

UNIVERSITÀ DI PISA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

SVILUPPO DI MODELLI MULTICORPO E FEM DI CARRELLI
AERONAUTICI FINALIZZATI ALLA SIMULAZIONE DEGLI
EFFETTI DELLA DEFORMABILITÀ STRUTTURALE



UNIVERSITÀ DI PISA

RELATORI

Prof. Ing. Eugenio Denti

Dott. Ing. Daniele Fanteria

CANDIDATO

Luciana Previtera

Anno Accademico 2005-2006

Indice

Elenco delle tabelle	iv
Elenco delle figure	v
Sommario	1
Introduzione	2
1 Studio dell'ammortizzatore in ADAMS	5
1.1 Realizzazione del modello ADAMS	5
1.1.1 Fondo corsa	6
1.1.2 Forza elastica	8
1.1.3 Forza viscosa	9
1.2 Simulazioni	11
1.2.1 Analisi del comportamento elastico dell'ammortizzatore	11
1.2.2 Ammortizzatore sottoposto a una forza sinusoidale	16
1.2.3 Ammortizzatore sottoposto a uno spostamento sinusoidale	18
1.2.4 Comportamento dell'ammortizzatore in presenza d'attrito	21
2 Descrizione dei carrelli	23
2.1 Modello rigido del carrello a ginocchio	23
2.1.1 Modello della ruota del carrello a ginocchio	26
2.2 Descrizione delle varie parti del carrello a ginocchio	28
2.2.1 Interfaccia del carrello a ginocchio	28
2.2.2 Gamba	29
2.2.3 Braccio oscillante	30
2.3 Descrizione del modello rigido del carrello ausiliario	32
2.3.1 Modello delle ruote del carrello ausiliario	34
2.4 Descrizione delle varie parti del carrello ausiliario	35
2.4.1 Interfaccia del carrello ausiliario	35
2.4.2 Ammortizzatore del carrello ausiliario	35
2.5 Verifica dei modelli	38
2.5.1 Analisi del carrello a ginocchio	38
2.5.2 Analisi del carrello ausiliario	44

3	Confronto fra i modelli rigidi e i dati sperimentali	49
3.1	Risultati del modello ADAMS rigido del carrello a ginocchio	49
3.2	Risultati del modello ADAMS rigido del carrello ausiliario	53
4	Analisi agli elementi finiti	55
4.1	Introduzione	55
4.2	Carrello a ginocchio	56
4.2.1	Descrizione geometria gamba	56
4.2.2	Descrizione geometria braccio oscillante	59
4.2.3	Risultati FEM del carrello a ginocchio	62
4.3	Carrello Ausiliario	65
4.3.1	Descrizione geometria	65
4.3.2	Risultati FEM carrello ausiliario	68
5	Modello elastico del carrello ausiliario	70
5.1	Introduzione	70
5.2	Descrizione del modello	70
5.2.1	Modello ruota	74
5.2.2	Risultati del modello elastico del carrello ausiliario	76
6	Modelli elastici del carrello a ginocchio	78
6.1	Introduzione	78
6.2	Carrello con uno snodo elastico alla gamba	79
6.2.1	Descrizione modello	79
6.2.2	Risultati modello	81
6.3	Carrello con snodo elastico alla gamba e al mozzo portaruote	84
6.3.1	Descrizione modello	84
6.3.2	Risultati modello	85
6.4	Carrello con due snodi elastici alla gamba e uno al mozzo portaruota	88
6.4.1	Descrizione modello	88
6.4.2	Risultati modello	89
6.5	Carrello con snodo elastico alla gamba, al mozzo portaruota e al braccio oscillante	92
6.5.1	Descrizione modello	92
6.5.2	Risultati modello	93
6.6	Confronto fra i modelli	96
7	Confronto delle curve caratteristiche dell'ammortizzatore con i dati sperimentali	97
8	Confronto fra i due modelli di ruota	101
	Conclusioni	103
	Bibliografia	105

Elenco delle tabelle

2.1	Punti notevoli del carrello a ginocchio	24
2.2	Dati principali del carrello a ginocchio	24
2.3	Punti notevoli del carrello ausiliario	32
2.4	Dati principali del carrello ausiliario	33
4.1	Spostamenti dei nodi	68

Elenco delle figure

1.1	Descrizione dell'Ammortizzatore	5
1.2	Descrizione dei termini usati	6
1.3	Funzione step	7
1.4	Coefficiente di smorzamento in funzione compenetrazione	7
1.5	Forza elastica in funzione dello schiacciamento [1]	8
1.6	Forza elastica in funzione dello schiacciamento	9
1.7	Coefficienti di laminazione	10
1.8	Descrizione del modello	10
1.9	Varie forze di prova (prima simulazione)	11
1.10	Spostamento del pistone (prima simulazione)	12
1.11	Forza elastica (prima simulazione)	12
1.12	Velocità del pistone (prima simulazione)	13
1.13	Accelerazione del pistone (prima simulazione)	13
1.14	Varie forze di prova (seconda simulazione)	14
1.15	Spostamento del pistone (seconda simulazione)	14
1.16	Forza elastica (seconda simulazione)	15
1.17	Velocità del pistone (seconda simulazione)	15
1.18	Accelerazione del pistone (seconda simulazione)	16
1.19	Forza viscosa opposta alla forza di prova	16
1.20	Spostamento del pistone (terza simulazione)	17
1.21	Forza elastica (terza simulazione)	17
1.22	Velocità del pistone (terza simulazione)	18
1.23	Schiacciamento ammortizzatore (quarta simulazione)	18
1.24	Forza viscosa in funzione del tempo	19
1.25	Velocità di deformazione	19
1.26	Forza viscosa in funzione della velocità	20
1.27	Forza viscosa in funzione dello spostamento	20
1.28	Forza elastica	21
1.29	Forza di prova (quinta simulazione)	21
1.30	Andamento della forza di attrito e della velocità del pistone	22
2.1	Immagini del carrello a ginocchio	24
2.2	Carrello a ginocchio	25
2.3	Schema per il calcolo della deformazione del pneumatico	26
2.4	Reazione pneumatici in funzione dello schiacciamento del pneumatico	27
2.5	Curva caratteristica dei pneumatici	28

2.6	Vincoli dell'interfaccia	29
2.7	Vincoli della gamba	29
2.8	Vincoli del braccio oscillante	30
2.9	Forze agenti sul braccio oscillante	31
2.10	Immagine del carrello ausiliario	32
2.11	Carrello a gamba telescopica	33
2.12	Reazione pneumatico (nose)	34
2.13	Rappresentazione dell'interfaccia del carrello ausiliario	35
2.14	Coefficienti di laminazione del carrello ausiliario	36
2.15	Forza elastica dell'ammortizzatore (nose)	36
2.16	Vincoli dell'ammortizzatore (nose)	37
2.17	Forze agenti sull'ammortizzatore (nose)	37
2.18	Deformazione del pneumatico (main)	38
2.19	Reazione del pneumatico (main)	39
2.20	Forza di attrito del carrello principale	39
2.21	Velocità angolare della ruota	40
2.22	Accelerazione angolare della ruota	40
2.23	Forza elastica (main)	41
2.24	Forza viscosa (main)	41
2.25	Schiacciamento dell'ammortizzatore (main)	42
2.26	Angolo del Braccio Oscillante (main)	42
2.27	Velocità angolare del Braccio Oscillante (main)	43
2.28	Accelerazione angolare del Braccio Oscillante (main)	43
2.29	Scorrimento pratico (main)	44
2.30	Forza di attrito	44
2.31	Velocità angolare della ruota(nose)	45
2.32	Accelerazione angolare della ruota (nose)	45
2.33	Forza elastica (nose)	46
2.34	Forza viscosa (nose)	46
2.35	Forza totale agente dell'ammortizzatore(nose)	47
2.36	Schiacciamento dell'ammortizzatore(nose)	47
2.37	Deformazione del pneumatico (nose)	48
2.38	Scorrimento pratico (nose)	48
3.1	Reazione dei pneumatici (modello rigido dati sperimentali main)	50
3.2	Forza agente sul mozzo (modello rigido dati sperimentali main)	50
3.3	Forza totale sull'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali main)	51
3.4	Schiacciamento dell'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali main)	52
3.5	Forza agente sulla controventatura (modello rigido dati sperimentali main)	52
3.6	Reazione pneumatici (modello rigido dati sperimentali nose)	53
3.7	Forza agente sul mozzo (modello rigido dati sperimentali nose)	53
3.8	Forza totale agente sull'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali nose)	54
4.1	Schema della gamba	56

4.2	Geometria della gamba	58
4.3	Forze agenti sulla gamba	58
4.4	Geometria braccio oscillante	60
4.5	Schematizzazione FEM del braccio oscillante	60
4.6	Forze sul braccio oscillante	61
4.7	Deformazione della gamba in direzione y	62
4.8	Deformazione della gamba in direzione z	62
4.9	Deformazione del mozzo portarute (main)	63
4.10	Deformazione del braccio in direzione x locale	63
4.11	Deformazione del braccio in direzione y locale	64
4.12	Deformazione del braccio in direzione z locale	64
4.13	Geometria del carrello ausiliario	65
4.14	Schematizzazione FEM del carrello ausiliario	66
4.15	Schematizzazione FEM del mozzo portaruote (nose)	67
4.16	Schematizzazione FEM delle flange	67
4.17	Deformazione del mozzo portaruote (nose)	68
4.18	Deformazione flange in direzione orizzontale	69
4.19	Deformazione flange in direzione verticale	69
5.1	Descrizione modello del carrello elastico (nose)	71
5.2	Rigidezza dell'ammortizzatore al variare dello schiacciamento	72
5.3	Collegamento del mozzo all'ammortizzatore	72
5.4	Collegamento del cilindro superiore alla struttura di sostegno	73
5.5	Schema della ruota	74
5.6	Confronto con i dati sperimentali della forza di attrito (nose)	76
5.7	Confronto con i dati sperimentali della reazione dei pneumatici (nose)	77
6.1	Collegamento elastico fra la gamba e il braccio oscillante	79
6.2	Modello del carrello elastico (main)	80
6.3	Reazione dei pneumatici (primo modello)	81
6.4	Forza d'attrito (primo modello)	81
6.5	Forza totale agente sull'ammortizzatore (primo modello)	82
6.6	Schiacciamento ammortizzatore (primo modello)	82
6.7	Forza agente sulla controventatura (primo modello)	83
6.8	Collegamento braccio oscillante al mozzo portaruote	84
6.9	Reazione dei pneumatici (secondo modello)	85
6.10	Forza d'attrito (secondo modello)	85
6.11	Forza totale agente sull'ammortizzatore (secondo modello)	86
6.12	Schiacciamento ammortizzatore (secondo modello)	86
6.13	Forza agente sulla controventatura (secondo modello)	87
6.14	Secondo snodo alla gamba	88
6.15	Reazione dei pneumatici (terzo modello)	89
6.16	Forza d'attrito (terzo modello)	89
6.17	Forza totale agente sull'ammortizzatore (terzo modello)	90
6.18	Schiacciamento ammortizzatore (terzo modello)	90

6.19	Forza agente sulla controventatura (terzo modello)	91
6.20	Snodo al braccio oscillante	92
6.21	Reazione dei pneumatici (quarto modello)	93
6.22	Forza d'attrito (quarto modello)	93
6.23	Forza totale agente sull'ammortizzatore (quarto modello)	94
6.24	Schiacciamento ammortizzatore (quarto modello)	94
6.25	Forza agente sulla controventatura (quarto modello)	95
7.1	Forza elastica isoterma (nose)	97
7.2	Forza elastica dei drop test (nose)	98
7.3	Forza elastica in funzione della corsa (nose)	98
7.4	Forza viscosa in funzione della corsa (nose)	99
7.5	Forza totale dell'ammortizzatore in funzione della corsa (nose)	99
7.6	Forza totale dell'ammortizzatore in funzione della corsa (main)	100
8.1	Confronto tra i modelli di ruota e i dati sperimentali (nose)	101
8.2	Confronto tra i modelli di ruota e i dati sperimentali (main)	102

Sommario

Il presente lavoro di tesi riguarda lo sviluppo di modelli multicorpo e FEM di carrelli aeronautici. Vengono prese in considerazione due tipiche architetture di carrello, una a gamba telescopica ed una del tipo a braccio oscillante. Per ognuna di esse si costruiscono modelli rigidi ed elastici, in ambiente ADAMS, in maniera tale da avere un approccio al problema con un aumento graduale e controllato nella complessità dei modelli.

Innanzitutto è stato modellizzato l'ammortizzatore, in ambiente ADAMS, prestando particolare attenzione alla gestione della forza elastica, della forza viscosa e del fondo corsa. In seguito sono stati sviluppati due modelli dei carrelli costituiti da elementi rigidi e reattivi in modo tale da poter simulare i drop test.

Il comportamento di questi modelli è stato confrontato con i risultati forniti da un codice FORTRAN sviluppato presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale dell'Università di Pisa (DIA) e con i dati sperimentali relativi.

I risultati ottenuti in ADAMS sono praticamente equivalenti a quelli ottenuti con il codice suddetto, mentre vengono evidenziati i limiti dei modelli rigidi quando si comparano con i dati sperimentali.

Per ognuna delle architetture considerate sono stati sviluppati dei modelli FEM che consentono di valutare la deformabilità strutturale. Questo studio è stato effettuato allo scopo di rimodellizzare i carrelli in ADAMS, introducendo delle molle di opportuna rigidità che simulano l'elasticità strutturale di alcune parti del carrello.

I modelli elastici, invece, riescono a descrivere in maniera adeguata gli andamenti dei carichi, evidenziando come l'elasticità della struttura sia un parametro fondamentale per comprendere gli accoppiamenti dinamici tra le diverse parti che costituiscono il sistema.

Introduzione

Il calcolo dei carichi agenti sui carrelli aeronautici nelle varie fasi di funzionamento è un elemento essenziale nella loro progettazione; determinare le storie di carico agenti su di essi risulta difficile perchè sono governate da complessi accoppiamenti dinamici esistenti tra le diverse parti costituenti la struttura.

Un metodo usato per determinare questi carichi è quello di costruire dei prototipi con i quali simulare le varie condizioni di funzionamento; questo, però, non può essere fatto all'inizio della progettazione perchè diventa un inutile spreco di risorse. Un modo per ovviare a questo problema è realizzare, durante la fase della progettazione concettuale, appositi codici di calcolo che simulano il comportamento dinamico del carrello.

La scrittura dei codici di calcolo è piuttosto complessa, perché bisogna implementare sui calcolatori modelli matematici approssimati, scrivendo programmi contenenti migliaia di righe, ognuno adatto per ogni situazione che si vuole verificare. Lo sviluppo di codici multibody ha portato grandi vantaggi sia nel campo meccanico che aeronautico.

Questi software sono dedicati al calcolo dei carichi agenti sulle strutture e sono un potente strumento a disposizione degli ingegneri, che possono sperimentare diverse soluzioni progettuali senza dover creare appositi codici di calcolo. Il software utilizzato in questa tesi è stato realizzato dalla MSC-SOFTWARE ed è denominato ADAMS (Advanced, Dynamics, Analysis, of Mechanical, Sistem). Questo programma permette di modellare le varie parti costituenti la struttura, di vincolarle sfruttando le tools predisposte e di assegnare modelli matematici che ne simulino il funzionamento. In questo ambiente può essere facilmente modellato il carrello d'atterraggio tenendo conto di geometria, caratteristiche inerziali e cinematica.

Nello studio dei carrelli, alcuni problemi possono insorgere a causa delle caratteristiche non lineari del pneumatico e dell'ammortizzatore. Proprio per questo motivo si è, innanzi tutto, modellizzato l'ammortizzatore prestando particolare attenzione alla gestione della forza elastica, della forza viscosa e del fondo corsa. In questo modo si può provare il componente singolo con forze note, in modo tale da poter verificare l'esattezza del modello prima di assemblare tutti i componenti.

In questo lavoro vengono prese in considerazione due tipiche architetture di carrelli di un velivolo da trasporto regionale; rispettivamente, per il carrello ausiliario si considera una struttura a gamba telescopica e per quello principale una del tipo a braccio oscillante. Per ognuna di esse si costruiscono modelli rigidi ed elastici, in maniera tale da avere un approccio al problema con un aumento graduale e controllato nella complessità dei modelli. Tutti gli schemi simulano i drop test delle due architetture considerate, in modo tale da avere risultati che possono essere confrontati con quelli sperimentali di riferimento: in pratica si costruisce in ambiente ADAMS una macchina virtuale per effettuare i drop test.

Questi test costituiscono tipiche verifiche che sono utilizzate per certificare la conformità

dei carrelli alle norme in vigore (FAR 25). Per effettuare i drop test si utilizza una macchina costituita da un basamento con due o più colonne metalliche; a queste è vincolata, con coppie prismatiche, la struttura di collegamento del carrello alla macchina. Su di essa è disposta la massa di prova che rappresenta la porzione di MTOW (Maximum Take Off Weight) del velivolo che compete al carrello, quest'ultimo è collegato a strumenti di misura che consentono di controllare tutte le grandezze d'interesse. L'interfaccia che collega il carrello alla macchina, viene vincolata con un martinetto pneumatico che simula la forza di portanza dell'aereo, uguale e opposta alla forza peso, di conseguenza le prove di caduta vengono effettuate con velocità costante nella fase che precede l'impatto del pneumatico con il suolo.

Il carrello impatta su una tavola vincolata in direzione longitudinale e labile in quella laterale; in questo modo si possono misurare solo le forze longitudinali che nascono nella zona di contatto tra il pneumatico e la tavola. Le ruote sono messe in prerotazione con una velocità angolare negativa per simulare la velocità longitudinale dell'aereo. Delle due architetture considerate, non sono disponibili dati di dettaglio inerenti le geometrie delle diverse parti che compongono i carrelli.

I dati geometrici in nostro possesso riguardano la posizione di alcuni punti notevoli che definiscono: il collegamento del carrello all'aereo, la lunghezza dei diversi componenti, la posizione delle ruote e degli ammortizzatori. Sono note anche le masse e l'inerzia delle ruote, la forza elastica dell'ammortizzatore in funzione del suo schiacciamento, i valori dei coefficienti di laminazione in funzione di velocità e schiacciamento, la forza di reazione dei pneumatici in funzione della loro deformazione, il valore della massa di caduta.

Nel presente lavoro, con riferimento ai dati sperimentali disponibili, si descrive la dinamica longitudinale dei carrelli in questione attraverso l'uso di modelli ADAMS rigidi ed elastici. In questi schemi vengono fatte alcune semplificazioni, si usano modelli di ruota semplici, la massa delle ruote è applicata nel baricentro delle stesse, la massa di caduta è applicata nel baricentro della parte di collegamento tra il carrello e la macchina virtuale per effettuare i drop test, mentre tutti gli altri componenti sono considerati senza massa. I modelli rigidi si usano per un confronto tra i risultati forniti da un codice FORTRAN, sviluppato presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale dell'Università di Pisa (DIA), e i dati sperimentali relativi. Questi modelli, nei quali è assente l'elasticità della struttura, sono utili per capire quale sia l'influenza dei vari parametri in gioco sulla dinamica dei carrelli. Le relazioni dinamiche tra le parti che costituiscono i carrelli e i carichi stessi possono essere studiate attraverso il confronto tra i modelli elastici e dati sperimentali. Per quanto riguarda i modelli elastici, in ambiente Patran/Nastran (MSC-SOFTWARE), si è svolta un'analisi FEM dei vari componenti costituenti i carrelli, cercando di trovare quali parti fossero più cedevoli e in quali punti.

Uno studio di questo tipo serve per rimodellare i carrelli in ADAMS, introducendo delle molle di opportune rigidezze che simulano l'elasticità strutturale di alcune parti del carrello.

Nonostante sia possibile in ADAMS introdurre dei corpi totalmente elastici, si è preferita una modellizzazione ad elasticità concentrata. I motivi per cui si è scelta tale soluzione sono diversi. Prima di tutto con questa tipologia di analisi si possono introdurre gradualmente gli snodi elastici, in modo tale da potere verificare l'importanza di ogni singolo snodo. In un modello ad elasticità diffusa ciò non è possibile, e non si riesce a capire quanto sia

importante, ai fini della dinamica, la rigidità di un componente piuttosto che di un altro. Un secondo motivo è che un modello a elasticità concentrata è più semplice da utilizzare in una simulazione "full-Aircraft" perchè è meno oneroso dal punto di vista computazionale. Questo tipo di analisi può essere molto utile perchè permette di sperimentare, mediante software, soluzioni progettuali diverse, senza dover ogni volta costruire un apposito modello.

Un altro aspetto importante riguarda la mancanza di conoscenza sulle caratteristiche strutturali di dettaglio dei componenti; un modello full-elastic sarebbe più influenzato da queste incertezze strutturali.

Tutti i modelli sviluppati in questa tesi per il calcolo dei carichi dinamici agenti sul carrello potrebbero in seguito essere utilizzati in un modello dell'aereo completo. Tutti i sistemi di cui è composto l'aereo possono essere con ADAMS analizzati singolarmente e successivamente uniti in un modello d'aereo completo; su questo si possono effettuare diverse simulazioni e verificare come il velivolo si comporti durante le fasi di volo, manovre a terra, decollo, e atterraggio. Alla fine di una serie di analisi, si ha a disposizione un quadro completo del funzionamento della macchina senza la realizzazione di un numero eccessivo di prototipi e di prove full-scale.

Questa tesi si collega al lavoro svolto dall'Ingegnere Antonello Finucci *Modellizzazione della dinamica di carrelli aeronautici in ambiente Adams*.

1 Studio dell'ammortizzatore in ADAMS

Nei seguenti paragrafi viene descritto in maniera dettagliata il modello dell'ammortizzatore realizzato in ADAMS. Questo studio nasce dall'esigenza di poter provare il componente singolo in diverse condizioni di carico, in modo tale da poter verificare l'adeguatezza del modello prima di utilizzarlo all'interno di una simulazione di drop test dei carrelli.

I principali problemi della dinamica dell'ammortizzatore riguardano la gestione della forza elastica, della forza viscosa e del fondo corsa. Rispetto al modello, sviluppato in un precedente lavoro di tesi [1], vengono apportati alcuni cambiamenti; si è cercato di renderlo più fedele alla realtà e di sfruttare al meglio le potenzialità dell'ambiente di simulazione offerto dall'ADAMS.

1.1 Realizzazione del modello ADAMS

L'ammortizzatore viene idealmente realizzato mediante un cilindro e un pistone, questi sono vincolati tra loro con una coppia prismatica, che permette la sola traslazione relativa secondo l'asse delle due parti; il cilindro, invece, è al momento vincolato a rimanere fisso per rendere il sistema isostatico in questa modellizzazione priva di altri sistemi. All'interno del cilindro è presente una battuta che limita la corsa del pistone; nel momento in cui lo stantuffo del pistone va a contatto con questa o con la parte superiore del cilindro, si attiva l'algoritmo di gestione del contatto ottenendo così il vincolo del fondo corsa, cioè ad ammortizzatore tutto esteso o totalmente compresso e impedendo la compenetrazione fra i due corpi.

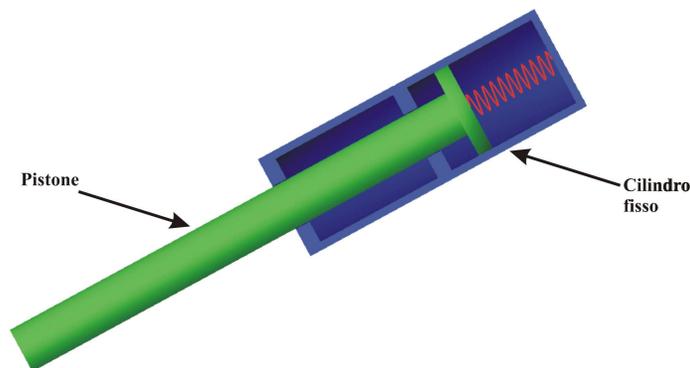


Figura 1.1 Descrizione dell'Ammortizzatore

1.1.1 Fondo corsa

Il fondo corsa viene gestito tramite la funzione *contact* interna all'ADAMS, questa permette diversi tipi di contatto fra corpi: corpo sul piano, *solid to solid*, con-senza attrito, perfetta restituzione della forza, impatto... etc. Si è scelto il tipo *solid to solid*, e come forza quella "impatto" e sono state fatte prove senza e con attrito.

La forza *contact* è essenzialmente modellata come uno *spring – damper* non lineare, la componente elastica è del tipo $F = k \cdot x^e$ [2] dove x rappresenta la compenetrazione fra i due corpi. L'algoritmo di soluzione [2], comprensivo anche del termine smorzante, è:

$$F = \left\{ \begin{array}{ll} \max(0, k(x_1 - x)^e) - \text{step}(x, x_1 - d, c_{max}, x_1, 0) \cdot \dot{x} & : x < x_1 \\ 0 & : x \geq x_1 \end{array} \right\} \quad (1.1)$$

i cui termini sono riferiti alla figura 1.2.

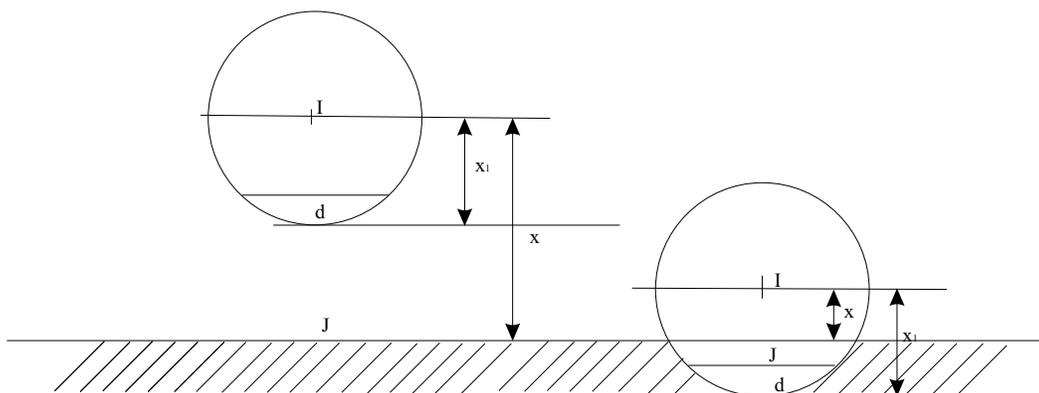


Figura 1.2 Descrizione dei termini usati

Quando $x \geq x_1$ la forza è zero, nell'altro caso viene calcolata con l'introduzione di un'altra funzione. La funzione *step*, la cui forma è del tipo $\text{step}(x, x_0, h_0, x_1, h_1)$, approssima una funzione a gradino con un polinomio cubico fig. 1.3. I termini dell'espressione sono riportati di seguito:

- x variabile indipendente;
- x_0 , che corrisponde nell' eq. 1.1 a $x_1 - d$, è una variabile reale che specifica il valore di x per cui la funzione *step* si attiva;
- h_0 , che corrisponde nell' eq. 1.1 a c_{max} , rappresenta il valore iniziale del gradino;
- x_1 variabile reale che specifica il valore di x per cui la funzione *step* si disattiva;
- h_1 , che corrisponde nell' eq. 1.1 a 0, rappresenta il valore finale del gradino;

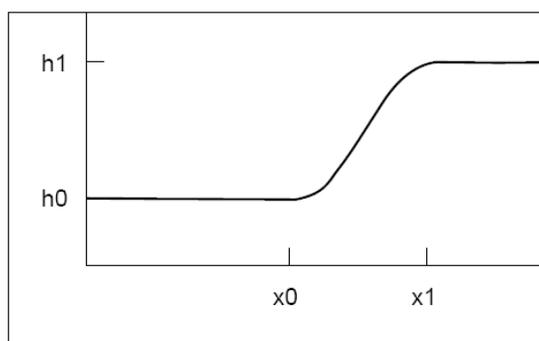


Figura 1.3 Funzione step

La forza risultante, quindi, è una funzione dello spostamento, della velocità di deformazione, della rigidità della molla, dello smorzamento, della penetrazione e dell'esponente scelto. La componente elastica della forza di contatto si oppone alla penetrazione mentre la componente smorzante, funzione della velocità, è opposta alla direzione di moto relativo e dissipa energia. Il coefficiente di smorzamento ha un andamento che dipende dalla penetrazione, il valore che si imposta nel programma è il c_{max} fig.1.4 [2]; questo viene raggiunto non appena la compenetrazione fra i due solidi raggiunge il valore massimo accettabile stabilito dall'utente nella funzione contact.

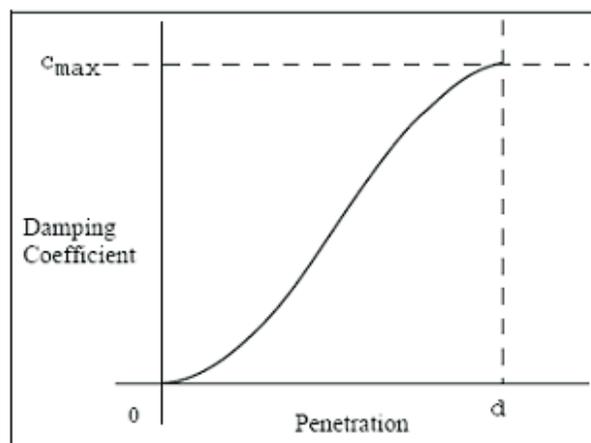


Figura 1.4 Coefficiente di smorzamento in funzione compenetrazione

Per scegliere dei valori della rigidità e dello smorzamento adeguati a questo modello, si è fatta un'analisi statica. La molla è montata compressa fra il cilindro e il pistone, cioè è precaricata; nel momento in cui l'ammortizzatore arriva al fondo corsa inferiore, l'unico vincolo che bilancia la forza di preload è il contatto.

1.1.2 Forza elastica

La forza elastica è rappresentata nel modello mediante una molla con rigidezza non lineare; per implementarla nel programma si utilizza una "look up table" con interpolazione spline che contiene i valori della forza in funzione dello schiacciamento dell'ammortizzatore. Nel momento in cui si inserisce una molla nel modello, i punti di riferimento, di default, per la deformazione sono i punti di applicazione della molla; questi punti sono identificati in ADAMS come marker e su ogni marker viene automaticamente creato un sistema di riferimento relativo. Nel precedente lavoro di tesi [1], la modellizzazione del precarico veniva affrontata in modo assai diverso in quanto veniva modificata la tabella per gli schiacciamenti iniziali fig. 1.5 mentre in questo lavoro viene inserito attraverso le proprietà della molla presenti in ADAMS. La tabella utilizzata ha molti meno punti non dovendo rappresentare la discontinuità iniziale; infatti, l'ADAMS interpola i valori dello schiacciamento per ottenere la forza elastica. Utilizzare un numero ridotto di punti sulla discontinuità iniziale produce degli errori, numerici, sulla forza. La nuova spline, fig. 1.5, utilizzata ha anche dei valori negativi per evitare errori numerici, intorno all'origine, derivanti dalla gestione del fondo corsa. Le differenze delle due spline si possono vedere nelle figure seguenti: la fig. 1.5 rappresenta la spline del precedente studio [1] e la fig. 1.6 quella usata in questo modello.

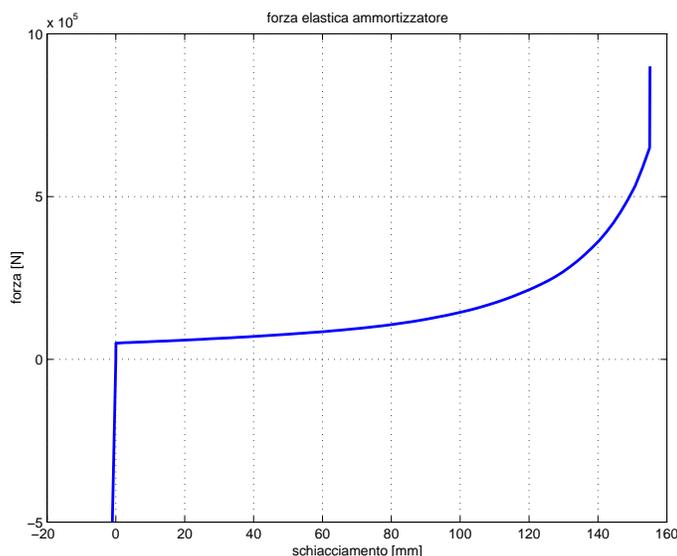


Figura 1.5 Forza elastica in funzione dello schiacciamento [1]

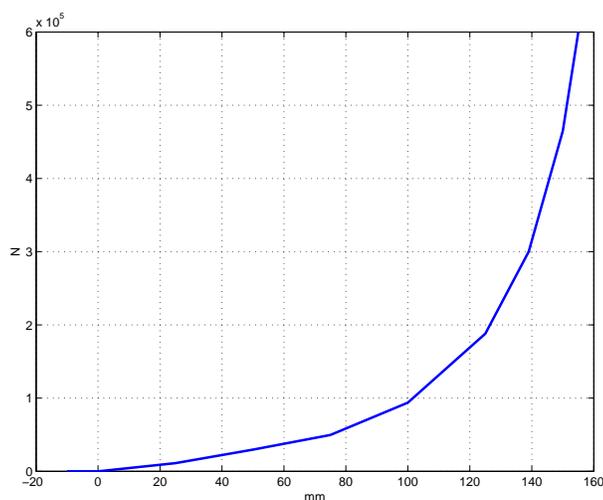


Figura 1.6 Forza elastica in funzione dello schiacciamento

1.1.3 Forza viscosa

Le forze viscoso dipendono dallo schiacciamento dell'ammortizzatore e dalla velocità di deformazione; i markers usati come riferimento per la definizione di questi due parametri sono quelli relativi alla posizione dell'equipaggio mobile rispetto alla struttura dell'ammortizzatore. La forza viscosa è rappresentata da due forze uguali ed opposte, applicate una al pistone e l'altra al cilindro, secondo la direzione dell'asse delle parti mobili. Nel modello del singolo ammortizzatore la forza viscosa è soltanto una, è applicata al pistone con direzione ovviamente uguale; si mette solo una forza perchè l'altra si scarica sul cilindro direttamente sul vincolo. Lo schiacciamento si definisce come la differenza tra la lunghezza dell'ammortizzatore tutto esteso e la distanza tra i due markers. La forza viscosa può essere scritta nella forma:

$$\vec{F}_v = c(sch, v) \cdot v^2 \cdot \frac{\vec{v}}{|\vec{v}|} \quad (1.2)$$

dove sch indica lo schiacciamento dell'ammortizzatore e v la sua velocità di deformazione. I valori dei coefficienti di laminazione sono interpolati mediante "splines" di riferimento, una impiegata durante la fase di estensione ed un'altra in quella di retrazione, fig. 1.7. La scelta della tabella da usare per il calcolo della forza viscosa viene fatta in base al segno della velocità di deformazione dell'ammortizzatore. Per valori positivi della suddetta quantità l'ammortizzatore si trova in fase di compressione, mentre per valori negativi in fase di estensione. La misura della velocità di deformazione è fatta sempre riferendosi alla fig.1.8 ed è definita come la velocità relativa del pistone rispetto al sistema cilindro.

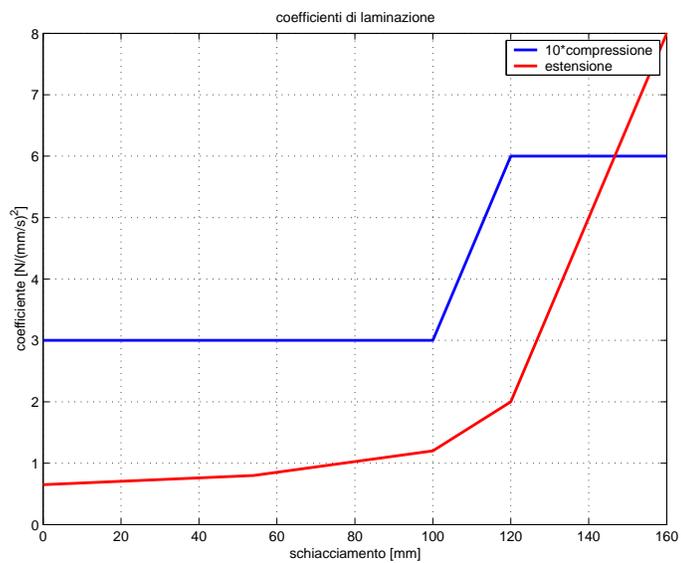


Figura 1.7 Coefficienti di laminazione

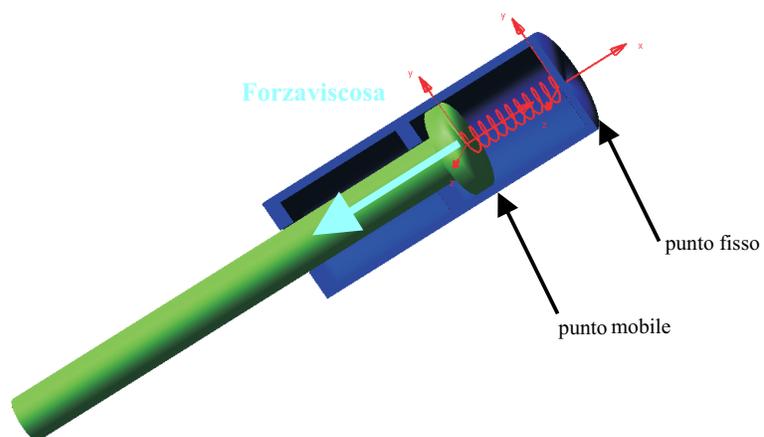


Figura 1.8 Descrizione del modello

1.2 Simulazioni

Nei seguenti paragrafi vengono riportati i risultati delle prove svolte in varie condizioni di carico. Queste simulazioni servono per verificare l'esattezza della schematizzazione dell'ammortizzatore in ADAMS.

1.2.1 Analisi del comportamento elastico dell'ammortizzatore

In questo paragrafo viene verificato il corretto funzionamento dell'ammortizzatore in presenza della sola forza elastica; la forza viscosa e l'attrito verranno introdotti nelle successive simulazioni rendendo il modello sempre più complesso gradualmente. Si sono svolte due simulazioni che differiscono solamente per la tipologia di forza esterna applicata.

Nella prima simulazione le forzanti esterne sono state definite in modo tale da avere un andamento lineare fino ad un determinato tempo oltre il quale, invece, si devono mantenere costanti per il resto della simulazione. Naturalmente, almeno da un certo punto in poi, la forza deve essere superiore al precarico per permettere lo schiacciamento del pistone. Tutte le leggi di variazione delle forze in questa simulazione sono caratterizzate dallo stesso gradiente temporale, come si può vedere nella fig. 1.9.

I risultati ottenuti riguardano la variazione della posizione del pistone fig. 1.10, la forza elastica fig. 1.11, la velocità del pistone fig. 1.12 e l'accelerazione fig. 1.13. In questa simulazione tutte le forze superano il valore del precarico nello stesso istante, solo da questo momento in poi il pistone inizia a spostarsi fig. 1.10.

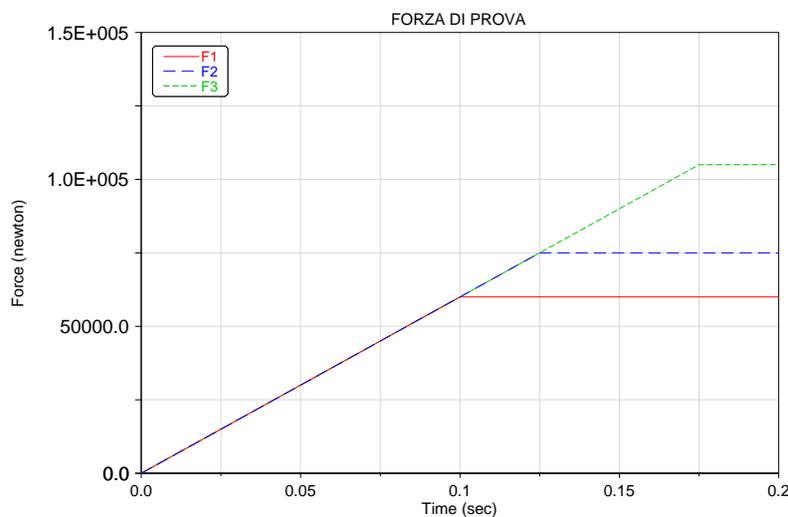


Figura 1.9 Varie forze di prova (prima simulazione)

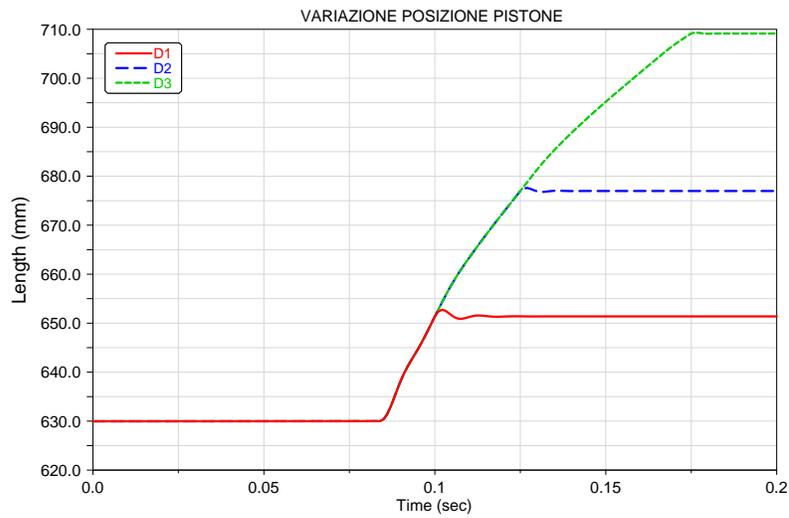


Figura 1.10 Spostamento del pistone (prima simulazione)

Di conseguenza anche la forza elastica fig .1.11 aumenta dopo che viene superato il precarico.

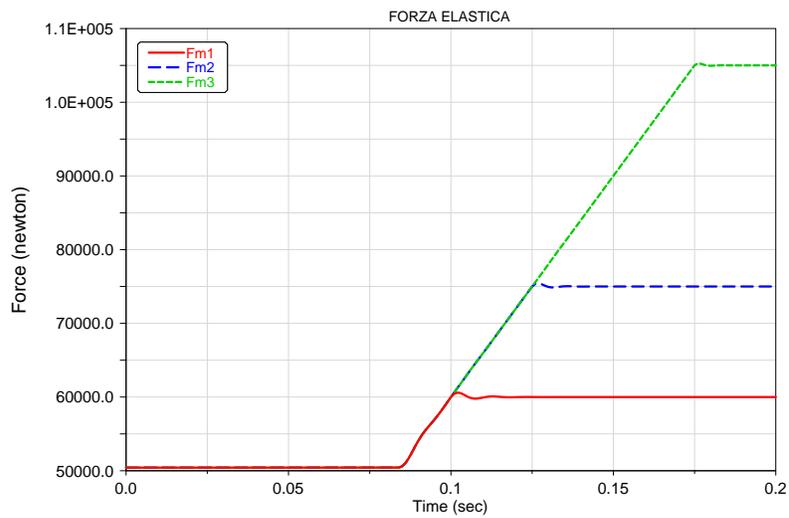


Figura 1.11 Forza elastica (prima simulazione)

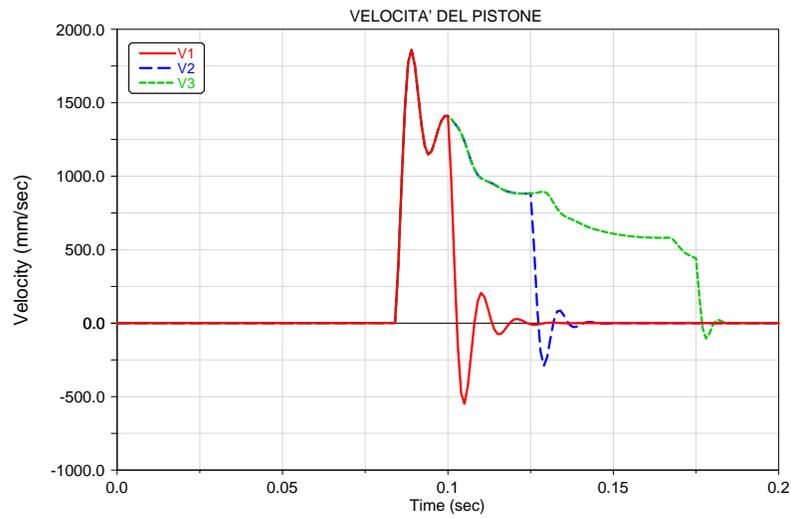


Figura 1.12 Velocità del pistone (prima simulazione)

La velocità fig. 1.12 e l'accelerazione fig. 1.13 sono concordi con le altre grandezze. L'accelerazione risulta molto elevata perchè la massa del pistone è molto piccola.

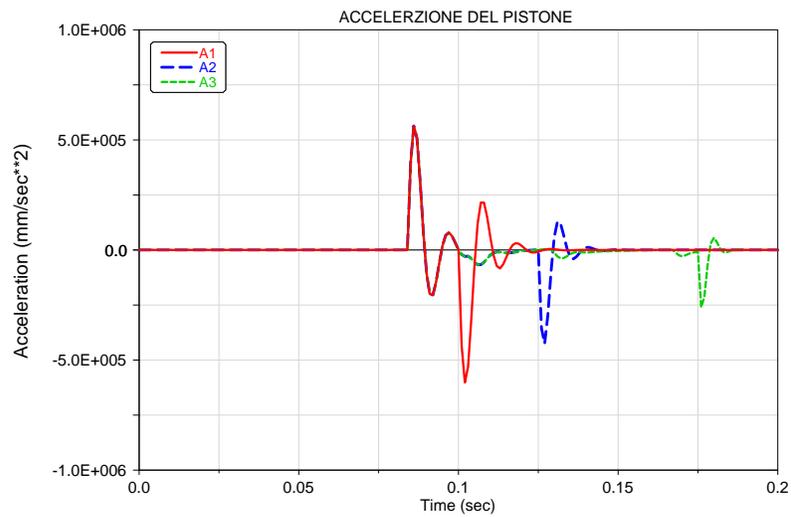


Figura 1.13 Accelerazione del pistone (prima simulazione)

1 Studio dell'ammortizzatore in ADAMS

Nella seconda simulazione le forze di prova sono state definite in modo tale da avere un andamento lineare fino ad un determinato tempo e poi costante, ma diverso gradiente temporale nella parte iniziale, come si può vedere nella fig.1.14.

All'aumentare del gradiente temporale la forza di prova supera il valore del precarico in tempi sempre minori.

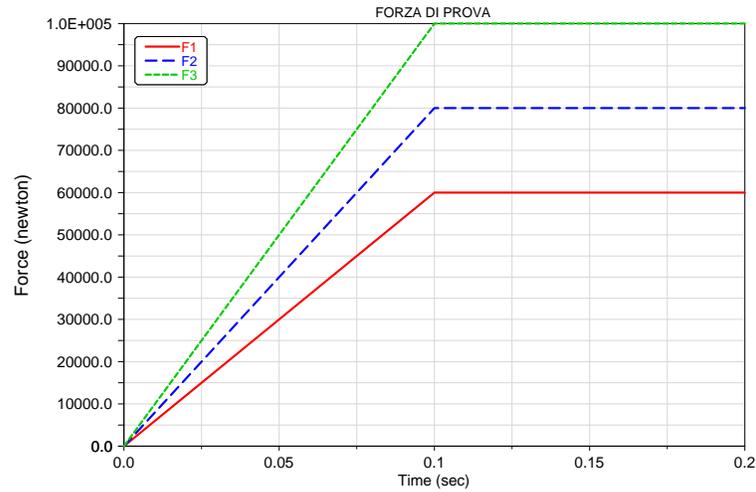


Figura 1.14 Varie forze di prova (seconda simulazione)

Di conseguenza anche il pistone inizia a muoversi in tempi diversi fig. 1.15 .

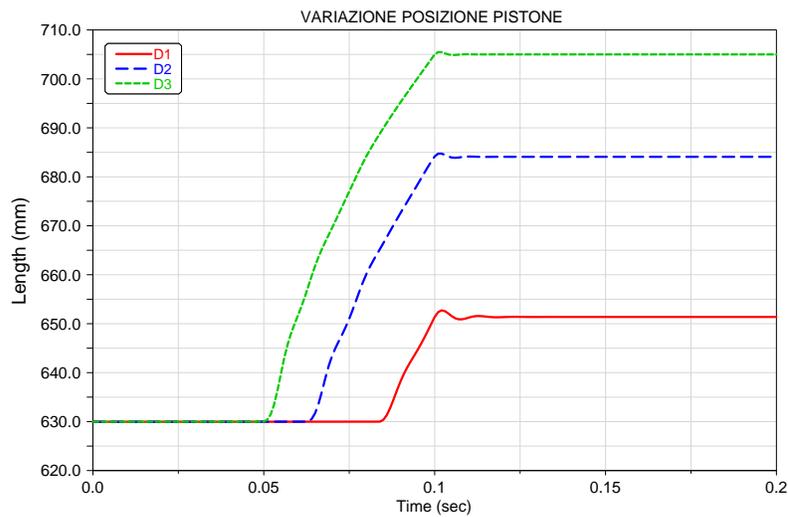


Figura 1.15 Spostamento del pistone (seconda simulazione)

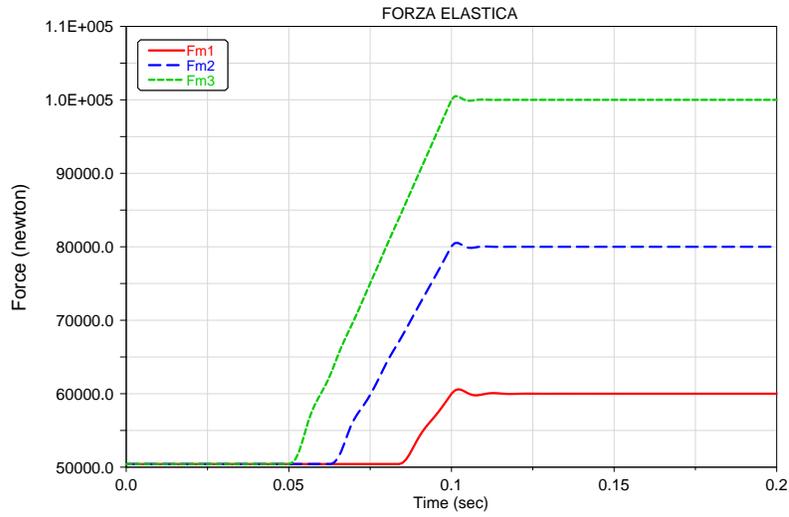


Figura 1.16 Forza elastica (seconda simulazione)

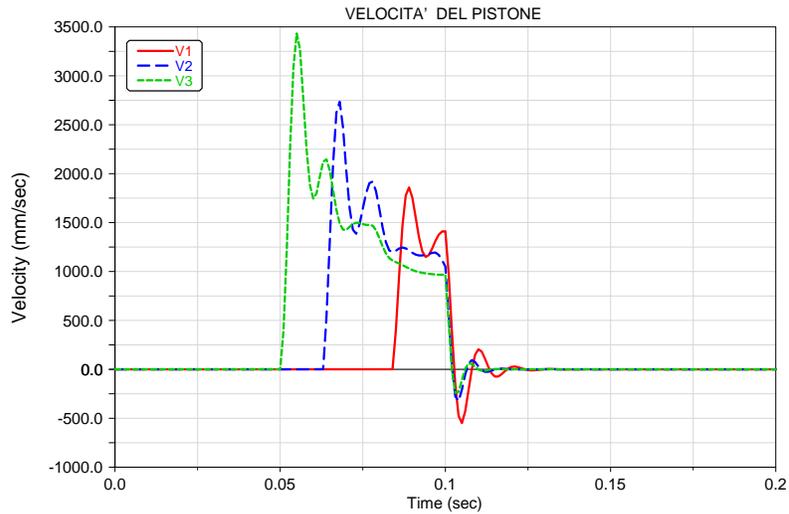


Figura 1.17 Velocità del pistone (seconda simulazione)

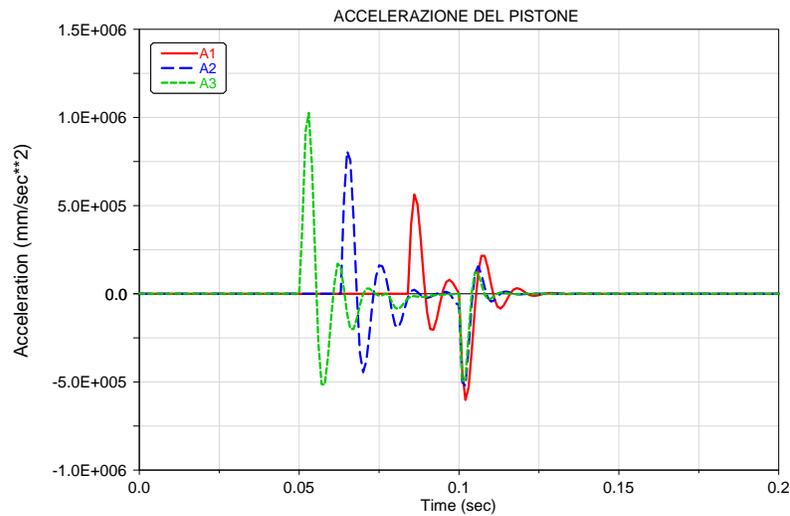


Figura 1.18 Accelerazione del pistone (seconda simulazione)

1.2.2 Ammortizzatore sottoposto a una forza sinusoidale

Questo modello rappresenta esattamente l'ammortizzatore che verrà montato sul carrello; infatti, è stata introdotta la forza viscosa. Per provare l'ammortizzatore in questo caso è stata utilizzata una forza con andamento sinusoidale. Come si può vedere dalla fig. 1.19, la forza viscosa ha un andamento opposto alla forzante e si può anche notare la differenza in valore assoluto dei massimi e dei minimi della stessa dovuta alla differente funzione utilizzata in estrazione o compressione fig. 1.7. Di seguito vengono riportati lo spostamento del pistone, la forza elastica e la velocità del pistone.

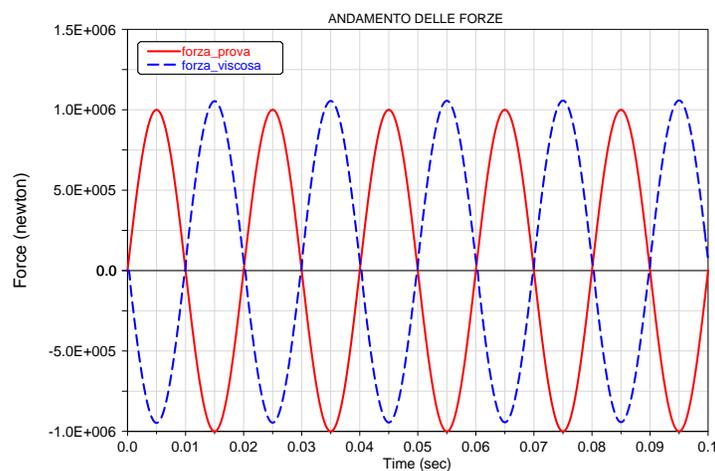


Figura 1.19 Forza viscosa opposta alla forza di prova

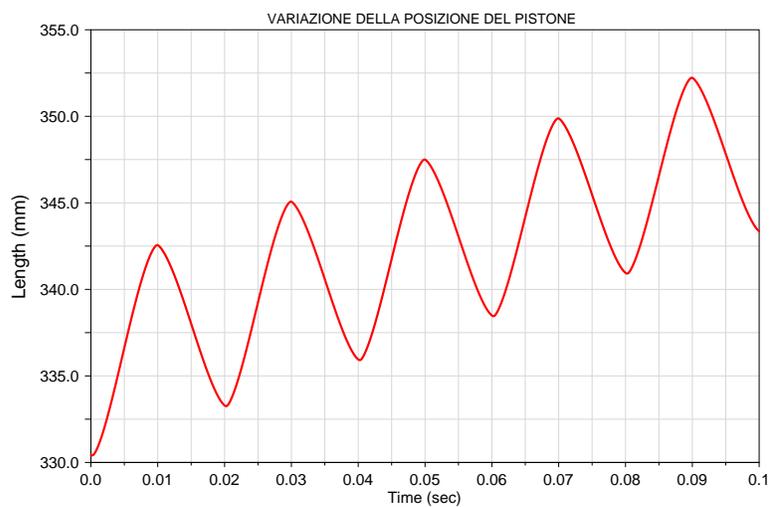


Figura 1.20 Spostamento del pistone (terza simulazione)

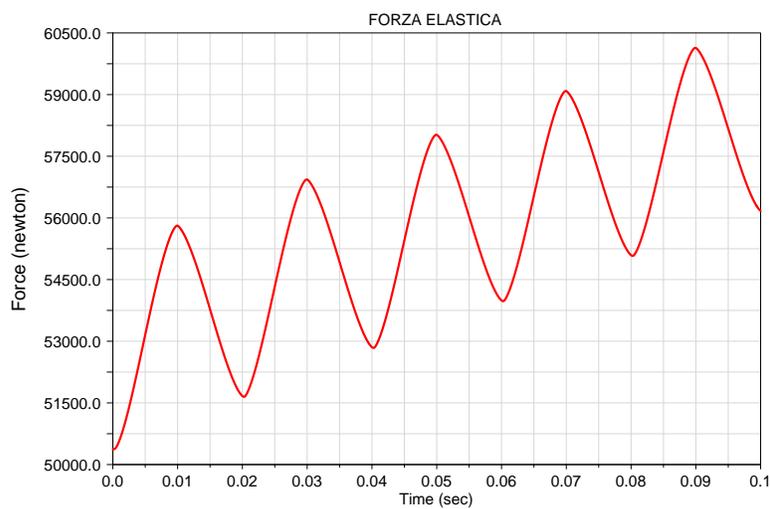


Figura 1.21 Forza elastica (terza simulazione)

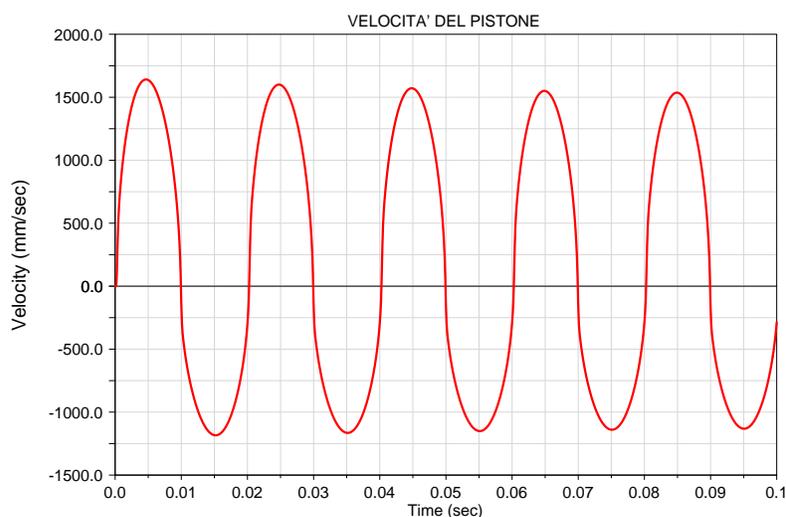


Figura 1.22 Velocità del pistone (terza simulazione)

1.2.3 Ammortizzatore sottoposto a uno spostamento sinusoidale

In questa simulazione l'ammortizzatore viene sollecitato imponendo uno spostamento sinusoidale, in modo da ottenere il massimo schiacciamento dell'ammortizzatore concorde con il valore ottenuto nel modello del carrello precedente [1], durante la simulazione dei drop test.

Dall'analisi delle figure 1.23-1.28, si osserva che la forza viscosa ha un andamento opposto alla velocità. La presenza di forze viscosive diverse in estensione e in retrazione fig. 1.27 fa sì che si abbia un ciclo di isteresi molto ampio fig. 1.26.

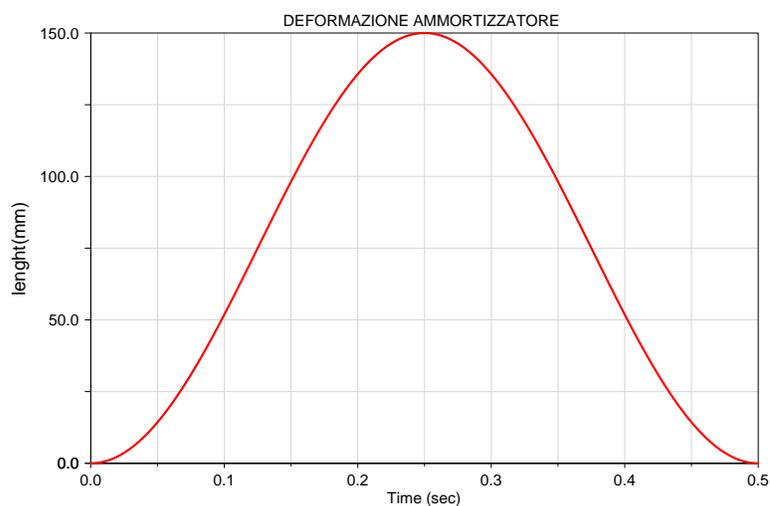


Figura 1.23 Schiacciamento ammortizzatore (quarta simulazione)

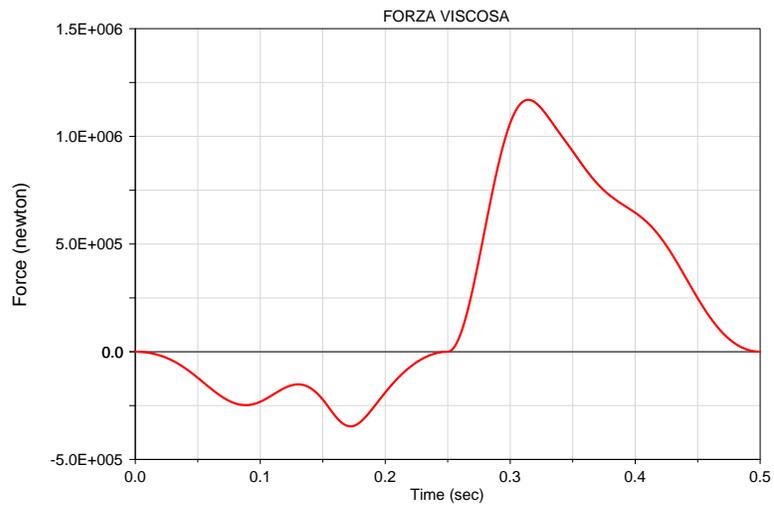


Figura 1.24 Forza viscosa in funzione del tempo

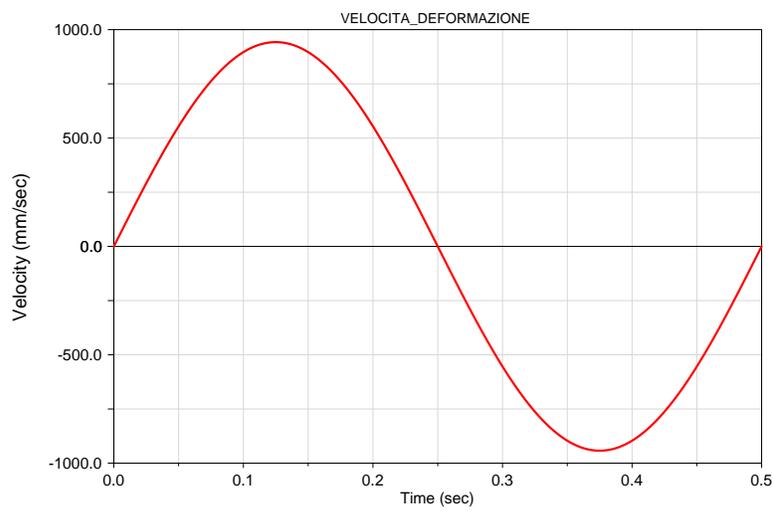


Figura 1.25 Velocità di deformazione

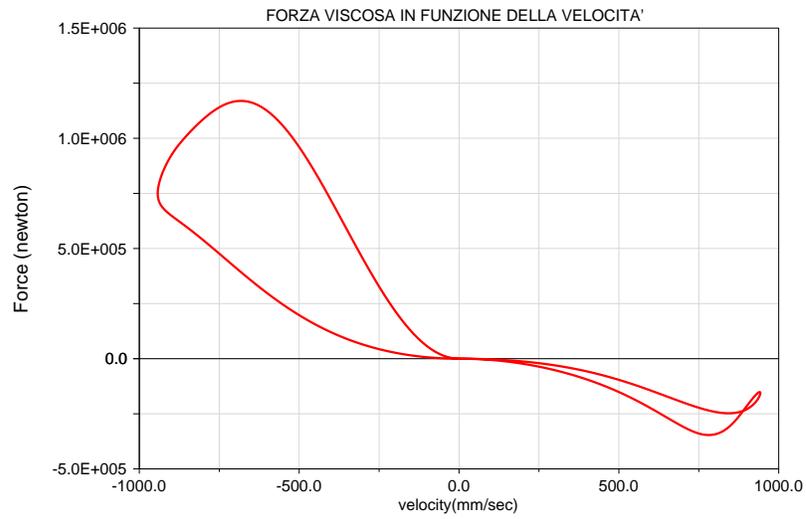


Figura 1.26 Forza viscosa in funzione della velocità

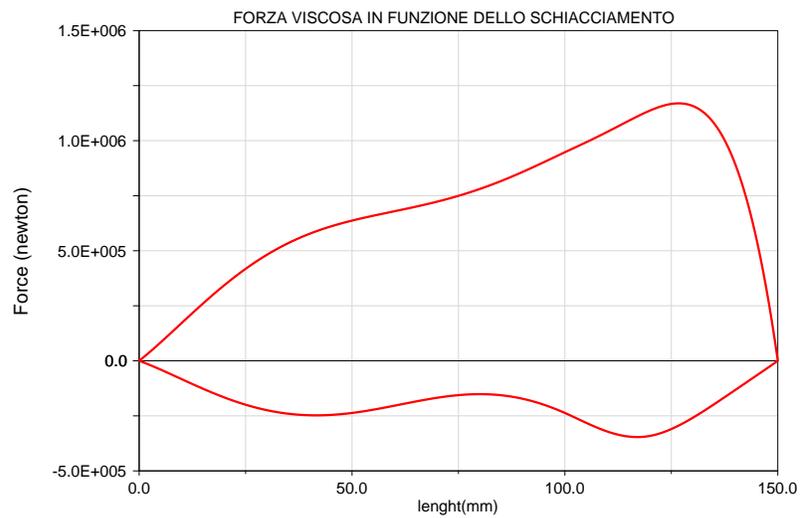


Figura 1.27 Forza viscosa in funzione dello spostamento

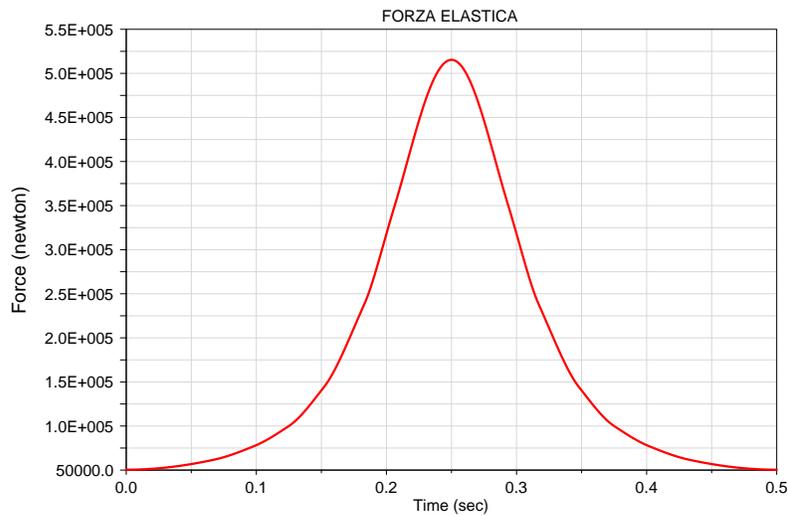


Figura 1.28 Forza elastica

1.2.4 Comportamento dell'ammortizzatore in presenza d'attrito

Nell'ultima simulazione eseguita è stato analizzato l'ammortizzatore in presenza di attrito e di forza viscosa. La forza di prova è sinusoidale. L'attrito è applicato alla coppia prismatica tramite una routine interna di ADAMS che richiede l'esistenza di una forza perpendicolare al moto affinché si sviluppi attrito. Al fine di verificare il comportamento del modello in queste condizioni si è inserita una forza F di valore costante pari al valore del precarico della molla, normale all'asse dell'ammortizzatore.

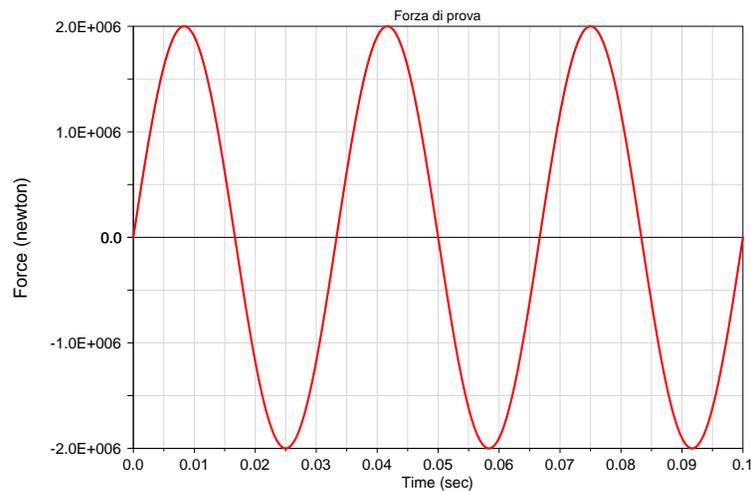


Figura 1.29 Forza di prova (quinta simulazione)

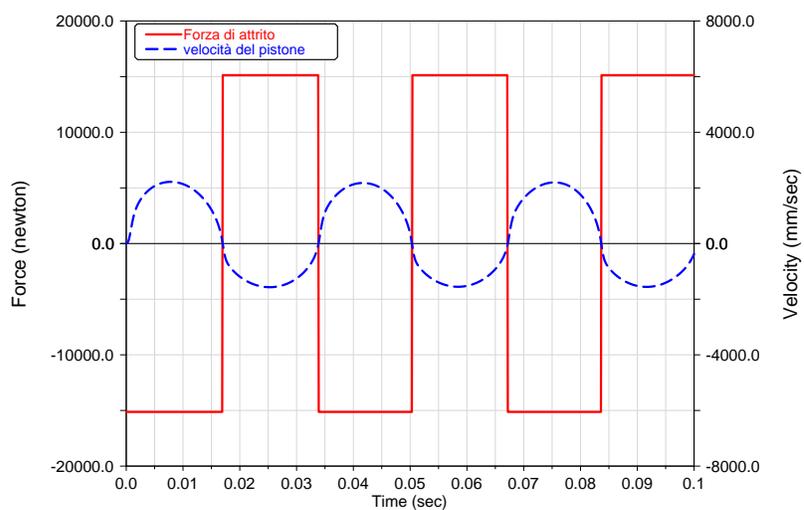


Figura 1.30 Andamento della forza di attrito e della velocità del pistone

Come si può vedere in fig. 1.30, la forza d'attrito oscilla in opposizione di fase rispetto alla velocità fra un valore massimo e minimo pari, in modulo, al valore del coefficiente d'attrito per la forza ($F_a = 0.3 \cdot F$).

2 Descrizione dei carrelli

Nei seguenti paragrafi vengono descritti in maniera dettagliata i modelli rigidi del carrello principale e di quello anteriore. Le differenze sostanziali rispetto ai modelli sviluppati nel precedente lavoro di tesi [1] riguardano gli ammortizzatori e la grafica delle ruote. Gli schemi rigidi sono impostati come nel programma DYSI (codice FORTRAN realizzato presso l'Università di Pisa (DIA)), in modo da poter effettuare un confronto a parità di condizioni. Tutti i componenti dei carrelli sono schematizzati privi di massa, ma in alcuni punti particolari, descritti in seguito, vengono poste delle masse per simulare il peso delle ruote e la porzione di peso dell'aereo che compete al carrello. Le simulazioni sono effettuate in modo simile ai drop test. Alla fine del capitolo, per entrambi i modelli, sono riportati i confronti con DYSI e con il precedente modello [1].

2.1 Modello rigido del carrello a ginocchio

In questo paragrafo viene descritta la soluzione costruttiva del carrello principale, analizzandone le singole parti, i vincoli relativi e le forze presenti. E' stato molto importante vincolare in maniera adeguata tutte le parti del carrello al fine di evitare errori nella definizione della sua cinematica. Per la definizione dello schema ADAMS e per modellare il carrello sono stati utilizzati i punti notevoli in fig. 2.1. Tali punti sono riportati in tab. 2.1 nella quale l'origine del sistema di riferimento è situata in corrispondenza del punto 5. Nella tab. 2.2 sono contenuti tutti i dati che riguardano il carrello a ginocchio utilizzati nella simulazione ADAMS. La geometria 3D del modello rigido ha solo una funzione grafica, poiché i punti di vincolo e di applicazione dei carichi sono in corrispondenza dei punti notevoli. Nei punti notevoli sono stati definiti dei sistemi di riferimento locali (Markers), utilizzati per la misura di forze, velocità, spostamenti, accelerazioni. La struttura è complessivamente isostatica ed ammette lo spostamento relativo soltanto tra i punti d'attacco dell'ammortizzatore.

2 Descrizione dei carrelli

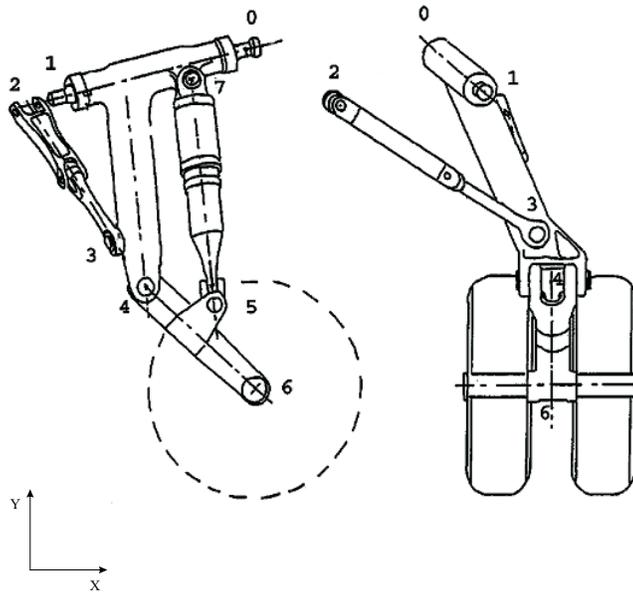


Figura 2.1 Immagini del carrello a ginocchio

Punti	$x(m)$	$y(m)$	$z(m)$
0	0.1040	0.8596	-0.3689
1	-0.5790	0.7603	-0.2534
2	-0.2940	0.7045	-0.7694
3	-0.1480	0.2650	-0.0350
4	-0.2220	0.0680	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.2020	-0.3220	0.0000
7	-0.0060	0.8000	-0.1950

Tabella 2.1 Punti notevoli del carrello a ginocchio

M_R	10675(kg)	Massa ridotta agente sul carrello
V_L	44.64(m/sec)	Velocità orizzontale
V_s	3.058(m/sec)	Velocità verticale
M_{ruote}	137(kg)	Massa delle due ruote
I	3.265(kg · m ²)	Momento d'inerzia di una ruota
R_o	0.425 (m)	Raggio ruota indeformata
C_f	0.015	Coefficiente resistenza di rotolamento

Tabella 2.2 Dati principali del carrello a ginocchio

2 Descrizione dei carrelli

Una volta definita la geometria del carrello la massa ridotta è stata concentrata nel baricentro del componente che rappresenta "virtualmente" il collegamento all'attrezzatura e la massa delle ruote è stata applicata in corrispondenza del loro asse ed è stata collegata al braccio oscillante; a questo è stato associato un tensore d'inerzia relativo al solo braccio. Nei paragrafi successivi vengono descritti i componenti che costituiscono il carrello, presentando la loro rappresentazione 3D di dettaglio e le modalità con le quali sono stati collegati tra loro utilizzando i vincoli ideali di cui dispone ADAMS.

Nella seguente fig. 2.2 viene riportata la geometria del carrello a ginocchio.

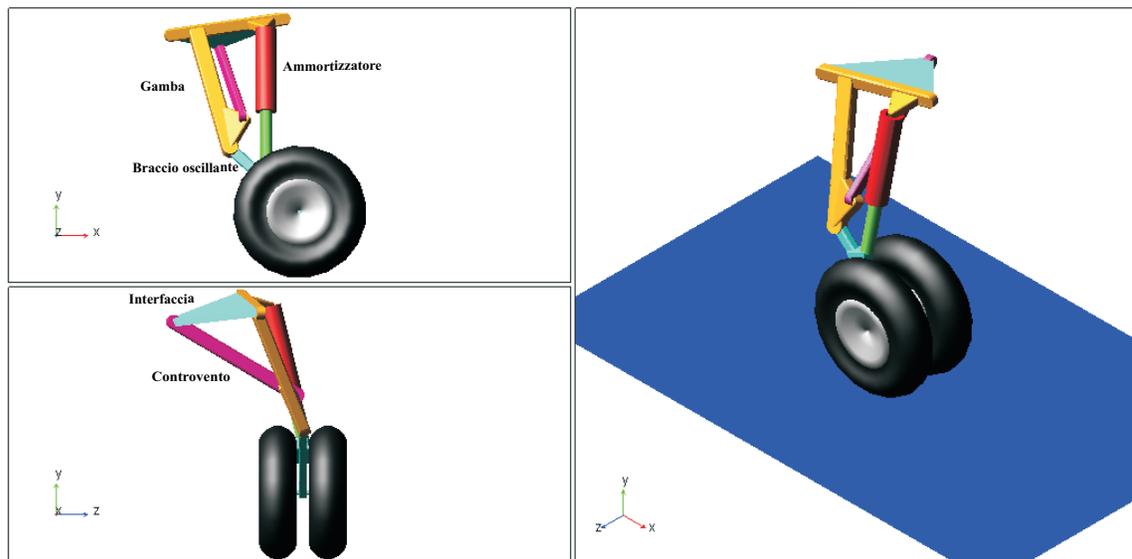


Figura 2.2 Carrello a ginocchio

2.1.1 Modello della ruota del carrello a ginocchio

Le forze che nascono al contatto tra il pneumatico ed il suolo sono tutte schematizzate mediante forze equivalenti, applicate al mozzo ed agenti nel piano contenente il braccio oscillante. L'entità di tali forze dipende dall'atto di moto del mozzo rispetto al suolo e dalla dinamica rotatoria della ruota. Il gruppo ruota-pneumatico è definito come un corpo rigido girevole attorno all'asse del mozzo; la rigidità radiale delle ruote è schematizzata in modo da poter simulare il distacco dei pneumatici dal suolo, condizione in cui la reazione di questi ultimi deve essere nulla. La gestione del contatto al suolo viene fatta mediante il comando *if* di ADAMS che presenta la sintassi seguente:

IF(condizione : comando eseguito in caso di condizione < 0 , comando eseguito in caso di condizione = 0 , comando eseguito in caso di condizione > 0)

Come condizione si usa la deformazione del pneumatico, che come indicato in fig. 2.3, è definita come: $R_0 - R_d$; questa, in caso di distacco del pneumatico dal suolo, assume valori negativi. Quindi il ciclo *if* diventa:

IF(def-pneumatico : 0 , 0 , forza pneumatico = 2 · f(def-pneumatico)) .

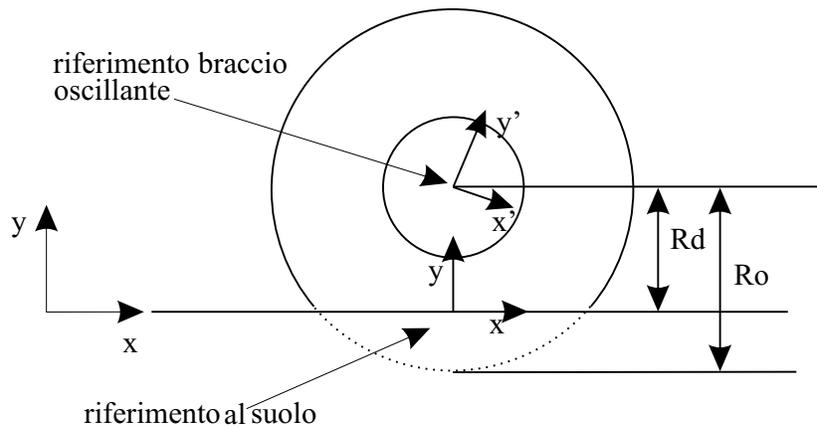


Figura 2.3 Schema per il calcolo della deformazione del pneumatico

2 Descrizione dei carrelli

La componente verticale della reazione dei pneumatici viene simulata mediante una molla non lineare; la legge di variazione del carico con lo schiacciamento è riportata in fig. 2.4.

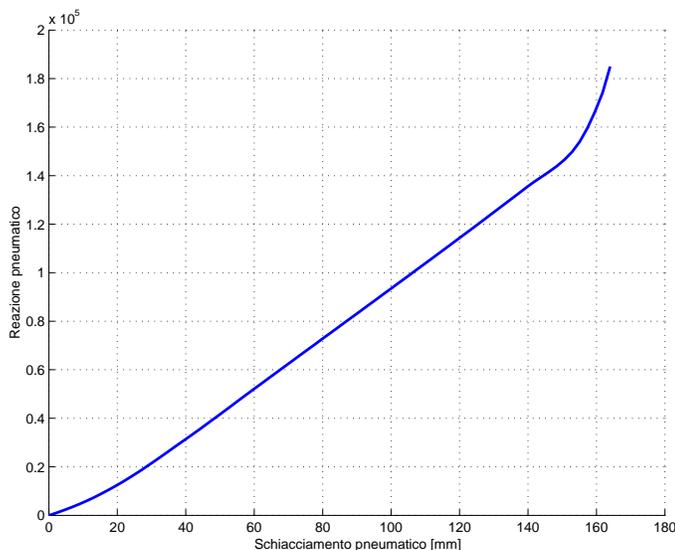


Figura 2.4 Reazione pneumatici in funzione dello schiacciamento del pneumatico

La componente orizzontale della reazione dei pneumatici è data dalla somma di due contributi:

$$F_x = F_{roll} + F_{slip} \quad (2.1)$$

con:

$$F_{slip} = -N \cdot \mu(S_x) \text{ e } F_{roll} = -N \cdot \mu_{roll} \quad (2.2)$$

dove N rappresenta la reazione verticale, μ_{roll} è il coefficiente d'attrito di rotolamento e la funzione $\mu(S_x)$, il cui andamento è riportato in fig. 2.5, rappresenta il modo di variare del coefficiente di attrito in funzione del coefficiente di slip. Quest'ultimo è definito come segue:

$$S_x = 1 - \frac{R_e \cdot \Omega}{V} \quad (2.3)$$

dove V indica la velocità longitudinale del mozzo e Ω la velocità angolare della ruota che si ricava tramite l'equazione seguente:

$$F_{slip} \cdot h = I \cdot \dot{\Omega} \quad (2.4)$$

Il primo termine dell'equazione 2.4 rappresenta il momento motore che accelera la ruota fin quando c'è strisciamento. La distanza h , usata per il calcolo del momento, varia ad ogni passo della simulazione e dipende dalla relazione $h=R - \delta$, con δ schiacciamento del pneumatico ed R raggio del pneumatico indeformato.

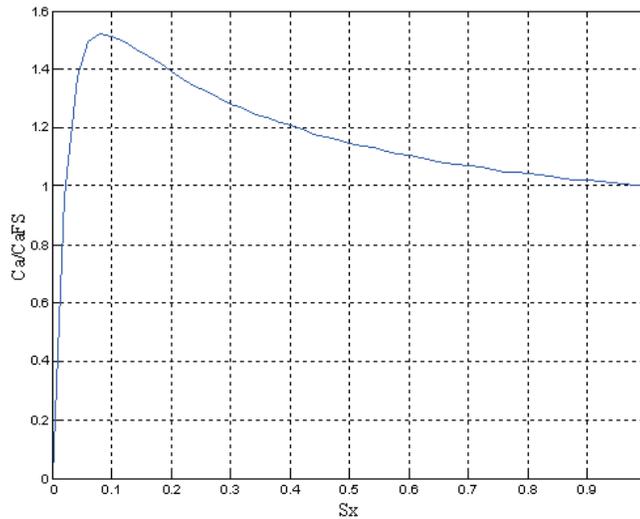


Figura 2.5 Curva caratteristica dei pneumatici

Nel modello precedente la ruota era rappresentata mediante un toroide con raggio esterno uguale a quello del pneumatico indeformato [1]. Anche se la ruota è soltanto una rappresentazione grafica di riferimento per la visualizzazione dei test, in questo lavoro di tesi, si è preferito dare una forma più verosimile alla realtà. Infatti, tramite i dati Goodyear relativi al modello H34x10xR16 [3], montato su questo carrello, si è ricostruita la sezione della ruota; da questa poi, mediante rivoluzione attorno all'asse del mozzo, si è ottenuto il modello 3D della ruota.

2.2 Descrizione delle varie parti del carrello a ginocchio

In questo capitolo vengono analizzate tutte le varie parti del carrello eccetto l'ammortizzatore che è stato analizzato nel capitolo 1.

2.2.1 Interfaccia del carrello a ginocchio

Questo componente rappresenta la struttura di collegamento tra il carrello e l'attrezzatura per i drop test e ad essa si attaccano la gamba ed la controventatura. La gamba è stata collegata con un vincolo "In-Line", che toglie 2 DoF (2 traslazioni) e con una cerniera sferica che toglie 3 DoF (3 traslazioni). La controventatura si connette con un vincolo "At-Point" che toglie 3 DoF (3 traslazioni). Il collegamento tra l'interfaccia e l'attrezzatura avviene tramite una coppia prismatica che toglie 5 DoF e che permette la sola traslazione verticale. Inoltre, all'interfaccia è applicata la forza compensatrice che simula la portanza e ad essa si collega la massa ridotta. La figura 2.6 mostra sia i vincoli sia le forze applicate all'interfaccia.

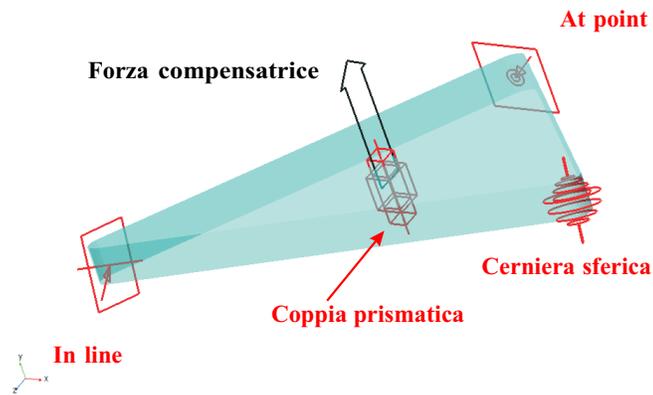


Figura 2.6 Vincoli dell'interfaccia

2.2.2 Gamba

La gamba è stata collegata all'interfaccia tramite il vincolo "In-Line" e la cerniera sferica descritti nel paragrafo precedente; ad essa sono, inoltre, stati collegati il braccio oscillante, l'ammortizzatore e la controventatura. Il braccio oscillante è stato vincolato con una cerniera che toglie 5 DoF (3 traslazioni e 2 rotazioni), mentre l'ammortizzatore e la controventatura sono stati connessi con una cerniera sferica.

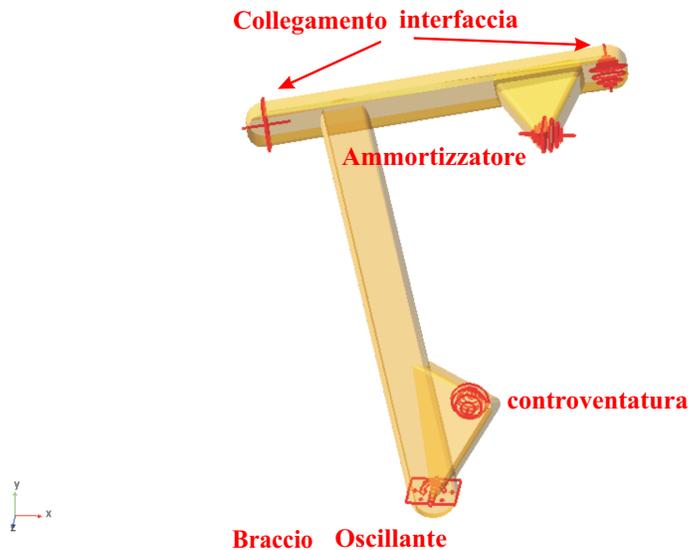


Figura 2.7 Vincoli della gamba

2.2.3 Braccio oscillante

Il braccio oscillante è l'elemento che trasmette le forze generate dalle ruote sia all'ammortizzatore che al resto della struttura. E' vincolato con una cerniera alla gamba e ad esso sono collegati l'ammortizzatore, tramite una cerniera sferica, e le due ruote mediante due cerniere cilindriche, come indicato in fig. 2.8. Sono stati introdotti diversi sistemi di riferimento locali (markers) per definire la deformazione del pneumatico ed i punti di applicazione delle forze: reazione verticale dei pneumatici, attrito di strisciamento, attrito di rotolamento fig. 2.9. A questo componente è stato, inoltre, assegnato un tensore d'inerzia calcolato rispetto al sistema di riferimento centrato sull'asse di cerniera che lo collega alla gamba.

$$T = \begin{bmatrix} 1.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5 \end{bmatrix} (Kg \cdot m^2) \quad (2.5)$$

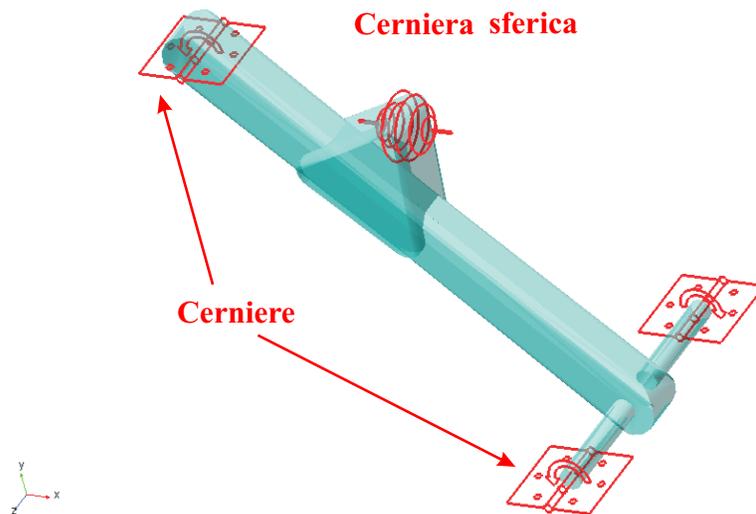


Figura 2.8 Vincoli del braccio oscillante

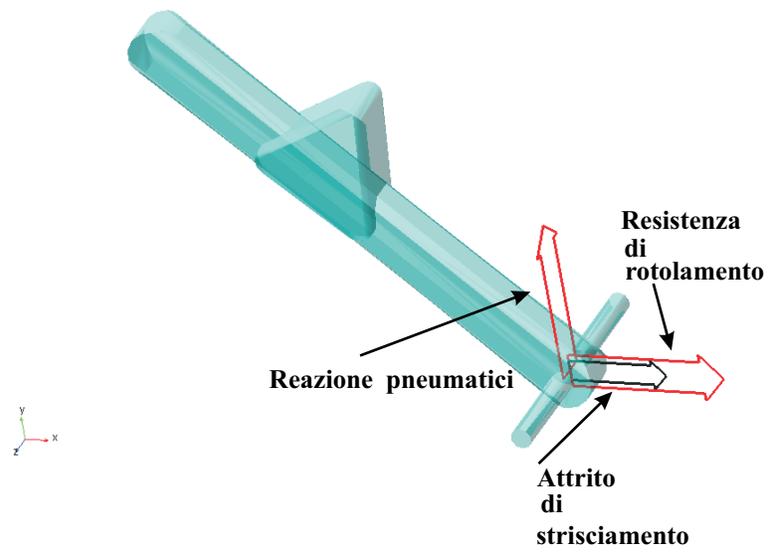


Figura 2.9 Forze agenti sul braccio oscillante

2.3 Descrizione del modello rigido del carrello ausiliario

Il procedimento utilizzato per la schematizzazione del modello rigido del carrello a gamba telescopica è molto simile a quello del carrello a ginocchio. Questo tipo di struttura è molto diffuso, quindi, l'analisi svolta è abbastanza versatile e serve da base per una vasta gamma di carrelli aeronautici. I punti notevoli sono disposti come descritto nella fig. 2.10.

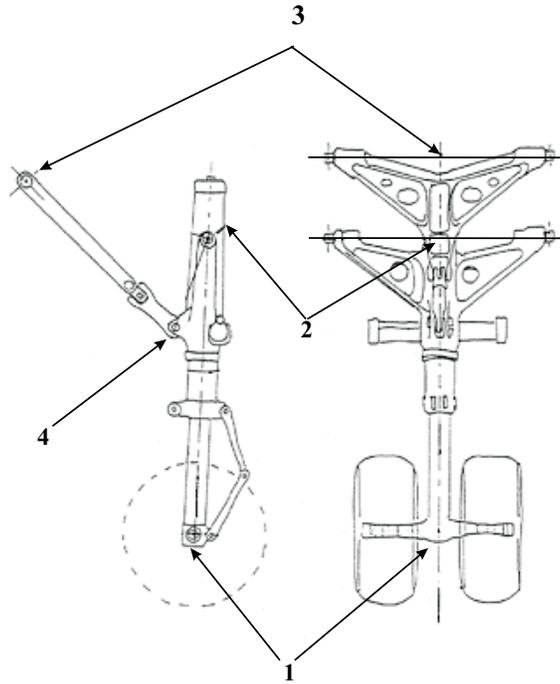


Figura 2.10 Immagine del carrello ausiliario

Punti	$x(m)$	$y(m)$	$z(m)$
1	0	0	0
2	1.59	0.9029	0
3	-0.399	1.161	0
4	0.02	0.643	0

Tabella 2.3 Punti notevoli del carrello ausiliario

2 Descrizione dei carrelli

Di seguito sono descritti in dettaglio tutti i componenti di questo schema, nel quale si utilizzano per l'ammortizzatore e le ruote modelli analoghi a quelli utilizzati per il carrello a ginocchio.

Tutti gli elementi schematizzati sono considerati privi di massa.

Per la simulazione del carrello a gamba telescopica si utilizzano i dati riportati in tab. 2.4.

M_R	3035(kg)	Massa ridotta agente sul carrello
V_L	36.52(m/sec)	Velocità orizzontale
V_s	3.648(m/sec)	Velocità verticale
M_{ruote}	17(kg)	Massa delle due ruote
I	0.222(kg · m ²)	Momento d'inerzia di una ruota
R_o	0.225 (m)	Raggio ruota indeformata
C_f	0.015	Coefficiente resistenza di rotolamento

Tabella 2.4 Dati principali del carrello ausiliario

Nella fig. 2.11 viene riportata la geometria del carrello a gamba telescopica.

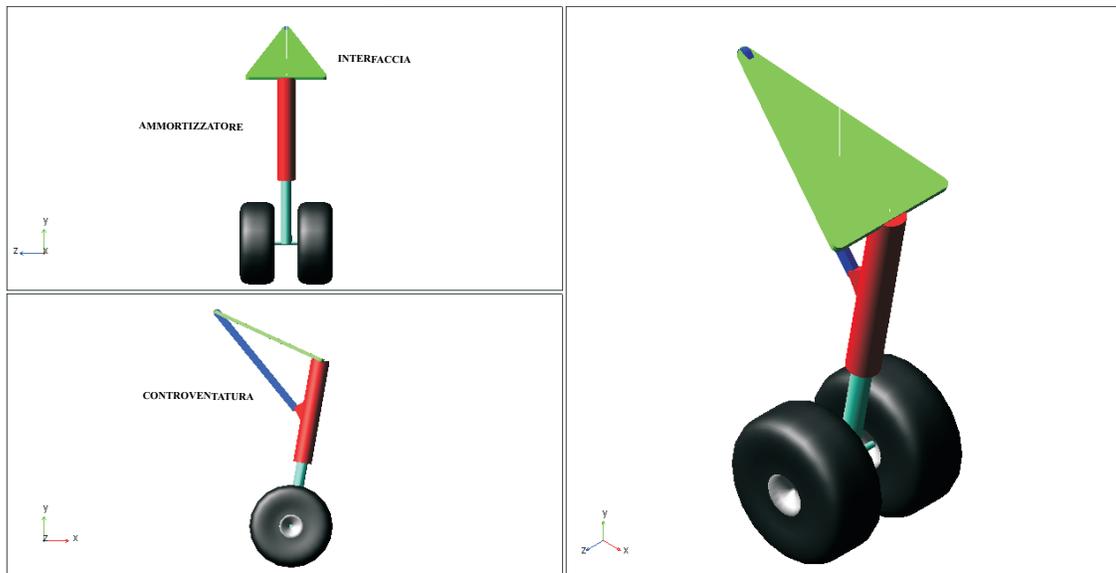


Figura 2.11 Carrello a gamba telescopica

2.3.1 Modello delle ruote del carrello ausiliario

Lo schema delle ruote è dello stesso tipo trattato nel paragrafo 2.1.1; le differenze che esistono non sono sostanziali ma numeriche: lo schema rimane inalterato ma vengono sostituiti il tipo di pneumatico (450x190-5) [3] e la curva forza schiacciamento del pneumatico fig. 2.12.

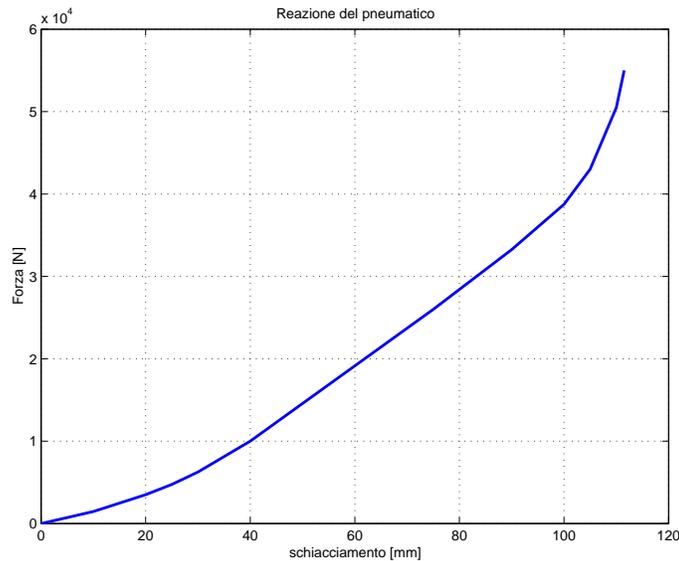


Figura 2.12 Reazione pneumatico (nose)

Le forze che nascono al contatto tra il pneumatico ed il suolo sono tutte schematizzate mediante forze equivalenti, applicate nel mozzo ed agenti nel piano di simmetria del carrello. Anche in questo caso la componente orizzontale della reazione dei pneumatici è la somma di due contributi:

$$F_x = F_{roll} + F_{slip} \quad (2.6)$$

con il significato dei termini già spiegato nel paragrafo 2.1.1.

2.4 Descrizione delle varie parti del carrello ausiliario

Il carrello ausiliario, modellato rigidamente, è più semplice da rappresentare del carrello a ginocchio; infatti, il numero delle parti è ridotto, il carrello è simmetrico rispetto al piano longitudinale del velivolo e di conseguenza anche le condizioni di carico sono simmetriche rispetto a questo piano. Un numero ridotto di parti fa sì che ciascuna di essa svolga diverse funzioni; in particolare l'ammortizzatore non ha solo il compito di assorbire e dissipare energia ma svolge anche un ruolo puramente strutturale. In una modellizzazione rigida non sorgono problemi ma, volendo rappresentare anche la deformazione flessionale della gamba-ammortizzatore, lo studio diventa molto più complicato.

2.4.1 Interfaccia del carrello ausiliario

L'interfaccia è collegata con la parte superiore dell'ammortizzatore tramite una cerniera, con la controventatura tramite una cerniera sferica e con la macchina di prova mediante una coppia prismatica come si può vedere in fig. 2.13.

In corrispondenza della coppia prismatica viene applicata la forza compensatrice che simula la portanza.

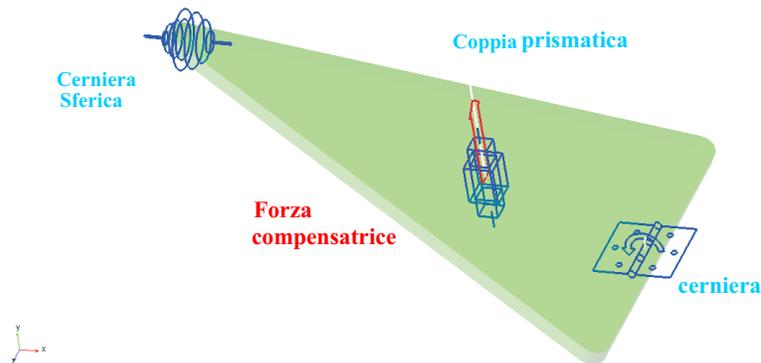


Figura 2.13 Rappresentazione dell'interfaccia del carrello ausiliario

2.4.2 Ammortizzatore del carrello ausiliario

La schematizzazione dell'ammortizzatore è praticamente uguale a quella trattata nel capitolo 1 e le uniche differenze riguardano i coefficienti di laminazione e la curva che simula la forza elastica; infatti, quelli riportati nel capitolo 1 sono relativi all'ammortizzatore del carrello a ginocchio. In fig. 2.14 vengono mostrati i grafici relativi ai coefficienti di laminazione e in fig.2.15 il grafico della forza elastica in funzione dello schiacciamento.

2 Descrizione dei carrelli

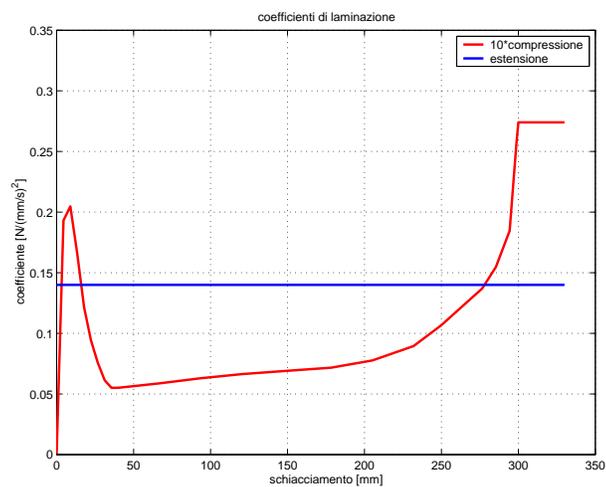


Figura 2.14 Coefficienti di laminazione del carrello ausiliario

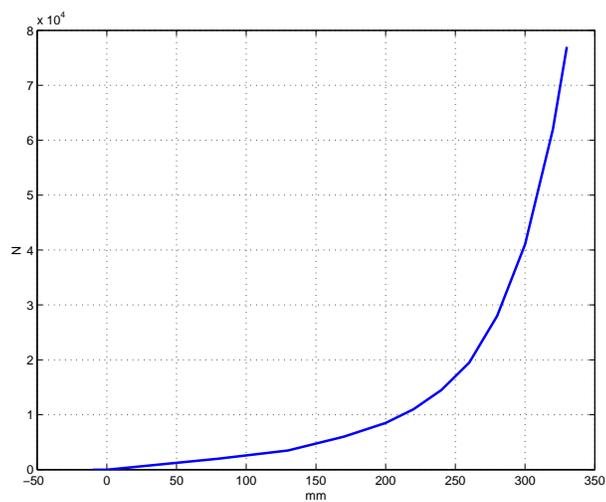


Figura 2.15 Forza elastica dell'ammortizzatore (nose)

L'ammortizzatore, come già detto, ha anche una funzione strutturale e ad esso si collegano le ruote con delle cerniere, l'interfaccia con una cerniera e la controventatura con una cerniera sferica come si può vedere in fig. 2.16. La cerniera superiore è una schematizzazione semplificata del vincolo reale.

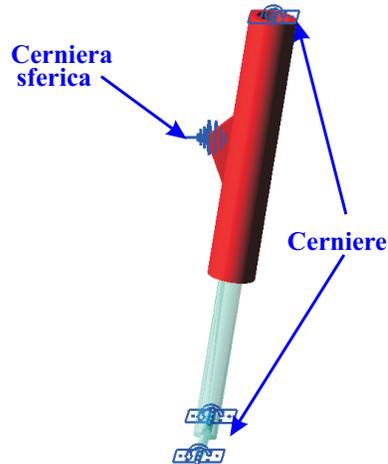


Figura 2.16 Vincoli dell' ammortizzatore (nose)

Le forze di attrito e la reazione del pneumatico sono applicate alla parte inferiore dell'ammortizzatore, come si può vedere in fig. 2.17.

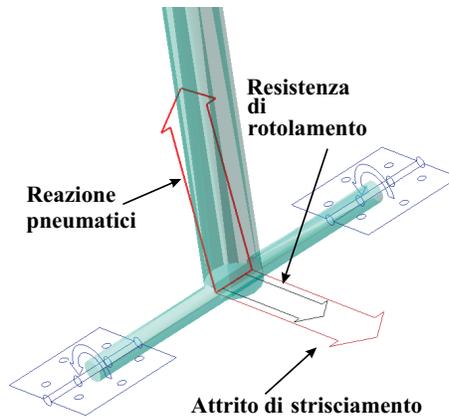


Figura 2.17 Forze agenti sull' ammortizzatore (nose)

2.5 Verifica dei modelli

Il precedente lavoro di tesi [1] serviva per validare il software ADAMS; questo veniva fatto tramite un confronto con DYSI. I risultati ottenuti in precedenza [1] erano pienamente concordi con il DYSI. In questo lavoro di tesi sono state apportati dei cambiamenti all'ammortizzatore come si può vedere nel capitolo 1. Di conseguenza è necessario verificare che le modifiche applicate non compromettano la validità del vecchio modello [1]. Tutti e due i modelli ADAMS sono confrontati con i risultati ottenuti con il programma DYSI.

2.5.1 Analisi del carrello a ginocchio

Nelle seguenti figure vengono riportati i grafici più significativi delle simulazioni; il modello sviluppato in questa tesi è indicato con *NEW*, mentre il modello antecedente [1] è indicato con *OLD*. Sostanziali differenze fra i due modelli ADAMS non sono presenti se non in fig. 2.23 dove la presenza del precarico della molla fa sì che la forza elastica, al tempo iniziale, abbia un valore diverso da zero.

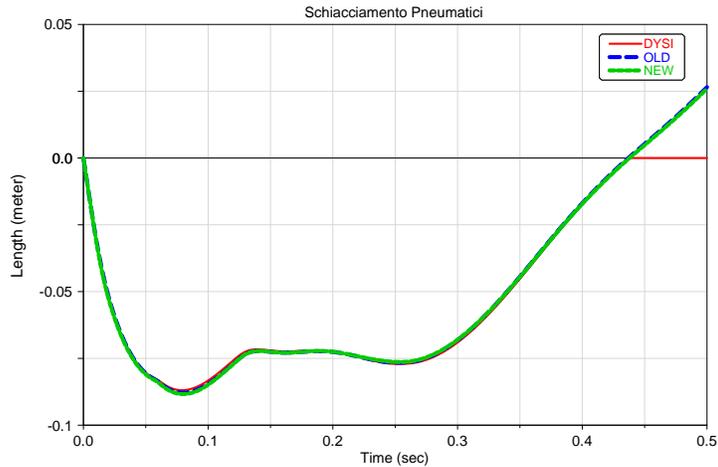


Figura 2.18 Deformazione del pneumatico (main)

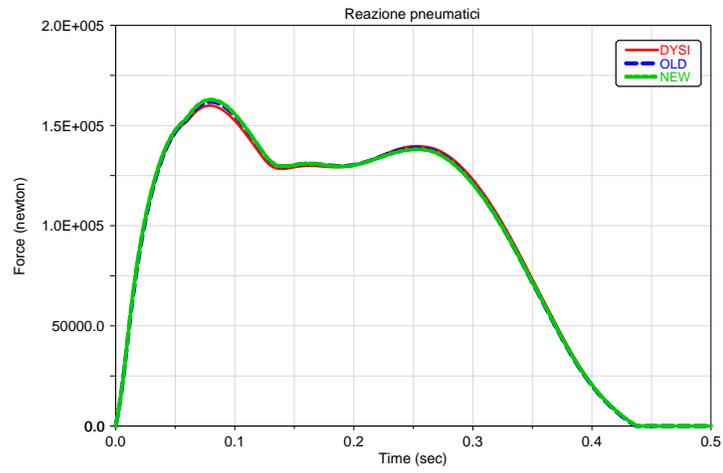


Figura 2.19 Reazione del pneumatico (main)

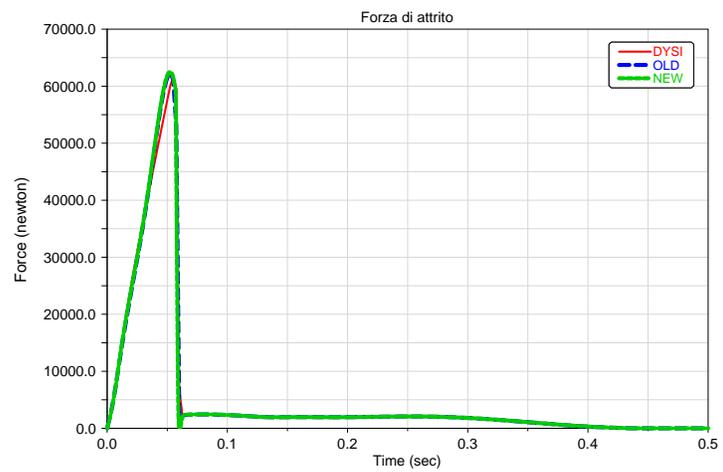


Figura 2.20 Forza di attrito del carrello principale

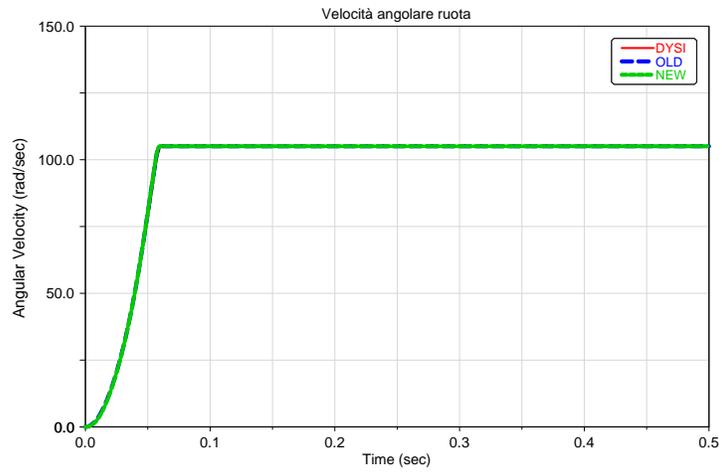


Figura 2.21 Velocità angolare della ruota

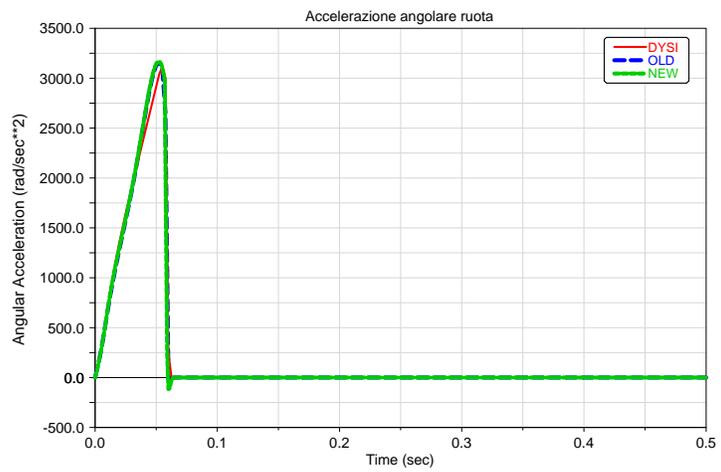


Figura 2.22 Accelerazione angolare della ruota

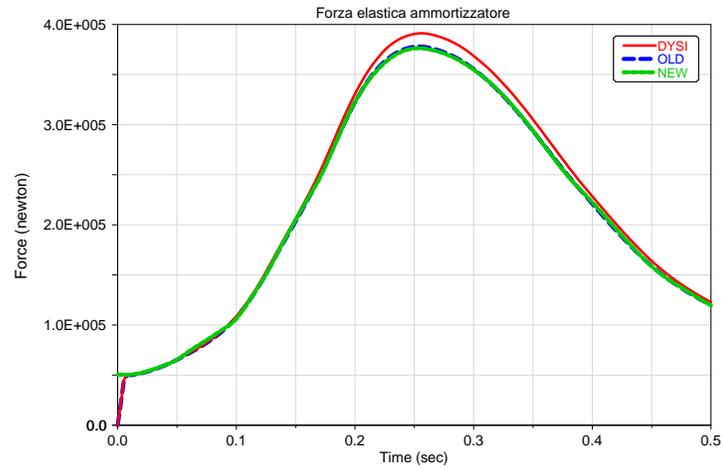


Figura 2.23 Forza elastica (main)

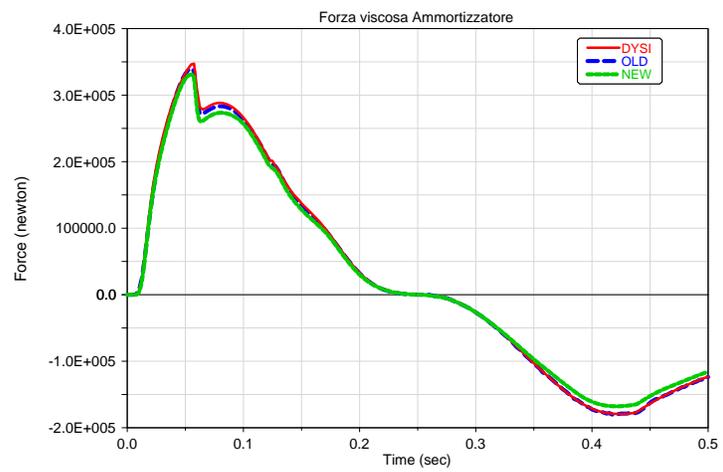


Figura 2.24 Forza viscosa (main)

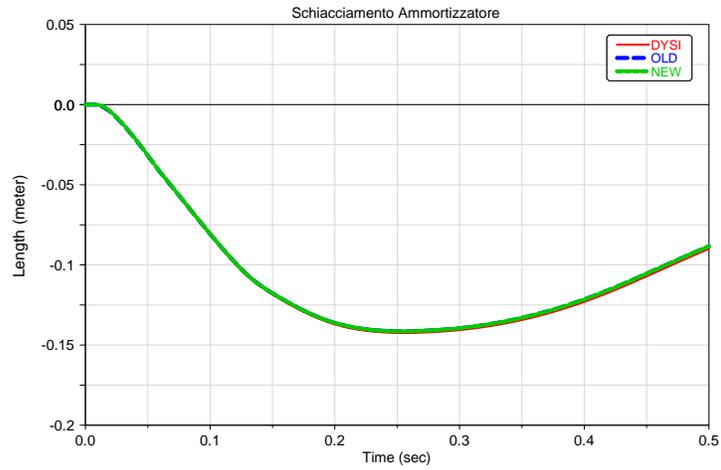


Figura 2.25 Schiacciamento dell'ammortizzatore (main)

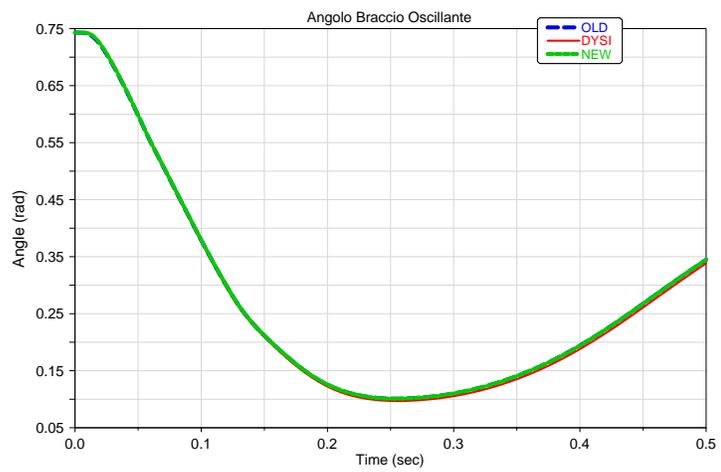


Figura 2.26 Angolo del Braccio Oscillante (main)

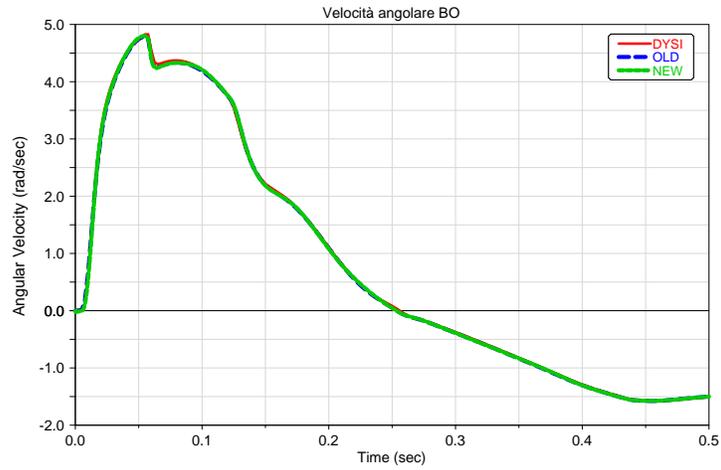


Figura 2.27 Velocità angolare del Braccio Oscillante (main)

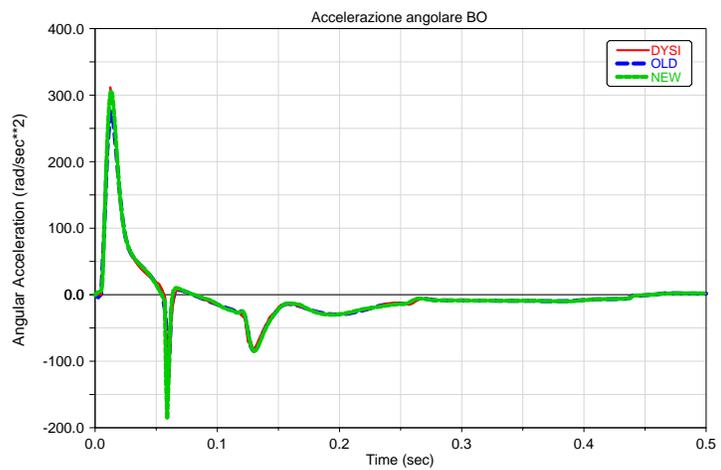


Figura 2.28 Accelerazione angolare del Braccio Oscillante (main)

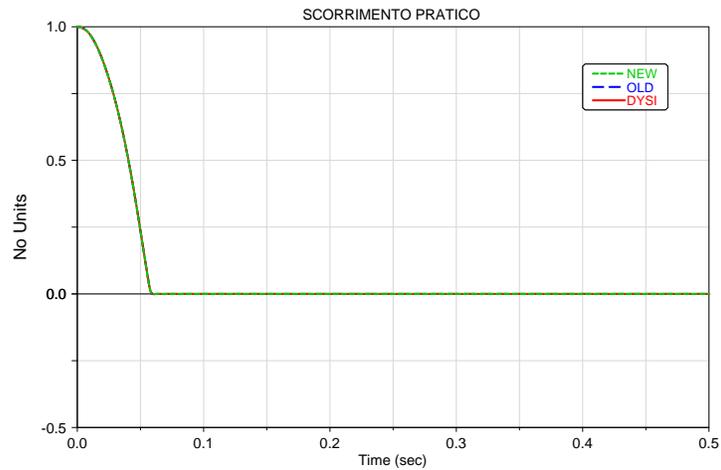


Figura 2.29 Scorrimento pratico (main)

2.5.2 Analisi del carrello ausiliario

Nelle seguenti figure vengono riportati i grafici più significativi delle simulazioni; il modello sviluppato in questa tesi è indicato con *NEW*, mentre il modello antecedente [1] è indicato con *OLD*. Anche in questo caso non ci sono differenze significative fra i due modelli ADAMS se non in fig. 2.33 dove la presenza del precarico della molla fa sì che la forza elastica al tempo iniziale, abbia un valore diverso da zero.

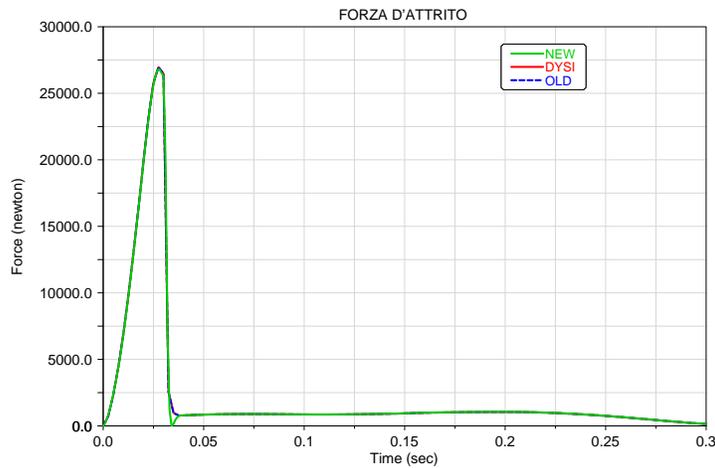


Figura 2.30 Forza di attrito

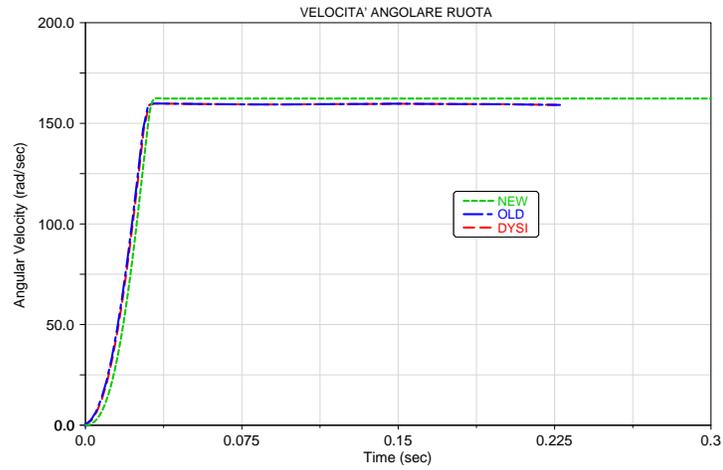


Figura 2.31 Velocità angolare della ruota(nose)

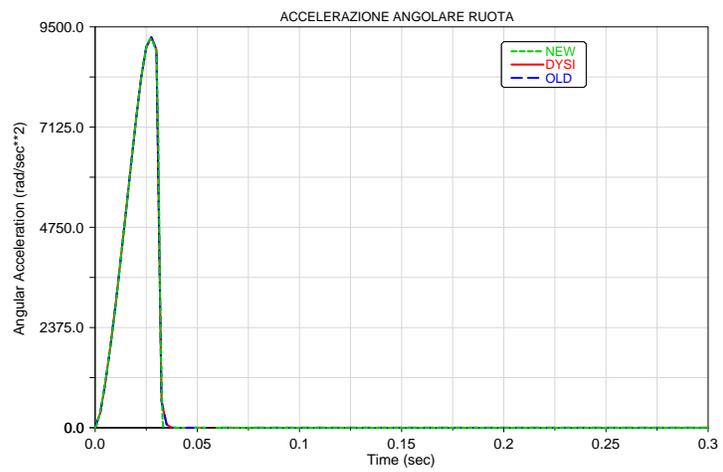


Figura 2.32 Accelerazione angolare della ruota (nose)

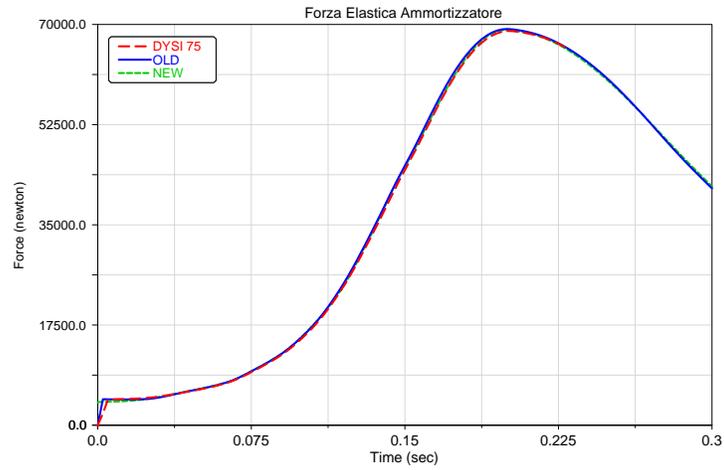


Figura 2.33 Forza elastica (nose)

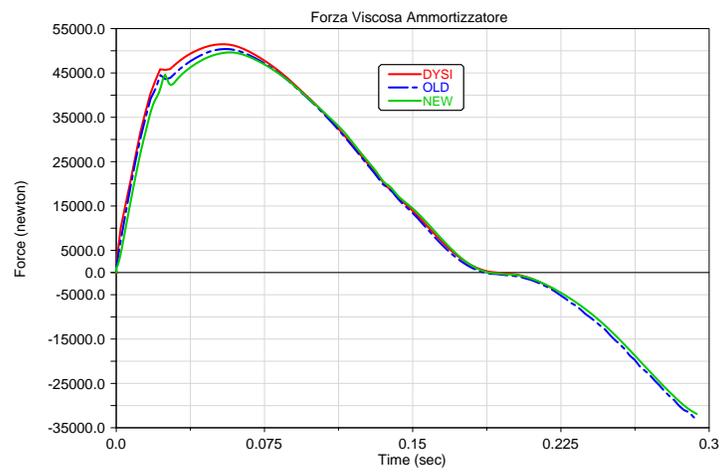


Figura 2.34 Forza viscosa (nose)

2 Descrizione dei carrelli

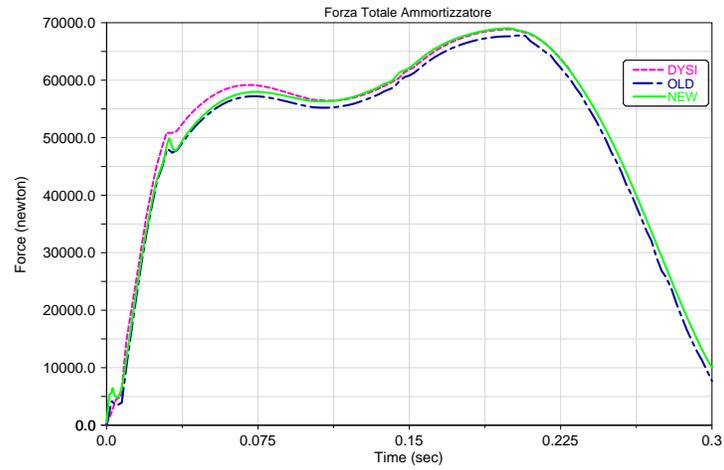


Figura 2.35 Forza totale agente dell'ammortizzatore(nose)

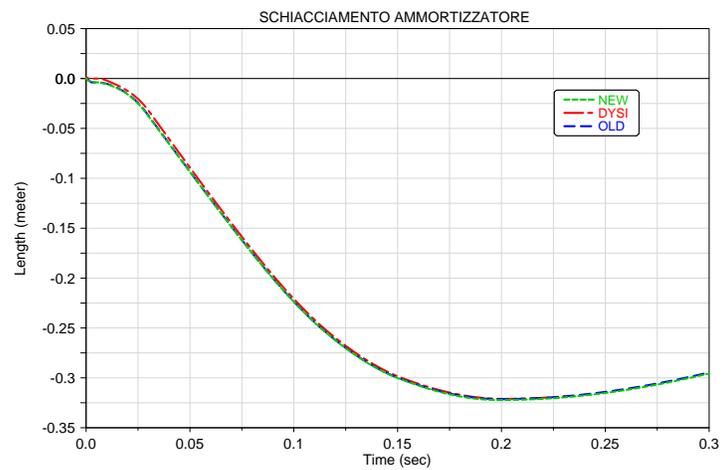


Figura 2.36 Schiacciamento dell'ammortizzatore(nose)

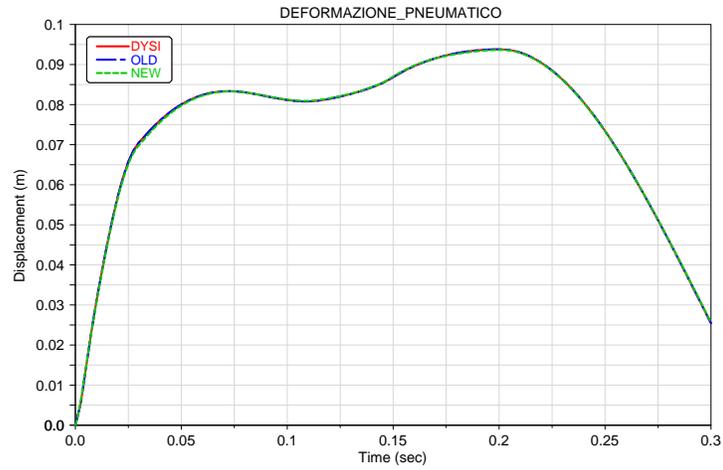


Figura 2.37 Deformazione del pneumatico (nose)

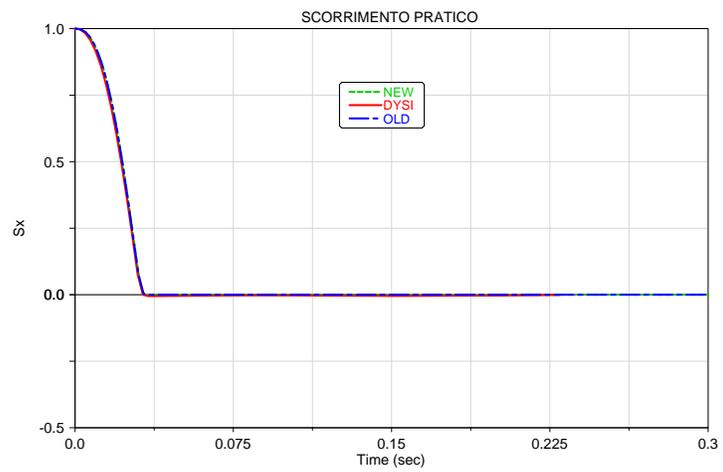


Figura 2.38 Scorrimento pratico (nose)

3 Confronto fra i modelli rigidi e i dati sperimentali

In questo capitolo si effettua il confronto tra i modelli ADAMS rigidi delle due architetture considerate con i dati sperimentali, al fine di verificare la correttezza dei risultati ottenuti. Gli schemi rigidi possiedono pochi gradi di libertà, dal momento che si è lavorato nel rispetto delle seguenti ipotesi:

- il moto limitato al solo piano longitudinale;
- tutte le parti sono modellizzate come corpi rigidi;
- modelli estremamente semplificati delle ruote.

Tutte queste semplificazioni, in particolar modo la seconda, riducono la capacità di descrivere in maniera completa il comportamento della struttura reale. Tale confronto è, comunque, importante perchè rappresenta la base su cui si costruiranno i modelli elastici.

3.1 Risultati del modello ADAMS rigido del carrello a ginocchio

Nella fig. 3.1 si riporta il confronto tra la reazione sperimentale dei pneumatici e quella ottenuta dal modello ADAMS rigido del carrello a ginocchio. Nei primissimi istanti della simulazione le due curve coincidono, poi c'è un tratto nel quale la reazione dei pneumatici ADAMS è più grande della misura sperimentale; segue un altro, dove la simulazione dà risultati più piccoli di quelli sperimentali, anche se ne descrive l'andamento qualitativo. Complessivamente, anche se con il modello ADAMS non si può approssimare in maniera accurata la reazione dei pneumatici sperimentale, il cui andamento è influenzato anche dall'elasticità della struttura, si possono ottenere delle informazioni sull'entità dei carichi in gioco, dato che il valore massimo della reazione dei pneumatici della simulazione si discosta poco da quello reale.

3 Confronto fra i modelli rigidi e i dati sperimentali

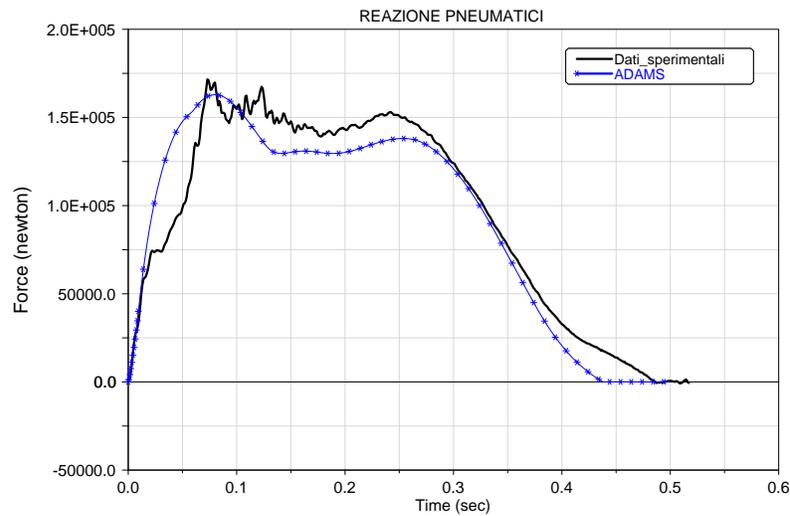


Figura 3.1 Reazione dei pneumatici (modello rigido dati sperimentali main)

La fig. 3.2 contiene il confronto tra la componente orizzontale della forza mozzo simulata, dovuta alla somma dell'attrito di strisciamento e della resistenza di rotolamento, e quella sperimentale. Dalla figura si può notare come il modello rigido sia in grado di simulare solo il picco iniziale mentre sia incapace di simulare l'andamento oscillatorio successivo. Questa differenza dipende principalmente dalla elasticità della gamba che non viene simulata.

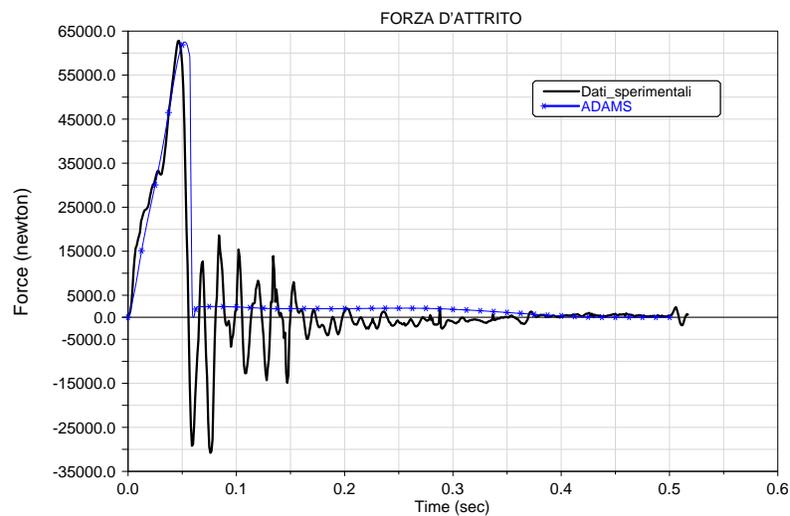


Figura 3.2 Forza agente sul mozzo (modello rigido dati sperimentali main)

3 Confronto fra i modelli rigidi e i dati sperimentali

Nella fig. 3.3 sono descritti gli andamenti della forza totale dell'ammortizzatore ADAMS e di quella sperimentale. Si può notare come la forza simulata sia costantemente più grande di quella reale tranne nei primissimi istanti dove coincidono.

Questa forza è la somma della forza elastica e di quella viscosa, quest'ultima nei primi istanti è uguale a zero, di conseguenza, durante questa fase, l'unica forza presente è quella elastica; subito dopo, invece, l'andamento è dovuto quasi esclusivamente alla forza viscosa, che risulta predominante rispetto alla forza elastica. La coincidenza iniziale è una conferma che il valore utilizzato per il precarico della molla è concorde con la realtà. Per la maggior parte della simulazione la curva ottenuta è maggiore rispetto ai dati sperimentali mentre alla fine è minore. Questo potrebbe dipendere da una sovrastima dei coefficienti di laminazione dell'ammortizzatore che di conseguenza porta a una sovrastima della forza viscosa. Il tratto finale della forza totale dell'ammortizzatore dipende dalla forza elastica, quindi la causa della differenza tra le due curve mostrate in fig. 3.4, può dipendere da un'errata stima della rigidezza dell'ammortizzatore. Quest'ultima ipotesi è avallata dal fatto che gli schiacciamenti dell'ammortizzatore ADAMS sono diversi rispetto a quelli reali fig. 3.4. Gli errori nella valutazione della forza totale dell'ammortizzatore potrebbero essere causati anche dal non aver a disposizione curve di taratura del solo ammortizzatore.

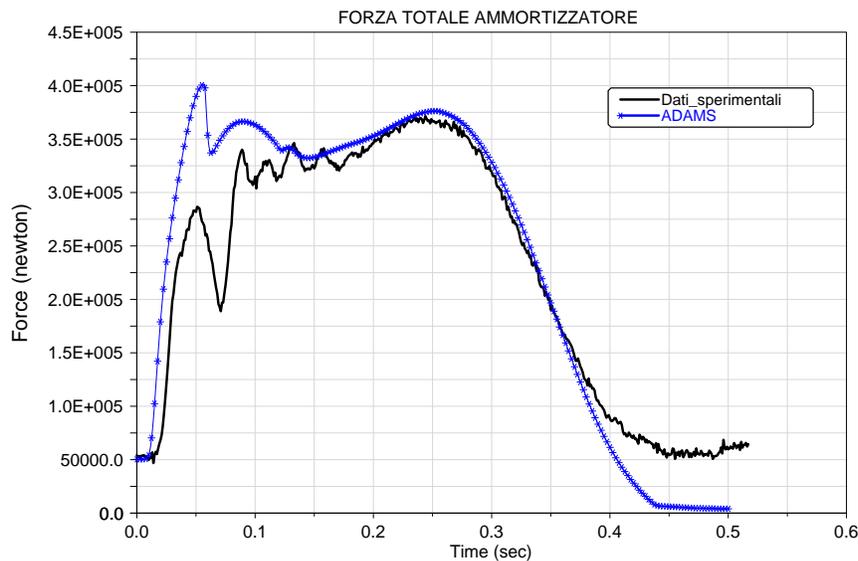


Figura 3.3 Forza totale sull'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali main)

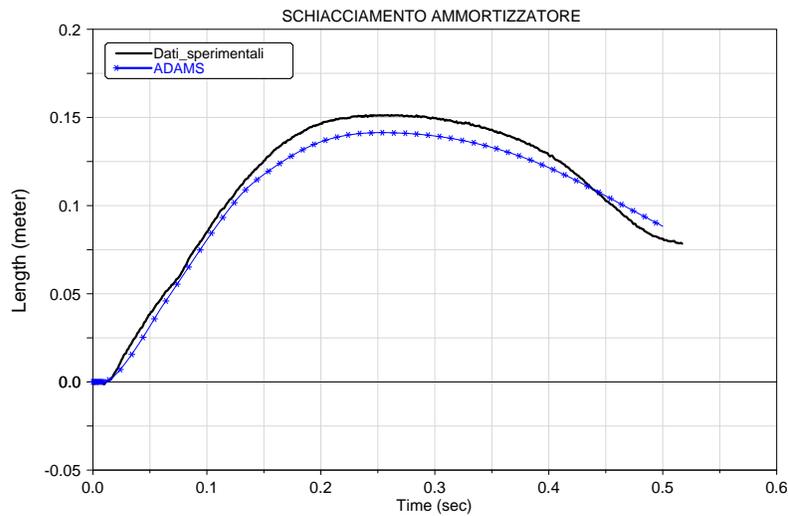


Figura 3.4 Schiacciamento dell'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali main)

Come ultimo confronto viene riportato il grafico dell'andamento della forza agente sulla controventatura. Si nota che l'andamento dei risultati simulati è diverso da quello sperimentale; questo può dipendere dalla rigidità della gamba e dalla rigidità della stessa controventatura.

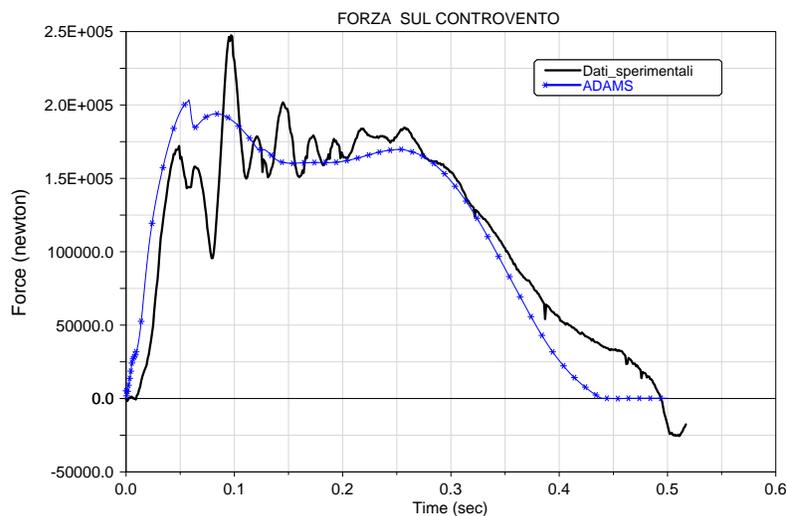


Figura 3.5 Forza agente sulla controventatura (modello rigido dati sperimentali main)

3.2 Risultati del modello ADAMS rigido del carrello ausiliario

Nella fig. 3.6 è riportato il confronto tra la reazione dei pneumatici simulata e quella sperimentale relativa al carrello a gamba telescopica. Si nota come i risultati ADAMS, pur con le limitazioni dovute al modello rigido, riescano a descrivere con una ragionevole approssimazione la misura sperimentale. Nel tratto finale la curva ADAMS sovrastima quella sperimentale, probabilmente questo andamento è dovuto al fatto che nel modello ADAMS viene trascurata l'isteresi dei pneumatici. Nella fig. 3.7 dove è riportata la forza agente sul mozzo del carrello a gamba telescopica, si vede come il modello ADAMS rigido risulti incapace di stimare la misura sperimentale di tale forza.

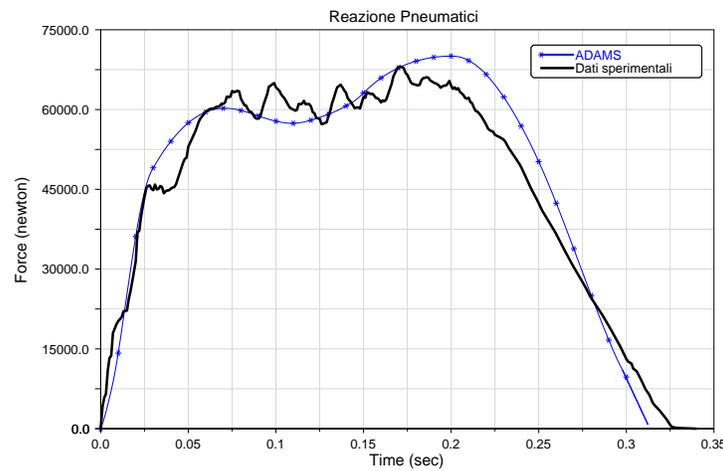


Figura 3.6 Reazione pneumatici (modello rigido dati sperimentali nose)

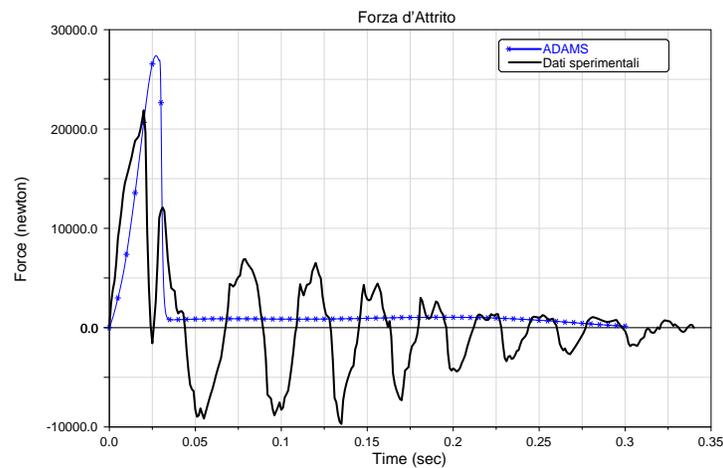


Figura 3.7 Forza agente sul mozzo (modello rigido dati sperimentali nose)

3 Confronto fra i modelli rigidi e i dati sperimentali

La forza totale dell'ammortizzatore fig. 3.8 viene sovrastimata dal modello ADAMS. Questo può significare che i dati relativi ai coefficienti di laminazione e alla rigidità dell'ammortizzatore, usati nel modello, non rappresentano a pieno il comportamento dell'ammortizzatore reale. Oppure, questo andamento potrebbe dipendere dall'aver trascurato l'elasticità strutturale.

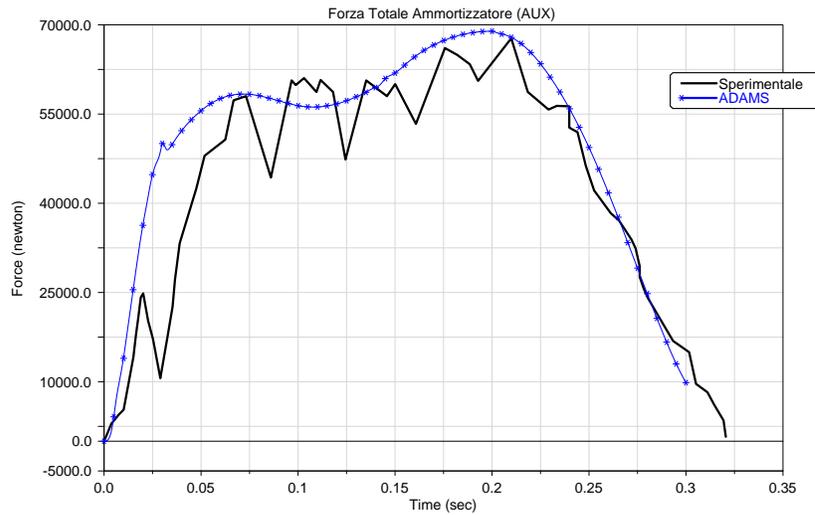


Figura 3.8 Forza totale agente sull'ammortizzatore (modello rigido dati sperimentali nose)

4 Analisi agli elementi finiti

4.1 Introduzione

Dal confronto effettuato fra gli andamenti ottenuti con i modelli rigidi e i dati sperimentali, capitolo 3, si ottenevano risultati soddisfacenti solo dal punto di vista qualitativo, di conseguenza questi modelli sono insufficienti per simulare il reale comportamento dinamico delle due architetture considerate.

La spiegazione di questo fenomeno risiede nella non deformabilità delle parti costituenti i carrelli; in particolare l'elasticità della gamba introduce un grado di libertà elastico in direzione longitudinale, di conseguenza cambia l'attrito di strisciamento che, per entrambi i modelli, rappresenta una forzante delle oscillazioni longitudinali. In questo capitolo, mediante modellazione agli elementi finiti in ambiente Patran/Nastran, si è cercato di trovare quali componenti dei carrelli fossero più cedevoli e in quali punti.

Questo studio servirà per alterare la modellazione ADAMS introducendo delle molle, di opportuna rigidità, che simulano l'elasticità strutturale di alcune parti del carrello.

Nonostante sia possibile in ADAMS introdurre dei corpi totalmente elastici si è preferita una modellizzazione ad elasticità concentrata. I motivi per cui si è scelta questa soluzione sono diversi: prima di tutto con questa tipologia di analisi si possono introdurre gradualmente gli snodi elastici in modo tale da potere verificare l'importanza di ogni singolo snodo.

In un modello ad elasticità diffusa ciò non è possibile, e non si riesce a capire quanto sia importante ai fini della dinamica la rigidità di un componente piuttosto che di un altro.

Un altro motivo importante è che si può impostare una tipologia di analisi di validità generale e non tarata apposta su un particolare carrello con una particolare geometria. Infatti questo tipo di analisi può essere molto utile in fase di progetto perchè permette di sperimentare, mediante software, soluzioni progettuali diverse senza dover ogni volta costruire un apposito modello. In questo modo si può riutilizzare lo stesso modello sostituendo il valore della rigidità che ci interessa o il punto di applicazione dello snodo elastico.

Un altro aspetto importante riguarda la mancanza di conoscenza delle caratteristiche strutturali di dettaglio dei componenti; un modello "full-elastic" sarebbe più influenzato da queste incertezze strutturali. In ultimo, con opportune modifiche, è possibile riutilizzare i modelli rigidi.

4.2 Carrello a ginocchio

Il carrello a ginocchio è costituito dalla gamba, dalla controventatura, dal braccio oscillante e dall'ammortizzatore; tutti questi componenti sono caratterizzati da una certa deformabilità strutturale. In questo paragrafo vengono analizzati i comportamenti elastici di tutti i componenti, eccetto l'ammortizzatore che si continua ad ipotizzare strutturalmente rigido. Vista la geometria di tutto il carrello a ginocchio, si può ipotizzare che la deformazione globale in direzione longitudinale dipenda principalmente dalla deformazione della gamba, quella in direzione latero-direzionale dipenda dall'effetto combinato gamba-controventatura e quella in senso verticale dipenda dalla deformazione del braccio oscillante. Naturalmente queste ipotesi vanno verificate, anche perchè i punti di vincolo del carrello giacciono tutti su piani diversi e non è facile individuare come vengono trasmesse le forze da un componente all'altro. Per far ciò, vista la geometria complessa, si utilizza un software agli elementi finiti.

4.2.1 Descrizione geometria gamba

Per prima viene analizzata la gamba del carrello; seguendo la denominazione di fig. 4.1, in questo paragrafo viene descritta la geometria e la tipologia dei vincoli che sono applicati.

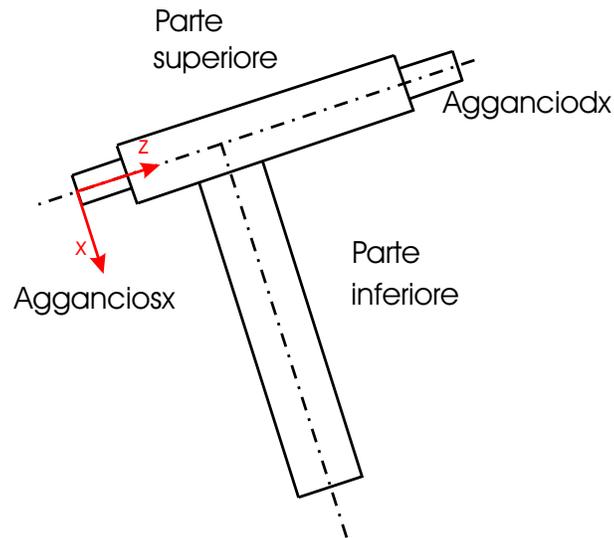


Figura 4.1 Schema della gamba

La differenza sostanziale fra la parte superiore e quella inferiore riguarda il materiale; nella realtà gli agganci proseguono all'interno della gamba e sono vincolati ad essa in modo da rinforzarla.

Essendo la gamba costruita in alluminio e gli agganci in acciaio si è definita una sezione circolare cava per la gamba e si è trovato un modulo di Young equivalente mediante la seguente relazione:

$$E_1 J_1 + E_2 J_2 = E^* J^* \quad (4.1)$$

dove J^* è il momento di inerzia di una sezione circolare di raggio esterno di 85 mm e raggio interno 53 mm, E_1 ed E_2 sono rispettivamente i moduli di Young per l'acciaio e per l'alluminio mentre J_1 e J_2 sono i momenti di inerzia delle sezioni della gamba e della parte interna degli agganci.

La parte inferiore della gamba ha anch'essa una sezione circolare raggio esterno di 85mm e raggio interno 53 mm, il materiale è alluminio. Gli agganci, come già detto, sono costruiti in acciaio e in questo modello sono rappresentati solo nella parte esterna alla gamba e hanno tutti e due una sezione circolare, ma raggi diversi. L'aggancio sinistro ha raggio esterno pari a 27.5 mm e raggio interno di 19.5 mm, mentre l'aggancio destro ha raggio esterno pari a 32.5 mm e raggio interno di 29 mm. Tutte le parti descritte sono schematizzate in Patran/Nastran come elementi trave. Nei punti iniziali e finali di ogni aggancio sono stati messi i vincoli che rappresentano il collegamento del carrello all'aereo.

L'aggancio sinistro è vincolato a non poter traslare in direzione x del sistema di riferimento indicato in fig. 4.1 e in direzione y (entrante nel foglio). Anche l'aggancio destro è vincolato nello stesso modo del sinistro e in più, nel suo estremo destro, è stato aggiunto il vincolo di non traslazione in direzione z. I vincoli descritti finora permettono la rotazione della gamba intorno all'asse z fig. 4.1, questo grado di libertà viene bloccato mediante l'introduzione della controventatura.

Essendo quest'ultima, per la tipologia di vincolo di collegamento, un elemento che reagisce solo a sforzo normale, è stata schematizzata in Patran/Nastran come una Rod (elemento asta). La sezione è circolare piena di raggio 25 mm, il materiale è acciaio.

La controventatura è collegata alla gamba con un MPC (Multi Point Constraint) di tipo rigido.

Il vincolo della controventatura, che rappresenta il collegamento con l'aereo, è una cerniera sferica.

L'insieme gamba-controventatura, schematizzato in Patran/Nastran, ha la forma che si può vedere in fig. 4.2.

Oltre la visualizzazione 3D viene riportata in fig. 4.3 la mesh usata e le forze applicate nel punto di collegamento fra la gamba e il braccio oscillante. Queste forze hanno modulo pari a 1000 N in direzione x e y secondo il sistema di riferimento di fig. 4.1.

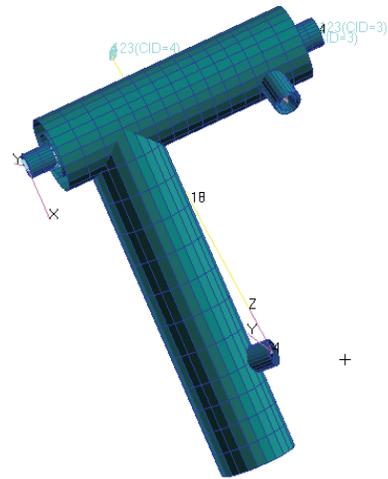


Figura 4.2 Geometria della gamba

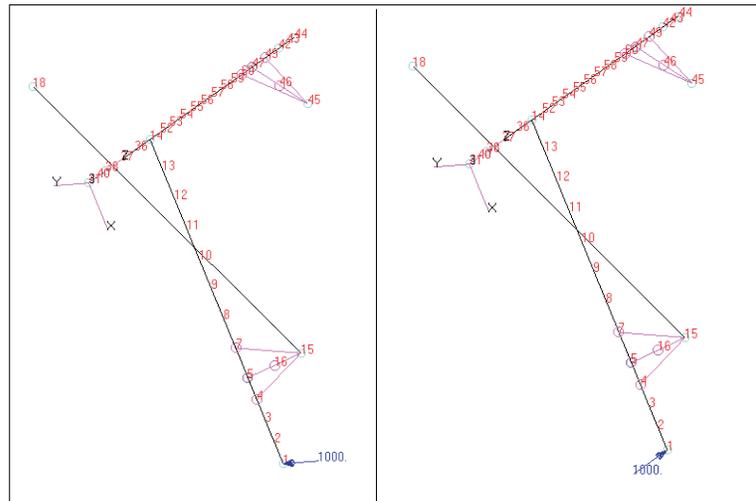


Figura 4.3 Forze agenti sulla gamba

4.2.2 Descrizione geometria braccio oscillante

In questo paragrafo viene descritta la geometria del braccio oscillante e la tipologia dei vincoli applicati. Per maggiore chiarezza nella definizione della geometria, possiamo pensare il braccio oscillante diviso in due parti: il mozzo portaruote e il corpo stesso del braccio, che hanno dimensioni diverse e di conseguenza rigidità diverse fig 4.4. La parte chiamata corpo è schematizzata come una trave a sezione circolare cava di raggio esterno 70 mm e raggio interno 50 mm , il mozzo è sempre a sezione circolare cava, ma ha raggio esterno pari a 37 mm e raggio interno 31 mm . Il materiale di entrambe le parti è alluminio. Anche in questo caso si è utilizzato un MPC di tipo rigido per rappresentare il collegamento tra l'ammortizzatore e il braccio oscillante fig. 4.5.

Naturalmente la posizione del braccio oscillante cambia durante la simulazione e di conseguenza cambia la direzione della forza che l'ammortizzatore trasmette al braccio.

La reazione dei pneumatici, invece, ha sempre direzione verticale e si scarica sul mozzo. Per verificare la deformazione, si è vincolato con un appoggio il mozzo, come si può vedere in fig. 4.5, e si è applicata una forza in direzione verticale al centro del mozzo portaruote. Questo schema è lecito, anche se nella realtà il mozzo è soggetto a due forze applicate alle sue estremità; infatti, data la simmetria rispetto all'asse del braccio, la freccia della deformata reale è uguale a quella che si ottiene con questo schema. Naturalmente, essendo il mozzo un corpo assialsimmetrico, ruotando in ugual modo la direzione della forza e dei vincoli, il risultato che si ottiene è sempre lo stesso. Un altro settore da analizzare è il collegamento fra il braccio e l'ammortizzatore; in questo punto vengono trasmesse delle forze di notevole intensità e anche una piccola deformazione potrebbe influenzare l'analisi dinamica. Il vincolo MPC di tipo rigido è un collegamento che trasmette le forze senza subire alcuna deformazione; quindi, per verificare la deformazione flessionale del braccio, si sono applicate tre forze direttamente sull'asse come si può vedere in fig. 4.6, definite secondo le tre direzioni di un sistema locale di riferimento. Oltre alla cerniera si aggiunge un vincolo nel centro del mozzo che rappresenta un appoggio in direzione x locale, le altre direzioni sono libere. Riportando le forze direttamente sull'asse, si evita l'ambiguità della direzione della forza dell'ammortizzatore. Le forze applicate sulla parte denominata corpo hanno uguale modulo pari a 1000 N , fig. 4.6; la forza applicata al mozzo ha sempre modulo pari a 1000 N e direzione perpendicolare al braccio.

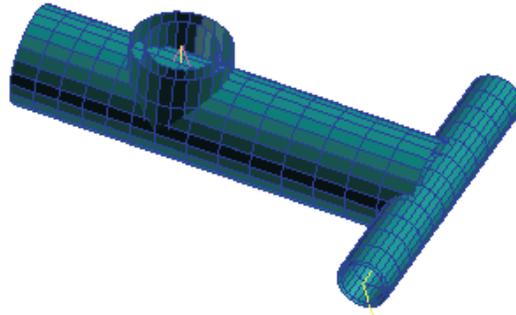


Figura 4.4 Geometria braccio oscillante

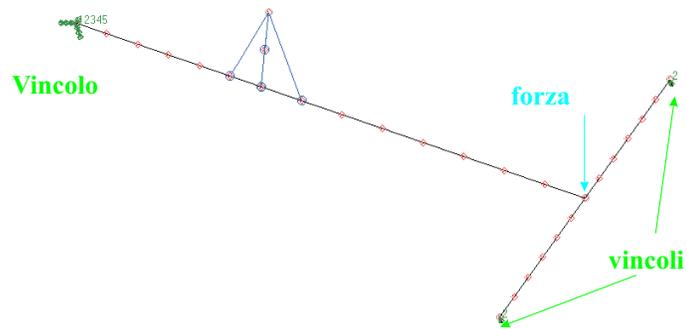


Figura 4.5 Schematizzazione FEM del braccio oscillante

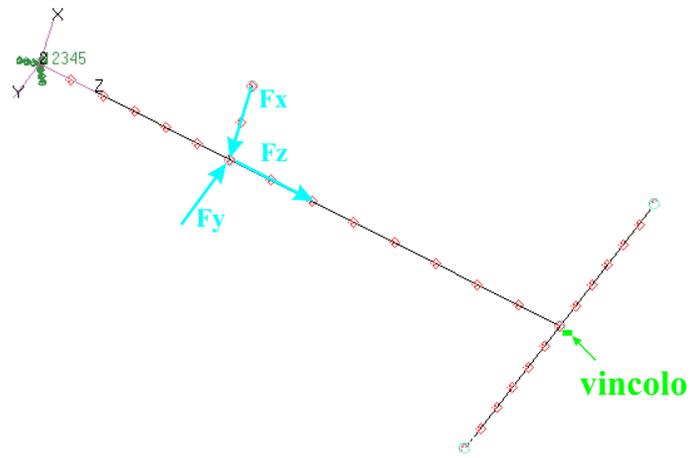


Figura 4.6 Forze sul braccio oscillante

4.2.3 Risultati FEM del carrello a ginocchio

Alla gamba sono state applicate due forze test, una appartenente al piano della gamba e una perpendicolare nel punto di collegamento al braccio oscillante come già descritto in fig. 4.3. Le deformazioni, espresse in mm, sono riportate nelle figure 4.7 4.8 rispettivamente.

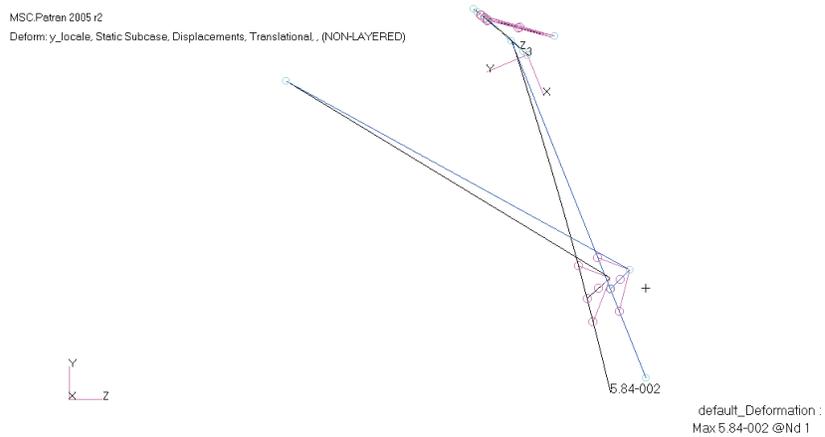


Figura 4.7 Deformazione della gamba in direzione y

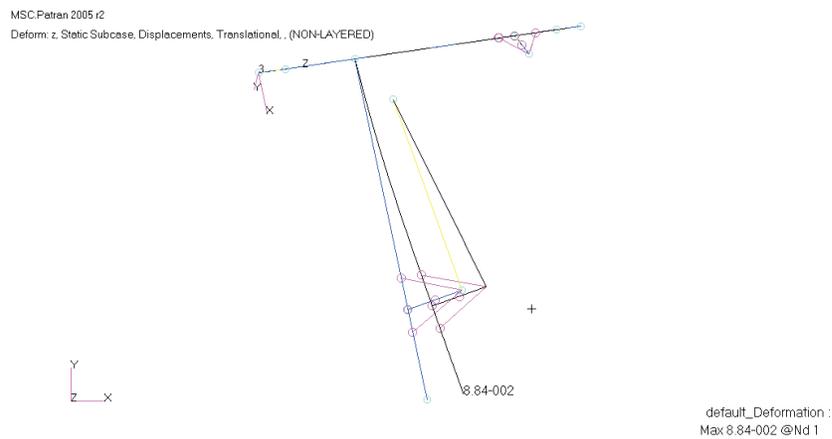


Figura 4.8 Deformazione della gamba in direzione z

4 Analisi agli elementi finiti

La forza applicata al centro del mozzo produce una deformata di un ordine di grandezza superiore rispetto alla deformata del braccio vero e proprio fig. 4.9 e fig. 4.10. Anche le deformate nelle altre direzioni, nel sistema di riferimento locale, sono di un ordine di grandezza inferiore. Da questa analisi si evince che la deformazione complessiva del braccio oscillante dipenderà principalmente dalla deformazione del mozzo porta ruote. Tutti gli spostamenti sono espressi in mm.

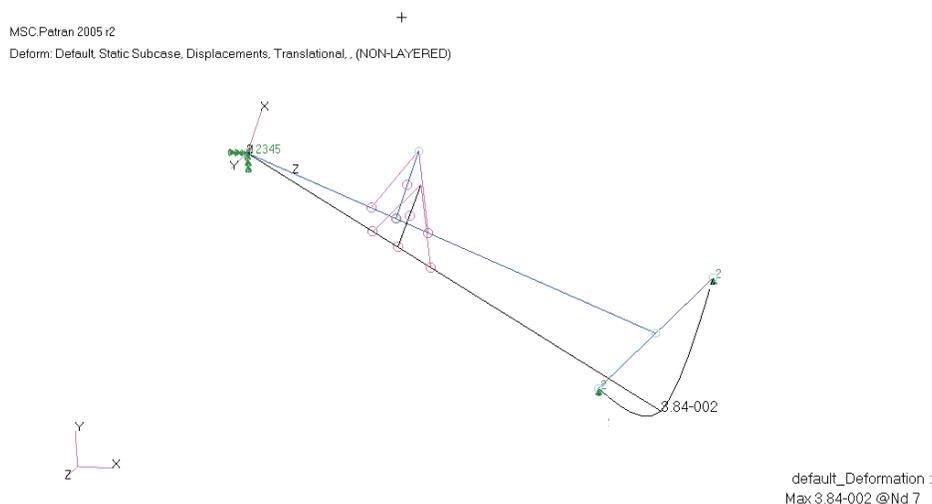


Figura 4.9 Deformazione del mozzo portarute (main)

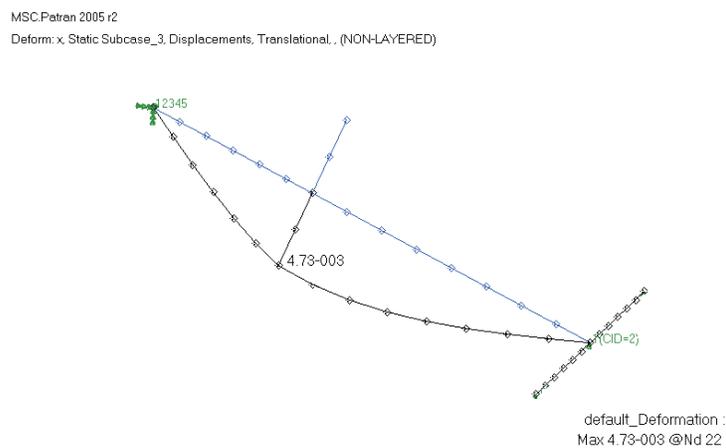


Figura 4.10 Deformazione del braccio in direzione x locale

4 Analisi agli elementi finiti

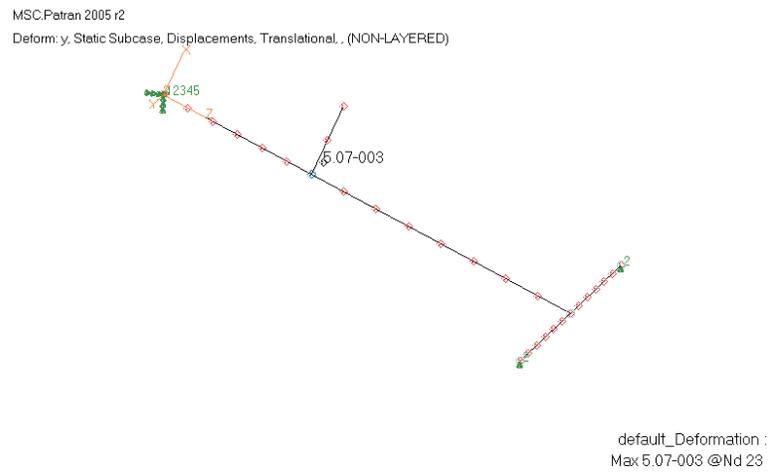


Figura 4.11 Deformazione del braccio in direzione y locale

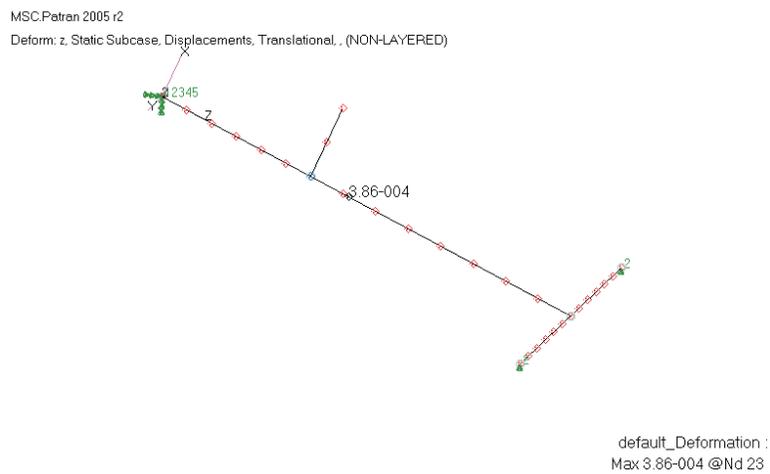


Figura 4.12 Deformazione del braccio in direzione z locale

4.3 Carrello Ausiliario

Il carrello ausiliario è composto dall'ammortizzatore, che ha anche una funzione strutturale, e dalla controventatura come si può vedere in fig. 2.10. Il carrello è simmetrico rispetto al piano longitudinale del velivolo e, durante i drop test, viene rispettata questa condizione di simmetria, di conseguenza la deformazione del carrello in direzione longitudinale dipenderà dall'effetto combinato della deformazione dell'ammortizzatore e della controventatura. Le flange servono per collegare la struttura del carrello a quella dell'aereo e avranno anch'esse una deformazione che verrà analizzata nei prossimi paragrafi. Il materiale con cui sono costruiti tutte le parti è acciaio.

4.3.1 Descrizione geometria

La controventatura è stata schematizzata come un'asta con area pari a circa 462 mm^2 . Essendo la rigidezza di un'asta facilmente ricavabile senza ausilio degli elementi finiti, la controventatura non è stata introdotta nell'analisi FEM e al suo posto è stato messo un vincolo fisso in direzione della stessa.

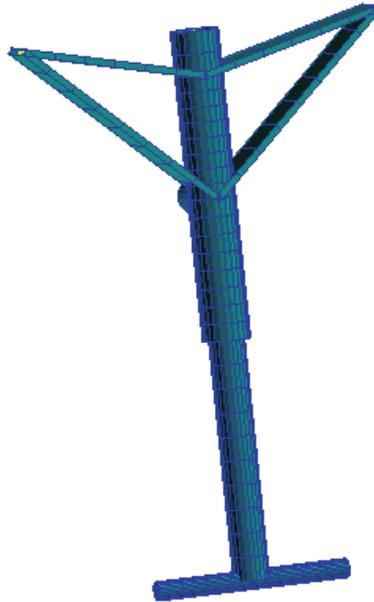


Figura 4.13 Geometria del carrello ausiliario

Le flange che sono a forma di doppio T rastremato sono state schematizzate come due travi, di sezione rettangolare di area pari 880 mm^2 , orientate secondo le direzioni che uniscono l'ammortizzatore alle cerniere; si è trascurata l'anima che, essendo forata e di uno spessore molto piccolo, non dà contributi rilevanti alla deformazione flessionale. Le flange sono incernierate nei punti di vincolo e unite come un unico corpo alla parte superiore dell'ammortizzatore. L'ammortizzatore è schematizzato come un'unica trave a sezione variabile; la sua rigidezza dipende dallo schiacciamento perchè ci sarà una continua variazione del momento flettente. Non essendo a conoscenza della reale forma interna dell'ammortizzatore, la schematizzazione fatta potrebbe risultare meno deformabile di quanto si deforma l'ammortizzatore nella realtà perchè non viene considerato l'andamento delle forze che dipendono dal contatto interno fra i vari componenti che lo costituiscono. Per simulare lo schiacciamento dell'ammortizzatore si è spostato il punto di applicazione della forza test, invece di fare una decina di modelli con ammortizzatore sempre più corto; è stato possibile fare ciò perchè l'estremo inferiore è ipotizzato libero e quindi il risultato non cambia. I nodi della mesh, sul cilindro inferiore, sono stati definiti ad intervalli regolari di 40 mm . La deformazione di un nodo, per una forza agente su di esso nella direzione della stessa forza, indica quanto è rigido l'ammortizzatore in questa condizione.

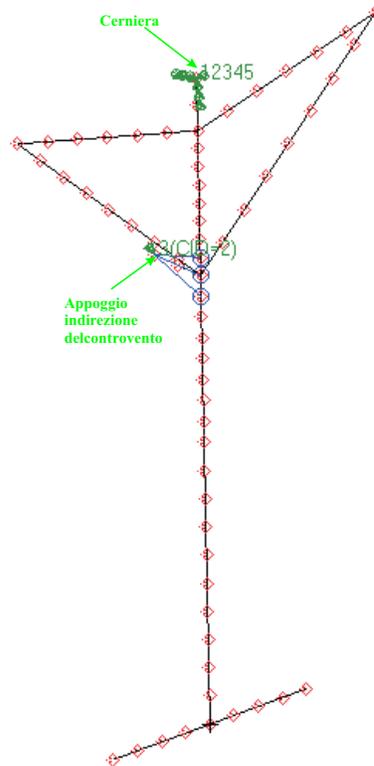


Figura 4.14 Schematizzazione FEM del carrello ausiliario

Per trovare la rigidezza si utilizza la formula

$$F = K \cdot x \quad (4.2)$$

A tutti i valori della deformazione dei nodi dell'ammortizzatore si aggiunge anche il valore della deformazione costante del mozzo. Il mozzo è a sezione circolare cava con raggio esterno 16 mm e raggio interno 10 mm.

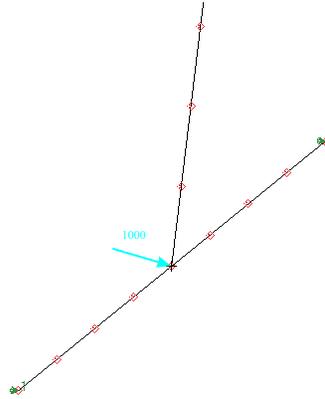


Figura 4.15 Schematizzazione FEM del mozzo portaruote (nose)

Per valutare le rigidezze delle flange e della "trave-ammortizzatore" sono state effettuate due analisi. In una l'ammortizzatore è pensato incernierato nel punto superiore del cilindro e appoggiato nel punto di collegamento alla controventatura e le flange sono libere fig. 4.14; nell'altra, per verificare le flange, si sono fissati i loro punti di collegamento con l'ammortizzatore e si sono applicate due forze nelle direzioni indicate in fig. 4.16.

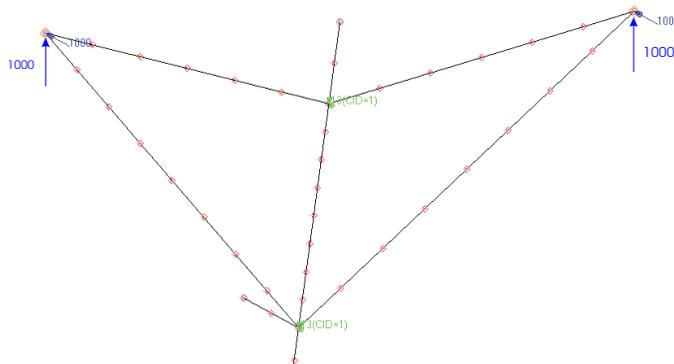


Figura 4.16 Schematizzazione FEM delle flange

4.3.2 Risultati FEM carrello ausiliario

I risultati, in termini di spostamento, ottenuti mediante le forze di test sui vari nodi del cilindro inferiore vengono riportati in forma numerica nella tabella 4.1 e non in forma grafica. Il motivo di questa scelta dipende dal fatto che in forma grafica si sarebbero dovute inserire undici figure differenti solo per il punto di applicazione della forza di test. Nella tabella sono indicati i nodi su cui è applicata la forza e gli spostamenti relativi. L'ordine con cui sono riportati va dal nodo di collegamento al mozzo (ammortizzatore totalmente esteso) al nodo di collegamento al cilindro superiore (ammortizzatore totalmente compresso).

nodì	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>mm</i>	1.16	0.956	0.775	0.619	0.486	0.373	0.28	0.205	0.145	0.098	0.0634

Tabella 4.1 Spostamenti dei nodi

Ai valori degli spostamenti relativi va aggiunta la deformata del mozzo che è costante ed è pari a $8.33E - 02$ come si può vedere in fig. 4.17. Naturalmente tutti gli spostamenti, espressi in mm, sono calcolati nella direzione di applicazione della forza relativa.

MSC.Patran 2005 r2

Deform: pippo, Static Subcase, Displacements, Translational, (NON-LAYERED)

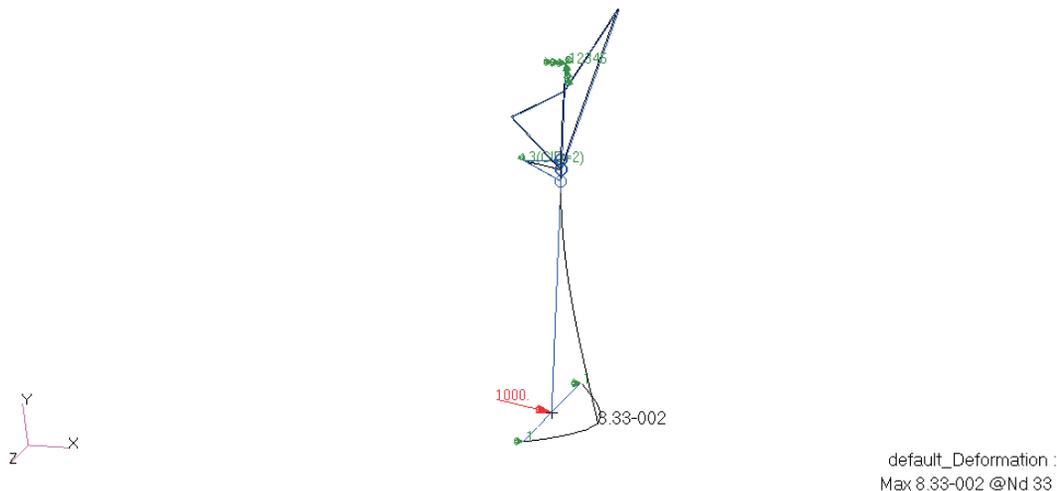


Figura 4.17 Deformazione del mozzo portaruote (nose)

4 Analisi agli elementi finiti

Di seguito vengono riportati i risultati relativi alle deformazioni delle flange in direzione perpendicolare fig. 4.18 e in direzione parallela all'asse dell'ammortizzatore fig. 4.19. In tutti i due casi le deformate sono simmetriche e i valori degli spostamenti sono espressi in mm.

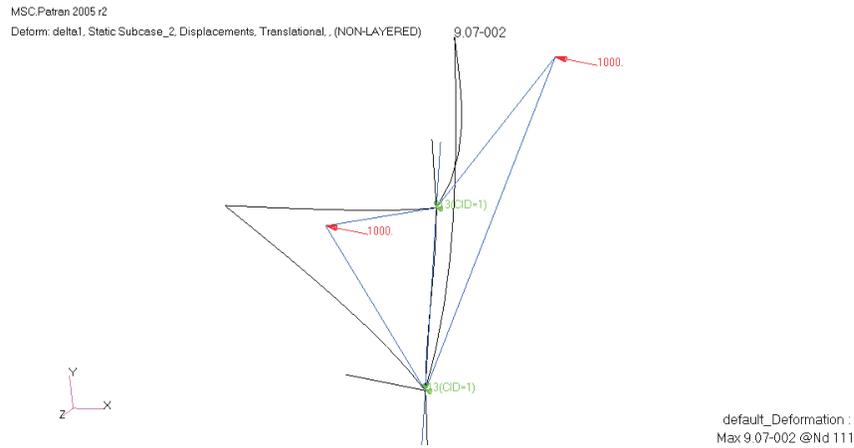


Figura 4.18 Deformazione flange in direzione orizzontale

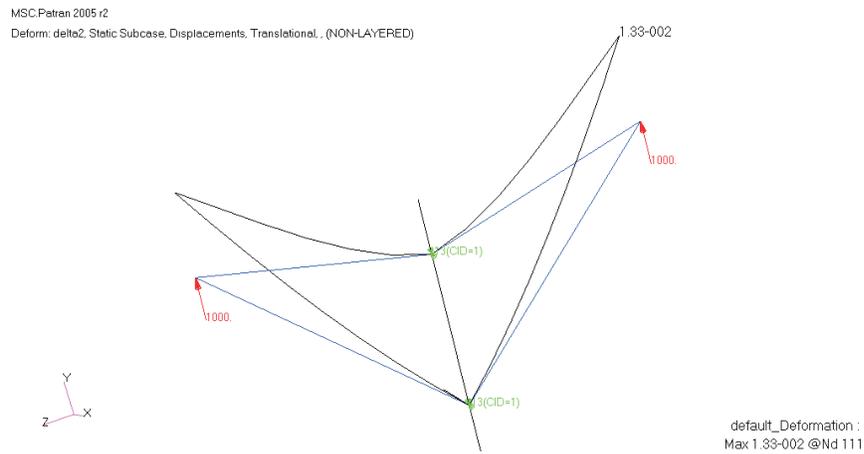


Figura 4.19 Deformazione flange in direzione verticale

5 Modello elastico del carrello ausiliario

5.1 Introduzione

In questo capitolo si descrive un modello elastico del carrello a gamba telescopica, introducendo snodi elastici di rigidezza opportuna per simulare la deformabilità della struttura. Mediante l'analisi agli elementi finiti, svolta nel capitolo 4, viene definita la rigidezza di alcune parti del carrello in relazione alla geometria e alle proprietà elastiche dei materiali. Quindi, si verifica il comportamento dinamico della struttura modellata in questo modo, attraverso un confronto con i risultati sperimentali dei drop test. In questo carrello si usa un nuovo modello di ruota più complesso di quello precedente, indicato nel capitolo 2, in modo da rappresentare meglio le forze che agiscono sul pneumatico, ed in particolare la forza d'attrito e la resistenza di rotolamento, la cui somma è la forzante della struttura in direzione longitudinale.

5.2 Descrizione del modello

Sostanzialmente il modello è una variante di quello rigido, la geometria è leggermente diversa (vedi fig. 5.1) in quanto sono aggiunte delle flange rigide collegate al telaio mediante una "VFORCE".

Le flange e il cilindro superiore sono un unico corpo rigido.

In questo modello si introduce un nuovo tipo di pneumatico più fedele alla realtà. Tutte le forze agenti sulla struttura sono uguali a quelle già illustrate nel capitolo 2.

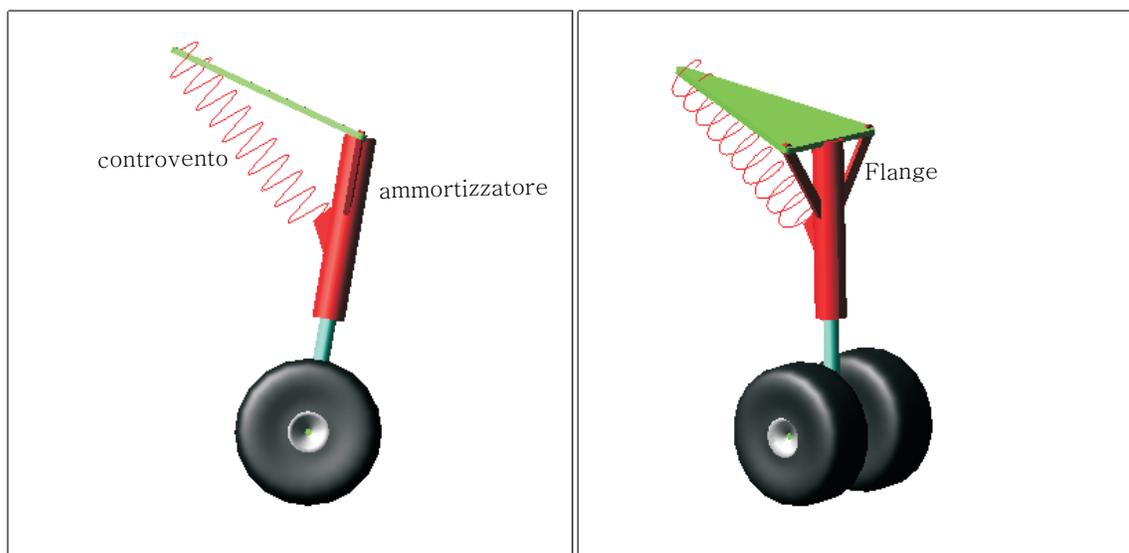


Figura 5.1 Descrizione modello del carrello elastico (nose)

La "VFORCE", variabile interna all'ADAMS, rappresenta un sistema di forze in tre direzioni, e si comporta come uno *spring - damper* lineare. Praticamente è come avere tre molle ortogonali fra loro che collegano le due strutture. Ogni singola componente della "VFORCE" è del tipo:

$$F = K\delta + C\dot{\delta} \quad (5.1)$$

dove δ è lo spostamento relativo e $\dot{\delta}$ la velocità relativa dei *markers* di riferimento appartenenti alle due parti; in questo modello si è posto uguale a zero il coefficiente di smorzamento C . Con queste "molle" si schematizza la flessibilità dei punti di attacco del carrello.

Durante la simulazione gli spostamenti relativi sono diversi nelle tre direzioni, di conseguenza la forza risultante cambia dinamicamente la sua orientazione. Le modifiche dello schema rigido riguardano la controventatura, il cilindro superiore e quello inferiore. La controventatura viene schematizzata come una molla di rigidità:

$$K = \frac{EA}{L} \quad (5.2)$$

dove E è il modulo di Young, A l'area della sezione ed L la sua lunghezza.

Questa rigidità ha un valore pari a $1.4E + 5 \text{ N/mm}$.

La rigidità dell'ammortizzatore dipende dal suo schiacciamento; per simulare questa condizione, si è introdotta un "VFORCE" tra il mozzo portaruota e il cilindro inferiore.

Il calcolo viene effettuato mediante una relazione fra forza e spostamento di tipo lineare (eq. 5.1), la differenza con le altre "VFORCE" consiste nel fatto che la rigidità K non è più costante e viene calcolata interpolando i valori ricavati con l'analisi FEM (cap. 4) e riportati in grafico in fig. 5.2.

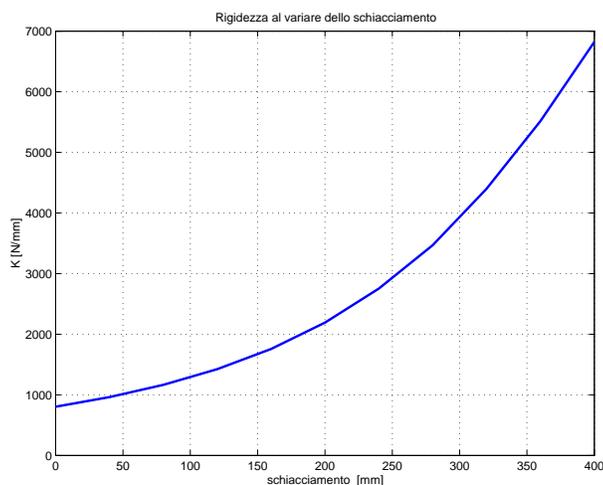


Figura 5.2 Rigidezza dell'ammortizzatore al variare dello schiacciamento

Nella fig. 5.3 si illustrano i collegamenti fra il mozzo e il cilindro inferiore. Sono evidenti le tre componenti della "VFORCE": F1 simula la deformazione del cilindro inferiore in direzione perpendicolare all'asse dello stesso secondo la rigidezza della spline, F3 simula la cedevolezza del mozzo portaruote in direzione assiale, F2 è posta uguale a zero, anche perchè il mozzo è collegato al cilindro con un vincolo che gli impedisce rigidamente la traslazione secondo il suo asse. Inoltre, al mozzo sono applicate la forza di reazione dei pneumatici e la forza d'attrito, già prese in considerazione nel modello rigido descritto nel capitolo 2. Una delle differenze con il modello rigido è rappresentata da questo snodo elastico, nel modello rigido, infatti, il mozzo portaruote e cilindro inferiore sono un unico pezzo.

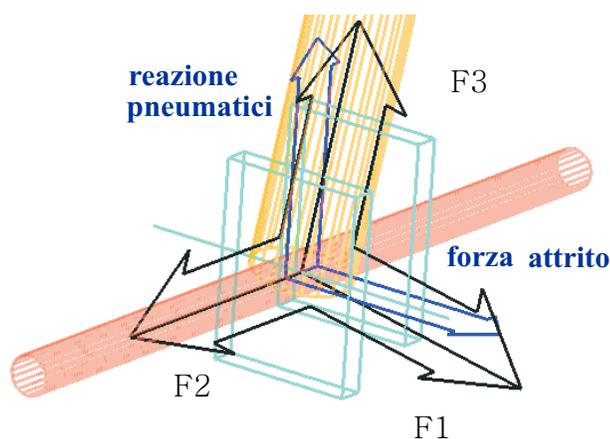


Figura 5.3 Collegamento del mozzo all'ammortizzatore

Nella fig. 5.4 si illustrano, invece, i collegamenti fra la parte superiore dell'ammortizzatore e la struttura di sostegno. In questo caso ci sono due "VFORCE", una per ciascun punto di collegamento fra le flange e il telaio, naturalmente uguali vista la simmetria del problema. I valori delle rigidezze introdotti in F1 ed F2 dipendono dagli spostamenti ricavati nel capitolo 2 ed evidenziati nelle figure 4.19 e 4.18. La forza di test è pari a 1000 N in tutte e due le direzioni, i valori degli spostamenti relativi sono $\delta_1 = 1.33E - 2 \text{ mm}$ e $\delta_2 = 9.07E - 2 \text{ mm}$ ne consegue $K_1 = 7.5E + 4 \text{ N/mm}$ e $K_2 = 1.1E + 4 \text{ N/mm}$. La componente di forza F3 è posta uguale a zero anche perchè il cilindro è collegato alla struttura di sostegno con un vincolo che gli impedisce la traslazione secondo la direzione di F3. Le direzioni di F1 ed F2 sono rispettivamente parallele e perpendicolari all'asse dell'ammortizzatore. In questo caso la differenza con il modello rigido riguarda sia la presenza delle flange collegate con snodi elastici sia il vincolo; infatti, quest'ultimo, nel precedente modello, era una cerniera cilindrica che bloccava rigidamente cinque gradi di libertà. Il vincolo introdotto al posto della cerniera impedisce due DoF: una traslazione e una rotazione.

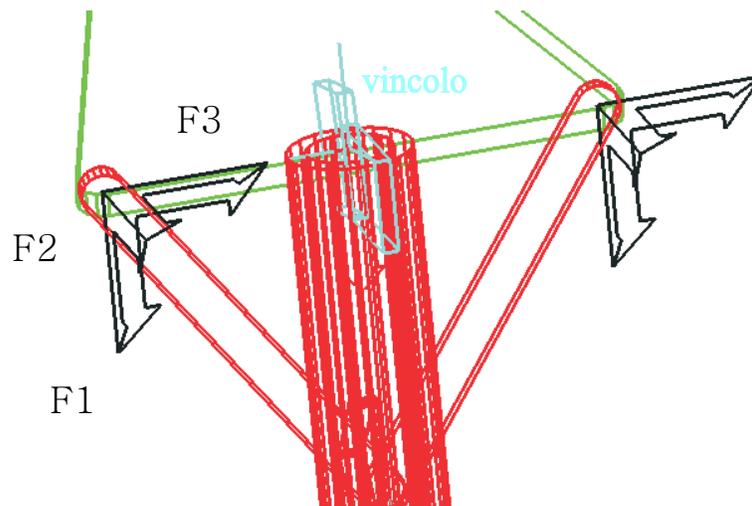


Figura 5.4 Collegamento del cilindro superiore alla struttura di sostegno

Il cilindro superiore e quello inferiore dell'ammortizzatore continuano ad essere vincolati come nel modello rigido da una coppia prismatica disposta secondo l'asse e le ruote sono collegate al mozzo con due cerniere cilindriche. La struttura di sostegno è vincolata con una coppia prismatica a cui si applica la forza compensatrice, il tutto serve per simulare il comportamento della macchina di prova dei drop test.

5.2.1 Modello ruota

Nel nuovo modello della ruota bisogna tener conto delle perturbazioni della velocità del mozzo dovute alle vibrazioni della struttura e alla cinematica del carrello, che influiscono sul calcolo della velocità angolare di puro rotolamento. Si considera, inoltre, la variazione del raggio del pneumatico dovuta alla forza centrifuga. Indicata con v la perturbazione nella velocità del mozzo, la velocità angolare di puro rotolamento si calcola con la seguente relazione:

$$\Omega = \frac{V + v(t)}{R_e(t)} \quad (5.3)$$

dove con R_e si indica il raggio di puro rotolamento (Effective Rolling Radius) e con V la velocità del mozzo imperturbata uguale a 36.52 m/sec. Il valore di R_e si ottiene da una formula empirica nella quale si tiene conto della variazione del raggio schiacciato del pneumatico dovuta agli effetti della forza centrifuga.

La formula per il calcolo di R_e è la 5.4 con riferimento alla fig. 5.5:

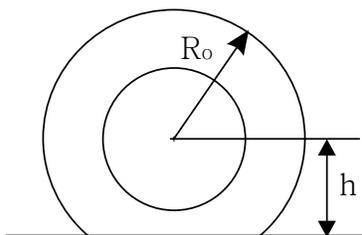


Figura 5.5 Schema della ruota

$$\frac{R_e(t)}{R(t)} = 1 + C_{RD1} \cdot \sqrt{\frac{w(t)}{D}} + C_{RD2} \cdot \frac{w(t)}{D} \quad (5.4)$$

con R si indica il raggio del pneumatico deformato, determinato anche considerando gli effetti della forza centrifuga, R_0 è il raggio della ruota indeformata, ed h rappresenta la distanza del mozzo dal suolo. Per calcolare R si utilizza la seguente relazione:

$$\frac{R(t)}{R_0} = 1 + C_{RV} \cdot \left(\frac{\Omega_n(t)}{\Omega_{nmax}}\right)^2 \quad (5.5)$$

$$C_{RV} = 0.0336 \quad (5.6)$$

$$\Omega_{nMax} = 268.24 \text{ rad/s} \quad (5.7)$$

$$\Omega_n(t) = \frac{V + v(t)}{R_0} \quad (5.8)$$

La velocità angolare della ruota si ottiene dall'integrale della sua accelerazione angolare:

$$\Omega = \int \dot{\Omega}(t) dt \quad (5.9)$$

$$\dot{\Omega} = \frac{M(t)}{J} \quad (5.10)$$

con J momento di inerzia e $M(t)$ momento agente sulla ruota dovuto all'attrito di strisciamento che si può calcolare tramite:

$$M(t) = F_{slip}(t) \cdot R_e(t) \quad (5.11)$$

L'attrito di strisciamento F_{slip} si calcola come il prodotto del coefficiente di attrito del pneumatico $\mu(t)$ per la reazione dei pneumatici N

$$F_{slip}(t) = \mu(t) \cdot N \quad (5.12)$$

con $\mu(t)$ dipendente dallo scorrimento pratico, come già detto nel paragrafo 2.1.1. In questo schema, visto che tutte le quantità prima elencate sono l'una dipendente dall'altra, bisogna assegnare al modello ADAMS alcune condizioni iniziali senza le quali non potrebbe partire il ciclo di calcolo. Queste s'introducono in termini di velocità angolare delle ruote e di velocità angolare di puro rotolamento.

$$\Omega(0) = 0 \frac{rad}{sec} \quad (5.13)$$

$$\Omega_0(0) = \frac{36.52m/sec}{0.225m} = 162.31 \frac{rad}{sec} \quad (5.14)$$

5.2.2 Risultati del modello elastico del carrello ausiliario

La schematizzazione del carrello con degli snodi elastici mostra l'importanza dell'elasticità strutturale per una più corretta modellazione della simulazione dinamica. I seguenti grafici illustrano gli andamenti della forza totale al suolo in direzione longitudinale fig. 5.6 e della reazione verticale dei pneumatici fig. 5.7.

Nelle figure sono presenti i dati sperimentali, i dati relativi al modello rigido coincidenti con quelli del DYSI e quelli ottenuti con il presente modello.

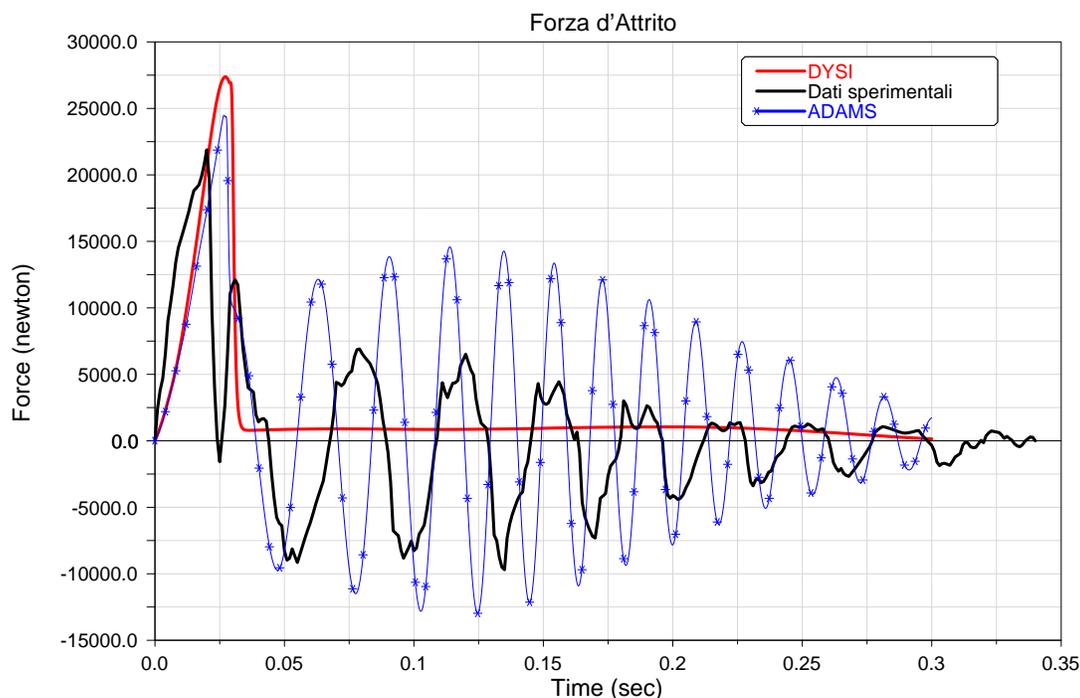


Figura 5.6 Confronto con i dati sperimentali della forza di attrito (nose)

Nella fig. 5.6, si può notare come il modello elastico ADAMS, durante la simulazione fornisca risultati differenti da quelli sperimentali per l'ampiezza e la frequenza delle oscillazioni. Si vede, anche, come il modello rigido sovrastima, ancora di più rispetto al modello elastico, il picco iniziale e non è in grado di seguire in alcun modo le oscillazioni.

La differenza fra i dati sperimentali e quelli ottenuti con questo modello potrebbe dipendere dal valore della rigidità della "molla-controventatura", in quanto non si conoscono i dati geometrici di dettaglio, e anche dal fatto di aver schematizzato l'ammortizzatore come un'unica trave a lunghezza variabile.

5 Modello elastico del carrello ausiliario

In fig. 5.7 si vede come l'andamento simulato della reazione dei pneumatici sia abbastanza verosimile rispetto ai dati sperimentali, per gran parte del tempo di simulazione, mentre sovrastimi la reazione nei tempi finali.

Questa differenza può essere dovuta alla schematizzazione del pneumatico in quanto è totalmente assente lo smorzamento.

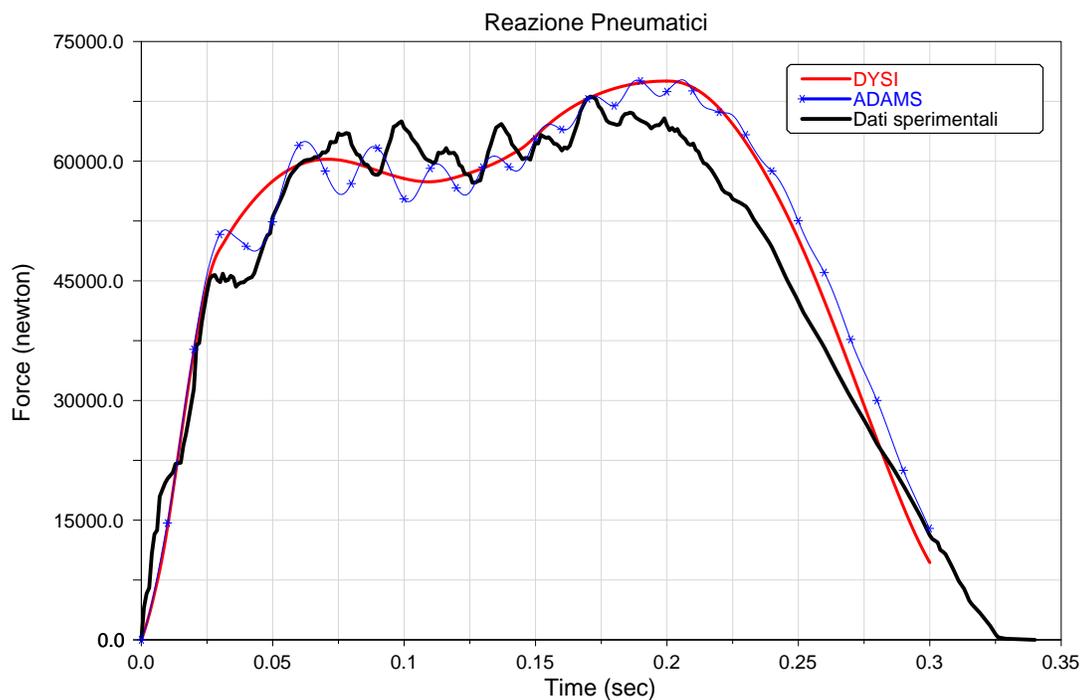


Figura 5.7 Confronto con i dati sperimentali della reazione dei pneumatici (nose)

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

6.1 Introduzione

Nel presente capitolo sono descritti i modelli ADAMS elastici usati per simulare la dinamica dell'architettura del carrello a ginocchio.

Questi modelli sono una variazione del modello rigido che viene modificato progressivamente con l'introduzione di nuovi e diversi snodi elastici.

Il modello rigido, come già descritto nel capitolo 2, è costituito da elementi strutturali indeformabili e vincolati isostaticamente fra loro, senza giochi, a formare una struttura che ammette spostamento relativo soltanto fra i punti di attacco dell'ammortizzatore.

Questo modello, nel quale è assente l'elasticità della struttura, è stato utile per capire quale sia l'influenza degli altri parametri in gioco nello studio della dinamica dei carrelli. Anche per questa tipologia di carrello, come per quello a gamba telescopica, l'elasticità strutturale svolge un ruolo importante. Nei modelli ad elasticità concentrata vengono introdotti dei gradi di libertà elastici con l'obiettivo di rappresentare i principali effetti dell'elasticità strutturale. I modelli elastici si usano per approfondire, in maniera qualitativa, la conoscenza delle relazioni che intercorrono tra la dinamica delle parti che costituiscono i carrelli e i carichi stessi, attraverso un confronto con i dati sperimentali.

Inserire vincoli elastici in modo graduale è utile per capire come si modificano le forze agenti sulla struttura. Ci sono diversi punti del carrello che hanno una cedevolezza strutturale rilevante; ai fini della dinamica, non è importante soltanto individuare dove la struttura è più cedevole, ma anche conoscere la direzione in cui la struttura è più deformabile.

L'analisi FEM, svolta nel capitolo 4, serve per trovare le rigidezze dei componenti del carrello che verranno utilizzate in questo capitolo. Questo modo di approcciare il problema può essere utile in fase di progetto perchè si possono provare "virtualmente" carrelli con "snodi" diversi e valutare i singoli effetti.

In questo carrello si utilizza un modello di ruota più complesso rispetto a quello usato nel carrello rigido per cercare di simulare meglio le forze che si sviluppano nell'interfaccia pneumatico-pista.

Il pneumatico, comunque, è sempre ipotizzato senza alcuno smorzamento e ciò può influenzare la forza che esso trasmette al mozzo portaruote, venendo a mancare totalmente il fenomeno di isteresi.

Nei seguenti paragrafi vengono descritti in dettaglio i modelli elastici ADAMS del carrello a ginocchio e vengono riportati i confronti con i risultati sperimentali.

6.2 Carrello con uno snodo elastico alla gamba

Una prima modifica introdotta, rispetto al modello rigido, riguarda l'elasticità della gamba. La gamba, immaginabile come un trave montata a sbalzo, è soggetta a deformazione flessionale sia in direzione longitudinale che in direzione laterodirezionale. La sua flessione rappresenta un contributo importante a tutta la deformazione del carrello. La controventatura si ipotizza vincolata rigidamente alla gamba; il suo contributo alla deformazione è stato calcolato nel capitolo 4 mediante l'analisi del complesso gamba-controventatura.

6.2.1 Descrizione modello

Questo modello è basato sull'introduzione dell'elasticità nel punto di collegamento gamba braccio oscillante. Il collegamento fra le due parti nel modello rigido era modellato tramite una cerniera cilindrica che toglieva cinque gradi di libertà; questo vincolo viene rimosso e sostituito con un vincolo non presente nelle librerie ADAMS ma costruito appositamente in questa tesi. Quello che si vuole ottenere è un collegamento fra la gamba e il braccio oscillante che permetta la rotazione relativa, in modo rigido, e la traslazione relativa in direzione perpendicolare all'asse della gamba, in modo elastico. Per ottenere ciò, ci si avvale di un corpo ausiliario privo di massa e momenti d'inerzia. Il corpo ausiliario viene collegato al braccio oscillante mediante una cerniera cilindrica e alla gamba con una coppia prismatica. Così facendo, l'unico grado di libertà fra la gamba e il corpo è la traslazione relativa secondo l'asse della coppia prismatica; a questo punto si aggiunge una molla che conferisce al sistema il grado di libertà elastico desiderato.

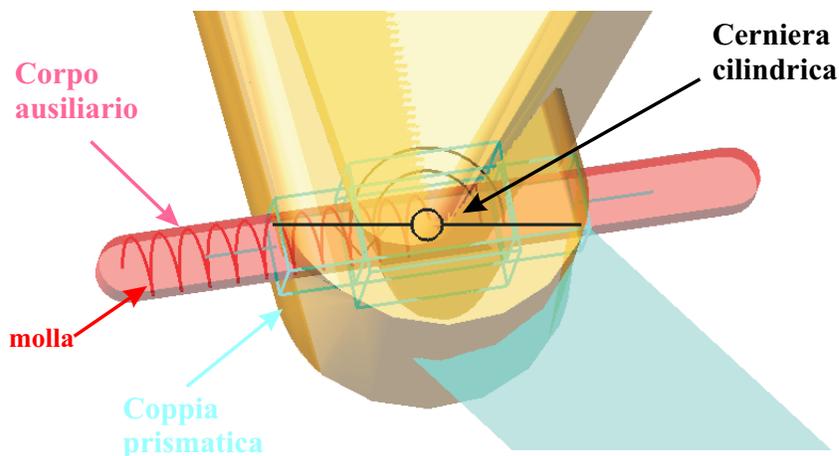


Figura 6.1 Collegamento elastico fra la gamba e il braccio oscillante

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

La molla, introdotta in direzione perpendicolare all'asse della gamba, ha una rigidezza $K = 1.1E + 4 \text{ N/mm}$ calcolata mediante l'analisi FEM svolta nel capitolo 4. Il modello di ruota è quello già descritto nel paragrafo 5.2.1 per il carrello a gamba telescopica, dal quale differisce solo per il raggio ed il momento d'inerzia della ruota di seguito riportati.

$$R_0 = 0.425m \quad (6.1)$$

$$J = 3.265kg \cdot m^2 \quad (6.2)$$

Chiaramente cambiano anche le condizioni iniziali sulle velocità angolari utilizzate per far partire la simulazione.

$$\Omega(0) = 0 \frac{rad}{sec} \quad (6.3)$$

$$\Omega_0(0) = \frac{44.64m/sec}{0.425m} = 105.03 \frac{rad}{sec} \quad (6.4)$$

Nella fig. 6.2 si può vedere il modello del carrello utilizzato.



Figura 6.2 Modello del carrello elastico (main)

6.2.2 Risultati modello

I seguenti grafici illustrano l'andamento delle grandezze principali del carrello. Nelle figure sono presenti i dati sperimentali e quelli ottenuti con il presente modello.

La reazione dei pneumatici fig. 6.4, non viene modificata dalla presenza dello snodo elastico alla gamba del carrello, infatti i dati ottenuti sono praticamente uguali a quelli relativi al modello rigido (DYSI).

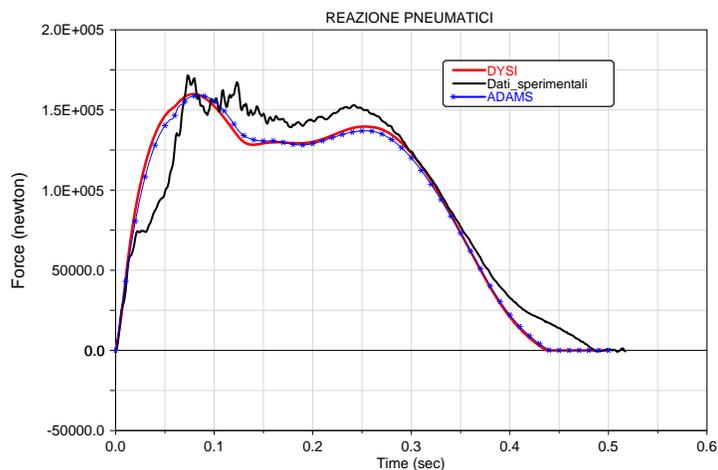


Figura 6.3 Reazione dei pneumatici (primo modello)

La forza totale agente sul mozzo in direzione longitudinale fig. 6.3 viene modificata dalla presenza dello snodo elastico; si può notare come la forza, nei primi istanti della simulazione, segua l'andamento dell'oscillazione relativa ai dati sperimentali. Successivamente l'andamento converge, invece, sui dati relativi al modello rigido.

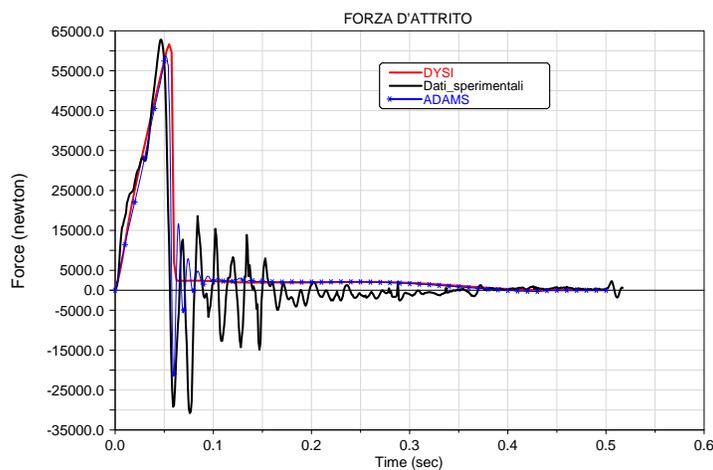


Figura 6.4 Forza d'attrito (primo modello)

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

Per quanto riguarda la forza totale agente sull'ammortizzatore fig. 6.5 si può vedere come nei primissimi istanti l'andamento sia uguale ai dati sperimentali, subito dopo sia superiore per poi diventare inferiore. Questo potrebbe dipendere dalla differenza fra i risultati ottenuti e quelli sperimentali in riferimento alla reazione del pneumatico, allo schiacciamento dell'ammortizzatore fig. 6.6 e alla forza globale sulla controventatura fig. 6.7.

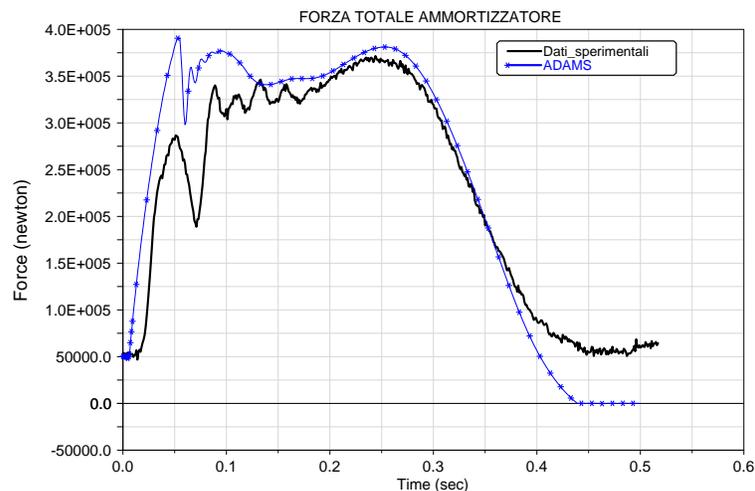


Figura 6.5 Forza totale agente sull'ammortizzatore (primo modello)

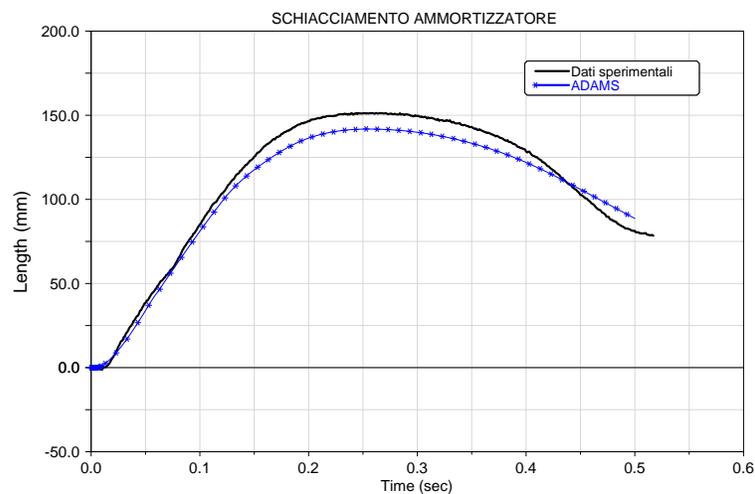


Figura 6.6 Schiacciamento ammortizzatore (primo modello)

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

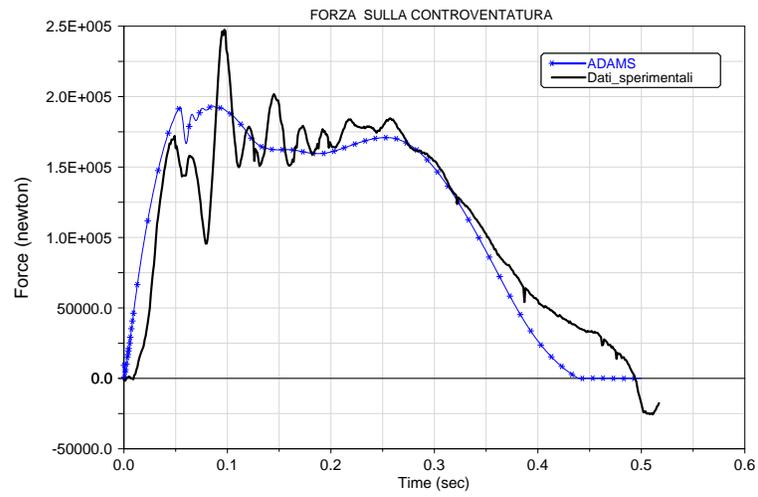


Figura 6.7 Forza agente sulla controventatura (primo modello)

6.3 Carrello con snodo elastico alla gamba e al mozzo portaruote

Dall'analisi svolta nel capitolo 4 si evidenziava la deformazione del mozzo portaruote che è dello stesso ordine di grandezza della deformazione della gamba. Questa deformazione può influenzare non solo la componente orizzontale della forza agente sul mozzo ma anche la reazione in direzione verticale. Infatti, essendo il mozzo un corpo assialsimmetrico, la sua deformata è uguale per ogni piano che contiene forza e vincoli.

6.3.1 Descrizione modello

Questo modello è una modifica di quello precedente, al quale viene aggiunto uno snodo elastico tra il corpo del braccio oscillante e il mozzo portaruote che prima erano un corpo unico. Questo snodo simula la deformazione flessionale del mozzo portaruote. Viene introdotta una "VFORCE" (vedere fig. 6.8); il valore della costante elastica è pari a $2.56E+4$ N/mm in direzione F1 e F2, mentre F3 è uguale a zero. Il vincolo introdotto non permette al mozzo di traslare secondo il suo asse.

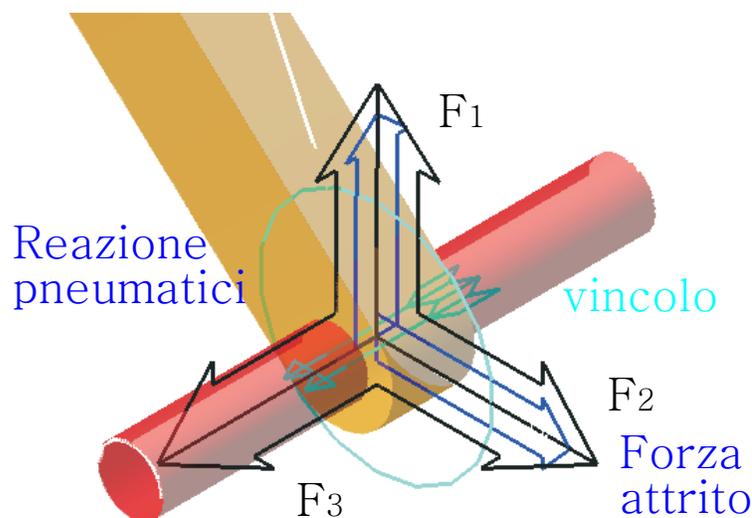


Figura 6.8 Collegamento braccio oscillante al mozzo portaruote

6.3.2 Risultati modello

I seguenti grafici illustrano l'andamento delle grandezze principali del carrello. Nelle figure sono presenti i dati sperimentali e quelli ottenuti con questo modello.

La reazione dei pneumatici fig. 6.9 varia leggermente rispetto al modello rigido, nascono delle piccole oscillazioni intorno ai valori già ottenuti.

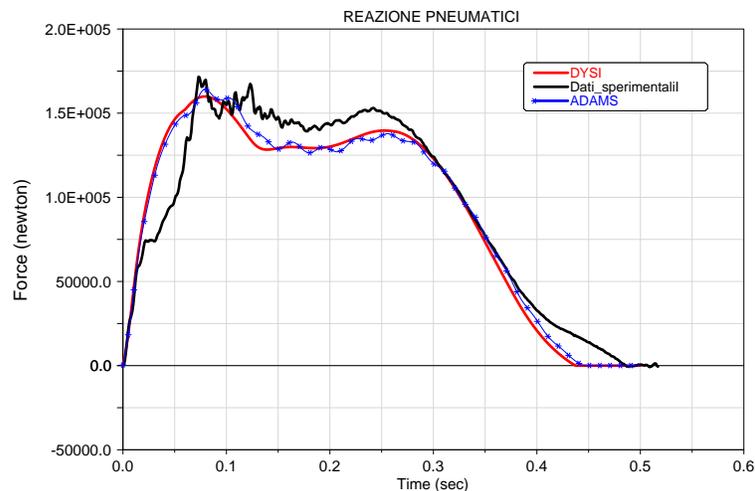


Figura 6.9 Reazione dei pneumatici (secondo modello)

La forza totale agente sul mozzo in direzione longitudinale fig. 6.9 viene modificata dalla presenza dello snodo elastico al mozzo ; si può notare come la forza riesca, qualitativamente, a seguire le oscillazioni della grandezza reale.

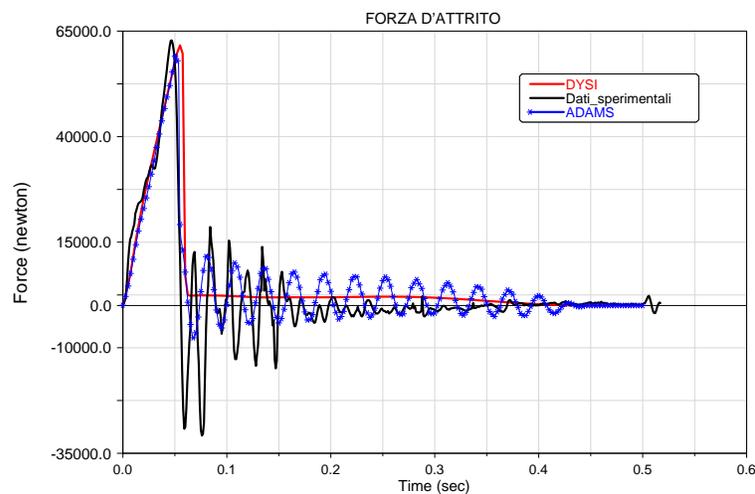


Figura 6.10 Forza d'attrito (secondo modello)

Per quanto riguarda, invece, la forza totale agente sull'ammortizzatore fig. 6.11, si può notare che, anche in questo caso, nei primissimi istanti, c'è coincidenza fra la simulazione e i dati sperimentali; subito dopo c'è una sovrastima. La parte centrale, invece, coincide, mentre alla fine della simulazione c'è una sottostima di questa grandezza. Anche se con valori più alti, l'andamento qualitativo di questa grandezza viene ben rappresentato. La differenza fra queste due curve può dipendere dal non aver messo ancora in conto la deformazione flessionale del braccio nel punto di vincolo con l'ammortizzatore o da una sovrastima dei coefficienti di laminazione.

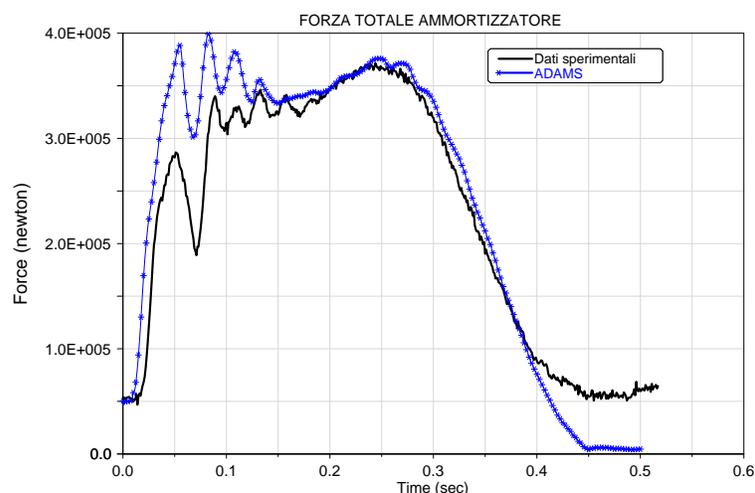


Figura 6.11 Forza totale agente sull'ammortizzatore (secondo modello)

Anche in questo caso i risultati ottenuti per lo schiacciamento dell'ammortizzatore sono sottostimati rispetto ai dati sperimentali fig. 6.12.

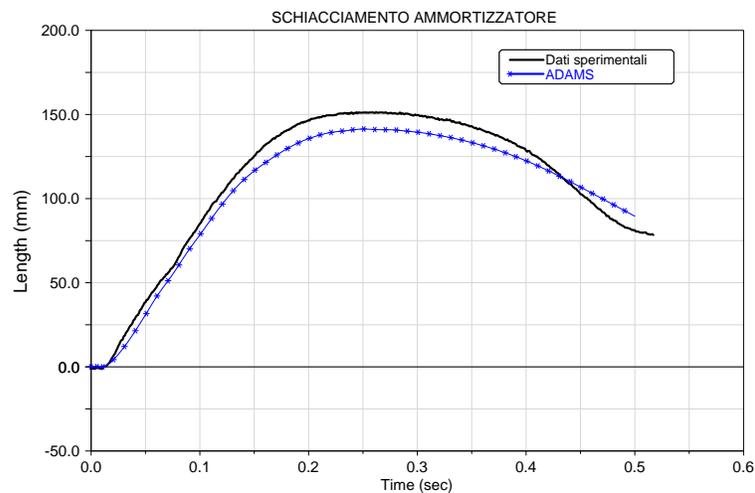


Figura 6.12 Schiacciamento ammortizzatore (secondo modello)

I risultati ottenuti della forza agente sulla controventatura non riescono a simulare l'andamento reale; in particolare, si nota come il picco massimo simulato sia inferiore al picco massimo reale. Questo può dipendere da una serie di fattori che si combinano fra loro; infatti, la controventatura rappresenta il vincolo laterodirezionale per tutto il carrello. La geometria di questo carrello fa sì che la controventatura sia soggetta a una forza che dipende dalla combinazione di tre fattori: reazione dei pneumatici, forza d'attrito e forza dell'ammortizzatore. Non riuscire a simulare bene queste grandezze produce un errore, difficilmente quantificabile, sulla forza agente sulla controventatura. Un altro fattore che potrebbe influenzare questo andamento riguarda la deformabilità flessionale in direzione laterodirezionale della gamba che verrà analizzata nel prossimo paragrafo.

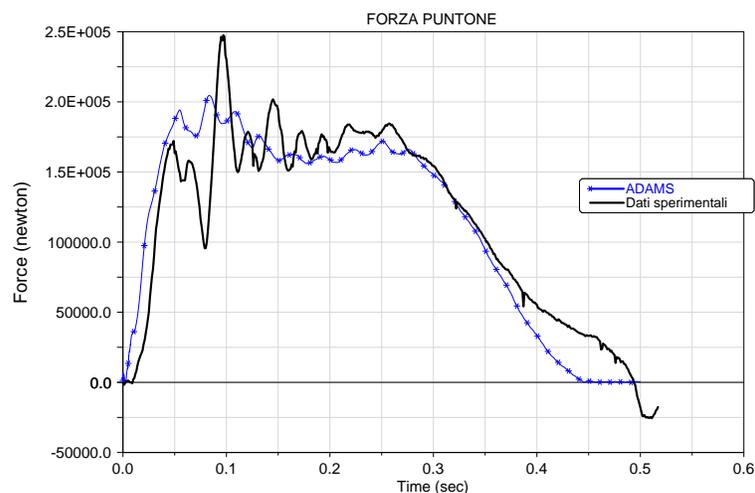


Figura 6.13 Forza agente sulla controventatura (secondo modello)

6.4 Carrello con due snodi elastici alla gamba e uno al mozzo portaruota

Dall'analisi svolta nel capitolo 4, si evidenzia l'importanza della deformazione della gamba sia nel piano che la contiene sia in direzione perpendicolare a questo piano.

Nei modelli precedenti è stata considerata solo la deformazione sul piano contenente la gamba, in questo paragrafo si sviluppa un modello che tiene anche conto della deformazione in direzione perpendicolare al piano della gamba.

6.4.1 Descrizione modello

In questo modello si cerca di rappresentare la deformazione laterodirezionale della gamba. Si apporta una modifica al modello precedente: viene aggiunta una molla alla gamba in direzione perpendicolare al piano contenente l'asse della gamba. Come per la prima molla, che collega elasticamente la gamba e il braccio, si utilizza un altro corpo ausiliario.

Si vincola il corpo ausiliario con una coppia prismatica che permette la traslazione in direzione perpendicolare alla gamba e si aggiunge una molla di rigidezza pari a $K=1.7E4$ N/mm . In fig. 6.14 si possono vedere i due corpi ausiliari, le due molle e le coppie prismatiche.

Il valore della rigidezza è stato ottenuto nel capitolo 4.

In totale questo modello è caratterizzato dalla presenza di due molle nel punto di collegamento fra il braccio oscillante e la gamba e da uno snodo fra il braccio e il mozzo portaruote.

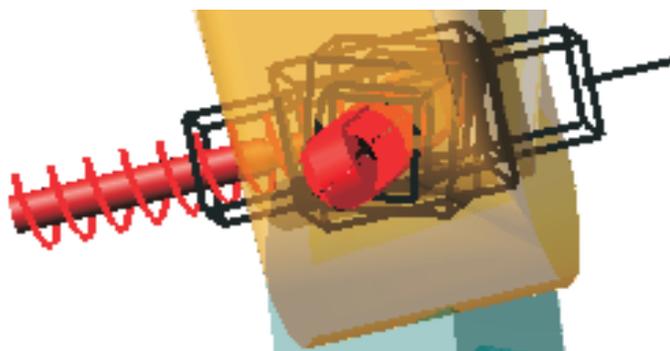


Figura 6.14 Secondo snodo alla gamba

6.4.2 Risultati modello

La reazione dei pneumatici fig. 6.15 non viene influenzata quasi per nulla dalla presenza di quest'ulteriore molla alla gamba.

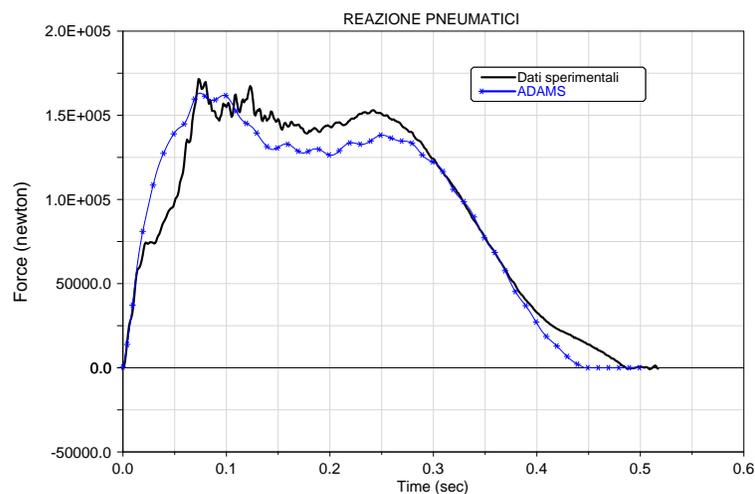


Figura 6.15 Reazione dei pneumatici (terzo modello)

Per quanto riguarda la forza totale fig. 6.16 agente sul mozzo, si può notare come ci sia un miglioramento nella prima oscillazione la cui frequenza coincide con quella sperimentale.

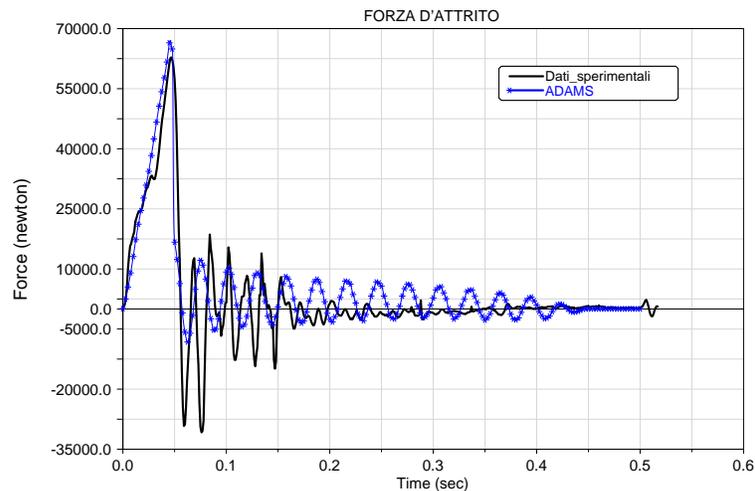


Figura 6.16 Forza d'attrito (terzo modello)

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

Nelle fig. 6.17 e 6.18 si possono vedere rispettivamente la forza totale agente sull'ammortizzatore e il suo schiacciamento. Queste grandezze non vengono influenzate dalla presenza della seconda molla alla gamba; i motivi della discrepanza fra risultati ottenuti e quelli sperimentali possono dipendere dalle considerazioni già esposte nei paragrafi precedenti.

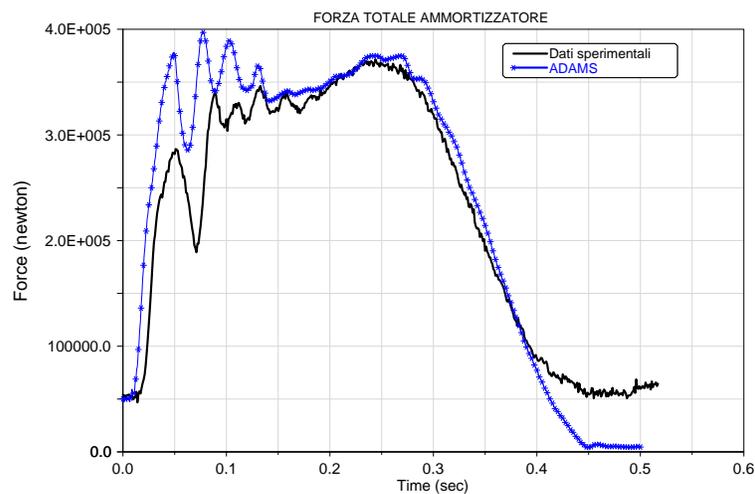


Figura 6.17 Forza totale agente sull'ammortizzatore (terzo modello)

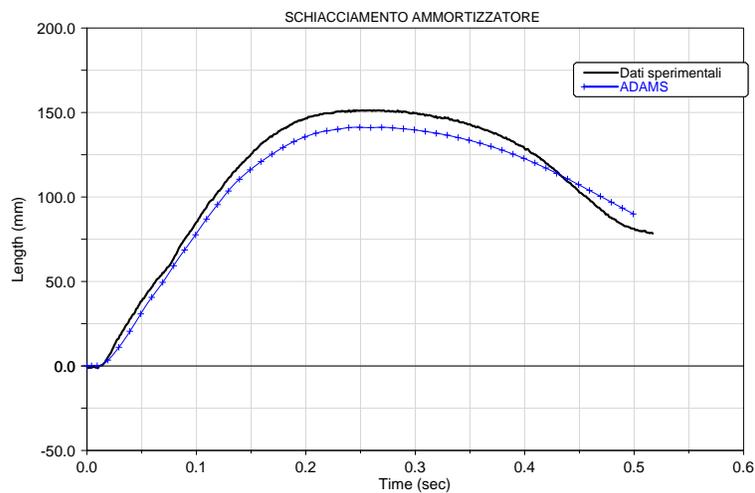


Figura 6.18 Schiacciamento ammortizzatore (terzo modello)

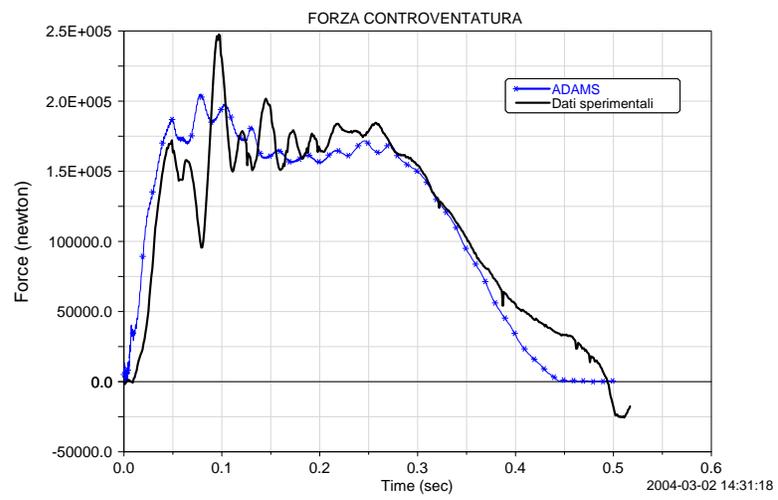


Figura 6.19 Forza agente sulla controventatura (terzo modello)

6.5 Carrello con snodo elastico alla gamba, al mozzo portaruota e al braccio oscillante

Nei modelli precedenti, per quanto riguarda l'elasticità del braccio, si è considerata solo la deformazione del mozzo. Mediante l'analisi agli elementi finiti svolta nel capitolo 4, si era evidenziato che la maggiore cedevolezza del braccio dipendeva dalla deformazione del mozzo. Come si è visto nei modelli precedenti fig. 6.9 e 6.15, non si riesce ad ottenere una corrispondenza per la reazione dei pneumatici; questo potrebbe dipendere dall'aver trascurato la deformazione flessionale del corpo del braccio. Questa deformazione, anche se molto più piccola di quella del mozzo, potrebbe influenzare l'andamento delle forze, vista la notevole intensità dei carichi che agiscono sul braccio.

6.5.1 Descrizione modello

In questo modello si introduce uno snodo elastico fra il braccio vero e proprio e l'elemento che lo collega all'ammortizzatore. Per fare ciò si introduce una "VFORCE" e un vincolo che non permette la rotazione relativa fra queste due parti fig. 6.20. I valori scelti per le costanti elastiche valgono $K1 = 2.11E4 N/mm$ in direzione F1, $K2 = 1.97E5 N/mm$ in direzione F2 e $K3 = 2.6E6 N/mm$ in direzione F3.

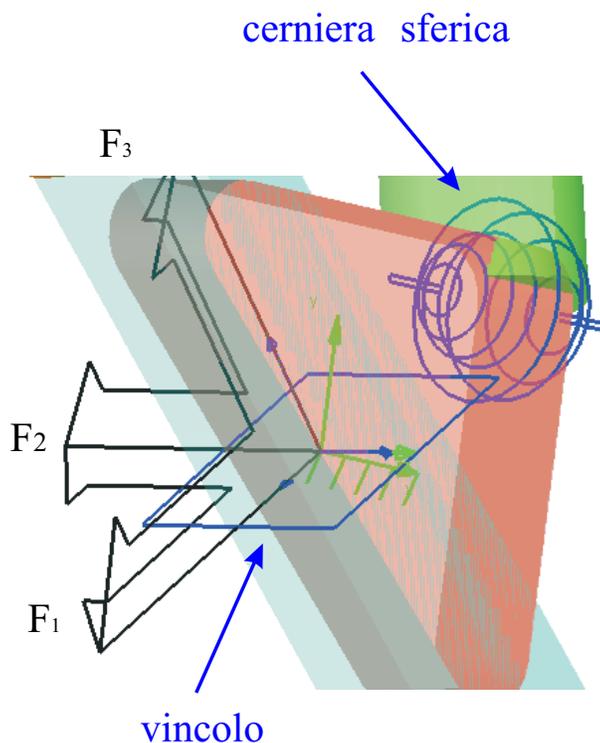


Figura 6.20 Snodo al braccio oscillante

6.5.2 Risultati modello

Come si può notare nella fig. 6.21, la reazione dei pneumatici non viene influenzata dall'introduzione dello snodo elastico al braccio oscillante. Si può, dunque, asserire che la rigidità flessionale del braccio oscillante non influenza la reazione dei pneumatici.

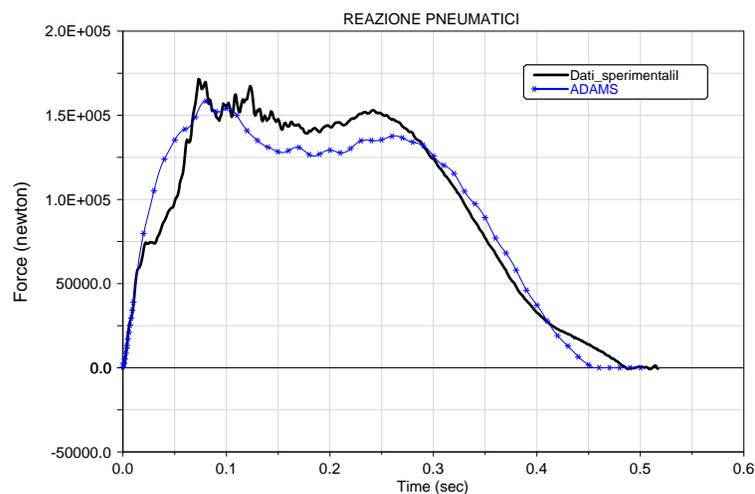


Figura 6.21 Reazione dei pneumatici (quarto modello)

Per quanto riguarda la forza d'attrito fig. 6.22, la forza totale agente sull'ammortizzatore fig. 6.23, lo schiacciamento dell'ammortizzatore fig. 6.24 e la forza sulla controventatura fig. 6.25 non ci sono sostanziali differenze con i modelli precedenti.

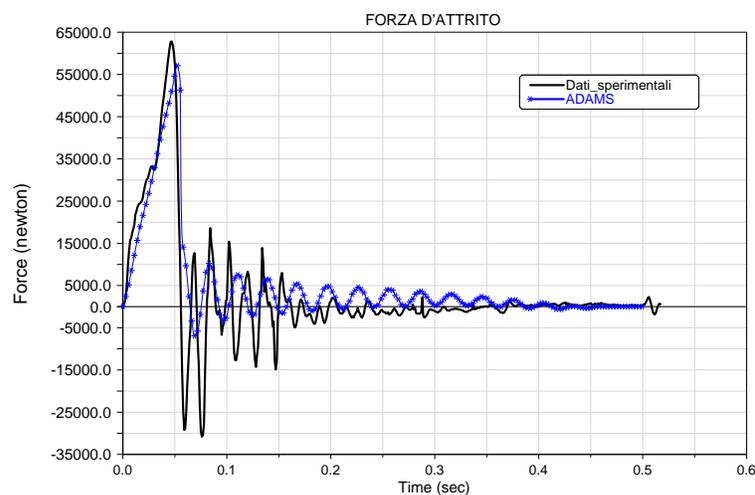


Figura 6.22 Forza d'attrito (quarto modello)

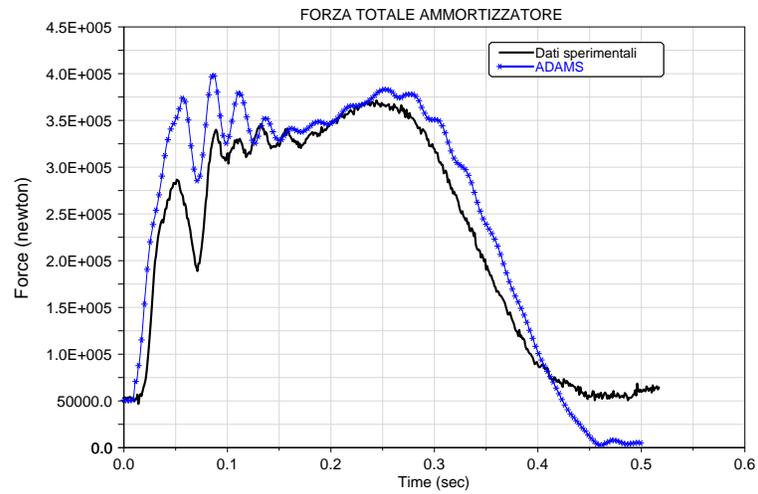


Figura 6.23 Forza totale agente sull'ammortizzatore (quarto modello)

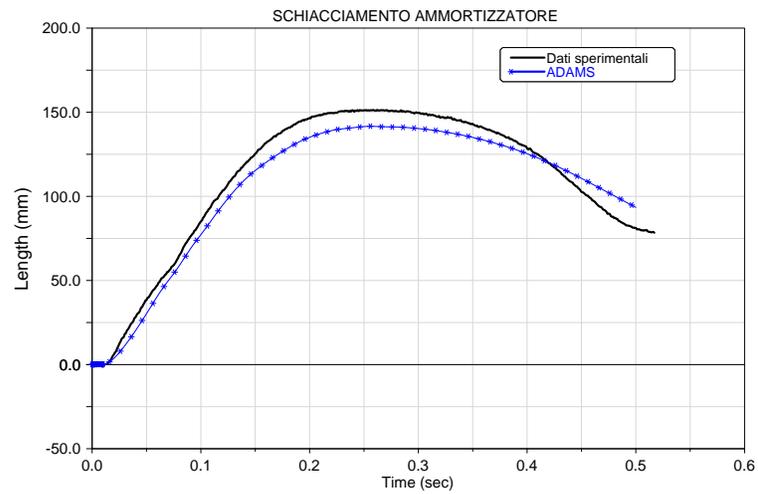


Figura 6.24 Schiacciamento ammortizzatore (quarto modello)

6 Modelli elastici del carrello a ginocchio

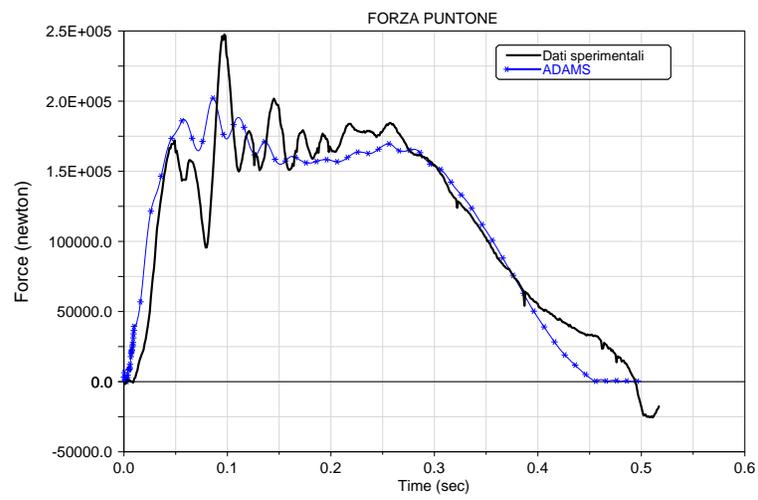


Figura 6.25 Forza agente sulla controventatura (quarto modello)

6.6 Confronto fra i modelli

Tutti i modelli sviluppati in questo paragrafo dimostrano che l'elasticità ha un ruolo importante nella dinamica del carrello. In particolar modo si può notare come nel modello con una molla alla sola gamba esista una variazione iniziale della forza del mozzo fig. 6.4; per ottenere, invece, il contributo oscillatorio per tutta la durata della simulazione fig. 6.10, si deve aggiungere la deformata del mozzo portaruote. Per quanto riguarda il modello con due molle, si può notare che c'è un miglioramento nella fase delle oscillazioni della forza sul mozzo fig. 6.16. In tutti i modelli sviluppati non si è riusciti ad ottenere un andamento verosimile della forza dei pneumatici. Non riuscire a simulare bene la reazione dei pneumatici influenza in qualche modo sia la forza totale agente sull'ammortizzatore che la forza agente sulla contoventatura.

7 Confronto delle curve caratteristiche dell'ammortizzatore con i dati sperimentali

La difficoltà di tarare l'ammortizzatore nasce da una carenza di dati sperimentali; l'unica curva sperimentale, del comportamento del solo ammortizzatore, in nostro possesso è relativa alla forza elastica che si sviluppa in seguito a una compressione isoterma. Questa curva differisce da quella ricavabile secondo la legge dei gas perfetti, fig. 7.1.

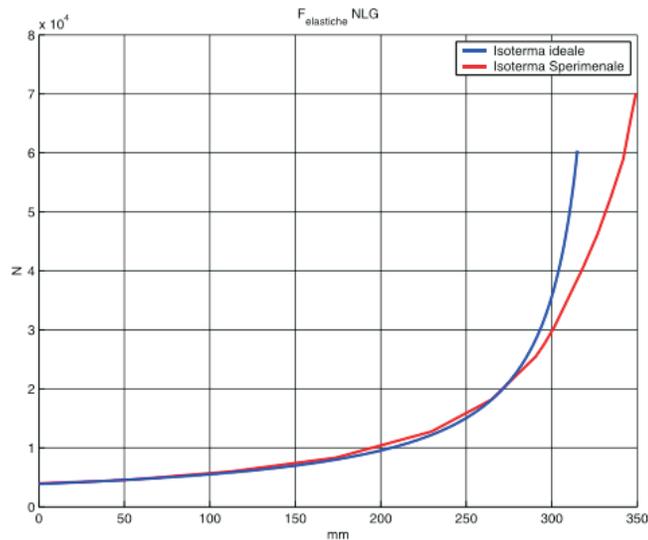


Figura 7.1 Forza elastica isoterma (nose)

Questa differenza potrebbe dipendere dall'emulsione del gas nell'olio dell'ammortizzatore.

Tutti gli altri dati, riguardanti il comportamento dell'ammortizzatore, derivano dalle misure effettuate durante i drop test. In particolar modo si è a conoscenza, per quanto riguarda il carrello main, della forza totale agente sull'ammortizzatore e della corsa dell'ammortizzatore; mentre per il carrello nose si conosce anche la forza elastica. Di seguito vengono riportati i grafici che permettono di confrontare i dati sperimentali con quelli ottenuti mediante la simulazione dei drop test sui carrelli elastici.

7 Confronto delle curve caratteristiche dell'ammortizzatore con i dati sperimentali

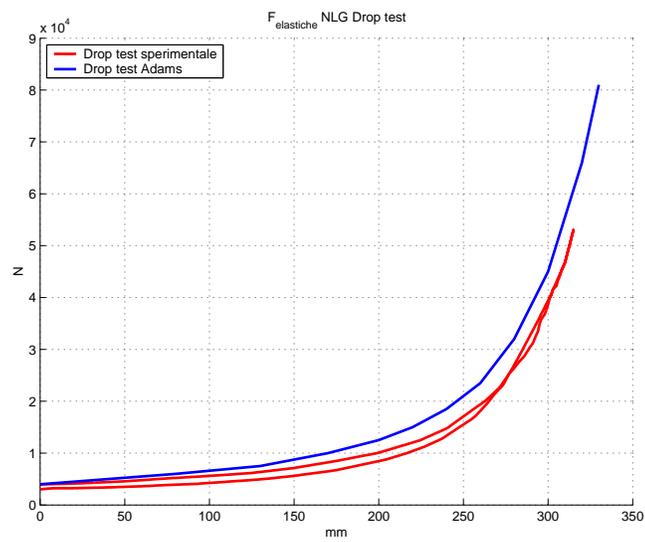


Figura 7.2 Forza elastica dei drop test (nose)

Nella fig. 7.2 si possono vedere la spline usata nella simulazione ADAMS del carrello nose e la forza elastica sperimentale; quest'ultima è diversa nella fase di espansione o di compressione.

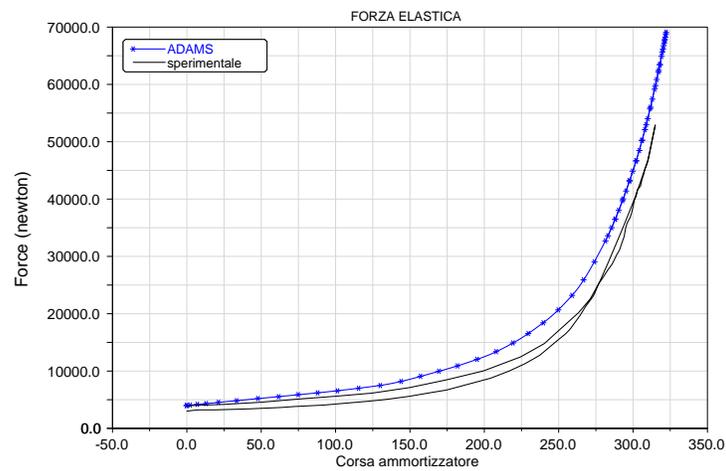


Figura 7.3 Forza elastica in funzione della corsa (nose)

7 Confronto delle curve caratteristiche dell'ammortizzatore con i dati sperimentali

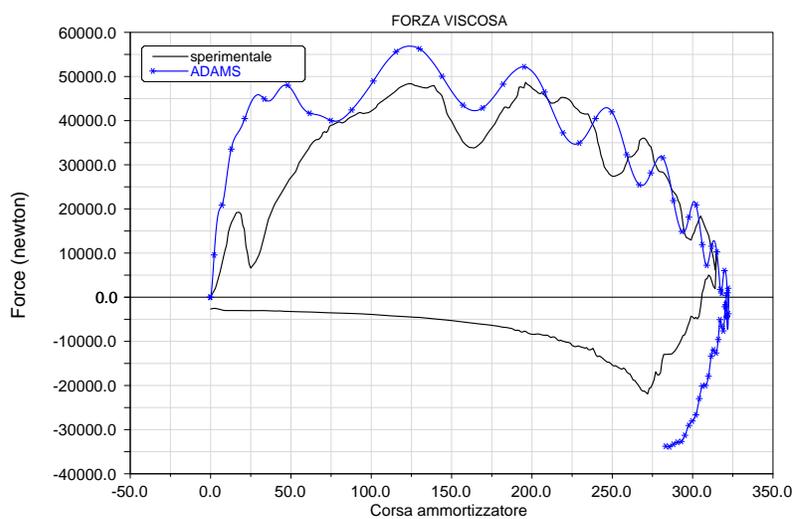


Figura 7.4 Forza viscosa in funzione della corsa (nose)

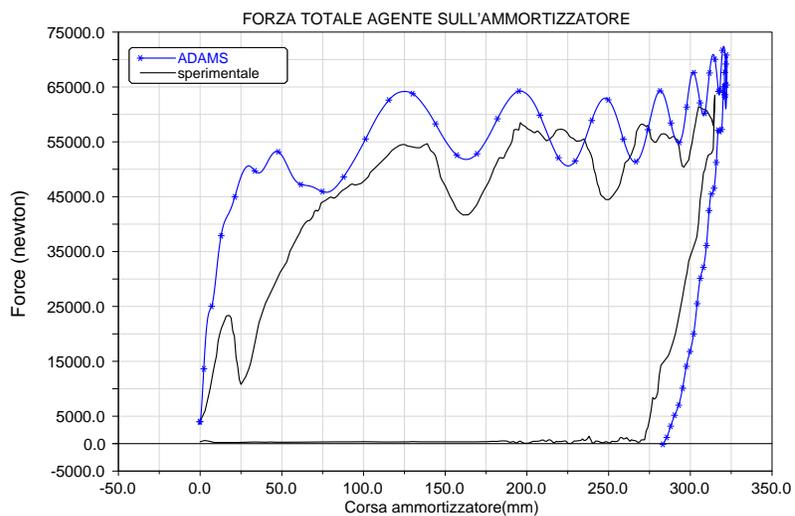


Figura 7.5 Forza totale dell'ammortizzatore in funzione della corsa (nose)

7 Confronto delle curve caratteristiche dell'ammortizzatore con i dati sperimentali

La fig. 7.6 mostra la differenza fra i dati sperimentali e quelli simulati della forza totale agente sull'ammortizzatore; questa forza è relativa al carrello elastico illustrato nel capitolo 6 paragrafo 6.3

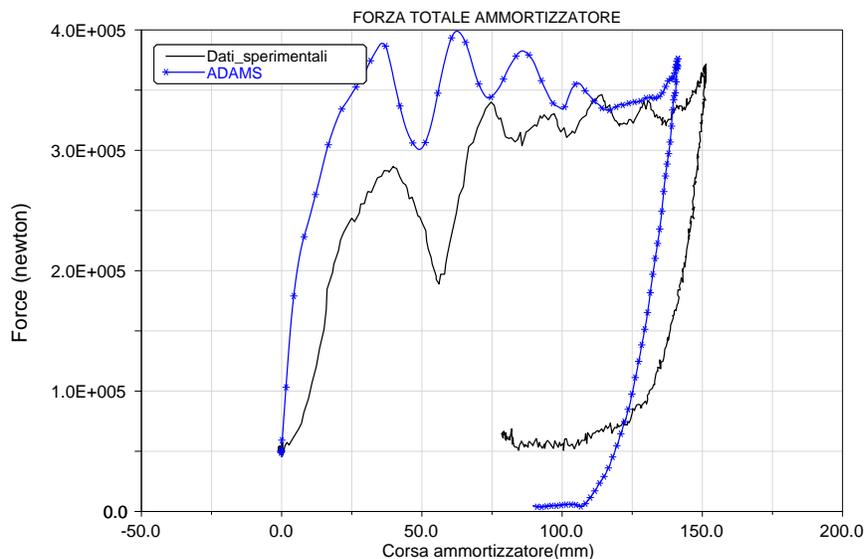


Figura 7.6 Forza totale dell'ammortizzatore in funzione della corsa (main)

Dall'analisi di questi grafici si evince che la forza elastica e quella viscosa, simulate, sono maggiori di quelle misurate durante i drop test. L'errore sulla forza viscosa potrebbe dipendere da un'errata stima dei coefficienti di laminazione. Per essere certi di ciò bisognerebbe ripetere la simulazione con vari angoli di assetto e a varie velocità di impatto in modo tale da poter confrontare il tutto con i relativi test. Dopo un'accurata analisi, in ultimo, si potranno riottenere i coefficienti di laminazione ricostruendoli dai dati sperimentali.

8 Confronto fra i due modelli di ruota

Il confronto tra il modello ruota semplice, usato nei modelli ADAMS rigidi, con il modello ruota complesso usato nei modelli ADAMS elastici, è necessario per poter comparare le prestazioni dei due modelli ruota, e verificare quali siano gli effetti delle approssimazioni adottate, nel calcolo delle varie grandezze in gioco. Per i modelli ruota si fa riferimento a quanto già detto nel capitolo 2, modello ruota semplice, e nel capitolo 5, modello ruota complesso.

Il carrello main elastico scelto per questo confronto è quello illustrato nel paragrafo 6.3. Come si può vedere in fig. 8.1 e in fig. 8.2, sia nel modello elastico del carrello nose che in quello del carrello main esistono delle differenze sia per l'ampiezza che per la frequenza delle oscillazioni della forza agente sul mozzo.

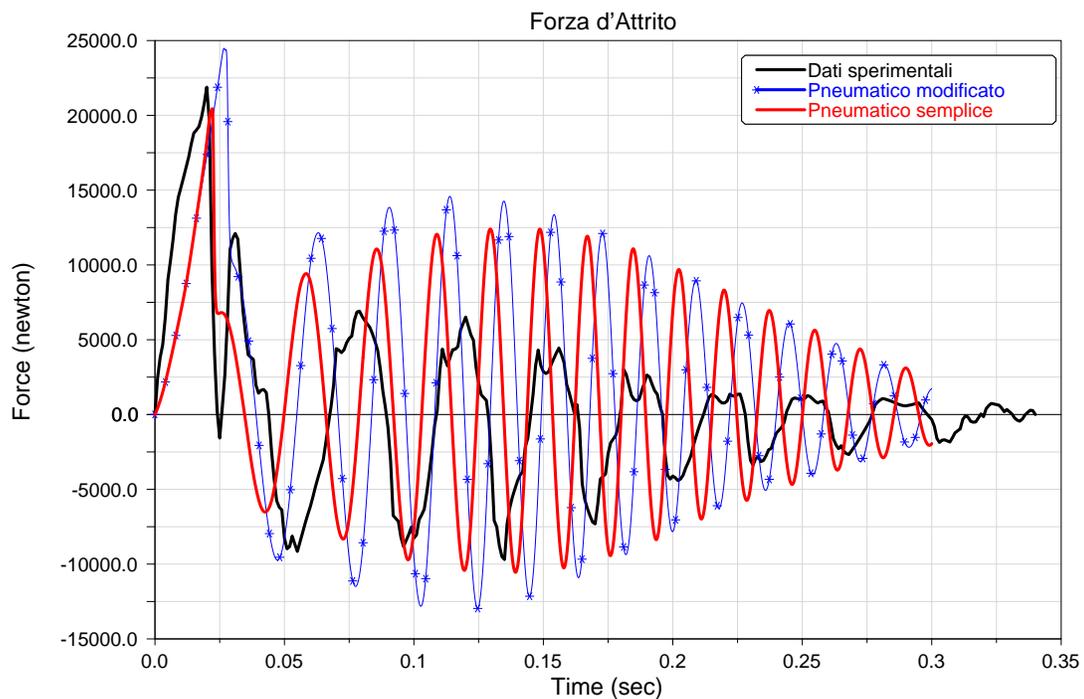


Figura 8.1 Confronto tra i modelli di ruota e i dati sperimentali (nose)

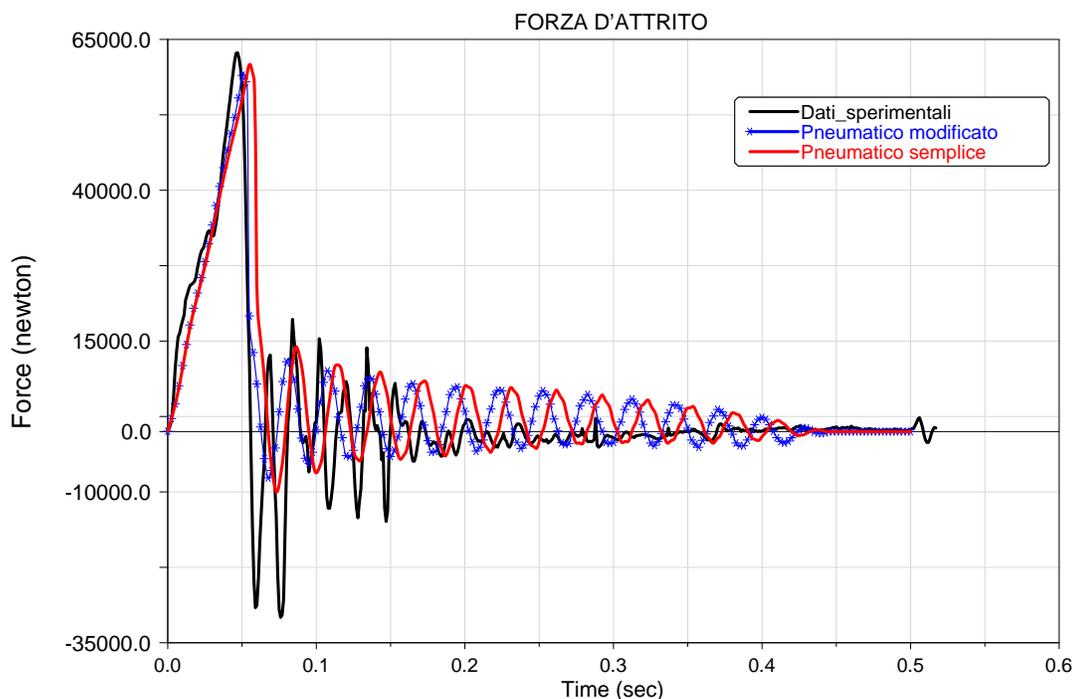


Figura 8.2 Confronto tra i modelli di ruota e i dati sperimentali (main)

Dall'analisi dei risultati si evince che il modello di ruota modificato riesce a simulare meglio i carichi sperimentali.

Le differenze esistenti tra le due simulazioni sono imputabili all'ipotesi di lavoro del modello di ruota semplice:

- raggio di puro rotolamento costante;
- indipendenza del raggio della ruota dalla forza centrifuga.

In questo confronto non sono state riportate le curve della reazione dei pneumatici e della forza totale dell'ammortizzatore, perchè queste curve risultano essere meno sensibili al modello ruota usato.

Conclusioni e sviluppi futuri

Lo studio dell'ammortizzatore isolato ha permesso una messa a punto preventiva dei modelli che ne rappresentano il suo funzionamento prima di affrontare la modellizzazione del carrello completo.

Gli schemi rigidi, pur se con notevoli approssimazioni, hanno consentito un approccio semplice alla descrizione della dinamica dei carrelli. Comunque, anche se questi modelli non riescono a descrivere in modo dettagliato i carichi agenti, sono molto utili per stimare i massimi valori dei carichi in condizione dinamica.

Tutto ciò ha un'importanza notevole durante lo studio preliminare dei carichi dove si è interessati solo agli andamenti qualitativi. I modelli rigidi forniscono risultati praticamente identici a quelli ottenuti tramite il software DYSI; tutto ciò dimostra che usare un software Multibody non comporta alcuna differenza sui risultati rispetto a quelli ottenuti con un software dedicato; i vantaggi sono considerevoli in termini di flessibilità di impiego e di tempi di sviluppo dei modelli per la simulazione.

L'analisi agli elementi finiti permette di conoscere quali siano i punti e le direzioni più cedevoli; inoltre, mediante questa analisi si sono ottenuti i valori delle rigidità che poi sono stati usati nei modelli elastici.

Le simulazioni con i modelli elastici forniscono risultati soddisfacenti nel confronto con i dati sperimentali, e permettono di capire il ruolo svolto dalla cedevolezza delle diverse parti coinvolte. In questi modelli, grazie alla semplicità con la quale si è schematizzata l'elasticità della struttura, si ha un'immediata corrispondenza tra causa ed effetto. Questo permette di capire facilmente a quale dei componenti del carrello è legato, qualitativamente, un particolare andamento dei carichi. Inoltre in questo modo si può anche conoscere quanto sia importante l'elasticità di un componente rispetto ad un altro e quindi identificare eventuali semplificazioni.

Nonostante le approssimazioni fatte, derivanti dalla mancanza di dati di dettaglio sulla geometria dei carrelli e dall'approccio semplificato, questo lavoro, complessivamente, fornisce una buona base per la comprensione della dinamica dei carrelli aeronautici.

Tutti i modelli realizzati potranno essere usati in un modello d'aereo completo; su questo si potranno effettuare diverse simulazioni e verificare come il velivolo si comporti durante le fasi di manovra a terra, decollo e atterraggio.

Ringraziamenti

I ringraziamenti sono l'ultimo capitolo di una tesi ma la posizione è solamente una questione di stile di impaginazione. Infatti, tutte le persone che ringrazierò hanno contribuito, virtualmente, alla nascita e allo sviluppo di questa tesi ultimo scoglio di una complicata carriera universitaria. Prima di tutto desidero ringraziare la mia famiglia sempre presente, anche se fisicamente lontana, mi ha sostenuto, aiutato e ha sempre creduto in me. Poi desidero ringraziare Iacopo che mi ha sopportato con "pazienza" durante questi mesi di duro lavoro. Un grazie va all'Ing Daniele Fanteria, per la sua disponibilità, per le interminabili discussioni che hanno fatto emergere gli errori prima che si avverassero e per gli utili consigli. Ringrazio anche il Prof. Eugenio Denti, mio relatore, per avermi affidato un così interessante lavoro di tesi. Desidero ringraziare inoltre tutti i miei amici: Fiorella impeccabile coinquilina, Fabrizio Aris e Giuseppe che mi sono sempre stati vicini e con i quali ho passato interminabili serate, Arturo collega ed amico, Aldo e Alessandro compagni di studio e di divertimento, Alessandra e Nadia amiche insostituibili, Arianna e Maurizio i migliori datori di lavoro che ho trovato per la mia breve esperienza lavorativa extrastudio.

Bibliografia

- [1] Finucci A.: *Modellizzazione della dinamica di carrelli aeronautici in ambiente Adams*. Tesi di laurea in Ing. Aerospaziale, Università di Pisa, Dic 2003.
- [2] Mechanical Dynamics, ADAMS Handbook 2002
- [3] Aircraft Tyre Databook Goodyear, www.goodyearaviation.com.
- [4] Denti E., Brogi C., De Francesco L., *Dynamic Simulation and Load Prediction for a Flexible Aircraft in Taxiing, Take-Off and Landing*. Atti del Forum International Aéroélasticité et Dynamique de Structures, Strasburgo 1993.
- [5] Denti E., Fanteria D. *Simulazione della dinamica dei carrelli e valutazione delle sollecitazioni in ambiente ADAMS*. XVIII Congresso nazionale dell'Associazione Italiana di Aeronautica e Astronautica, Volterra 2005.