare il modello in urti contro barriera con angoli diversi da 90° . In queste simulazioni infatti devono essere considerati una serie di elementi che possono non essere significativi in una prova di crash frontale. Un urto con barriera con angoli minori di 90° associa le problematiche relative ad un urto sia frontale che laterale, richiedendo quindi maggiore accuratezza nella descrizione di parti del veicolo non necessarie in un'analisi di crash frontale. Infatti un maggior tratto di veicolo è interessato dall'urto rispetto a crash test (urto in parte laterale in parte frontale). Questo significa che i modelli creati per la simulazione dell'urto laterale o frontale, quindi con meshature appositamente ottimizzate, possono non risultare idonei in analisi nella quale è coinvolta una tipologia di urto "mista";

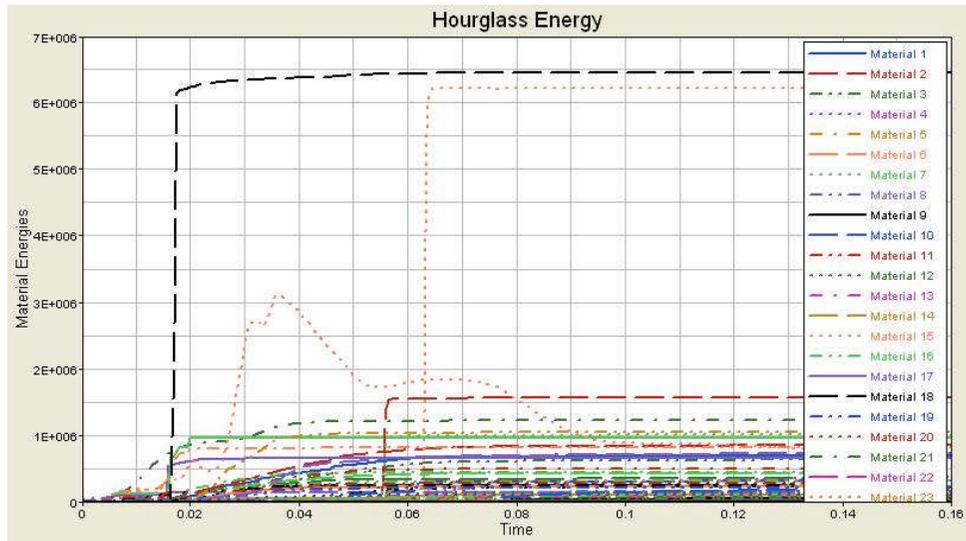


Per quanto riguarda il problema dell'hourglassing la simulazione sul veicolo iniziale presentava un valore troppo elevato il che comporta una diminuzione della precisione del calcolo, un abbassamento notevole del passo critico di integrazione e, al limite, porta alla necessità di interrompere la simulazione quando la lunghezza di un lato di un elemento diventa nulla. Viene qui di seguito riportato l'andamento dell'energia di Hourglassing nel modello iniziale.



L'analisi delle curve mostra un valore finale dell'hourglassing di $3,17e4$ J rispetto ad una energia cinetica iniziale di $1,67e5$ J. Il peso dell'energia dissipata in hourglass rispetto all'energia totale è del 19%. La letteratura suggerisce che l'hourglass energy non superi il 5-10% dell'energia di deformazione totale, onde poter ritenere validi i risultati di una analisi.

Si mostra inoltre il contributo di ogni singolo materiale al valore totale di hourglassing.

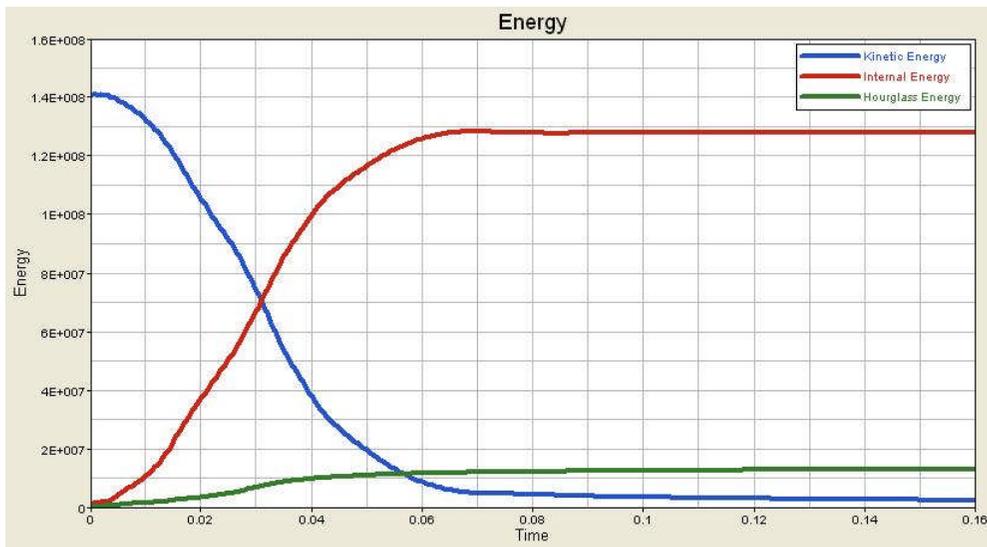


Si può osservare dal grafico sopra riportato come il problema dell'hourglassing sia fondamentalmente concentrato in alcune parti del modello.

Per combattere la nascita dei modi ad energia nulla, si può operare un raffinamento del modello ed evitare di introdurre carichi concentrati in pochi nodi. Il controllo di questo fenomeno è ottenuto introducendo forze fittizie di tipo viscoso che smorzano i modi a clessidra senza influenzare gli altri modi ortogonali a questi. Conseguentemente all'uso di forze di tipo viscoso, si introducono perdite energetiche che fisicamente non hanno significato, non si verificano nella realtà e provocano una

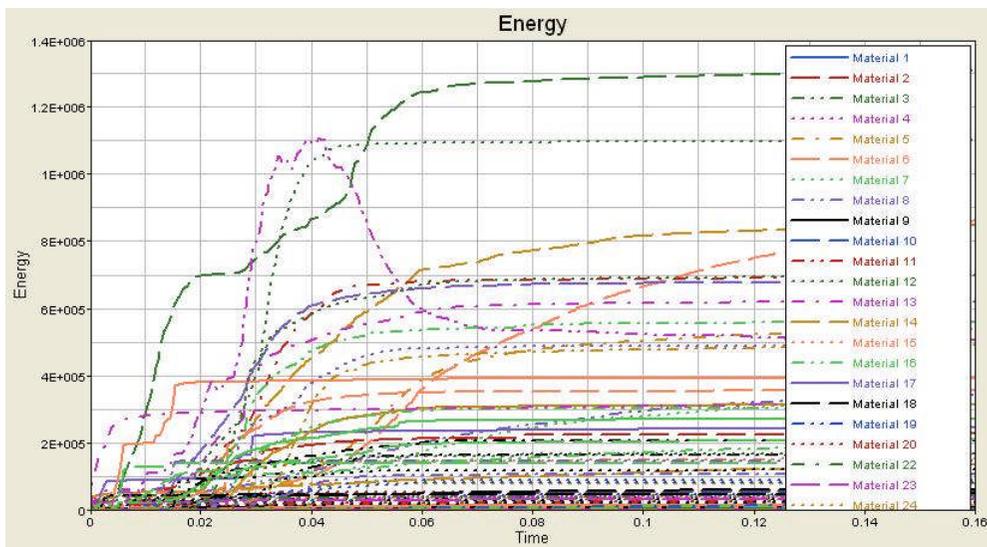
deviazione non trascurabile dal principio di conservazione dell'energia. E' quindi necessario, durante le analisi, controllare che queste perdite siano modeste.

Nel grafico di fig. viene mostrato il valore dell'energia di hourglassing del modello rielaborato confrontato con i valori dell'energia cinetica e di deformazione.



L'analisi delle curve mostra un valore finale dell'hourglassing di $1,31e4$ J rispetto ad una energia cinetica iniziale di $1,54e5$ J. Il peso dell'energia dissipata in hourglass rispetto all'energia totale è del 9%.

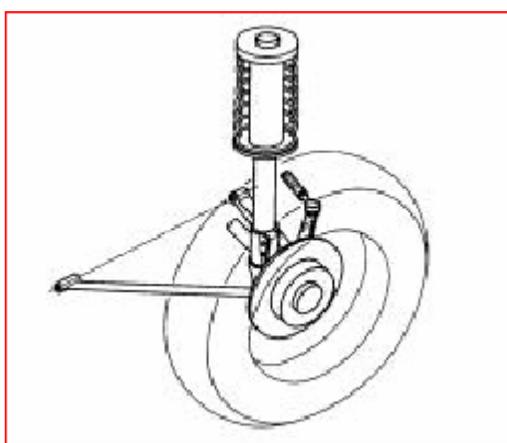
L'analisi del contributo delle singole parti all'energia totale di hourglassing mostra l'assenza di elementi preponderanti rispetto ad altri.





12.3. Le sospensioni

Le sospensioni sono il tramite tra il complesso ruota-pneumatico e la scocca. Mentre il pneumatico ha il compito di gestire lo scambio di forze verticali, laterali e longitudinali con il terreno, compito della sospensione è quello di imporre la posizione del pneumatico, rispetto alla scocca ed al terreno, nelle varie condizioni di utilizzo della vettura.



La sospensione deve consentire alla ruota di scuotere, ovvero di avere moti verticali relativi rispetto al veicolo, ma deve anche garantire l'aderenza del pneumatico al suolo. Questa funzione è attuata interponendo tra ruota e scocca elementi elastici, come ad esempio le molle, ed elementi dissipativi cioè gli ammortizzatori.

Le sospensioni definiscono quindi, mediante il loro cinematismo la corretta posizione del pneumatico rispetto al terreno che è essenziale per la corretta tenuta di strada della vettura nelle varie condizioni di esercizio, assicurandogli i gradi di libertà necessari. Attraverso le sospensioni passano sia le forze che il veicolo scambia con il suolo durante le fasi di accelerazione e modifica della traiettoria, sia le forze provocate da urti contro ostacoli.

Si possono classificare gli elementi che compongono una sospensione, partendo dalle funzioni che la sospensione stessa svolge in tre principali categorie:



○ **Organi portanti:**

Hanno lo scopo di assicurare la posizione della ruota rispetto alla scocca, lasciando completamente libero il moto di scuotimento. Sono costituiti da due classi:

- Componenti che sopportano i carichi di esercizio e che definiscono la cinematica. Sono costituiti da bracci oscillanti, aste, puntoni e sono generalmente realizzati in acciaio ghisa o alluminio.
- Componenti elastici che garantiscono l'assorbimento da parte della sospensione delle piccole asperità stradali e delle vibrazioni per raggiungere il voluto livello di comfort.

○ **Organi elastici:**

Hanno lo scopo di garantire il confort di marcia permettendo i grossi movimenti della sospensione ed immagazzinando elasticamente l'energia cinetica generata nel movimento. Sono interposti tra gli organi portanti e la scocca.

○ **Organi smorzatori e dissipatori:**

Sono cooperatori degli elementi elastici ed hanno lo scopo di smorzare le oscillazioni delle molle della sospensione, durante le escursioni della ruota, e di dissipare nell'ambiente la conseguente energia termica sviluppata.

Consideriamo i sei gradi di libertà che ha la ruota come corpo libero nello spazio: sono i tre spostamenti e le tre rotazioni intorno ad una terna di assi X (senso di marcia), Y (trasversale al senso di marcia), Z (verticale). Analizziamo i vincoli e le libertà che il cinematismo della sospensione deve lasciare alla ruota affinché siano realizzati i suoi obiettivi verso la tenuta di strada.

○ **Spostamento secondo l'asse X:**

La sospensione deve bloccare i grossi movimenti in tale direzione ma deve permettere i piccoli movimenti della ruota sia cinematici che elastici.



○ **Spostamento secondo l'asse Y:**

La sospensione deve bloccare i grossi movimenti in tale direzione, ma deve permettere i piccoli movimenti elastici; uno spostamento eccessivo porta ad un inutile impegno di aderenza.

○ **Spostamento secondo l'asse Z:**

La sospensione deve lasciare questo grado di libertà alla ruota. Infatti in direzione verticale la vettura deve assorbire gli altissimi carichi che si possono verificare in caso di urti anomali contro ostacoli.

Per assorbire elasticamente tali grosse variazioni di carico in direzione verticale, al cinematismo si aggiunge un elemento elastico (molla della sospensione) che sostiene il peso della vettura ed assorbe le variazioni di carico.

○ **Rotazione attorno all'asse X:**

Con tale rotazione il pneumatico varia la propria posizione angolare rispetto al piano verticale vettura (in linguaggio automobilistico varia l'angolo di campanatura). La deve bloccare questo grado di libertà rispetto al suolo e per farlo deve permettere piccole variazioni angolari sia cinematiche che elastiche.

○ **Rotazione attorno all'asse Y:**

La sospensione deve lasciare completamente libero questo movimento alla ruota, che deve appunto rotolare. La ruota è perciò collegata alla sospensione tramite cuscinetti di rotolamento a sfere o a rulli.

○ **Rotazione attorno all'asse Z:**

Se si tratta di una sospensione anteriore che è anche sterzante, il cinematismo della sospensione deve lasciare questo grado di libertà alla ruota, con variazioni angolari dell'ordine di grandezza di circa 35° .

È chiaro da queste considerazioni che una corretta schematizzazione delle sospensioni diventa un elemento determinante nell'affidabilità e accuratezza del modello del veicolo, in quanto influisce direttamente sugli indici di performance



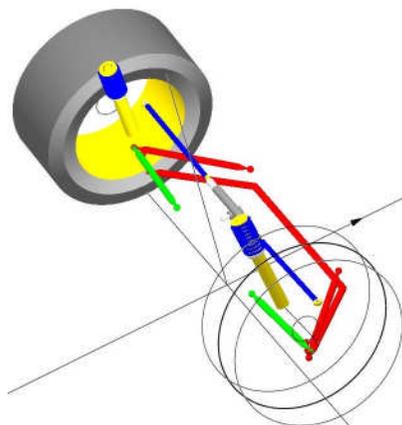
definiti nei crash test. Inoltre, il sistema di sospensione, unitamente al sistema sterzante, influenza la traiettoria del veicolo nella fase successiva all'urto. Poiché tale traiettoria è soggetta a restrizioni da parte della normativa vigente, così come l'indice ASI è vincolato a non oltrepassare dei valori massimi anch'essi dettati dalla normativa, appare evidente come nella simulazione di una prova di crash con barriera sia importante schematizzare le sospensioni del veicolo.

Il nostro modello è stato dotato di un sistema di sospensioni anteriori del tipo Mc Pherson H-arm strut e di sospensioni posteriori del tipo a bracci oscillanti longitudinali.

La geometria delle molle è stata valutata sulla base di misurazioni effettuate su un veicolo reale, mentre la caratteristica smorzante è stata ricavata a partire dalla scheda tecnica di alcuni ammortizzatori in commercio.

▪ **Sospensioni Mc Pherson:**

L'elemento fondamentale che costituisce una sospensione di tipo Mc Pherson è la guida cilindrica ancorata inferiormente al supporto ruota e superiormente alla scocca. La guida cilindrica è costituita da un montante telescopico, realizzato attraverso l'impiego di un ammortizzatore coassiale di norma ad una molla elicoidale, che funge da elemento elastico. La soluzione riportata in figura detta H-arm strut dagli anglosassoni, viene utilizzata sull'asse anteriore; l'elemento dissipatore è anche elemento portante.

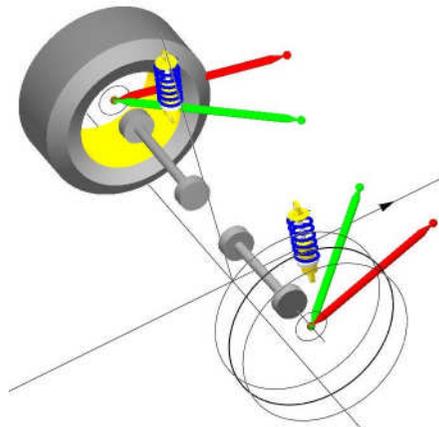




I vantaggi che questo tipo di soluzione presenta sono da identificarsi essenzialmente nella semplicità costruttiva, nella riduzione del peso, nel basso costo, nei punti di applicazione delle forze alla scocca distanti fra loro e quindi bassi carichi su scocca. Per tali motivi, la sospensione Mc Pherson è diffusa quasi al 100% sulle sospensioni anteriori di vetture di vetture di bassa-media gamma.

▪ **Bracci oscillanti longitudinali**

In questa configurazione la ruota è collegata ad un braccio, all'incirca orizzontale, incernierato mediante cerniera cilindrica ad asse trasversale alla cassa del veicolo. Poiché l'asse di cerniera è trasversale, la variazione di campanatura nei moti di scuotimento è nulla. Questa tipologia di sospensione viene utilizzata, di solito, al retrotreno. I vantaggi di questa soluzione sono l'ingombro ridotto e il costo contenuto.





12.3.1. Modellazione del sistema di sospensione

Il sistema di sospensioni è stato messo a punto attraverso una serie di simulazioni dedicate, nelle quali la sospensione è stata verificata sia in termini di cinematico che in termini di comportamento dinamico.

Le sospensioni adottate sono state preliminarmente testate su un modello di veicolo semplificato interamente rigido. In questo modo il tempo di simulazione si è notevolmente ridotto, consentendo una più rapida verifica dei risultati ottenuti.

Le sospensioni modellate sono state testate con una simulazione di passaggio su cunetta come può vedersi in figura..

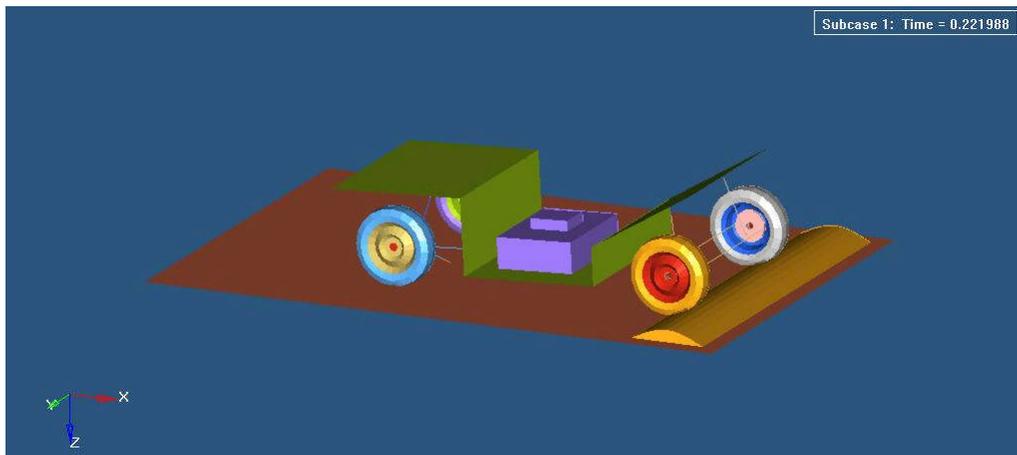


Figura 12-2: modello semplificato di veicolo per valutazione sospensioni

Una volta ottenuti i risultati aspettati dallo schema di veicolo rigido il modello di sospensioni è stato riprodotto sulla Ford Taurus e l'insieme è stato a sua volta testato con una simulazione che comporta il passaggio su dossi (percorso sterrato), ciò al fine di ottenere maggiori informazioni sul comportamento del veicolo ed in particolar modo del comportamento delle sospensioni.

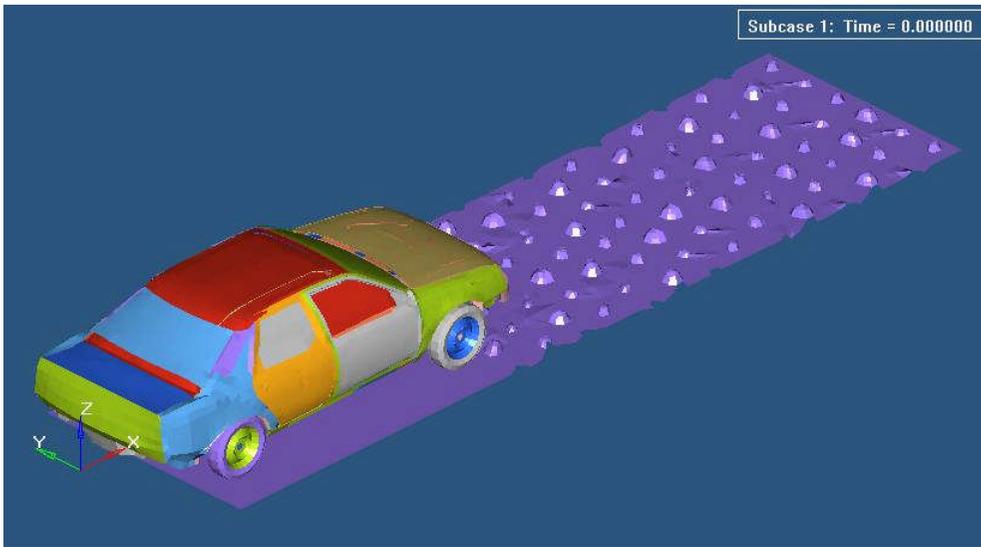


Figura 12-3

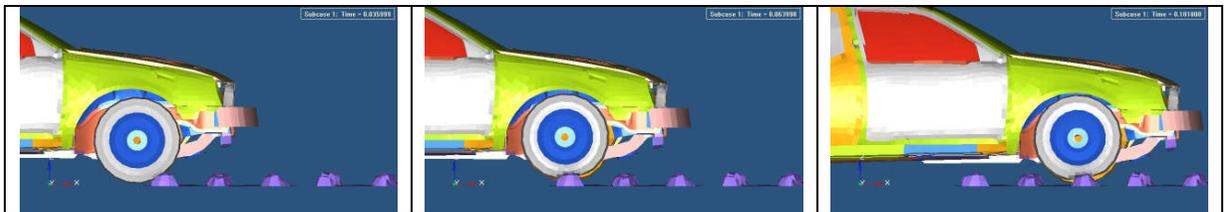
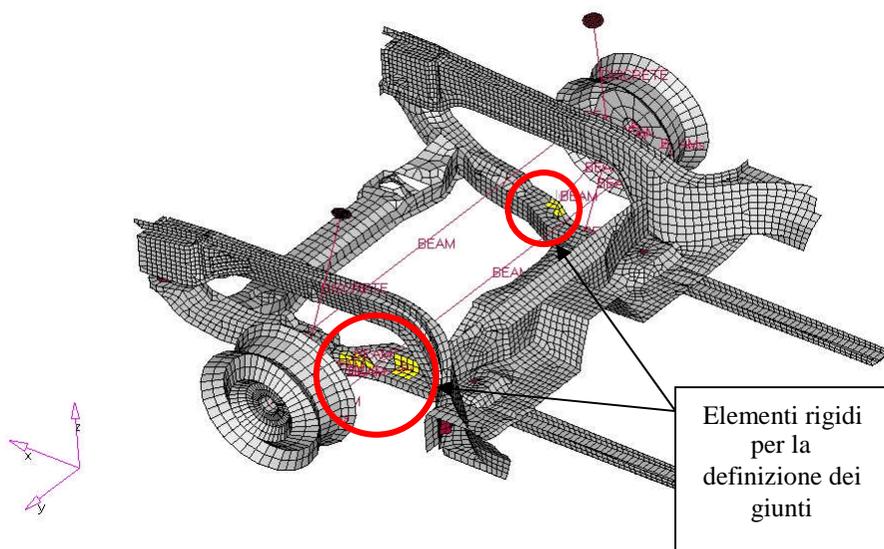


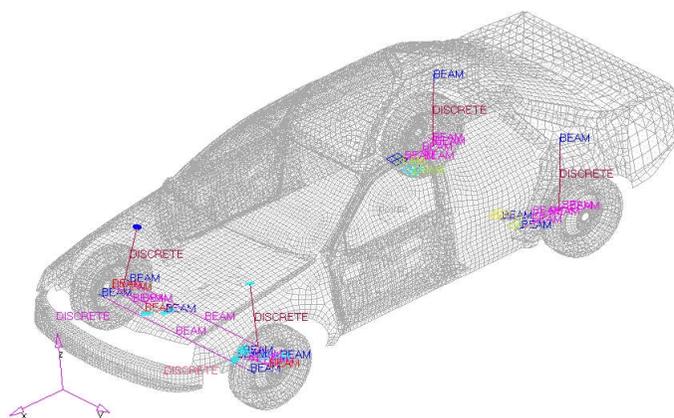
Figura 12-4

La modellazione delle sospensioni è avvenuta utilizzando elementi beam e discrete opportunamente dimensionati e definendo tutti i cinematismi tra le varie parti per garantirne un corretto funzionamento. I cinematismi si sono ottenuti con l'utilizzo di giunti sia sferici che revoluti tra parti rigide, opportunamente inserite nel modello, in modo da non falsare con inutili irrigidimenti della struttura il comportamento complessivo del modello.



La definizione delle sospensioni ha richiesto l'utilizzo di:

- o 8 elementi discrete di cui 4 molle e 4 smorzatori
- o 18 joint di cui 4 spherical e 14 rivolte
- o 36 elementi beam per caratterizzare la geometria





8.3.2 Sospensioni anteriori:

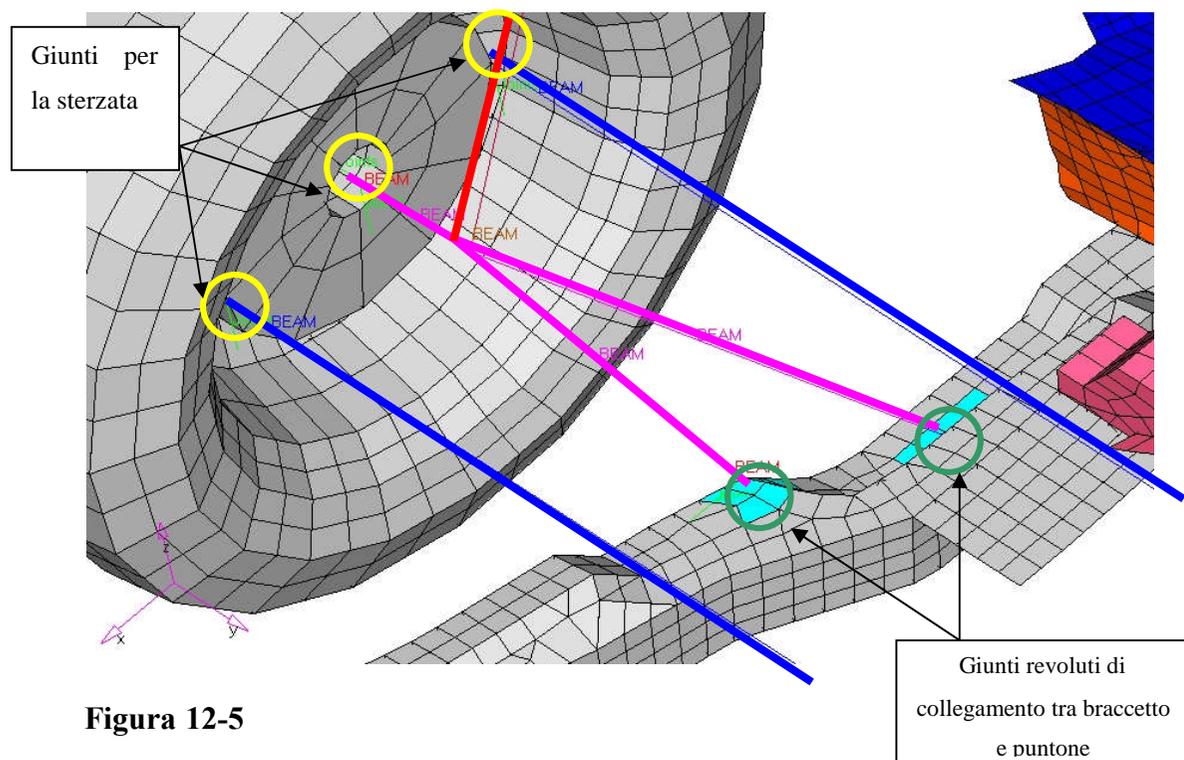
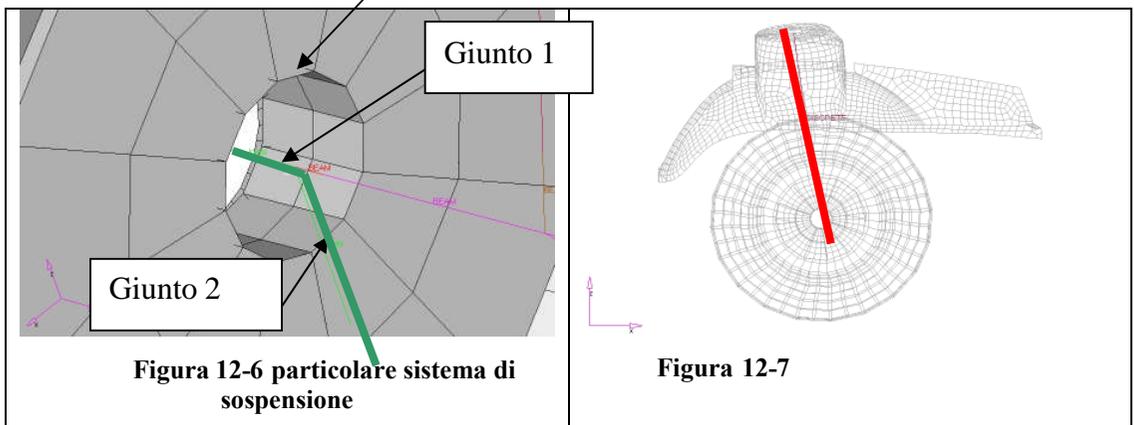
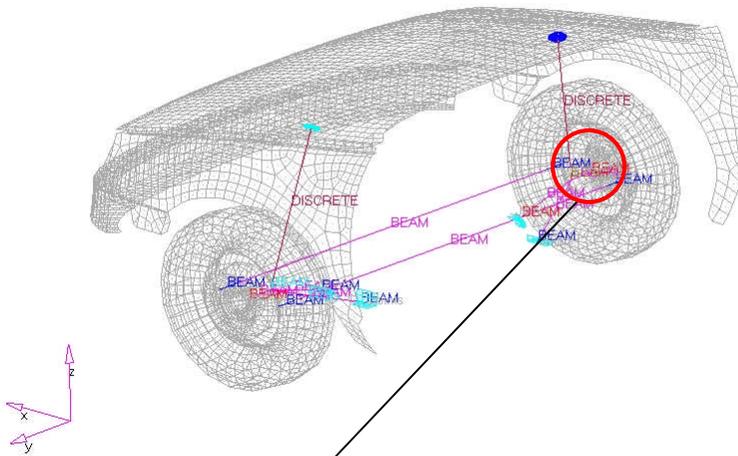


Figura 12-5



In figura è possibile osservare le varie parti che compongono la sospensione relativa alla ruota anteriore destra. Le parti fondamentali che si evidenziano sono:

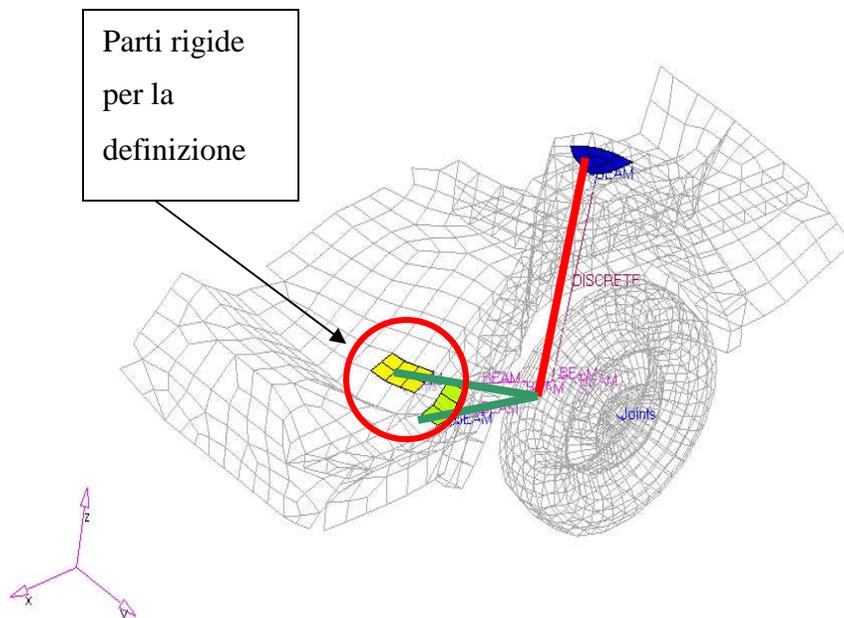
- Il triangolo del braccetto (visualizzato in viola fig.6) è collegato alla culla tramite due giunti revoluti evidenziati in verde ed al piattino tramite il giunto evidenziato in giallo.
- Il sistema molla smorzatore evidenziato in figura 8 (in rosso) è collegato ad un estremo al duomo e all'altro al braccetto.



- Il giunto che garantisce il cinematicismo relativo tra braccetto e piattino è evidenziato in fig.7 (giunto 2). Il giunto 1 illustrato nella stessa figura garantisce il cinematicismo relativo alla sterzata.

Completata l'analisi delle sospensioni anteriori si illustra di seguito il funzionamento e la modellazione delle sospensioni posteriori.

12.3.2. Sospensioni posteriori:



Le sospensioni posteriori sono composte da:

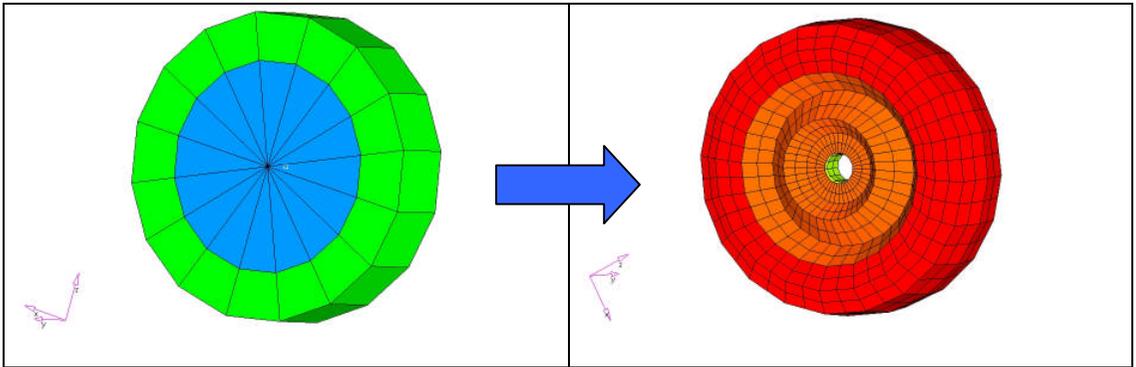
- Il sistema molla smorzatore (rosso in figura) collega da una parte il duomo posteriore e dall'altra il braccetto posteriore.
- I braccetti oscillanti (verdi in fig) sono collegati al pianale tramite giunti revoluti trasversali.
- Parti rigide per la definizione dei giunti.



12.3.3. Rotolamento dei pneumatici:

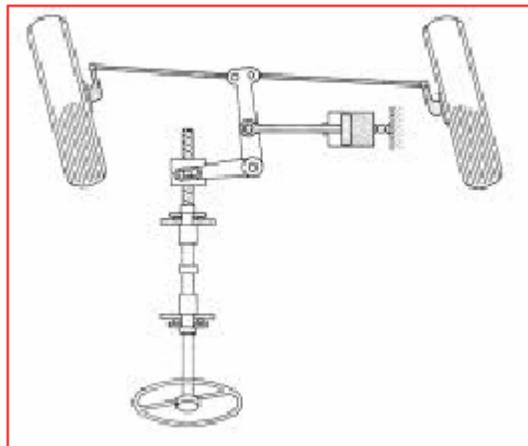
Per avere un comportamento realistico del veicolo durante tutto il fenomeno dell'urto, è necessario modellare il sistema mozzo-ruota in modo da consentire il rotolamento dei pneumatici. Il pneumatico, infatti, realizza con la pavimentazione stradale un attrito decisamente diverso nella direzione del moto (attrito di rotolamento) e in quella ad essa ortogonale (attrito di strisciamento), almeno in condizioni di non bloccaggio delle ruote. Considerare le ruote fisse ed adottare uno stesso coefficiente d'attrito per le due direzioni sopra menzionate (coefficiente d'attrito necessariamente uguale a quello di rotolamento per consentire il moto del veicolo) può determinare una non corretta traiettoria del veicolo in fase di uscita dopo l'urto contro la barriera. Inoltre tale approssimazione può dar luogo ad un aumento delle accelerazione sul baricentro del veicolo poiché la rotazione del veicolo stesso intorno al proprio asse verticale, conseguente al contatto fra la parte anteriore del veicolo e la barriera, verrebbe contrastata da delle forze d'attrito, che si sviluppano sui pneumatici posteriori normalmente alla traiettoria, di entità minore rispetto al valore reale.

Per consentire il rotolamento dei pneumatici è stato introdotto nel modello originale del veicolo, un modello semplificato del mozzo di fissaggio della ruota, ed è stato realizzato un infittimento della mesh dei pneumatici, per consentire al codice di gestire al meglio il contatto tra i nodi delle ruote e il piano infinitamente rigido (Rigid Wall) adottato per la schematizzazione della sede stradale. In figura viene mostrato il pneumatico originariamente utilizzato sulla Taurus ed il modello che si è preferito adottare:



12.4. Sistema sterzante

Il sistema sterzante, unitamente alle sospensioni e ad una corretta schematizzazione del contatto pneumatici/terreno, svolge un ruolo fondamentale nel redirectionamento del veicolo durante la fase di allontanamento dalla barriera, ed inoltre contribuisce a smorzare le forze generate dall'eventuale contatto tra la ruota anteriore dalla parte della barriera e la barriera stessa (ruota-corrente inferiore, ruota-paletto, ...).





Il modello originale del veicolo considerato, essendo stato preparato per simulare crash test frontali, era privo di tale cinematismo. Si è provveduto allora ad introdurre tale componente nel modello agli EF in esame.

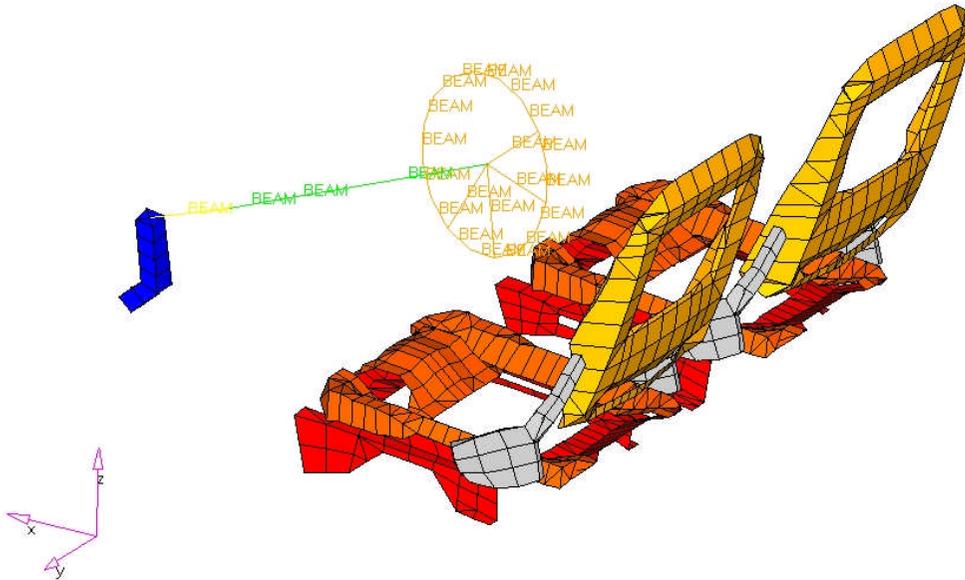
Il cinematismo è stato messo a punto sullo schema di un tradizionale sistema di sterzata a quadrilatero articolato.

12.4.1. L'abitacolo

L'interno dell'abitacolo della Ford Taurus era composto di due sedili per pilota e passeggero e un volante con canna da sterzo. Come si può osservare dalla figura sotto riportata i sedili sono modellati completamente con elementi shell con un materiale dalle caratteristiche prossime a quelle dell'acciaio. Per quanto riguarda il volante si osserva come questo sia modellato unicamente con l'utilizzo di elementi monodimensionali.

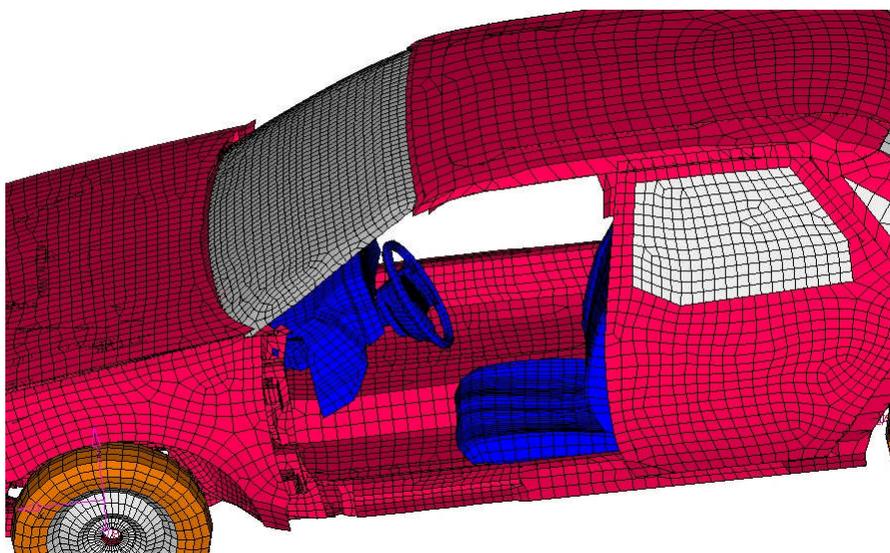
Le lacune di questo modello iniziale sono da una parte la poco realistica modellazione dell'abitacolo in cui manca completamente elementi fondamentali per l'interazione con il manichino:

- Cruscotto per eventuale urto delle gambe del manichino.
- Airbag.
- Sedile con poggiatesta per l'urto di ritorno della testa.
- Sedile capace di deformarsi sotto l'azione del peso del manichino



Tali parti sono state completamente rimosse dal modello iniziale e sostituite con modelli che meglio si prestano a interagire durante l'urto con il manichino.

Gli elementi fondamentali che sono stati utilizzati per questo scopo sono gli stessi introdotti nel modello di Geo Metro analizzata nel capitolo precedente. Anche in questo caso è stata necessario un adeguamento dimensionale delle parti in questione alla geometria del veicolo. Questa fase è stata implementata dalla rimodellazione di parte della geometria, sia del sedile sia del cruscotto, per collegare queste parti all'abitacolo.

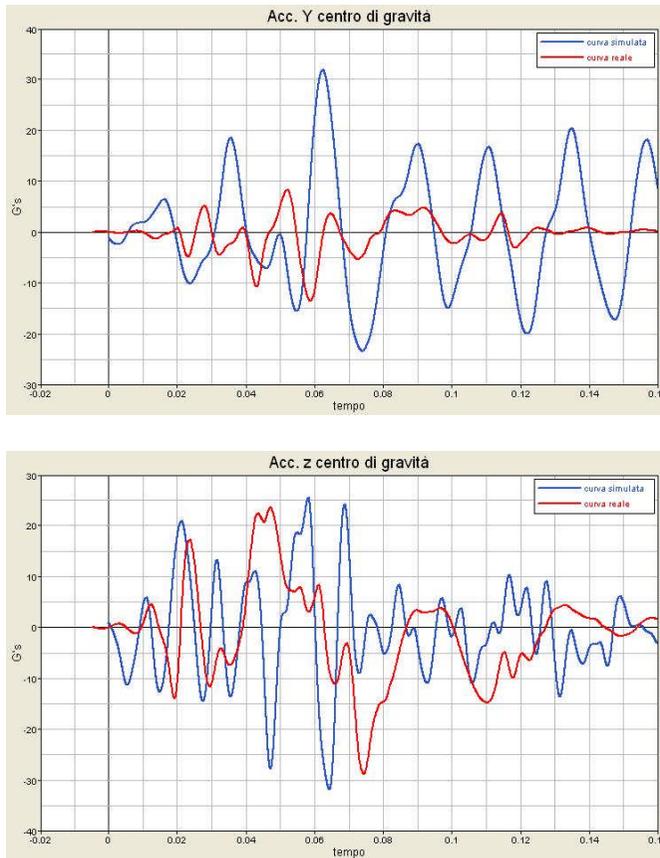


In figura è mostrato l'abitacolo del modello finale di Ford Taurus.

Per quanto riguarda il posizionamento del manichino e la modellazione delle cinture si rimanda al capito precedente.

8.7 Analisi delle deformazioni massime e delle accelerazioni del cento di gravità del veicolo





Confrontando le accelerazioni del modello finale con quelle già viste relativamente al modello di partenza notiamo un significativo abbassamento dei picchi di accelerazione dovuta alla migliore distribuzione delle deformazioni in un tratto più esteso del veicolo. Tale risultato è stato ottenuto con le già descritte operazioni sulla rimodellazione. Altro vistosissimo errore che è stato corretto nel modello iniziale riguarda i materiali utilizzati. Infatti le curve che specificano l'andamento delle tensioni-deformazioni nel tratto plastico erano nel modello iniziale totalmente errate per una cattiva interpretazione della card di LS-Dyna che specifica queste caratteristiche.

Un ruolo rilevante è stato giocato anche dalla corretta distribuzione delle masse all'interno del veicolo. Infatti il modello iniziale era caratterizzato non solo



da un peso più basso di quello registrato nella prova sperimentale ma anche da un posizionamento non conforme alle specifiche riportate nel report delle suddette masse. La nuova caratterizzazione delle distribuzioni delle masse è stata ottenuta utilizzando masse concentrate nei baricentri di singole parti, cercando quindi di ricalcare quelle che erano le specifiche in termini di peso dettate dal report.

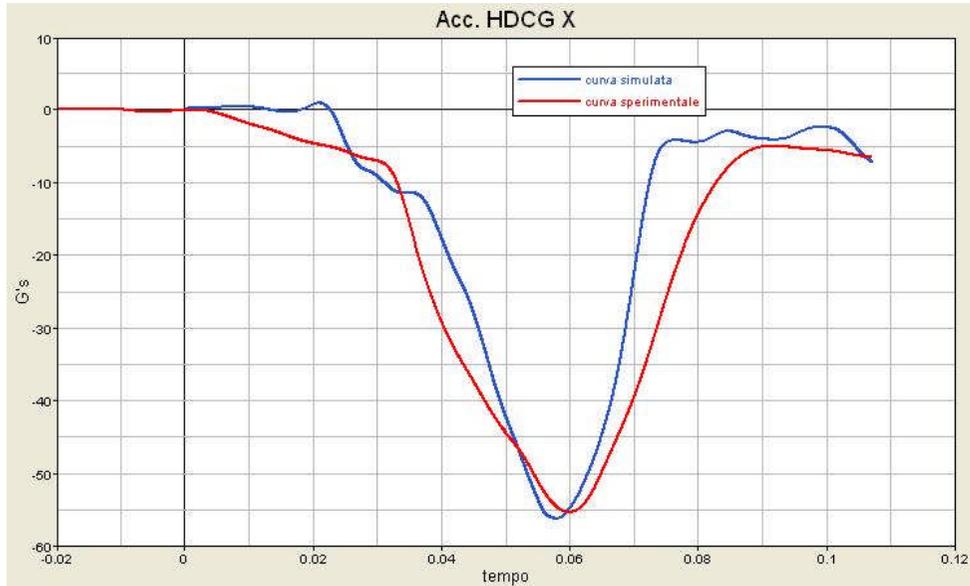
Nonostante i risultati ottenuti, il comportamento delle accelerazioni come anche delle deformazioni risulta ancora migliorabile. Studi in queste direzioni sono stati già avviati, evidenziando il ruolo del blocco motore all'interno del quadro generale della distribuzione delle deformazioni, l'eccessiva e incongrua deformazione dei puntoni inferiori e una eccessiva rigidità del pianale.

Si individuano a questo punto tre direzioni per migliorare ulteriormente il comportamento del veicolo.

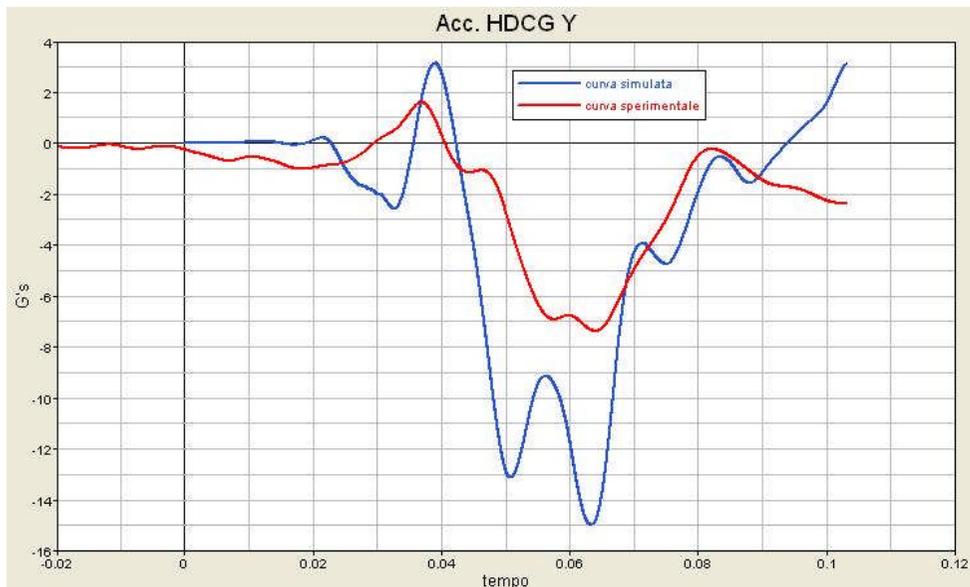
- Ottimizzazione degli spessori delle parti maggiormente coinvolte nella deformazione utilizzando Hyper Study come già illustrato nel capitolo precedente, ipotizzando anche ispessimenti localizzati.
- Un'analisi dettagliata delle parti strutturali fondamentali in termini di spessori e caratteristiche dei materiali confrontate con dati reali.
- Valutazione di una possibile variazione di alcuni collegamenti tra parti, per una più uniforme distribuzione delle tensioni.



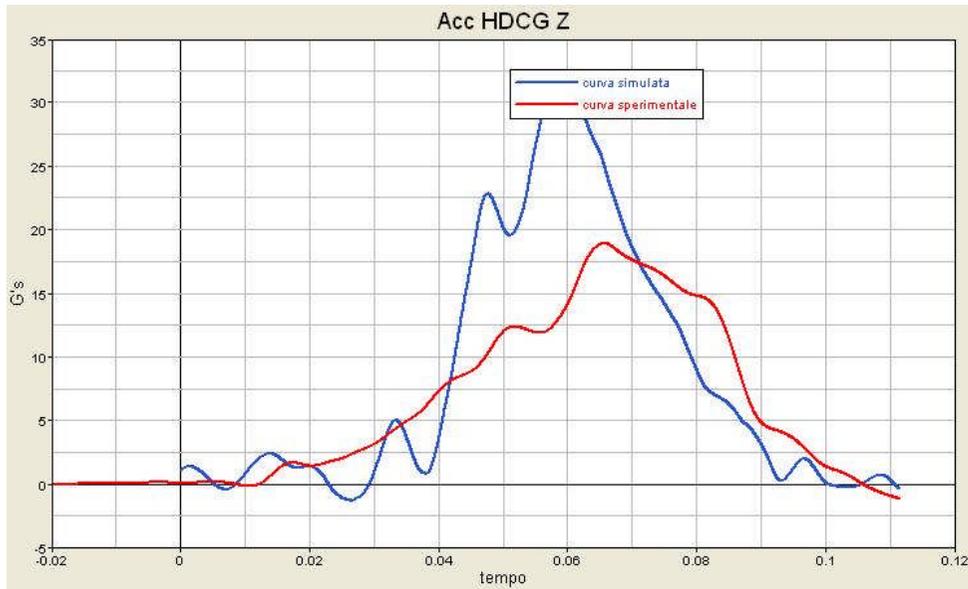
12.5. HIC



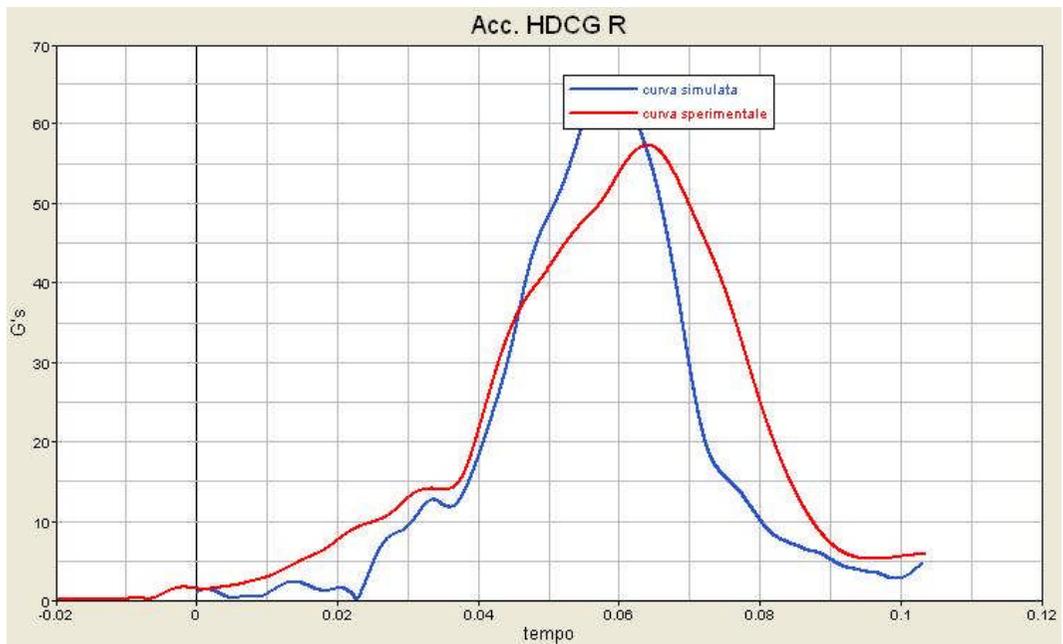
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



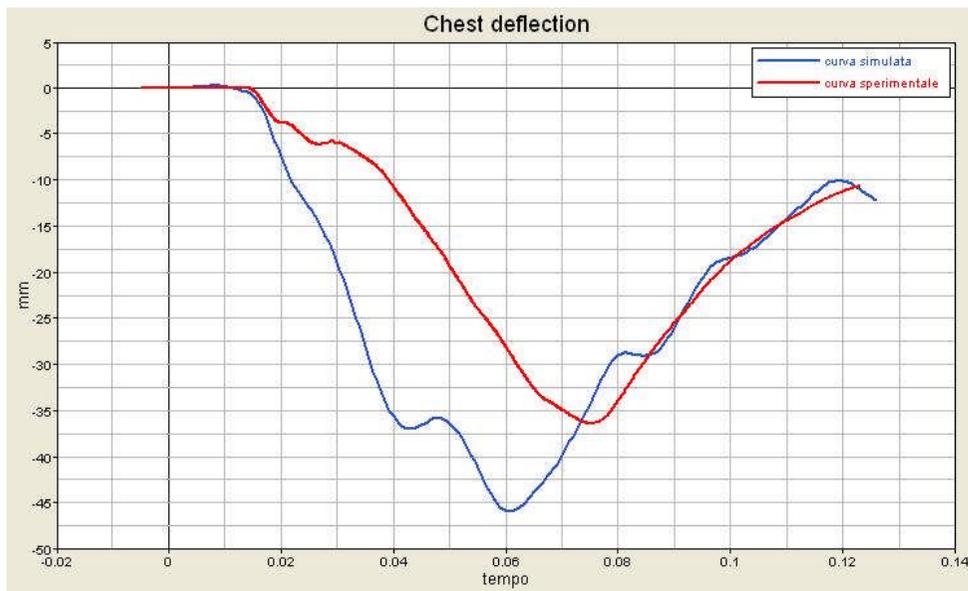
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Dalle curve sopra riportate relative alle accelerazioni del centro di gravità della testa del manichino ricaviamo il valore dell'HIC36 e dell'HIC15

	HIC36	HIC15	Time (ms)
Prova sperimentale	511	316,7	T1=61,8 T2=97,8
Prova simulata	498,6	408	T1=44,6 T2=69,6

12.6. 10.2 Deflessione del petto



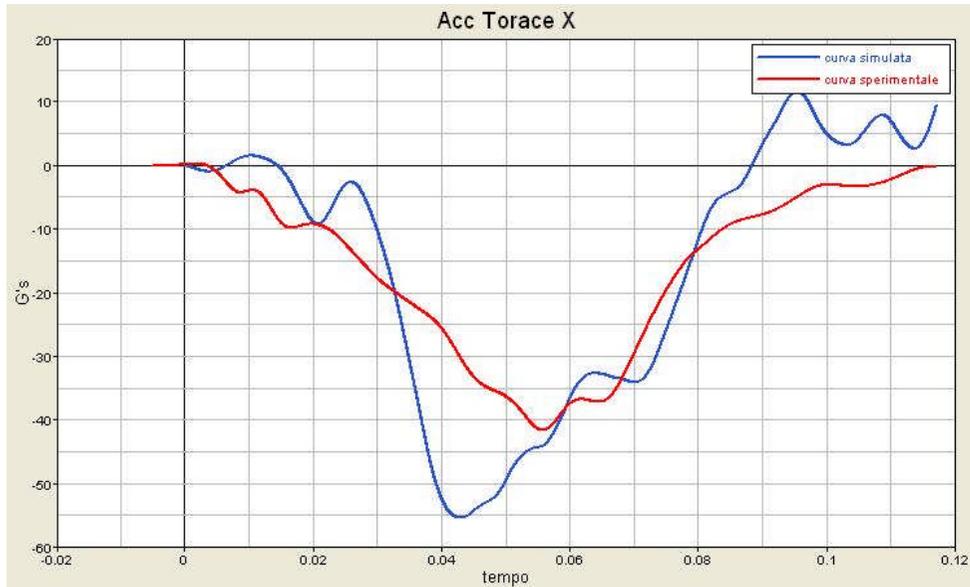
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
 Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

Dai valori ottenuti concludiamo che :

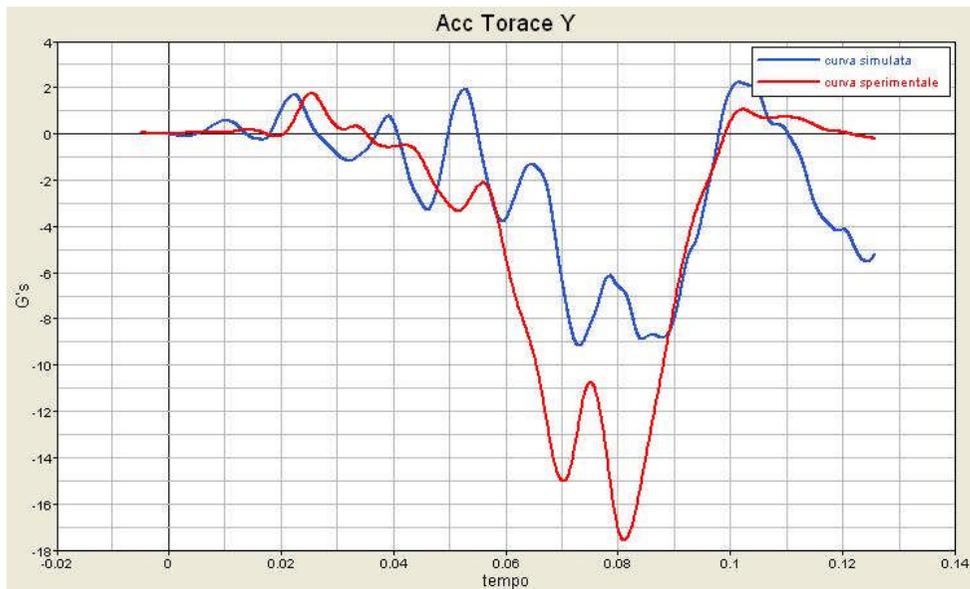
Deflessione prova simulata	Deflessione prova reale
-45.9mm	-36.2mm



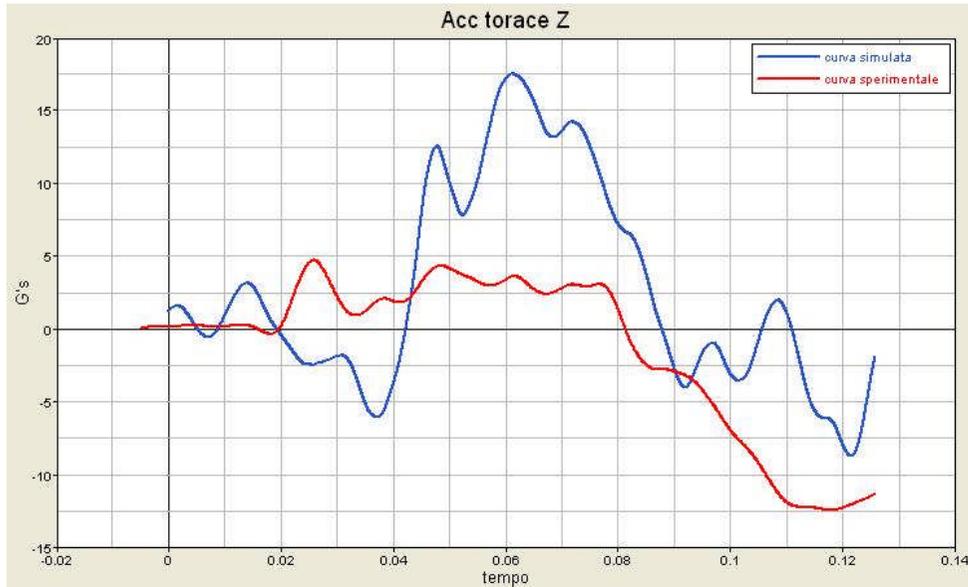
12.7. Accelerazione torace



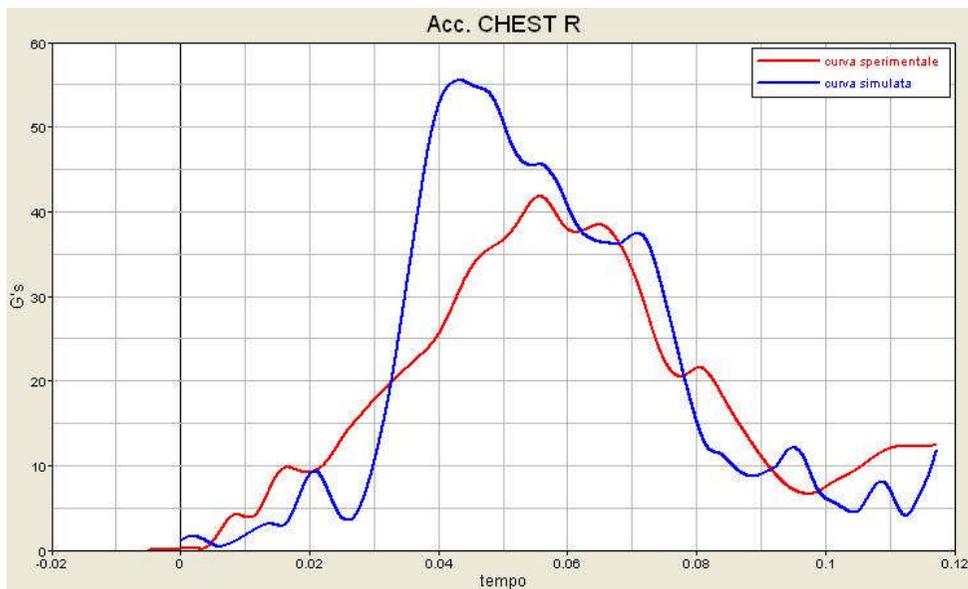
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

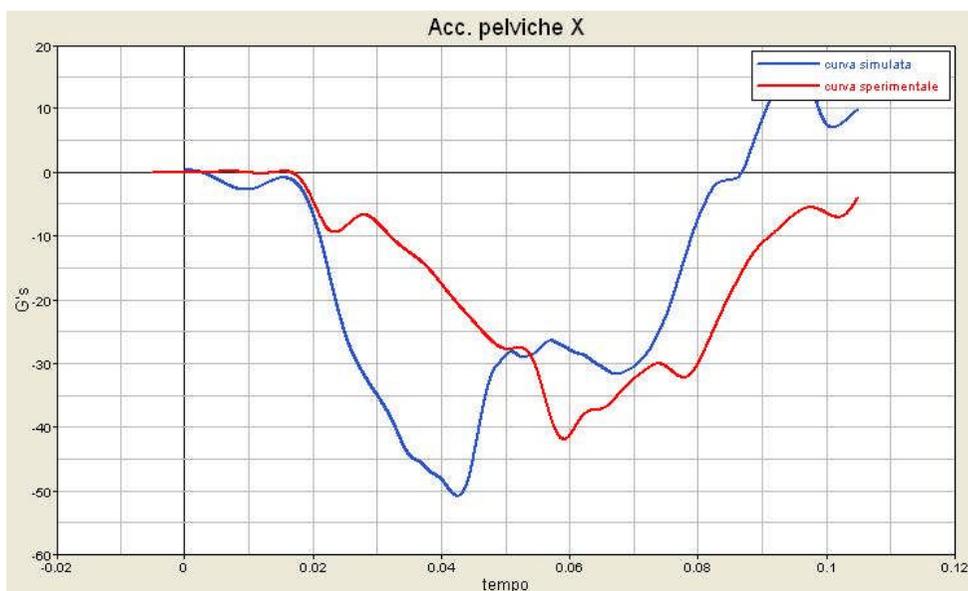


Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

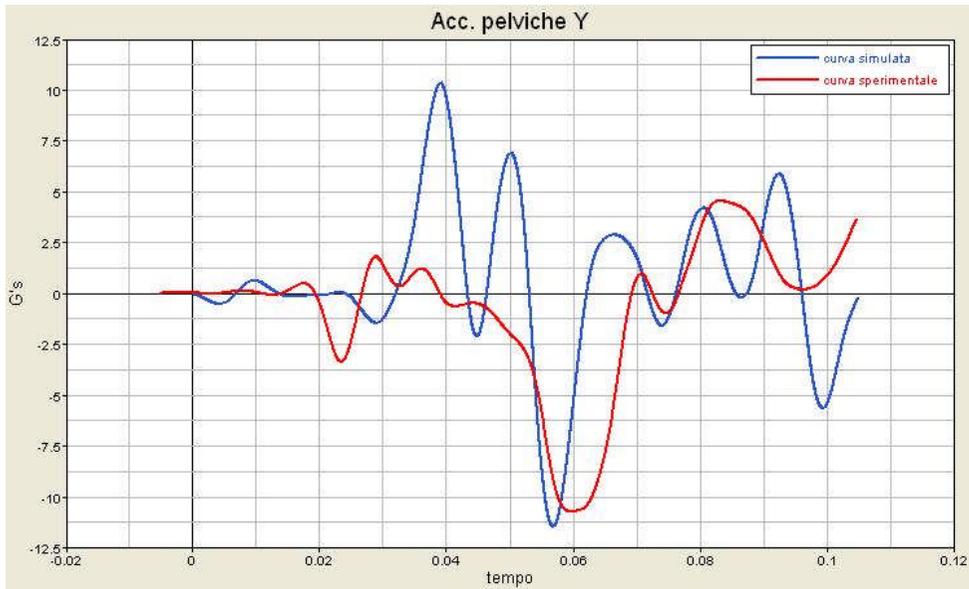


Acc. Torace	G's	Time(ms)
Prova sperimentale	40.9	T1=54.3 T2=57.3
Prova simulata	55.4	T1=42 T2=45

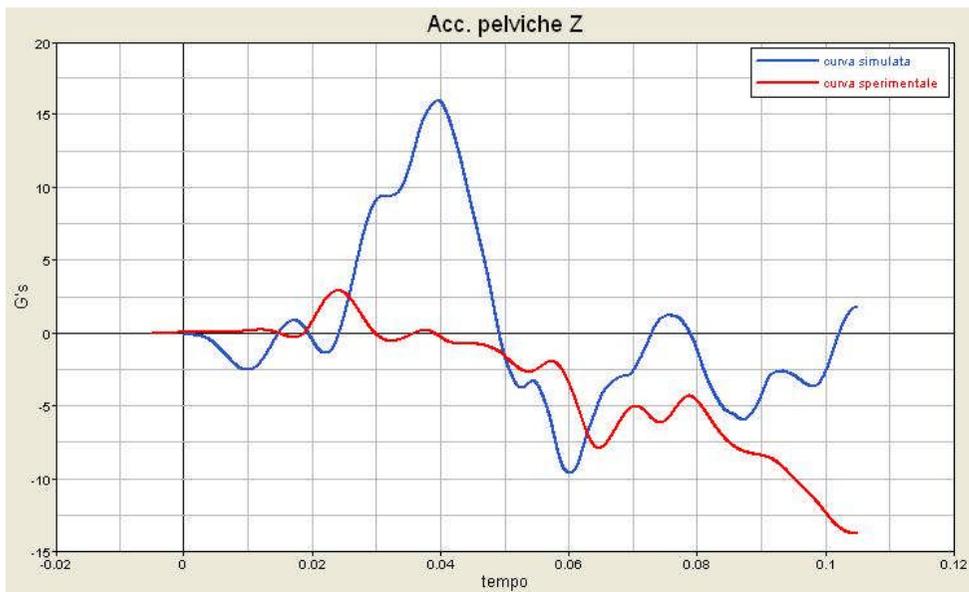
10.4 Accelerazioni pelviche



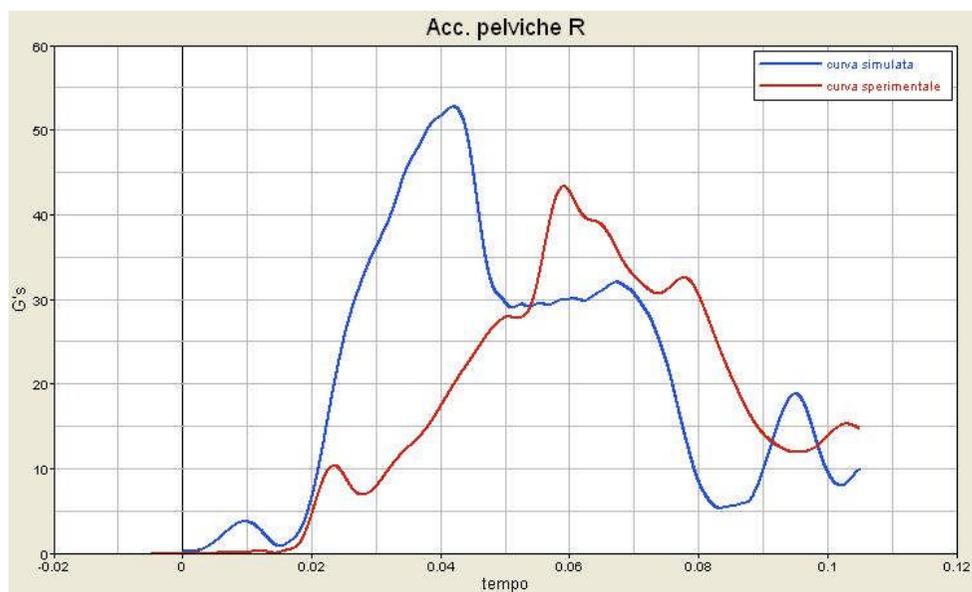
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
 Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s



Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

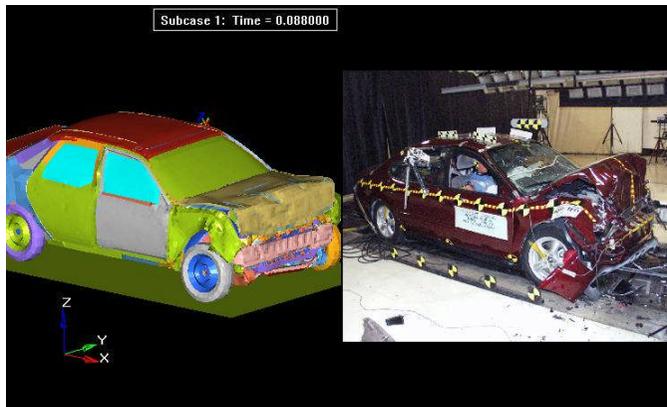


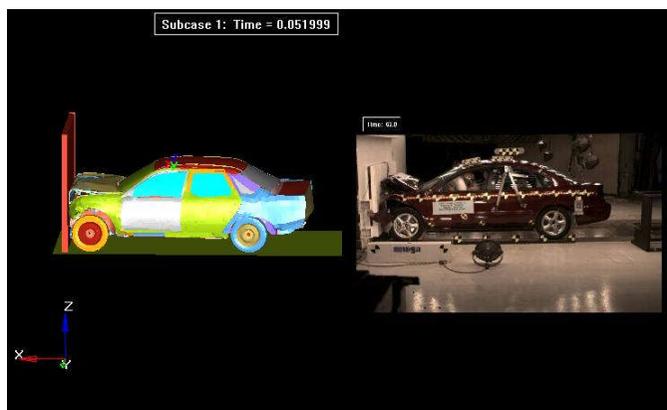
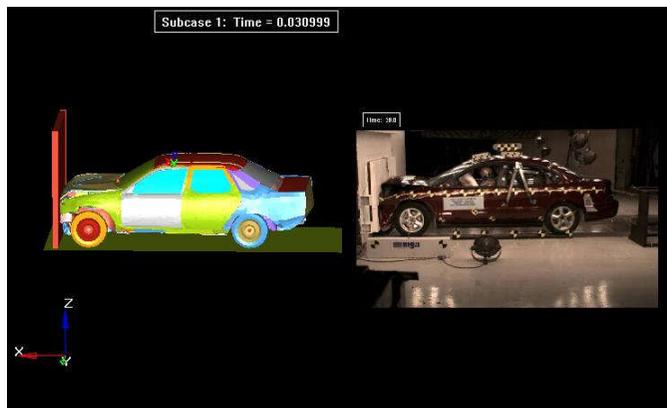
Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

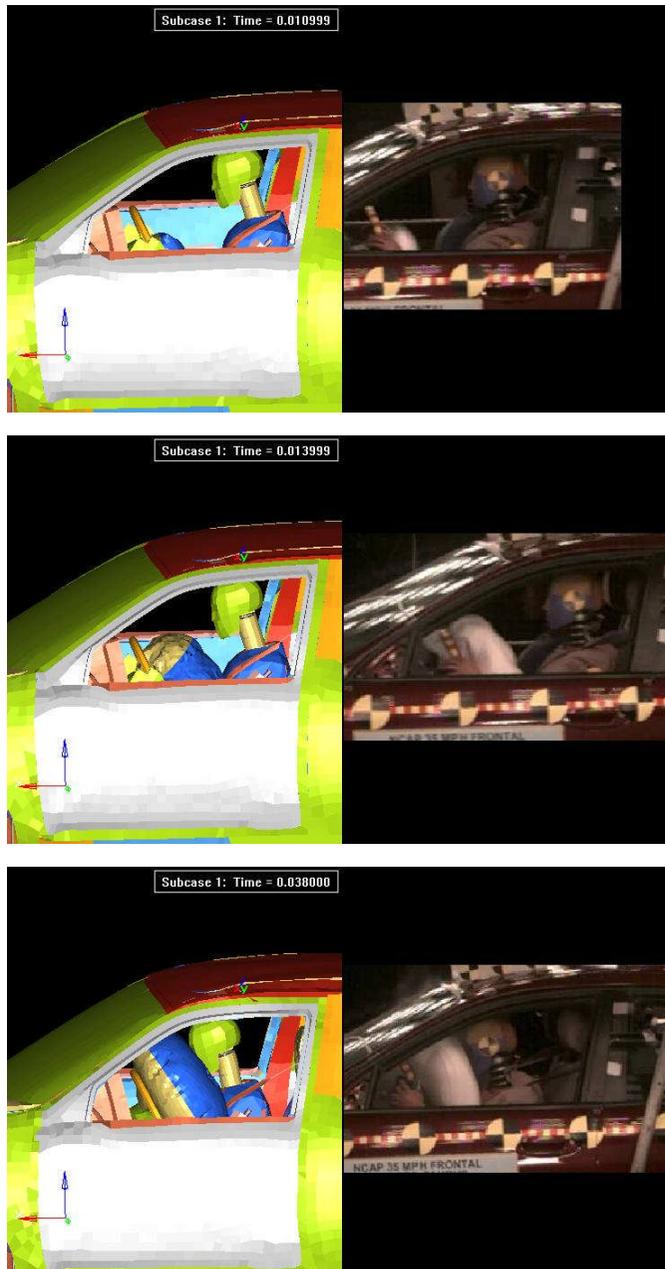


Finestra di 0.12s (dati filtrati in classe CFC 60)
 Frequenza di acquisizione=10000 campioni/s

Acc. Prova sperimentale (G's)	Acc. Prova simulata (G's)
52.3	43.1









12.8. Conclusioni:

La simulazione mostra che i risultati ottenuti sono confrontabili con quelli della prova reale. L'ampiezza delle accelerazioni simulate ed il loro andamento generale nel tempo sono sostanzialmente confrontabili con le accelerazioni sperimentali. Il raffronto visivo tra le immagini del filmato del crash reale e quello ottenuto dal renderer mostrano che il fenomeno è stato ben interpretato dalla simulazione. Anche i valori relativi agli indici biomeccanici mostrano un buon livello di approssimazione.

Ulteriori miglioramenti possono essere probabilmente ottenuti migliorando il comportamento complessivo del modello di veicolo sia in termini di accelerazioni sia in termini di deformazioni frontali.

Altre considerazioni a nostro giudizio di minore rilevanza si possono fare su un posizionamento relativo tra manichino e cruscotto soprattutto in ordine agli indici di danno per gli arti inferiori.



13. References

- [1] CEN (1998a) - EN 1317-1:1998 Road restraint system – “*Part1: Terminology and general criteria for test methods*”
- [2] CEN (1998a) - EN 1317-2:1998 Road restraint system – “*Part2: Performance classes, impact test acceptance criteria and test methods for safety barriers*”
- [3] Ross, H.E.,D. L. Sicking, and R. A. Zimmer. *NCHRP report 350: Recommended procedures for the Safety Performance Evaluation of Highway Features*. TRB, National Research Council, Washington, DC, 1993
- [4] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2007) – “Development of validated Finite Element Model of a Rigid Truck Suitable to Simulate Collisions against Road Safety Barriers” - *Proceedings of the 9th European Ls-Dyna Users Conference*” Gothenburg
- [5] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2007) – “Development of validated Finite Element Model of an Articulated Truck Suitable to Simulate Collisions against Road Safety Barriers” - *Proceedings of the 9th European Ls-Dyna Users Conference*” Gothenburg
- [6] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2007) – “Development of validated Finite Element Model of a Light Weight Passenger Car Suitable to Simulate Collisions against Road Safety Barriers” - *Proceedings of the 4th International SIIV Conference*” Palermo
- [7] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2007) – “Finite Element Model of Vehicles Suitable to Simulate Crash Test” - *Proceedings of the 23th World Road Congress*” Paris
- [8] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2008) [accepted paper]– “Effects of Post to Embankment Distance on Containment Capacity on H1 Safety Barrier” - *Proceedings of the TRB 87th Annual Meeting*” Washington



- [9] PERNETTI, M., SCALERA, S., (2008) [paper under revision] –
“Effects on Elastic Walls Due to The Collisio of Articulated Trucks”
- [10] Hallquist, J.O, LS-DYNA. Keyword Theory’s Manual. Version 971,
Livermore Software Technology Corporation, Livermore, 2007
- [11] Hallquist, J. O., LS-DYNA. Keyword User’s Manual. Version 971,
Livermore Software Technology Corporation, Livermore, 2007.
- [12] [Dr. Yijun Liu](#) , Introduction to Finite element method I&II
- [13] O.C. Zienkiewicz. The Finite Element Method - 5th Edition
- [14] Du Bois et al., Vehicle Crashworthiness and Occupant Safety-
American Iron and Steel Institute-3th Edition
- [15] Matthew_Huang, Vehicle Crash_Mechanics 5th Edition
- [16] Kloostermann G., Contact Methods in Finite element Methods 2th
Edition
- [17] Solin P.- Partial differential equations and the finite element method
(Wiley, 2006)
- [18] I. Smith, D.Griffiths Programming The Finite Element Method -2th
Edition 1988
- [19] Carlos A. Felippa .Nonlinear Finite Element Methods – 3th edition
- [20] Mak, K. K., Bligh, R.P. “*Assessment of NCHRP Report350, Test
condition*”. Transportation Research Board, 2001.
- [21] Mak, K. K., Bligh, R.P. “*Assessment of NCHRP Report350, Test
Vehicles*”. Transportation Research Board, 2001.
- [22] Mak, K. K., Bligh, R.P and Griffin, L.I. “*Improvement of the
procedures for the Safety Performance Evaluation of Roadside Features*”. Final
Report NCHRP project 22-14, 2000
- [23] Mak, K. K., Sicking, D.L., Ross, H. E., Jr. “*Rea-world Impact
Conditions for Ran-Off-the_Road Accident*”. Transportation Research Board,
1986



- [24] Bligh, R.P, Mak, K. K. “*Crashworthiness of Roadside Features Across Vehicle Platforms*”, Transportation Research Board 1999
- [25] Montella, A.,Pernetti, M. “*Heavy-Goods Vehicle Collisions with Steel Road Safety Barriers*”, Transportation Research Board 1999
- [26] REID, J. D., (2004) - “LS-DYNA Simulation Influence on Roadside Hardware” *Transportation Research Record*, issue n. 1890, pp. 34-41
- [27] BELYTSCHKO, T., (1992) - “On computational methods for crashworthiness”, - *Computers and Structure*, issue n.42, pp 271-279
- [28] RAY, M. H., (1996) - “Use of Finite Element Analysis in Roadside Hardware Design”, *Transportation Research Circular No.453*
- [29] REID, J. D., BIELENBERG, B.,W., (1999) - “Using LS-DYNA Simulation to Solve a Design Problem” *Transportation Research Record*, issue n.1690, pp. 95-102
- [30] Pelc,J. “Towards realistic simulation of deformations and stresses in pneumatic tyres” *Applied Mathematical Modelling*
- [31] Ytho, Y. et al. “Dynamic simulation of collisions of heavy high-speed trucks with concrete barrier” *Chaos Solitons &-Fractals*
- [32] Du Bois, P.A. et al “Modelling of safety glass for crash simulation” *Computational Material Science*
- [33] Fang, H. et al “Comparative study of metamodeling methods for crashworthiness optimization” *Computer & Structure* - 2004
- [34] Wang T. et al “ Nonlinear finite element analysis of concrete structures using new constitutive models” *Computer and Structure* – 2001
- [35] Palmonella, P., et al “Finite element models of spotwelds in structural dynamics - review and updating” *Computer & Structure* – 2005
- [36] Consolazio, J. R. et al “Impact simulation and full scale crash testing of a low profile concrete work zone barrier” *Computer & Structure* - 2005



- [37] Krisl, P., et al “Parallel explicit finite element solid dynamics with domain decomposition and message passing” Computer & Structure – 2001
- [38] Paik, S.,K., et al “ Parallel performance of large scale impact simulation on LINUX cluster super computer” Computer & Structure – 2006
- [39] Smentana, S., “The solution of contact problems with the aid of contact integral equation” Computer & Structure – 2000
- [40] Wu, S.,R., et al “Advanced development of explicit FEA in automotive applications” Computer methods in applied mechanics and engineering – 1997
- [41] Oden, J., T., et al “Research directions in computational mechanics” Computer methods in applied mechanics and engineering – 2003
- [42] Ren, Z., et al “Computational and experimental crash analysis of the road safety barrier” Engineering Failure Analysis – 2005
- [43] Borovinsek, M., et al, “Simulation of crash test for high containment levels of road safety barriers” - Engineering Failure Analysis – 2007
- [44] Cheng, Z., Q., et al, “Experiences in reverse-engineering of a finite element automobile crash model” – Finite element in Analysis and Design - 2001
- [45] Tracker, J., G., et al, “Experiences during development of dynamic crash response automobile model” - Finite element in Analysis and Design – 1998
- [46] Athan, A., O., et al “Impact analysis of a vertical flared back bridge rail-to-guardrail” - Finite element in Analysis and Design – 2004
- [47] Tabiei, A., et al “Roadmap for crashworthiness finite element simulation of roadside safety structures” - Finite element in Analysis and Design – 2000
- [48] Donders, S., “The robustness of dynamic vehicle performance to spotweld failures” - Finite element in Analysis and Design – 2006
- [49] Karaoglu, K., et al “Stress analysis of a truck chassis with riveted joints” - Finite element in Analysis and Design – 2002



[50] Deb, A., et al, “An improved representation of vehicle incompatibility in frontal NCAP tests using a modified rigid barriers” *Proceedings of the IJcrash Annual Meeting – 2005*

[51] Mao, M., et al “Assessment of vehicle roof crash test protocols using FE models” *Proceedings of the IJcrash Annual Meeting – 2005*

[52] Hesseling, J., et al, “Feedback control of occupant motion during a crash” *Proceedings of the IJcrash Annual Meeting – 2005*

[53] Mayer, R., R., “Application of topological optimization techniques to structural crashworthiness” *International Journal for Numerical Methods in Engineering – 1996*

[54] Timmel, M., et al, “A finite element model for impact simulation with laminated glass” *International Journal of Impact Engineering – 2004*

[55] Combescure, A., et al, “A finite element to simulate the failure of weld points on impact” *International Journal of Impact Engineering – 2003*

[56] Wu, W., et al, “A study of the interaction between a guardrail post and soil during quasi-static and dynamic loading” *International Journal of Impact Engineering – 2007*

[57] Altenhof, A., et al, “An experimental and finite element investigation into the energy absorption characteristics of steering wheel armature in an impact” *International Journal of Impact Engineering – 2002*

[58] Marckeivicz, E., et al, “A inverse approach to determine the constitutive model parameters from axial crushing of thin-walled square tube” *International Journal of Impact Engineering – 1998*

[59] Paick, S., K., et al, “Parallel performance of large scale impact simulations on linux cluster super computer” *International Journal of Impact Engineering – 2006*



[60] Noels, N., et al, “Simulation of crashworthiness problems with improved contact algorithms for implicit time integration” *International Journal of Impact Engineering* – 2006

[61] Kaneko, T., et al, “A study on braking stability of articulated heavy vehicles” *JSAE* – 2003

[62] Mizuno, K., et al, “Vehicle crashworthiness in full and offset frontal impact tests” – *JSAE* – 2003

[63] Yonten, K., et al, “An evaluation of constitutive models of concrete in LS-DYNA finite element code” - *Proceedings of the 15th ASCEE Congress*” – 2002

[64] Orengo, F., et al, “modelling tire blow-out in roadside hardware simulation using ls-dyna” - *Proceedings of the 15th IMECE Congress*” – 2003

[65] Lin, Y., Y., “A correlation study between mpp ls-dyna performance and various interconnection networks- quantitative approach” - *Proceedings of the 4th European Ls-Dyna Users Conference*”

[66] Park, S., U., “a FE modeling and validation of vehicle rubber mount preloading and impact response” - *Proceedings of the 8th International Ls-Dyna Users Conference*”

[67] Lin, Y., Y., “A performance study of ls-dyna on vehicle crash simulation” - *Proceedings of the 4th European Ls-Dyna Users Conference*”

[68] Elitok, K., “An investigation on roll-over crashworthiness of an intercity coach, influence of seat structure and passenger weight” - *Proceedings of the 9th International Ls-Dyna Users Conference*”

[69] Seeger, F., et al, “An investigation on spotweld modelling for crash simulation with LS-DYNA” - *Proceedings of the 4th European Ls-Dyna Users Conference*”



[70] Wekezer, J., W., et al, “Application of LS-DYNA in numerical analysis of vehicle trajectories” - *Proceedings of the 7th International Ls-Dyna Users Conference*”

[71] Shiraishi, M., et al, “Developing FE-tire model library for durability and crash simulations” - *Proceedings of the 7th International Ls-Dyna Users Conference*”

[72] Reid, J., D., at al, “Further improvements to the truck model for roadside simulation-suspension and steering” - *Proceedings of the 5th European Ls-Dyna Users Conference*”

[73] Mongiardini, M., et al, “Impact analysis of a 16t truck against different road safety restraint system” - *Proceedings of the 5th European Ls-Dyna Users Conference*”

[74] Hassan, J., “Interpretation of deformation pattern in automotive rails in frontal impact” - *Proceedings of the 7th International Ls-Dyna Users Conference*”

[75] Dhar, S., et al, “Modular strategy to build full vehicle finite element model” - *Proceedings of the 7th International Ls-Dyna Users Conference*”

[76] Wu, J., “Parametric study on improvement of G4(1S) strong post guardrail system” - *Proceedings of the 7th International Ls-Dyna Users Conference*”

[77] Raich, H., et al, “Safety analysis of the new ACTROS megaspace cabin according to ECE-R29-02” - *Proceedings of the 4th European Ls-Dyna Users Conference*”

[78] Ray, M., “Repeatability of full scale crash test and criteria for validating simulation results” – Transportation Research Record 1528

[79] Reid, J., D., et al, “Using LS-DYNA simulation to solve a design problem” Transportation Research Record 1690



[80] Plaxico, C., A., et al, “Impact performance of the G4(1W) and G4(2W) guardrail system” Transportation Research Record 1720

[81] Jeyapalan, J., K., *et al.*(1984) – “Soil-Foundation Interaction Behaviour of Highway Guardrail Posts” – Transportation Research Record 970” pp.37-47.

[82] Polivka, K. A., R. K. Faller, D. L. Sicking, G.Dey, J.A. Hascall, K. Molacek, “Dynamic impact testing of W 152x13.4 (W6x9) steelposts on a 2:1 Slope” Transportation Report TRP-03-165-07. Midwest Roadside Safety Facility, University of Nebraska, Lincoln, 2007

[83] Polivka, K. A., R. K. Faller, D. L. Sicking, and J. R. Rohde “W-beam Guardrail Adjacent to a slope” Transportation Research Record 1743, TRB, National Research Council, Washington, D.C., 2001 pp. 80–87

[84] Polivka, K. A., R. K. Faller, D. L. Sicking, J. R. Rohde, J. C. Holloway, and E. A. Keller. “*Development of a W-beam Guardrail System for Use on a 2:1 Slope*”, Transportation Report TRP-03-99-00. Midwest Roadside Safety Facility, University of Nebraska, Lincoln, 2000