



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA "TOR VERGATA"
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica

PROGETTAZIONE DELLA SOSPENSIONE POSTERIORE DELLA MONOPOSTO FORMULA SAE



Corso di Cinematica e Dinamica Computazionale

Titolare del corso:

Prof. Ing. Leonardo Vita

Studenti:

Leonardo Di Stefano

Francesco Forte

Luca Lerario

ANNO ACCADEMICO 2008/2009

Indice

1	Introduzione.....	1
2	Breve storia della Formula SAE.....	2
3	Descrizione della sospensione studiata	4
3.1	Sintesi cinematica	4
4	Analisi effettuate.....	7
4.1	Sollecitazione sinusoidale a diverse frequenze.....	9
4.2	Sollecitazione impulsiva	10
4.3	Sollecitazione periodica generica	11
5	Risultati ottenuti	12
5.1	Test senza contatto.....	12
5.1.1	Sollecitazione sinusoidale.....	13
5.1.2	Sollecitazione impulsiva.....	19
5.1.3	Sollecitazione periodica generica	21
5.2	Test con contatto	23
5.2.1	Sollecitazione impulsiva.....	23
5.2.2	Sollecitazione periodica generica	26
5.3	Rimozione dei vincoli sovrabbondanti	29
6	Conclusioni	31

1 Introduzione

Il progetto in esame si propone di analizzare il comportamento della sospensione posteriore della monoposto, realizzata dagli studenti dell'università "Tor Vergata", per la competizione Formula SAE.

La sospensione è basata sulla configurazione ad assale rigido. Per caratterizzarne il comportamento sono state eseguite delle simulazioni cinematiche e dinamiche mediante il software "SolidWorks-Cosmos Motion".

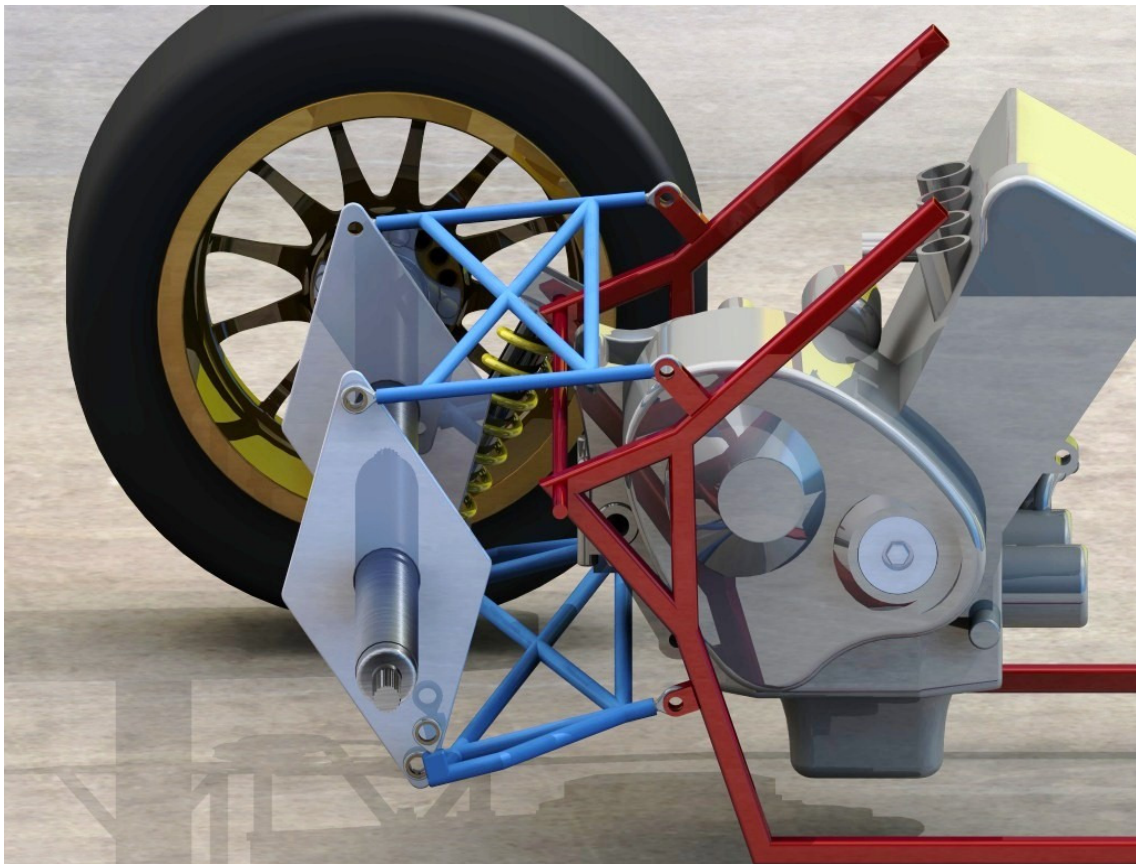


Figura 1.1 Particolare della sospensione studiata

Le prove effettuate sono relative ad usuali condizioni di funzionamento nelle quali una sospensione posteriore, per una monoposto da competizione, viene sollecitata.

Nel capitolo successivo si fornirà una breve descrizione della competizione "Formula SAE".

In seguito si descriverà la tipologia di sospensione utilizzata e le dimensioni caratteristiche della stessa.

Successivamente si riporterà la descrizione delle prove effettuate.

Nell'ultimo capitolo, infine, ci si propone di commentare i risultati ottenuti

2 Breve storia della Formula SAE

Nel 1978 negli Stati Uniti d'America nacque la Mini Indy, una manifestazione sportiva in cui gli studenti universitari potessero sfidarsi su prototipi monoposto progettati e realizzati da loro stessi. Nel corso degli anni l'idea originale si è evoluta in quella che oggi è nota come Formula SAE (Society of Automotive Engineers) ed ha allargato i propri orizzonti a tutti e cinque i continenti. La Formula SAE conserva lo spirito degli esordi e permette a migliaia di studenti, ogni anno, di progettare, costruire, gestire e pilotare delle vere e proprie vetture da corsa. L'organizzazione promuove eventi ospitati nei più prestigiosi circuiti mondiali grazie a numerose partnership con le più importanti realtà industriali del settore automobilistico. Lo scopo ultimo della FSAE è quello di trascinare l'istruzione universitaria fuori dagli atenei convogliando la passione degli studenti e mettendo loro a disposizione i mezzi per fare esperienza ed arricchire la loro formazione. In particolare la partecipazione agli eventi agisce su molte skills diverse come:

- capacità progettuali ed utilizzo di software specializzati;
- capacità gestionali di amministrazione, gestione e controllo degli aspetti economici legati ad una squadra corse;
- sviluppo delle abilità di team work;
- capacità manuali/tecniche legate all'effettiva costruzione di un prototipo;
- intrattenimento di rapporti lavorativi/sociali in lingua inglese con i team, i giudici e gli sponsor.

L'acquisizione di determinate capacità da parte degli studenti, unita agli aspetti di meritocrazia accademica legati alla partecipazione in un team, rende immediatamente evidenti i benefici che gli sponsor dei team intravedono in questa manifestazione. Molti sponsor infatti partecipano con il dichiarato intento di ricerca di personale specializzato. I singoli eventi di gara hanno una durata media di 3 giorni e sono suddivisi in competizioni dinamiche e competizioni statiche. Gli eventi statici sono focalizzati sulle capacità progettuali degli studenti e sugli aspetti organizzativi dei team: i giudici (personalità di spicco dell'automotive mondiale) assegneranno dei punteggi alle soluzioni progettuali ed economiche adottate per i singoli veicoli. Durante gli eventi statici i team sono inoltre chiamati ad esporre un business plan per la produzione in piccola serie dei prototipi costruiti ricevendo una valutazione basata su canoni squisitamente economico/gestionali. Come è facilmente intuibile il fulcro delle competizioni è negli eventi dinamici che vedono i team sfidarsi in varie prove di accelerazione e tenuta che culminano nell'Endurance, una vera e propria gara con tanto

di cambio pilota. I risultati delle manifestazioni derivano, quindi, dalla somma dei punteggi ottenuti negli eventi statici e dinamici.

L'università Tor Vergata partecipa agli eventi di Formula SAE dal 2007 ed ha preso parte ai due appuntamenti Italiani, patrocinati dall'ATA (Associazione Tecnica dell'Automobile), del 2007 e del 2008, ospitati dalla Ferrari nel circuito privato di Fiorano. Il primo anno, il team, con il nome di SPQRacing, ha partecipato in joint venture con l'università della Sapienza. L'avventura del 2008 è stata fondamentale per comprendere le dinamiche della competizione ed acquisire l'esperienza necessaria a costruire un team vincente per il 2009.

Le capacità acquisite e le qualità dei singoli membri alimentano le prospettive del team che, qualora riuscisse ad assicurarsi un budget adeguato, potrebbe anche pensare alla partecipazione ad altri eventi europei in Germania ed Inghilterra.

Il primo obiettivo resta comunque quello di costruire una vettura competitiva per l'evento di FSAE Italy che si terrà nel mese di Settembre all'autodromo di Varano de' Melegari (PR).



Figura 2.1 Monoposto realizzata dagli studenti di Tor Vergata per l'anno 2008

3 Descrizione della sospensione studiata

Il sistema sospensivo posteriore della vettura 2009 è costituito da un doppio quadrilatero sovrapposto secondo uno schema a parallelogramma longitudinale con 2 gruppi molla-ammortizzatore regolabili. Essenzialmente si tratta di un'architettura ad assale rigido, dove la cinematica è permessa nel solo piano longitudinale, mentre nel piano trasversale le sollecitazioni sono contrastate dagli elementi costituenti la sospensione. Tale scelta è stata dettata principalmente dalla semplicità costruttiva e dall'affidabilità che ne consegue, nonché dal risparmio di peso e di costi dato dall'assenza del differenziale. Le informazioni utilizzate per caratterizzare la sospensione sono le seguenti:

- altezza da terra del veicolo pari a 50 mm;
- punti di attacco fissi sul telaio degli ammortizzatori (nell'analisi si fanno variare i punti di attacco sul quadrilatero);
- coefficiente di smorzamento dell'elemento viscoso pari a 1.4 Ns/mm;
- rigidità dell'elemento elastico pari a 90 N/mm;
- lunghezza a riposo dell'elemento elastico pari a 300 mm.

La prima informazione è stata scelta in modo tale da rispettare quanto imposto dal regolamento della Formula SAE; per quanto riguarda i punti di attacco sul telaio, essi sono fissati poiché del telaio già esiste uno schema progettuale che comprende delle sedi opportune per disporre gli attacchi degli ammortizzatori.

Anche le caratteristiche degli ammortizzatori sono fissate poiché fanno riferimento agli ammortizzatori già usati nella versione precedente della monoposto.

3.1 Sintesi cinematica

Per quanto riguarda la determinazione delle dimensioni del quadrilatero, di seguito si presenta una breve descrizione dei criteri utilizzati.

La sintesi cinematica del quadrilatero è stata influenzata, nell'approccio iniziale, dalla distanza tra pignone e assale posteriore; tale dimensione infatti risulta vincolata a causa degli ingombri dei componenti presenti, come la corona della trasmissione finale. Volendo limitare le sollecitazioni sulla catena, si è deciso di posizionare il centro di istantanea rotazione nella posizione iniziale (determinata dal solo peso della monoposto), sulla congiungente tra il pignone e il centro ruota, ad una distanza di 2 m dall'assale posteriore; in questo modo, infatti, è possibile mantenere il più possibile costante la lunghezza della catena, perlomeno nell'arco di utilizzo desiderato.

Descrizione della sospensione studiata

Il secondo vincolo progettuale riguarda le dimensioni (300 mm) delle piastre posteriori, che nel meccanismo del quadrilatero rappresentano le bielle.

Nell'immagine seguente si riportano la configurazione iniziale (in verde) e quella a massima escursione (in rosso) insieme a tutte le grandezze principali adottate.

- asta superiore 276 mm;
- asta inferiore 246 mm;
- biella 300 mm.

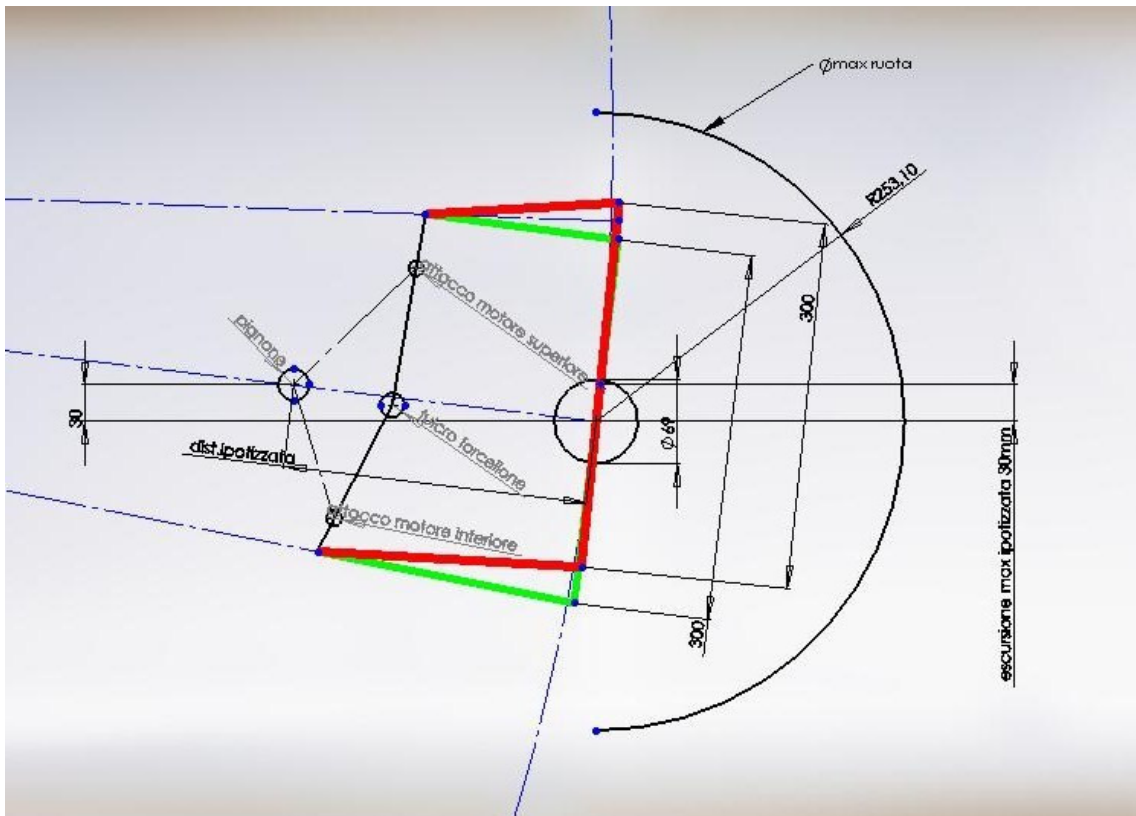


Figura 3.1 Schema relativo alla sintesi cinematica

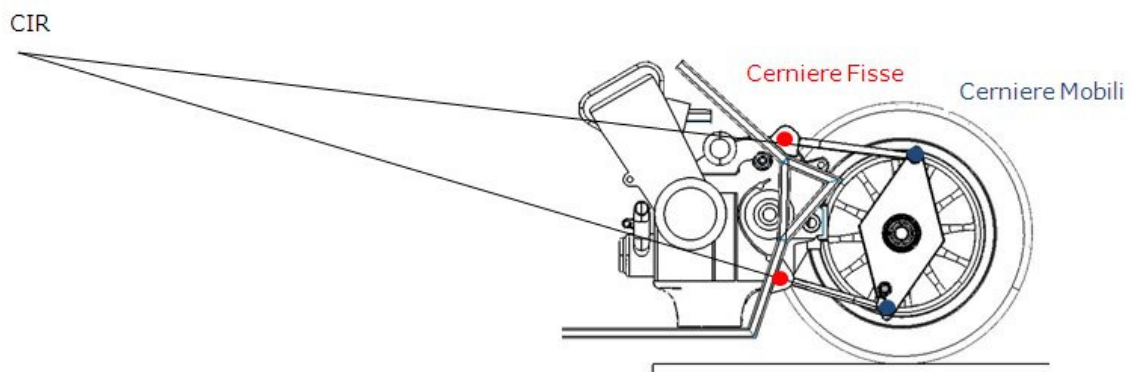


Figura 3.2 Ulteriore schema che fa riferimento alla sintesi cinematica del quadrilatero

Descrizione della sospensione studiata

Nella figura successiva, infine, si presenta un rendering della sospensione progettata.

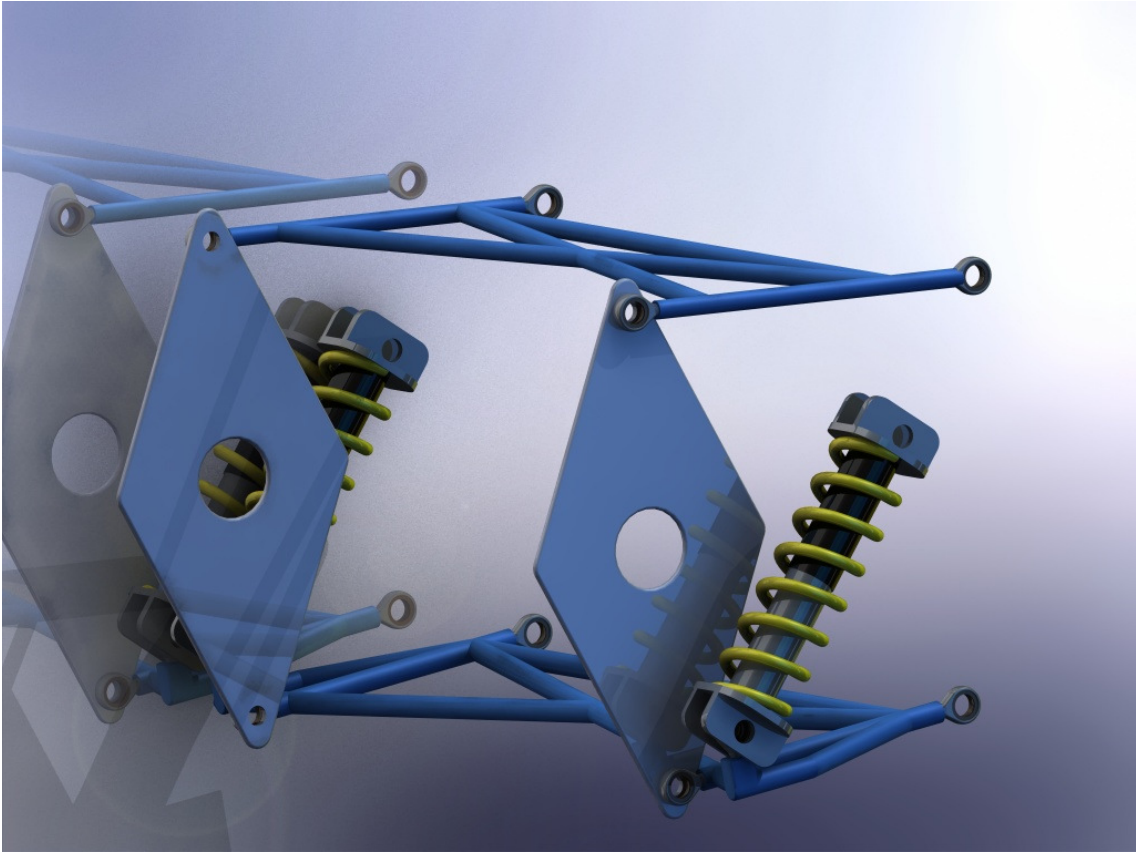


Figura 3.3 Particolare della sospensione studiata

4 Analisi effettuate

Le analisi svolte riguardano la risposta della sospensione studiata a varie sollecitazioni, che dipendono dalle asperità del terreno. Queste ultime sono state simulate imponendo uno spostamento verticale ad un appoggio che simula il piano stradale. Le condizioni simulate sono le seguenti:

- sollecitazione sinusoidale a diverse frequenze;
- sollecitazione impulsiva;
- sollecitazione periodica generica.

Queste tre sollecitazioni simulano tre condizioni di lavoro differenti. In particolare, la prima simula l'impatto con un cordolo (l'imposizione di diverse frequenze della funzione sinusoidale ha lo scopo di simulare tale impatto a diverse velocità); la seconda simula l'effetto di una buca mentre la terza simula l'effetto di una strada sconnessa ben descritta da una funzione periodica generica.

In una prima fase è stata definita la reazione dell'elemento visco-elastico per uno spostamento assegnato del centro ruota. Successivamente lo stesso spostamento è stato assegnato ad un elemento a contatto con la ruota stessa (in modo tale che lo spostamento della ruota fosse svincolato da quello dell'elemento), per visualizzare la risposta della sospensione in termini di spostamento del centro ruota e di reazione dell'elemento visco-elastico.

Le analisi sono state ripetute per tre punti di attacco diversi dell'ammortizzatore sulla manovella inferiore del quadrilatero. In questo modo, fissata la lunghezza a riposo dell'elemento elastico, si ha un diverso precarico, che influisce in termini di reazioni dell'elemento visco-elastico.

Nella figura seguente sono mostrati i diversi punti di attacco dell'ammortizzatore sulla manovella mediante le frecce gialle, mentre con la freccia nera si mostra il punto di attacco dell'ammortizzatore sul telaio.

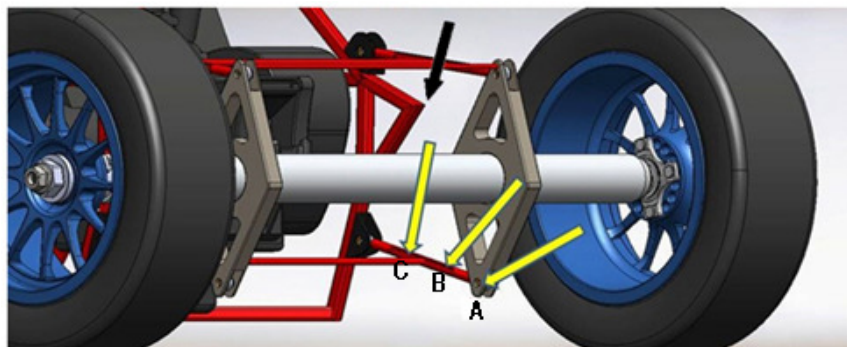


Figura 4.1 Diversi punti di attacco dell'ammortizzatore

Analisi effettuate

Prendendo come riferimento il punto in cui si trova la biella, indicato con la lettera A, gli altri due punti di attacco distano da esso rispettivamente di 81 mm e 123 mm.

Queste misure sono state scelte in modo tale da avere un'idea di come varia la risposta della sospensione all'aumentare dell'inclinazione dell'ammortizzatore.

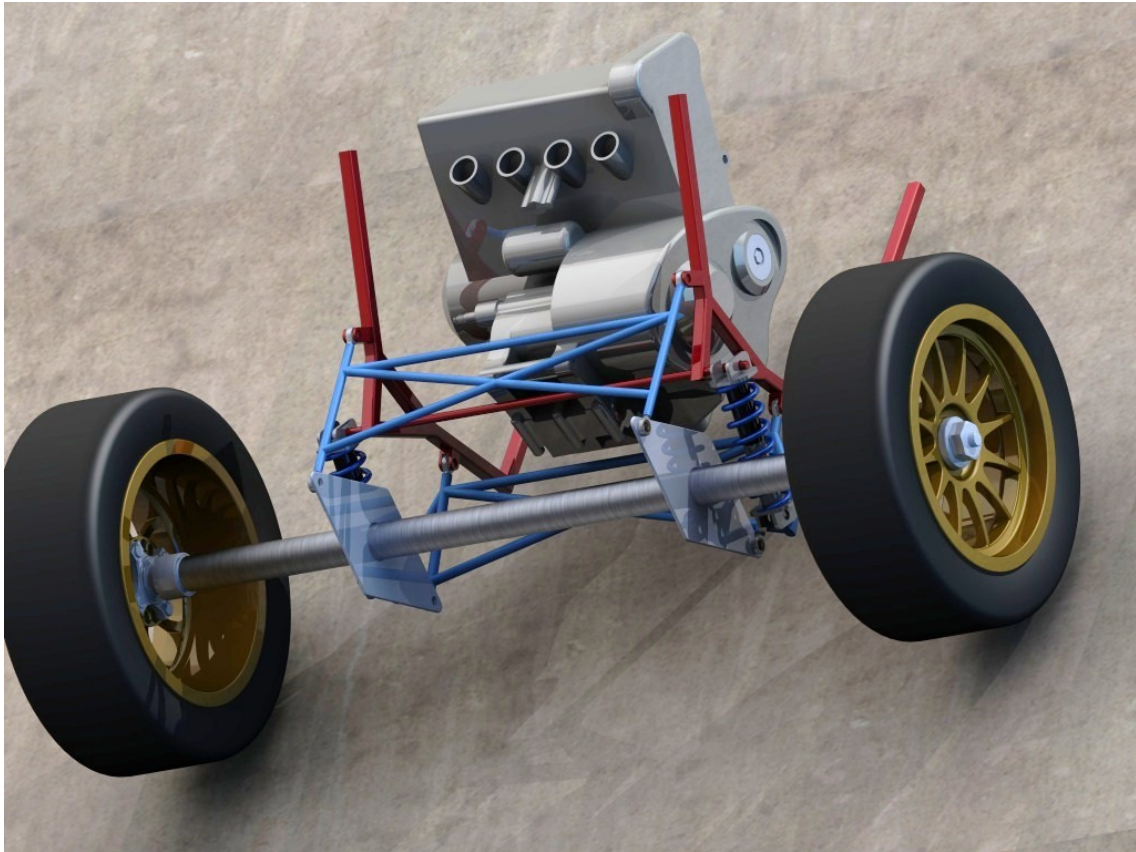


Figura 4.2 Assieme relativo alla sospensione posteriore realizzata

Per simulare il peso dell'intera monoposto, ai fini delle simulazioni sono state assegnate delle proprietà di massa all'asse posteriore diverse da quelle reali.

Infatti la distribuzione dei pesi della monoposto è 65% sull'asse posteriore e 35% sull'asse anteriore; avendo stimato la massa totale della vettura 260 kg e sottraendo al 65% di questo valore la massa dei componenti della sospensione (in quanto le proprietà di massa di questi corpi sono state assegnate nei singoli file di parte di Solidworks), l'assale posteriore ha una massa di 158.5 kg.

Di seguito si riportano delle brevi descrizioni sulle tipologie di analisi effettuate.

4.1 Sollecitazione sinusoidale a diverse frequenze

Lo scopo di questa sollecitazione è quello di simulare l'impatto con un cordolo. Le tre frequenze considerate fanno riferimento a tre diverse velocità dell'autoveicolo. L'ampiezza delle funzioni è stata scelta in modo tale da essere compatibile con il fenomeno simulato e con la massima escursione della sospensione. Tale considerazione risulta valida anche per le altre sollecitazioni presentate nei paragrafi successivi. Di seguito si riporta lo spostamento imposto all'appoggio in funzione del tempo.

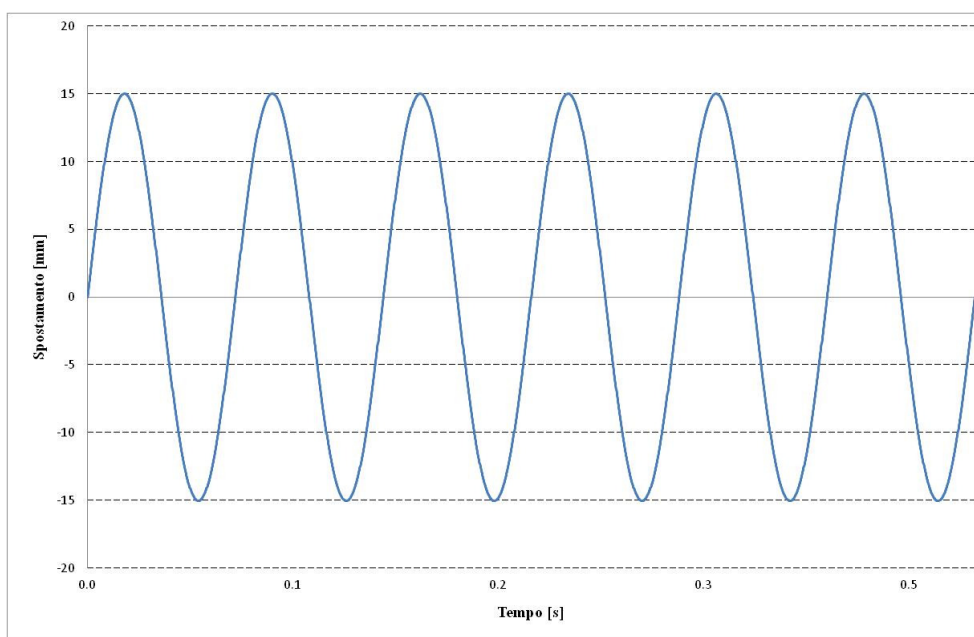


Figura 4.3 Spostamento sinusoidale 12 Hz

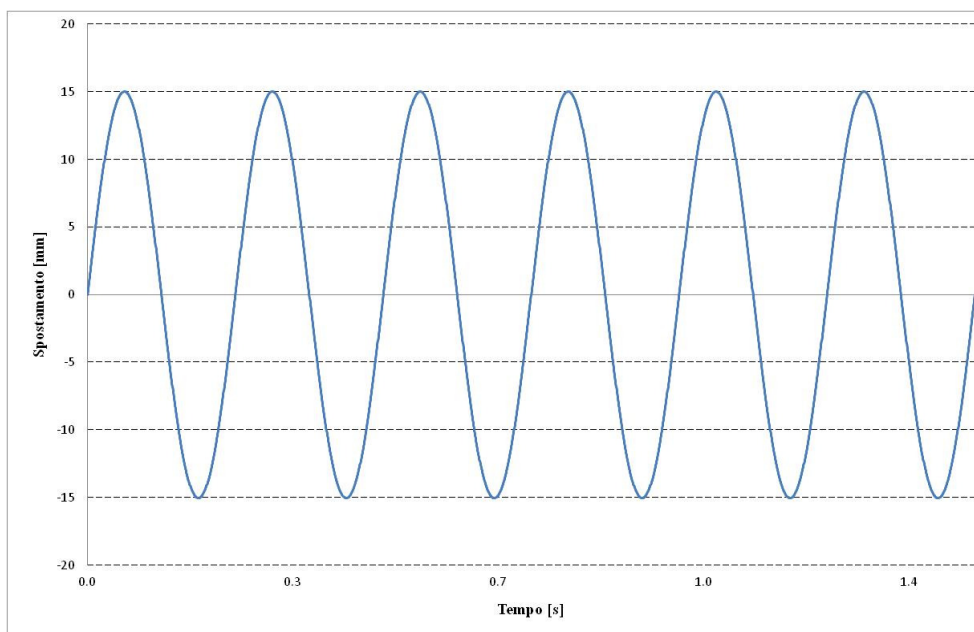


Figura 4.4 Spostamento sinusoidale 4 Hz

Analisi effettuate

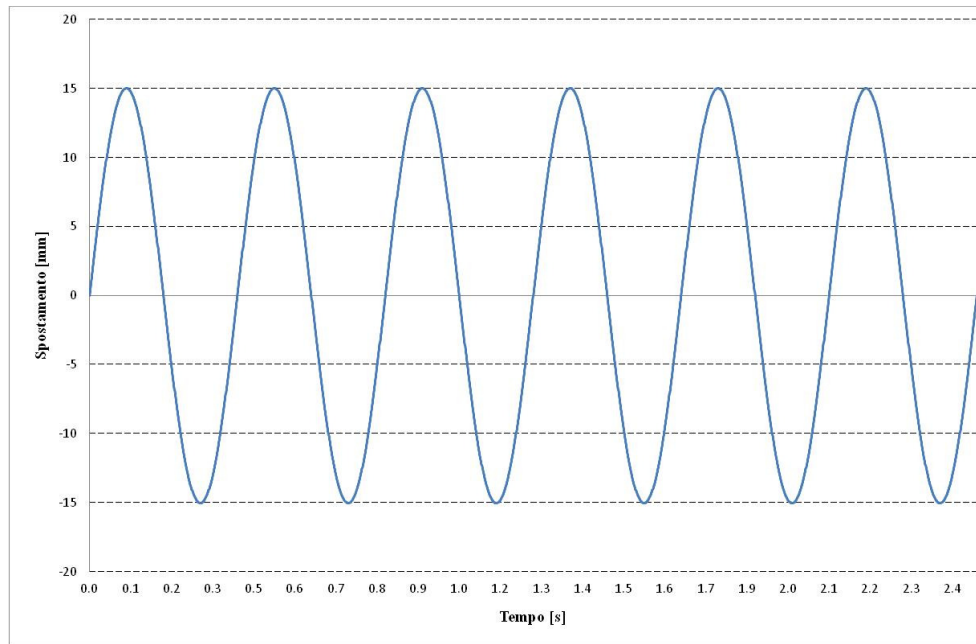


Figura 4.5 Spostamento sinusoidale 2.4 Hz

4.2 Sollecitazione impulsiva

Lo scopo di questa sollecitazione è quello di simulare l'effetto di più sollecitazioni concentrate (ad esempio delle buche). Nella figura seguente si mostra l'andamento imposto all'appoggio.

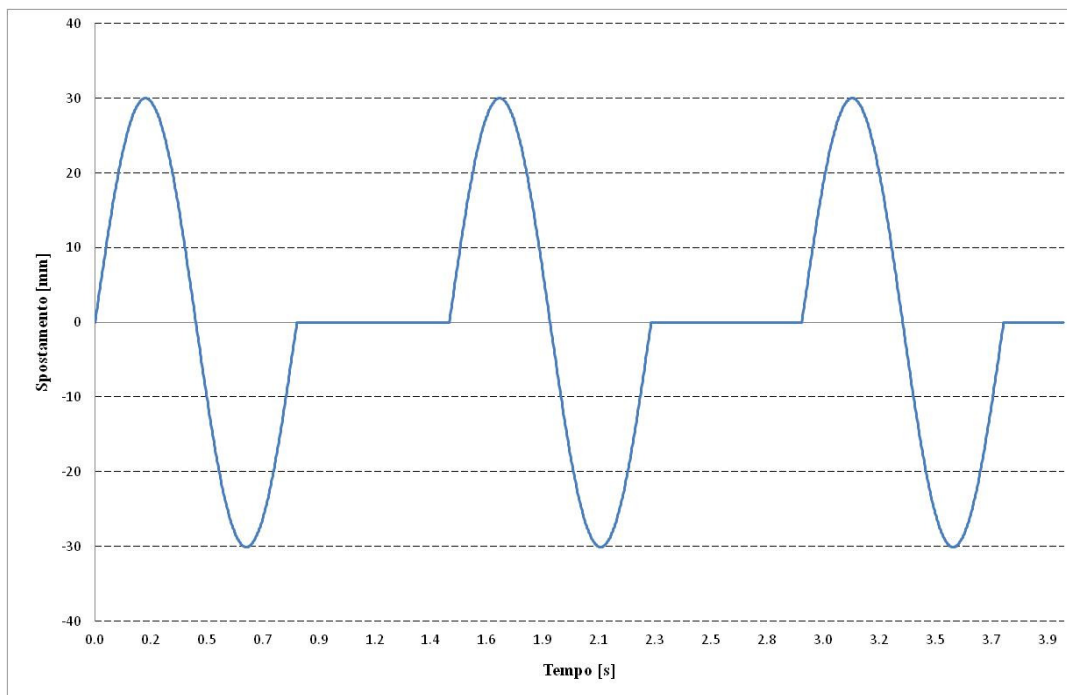


Figura 4.6 Sollecitazione impulsiva

4.3 Sollecitazione periodica generica

Lo scopo di questa sollecitazione è quello di simulare l'effetto delle asperità distribuite del terreno. Si è ritenuto opportuno modellarle mediante una funzione periodica generica. La funzione scelta è la seguente:

$$y = 9.4 \cdot [3 \cdot \sin(t) \cdot \cos(t) + 2 \cdot \sin(t) + \cos(t)]$$

Di seguito si riporta il grafico della funzione scelta.

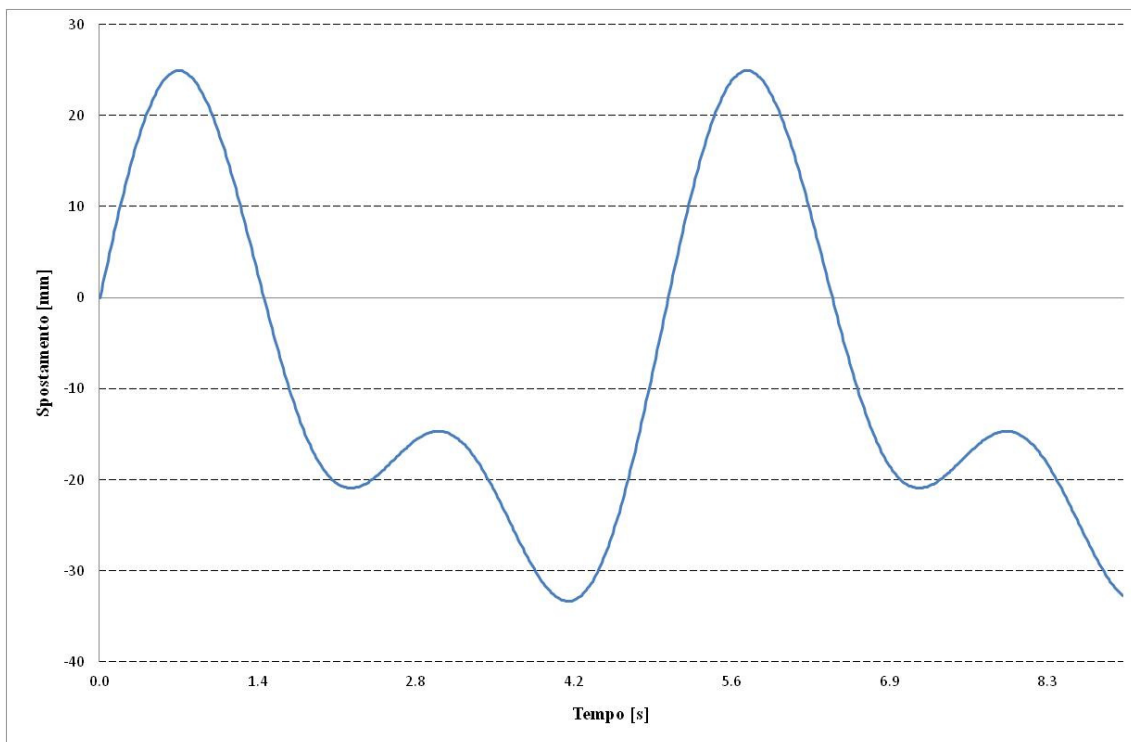


Figura 4.7 Funzione periodica generica

5 Risultati ottenuti

Di seguito si riportano i risultati ottenuti nelle simulazioni eseguite. Nei test senza contatto, essi saranno presentati in termini di reazione dell'ammortizzatore, in quanto gli spostamenti del centro ruota sono imposti mediante l'accoppiamento di tangenza dello pneumatico con l'appoggio.

Successivamente, nei test relativi al contatto, verranno presentati i risultati in termini di spostamento del centro ruota e di reazione dell'ammortizzatore.

Infine sono state eseguite delle simulazioni relative alla rimozione dei vincoli sovrabbondanti; poiché, infatti, la sospensione è a doppio quadrilatero, si sono voluti valutare i risultati (in termini di spostamento verticale del centro ruota) in assenza di vincoli sovrabbondanti, ovvero facendo funzionare un solo quadrilatero.



Figura 5.1 Dettaglio relativo al contatto tra lo pneumatico e il piano d'appoggio

5.1 Test senza contatto

I risultati di seguito esposti derivano dall'imposizione di un particolare spostamento al centro ruota. I grafici seguenti mostrano la reazione dell'ammortizzatore in modulo, pertanto i valori sono indipendenti dal sistema di riferimento. Ciò consente comunque di caratterizzare il comportamento dell'ammortizzatore in quanto quest'ultimo è isotropo rispetto al suo asse (uguale comportamento a trazione e compressione).

5.1.1 Sollecitazione sinusoidale

Facendo riferimento alla sollecitazione sinusoidale riportata in Figura 4.3 Spostamento sinusoidale 12 Hz, per le tre posizioni di attacco si sono ottenuti i seguenti risultati:

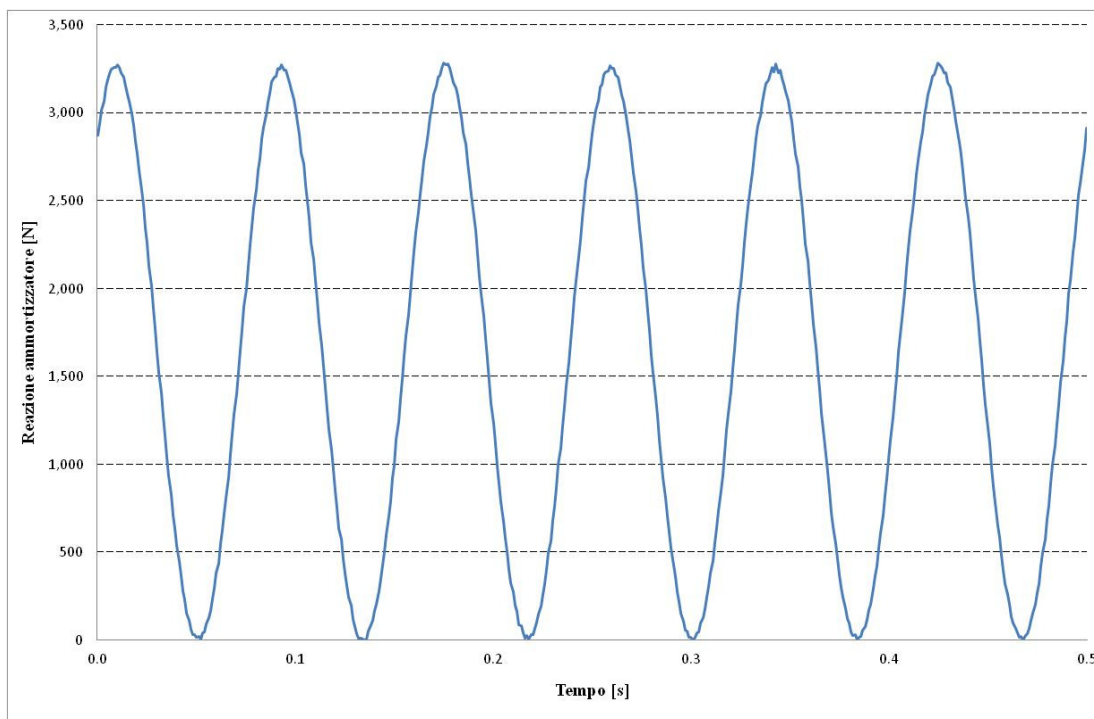


Figura 5.2 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

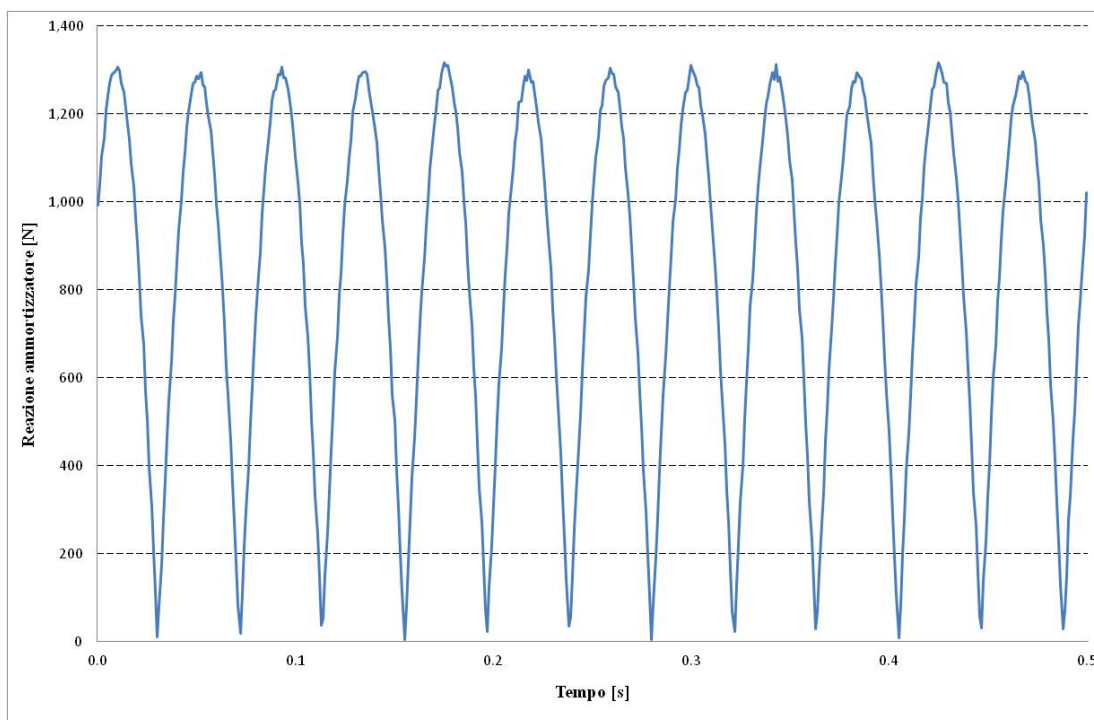


Figura 5.3 Reazione ammortizzatore posizione B, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

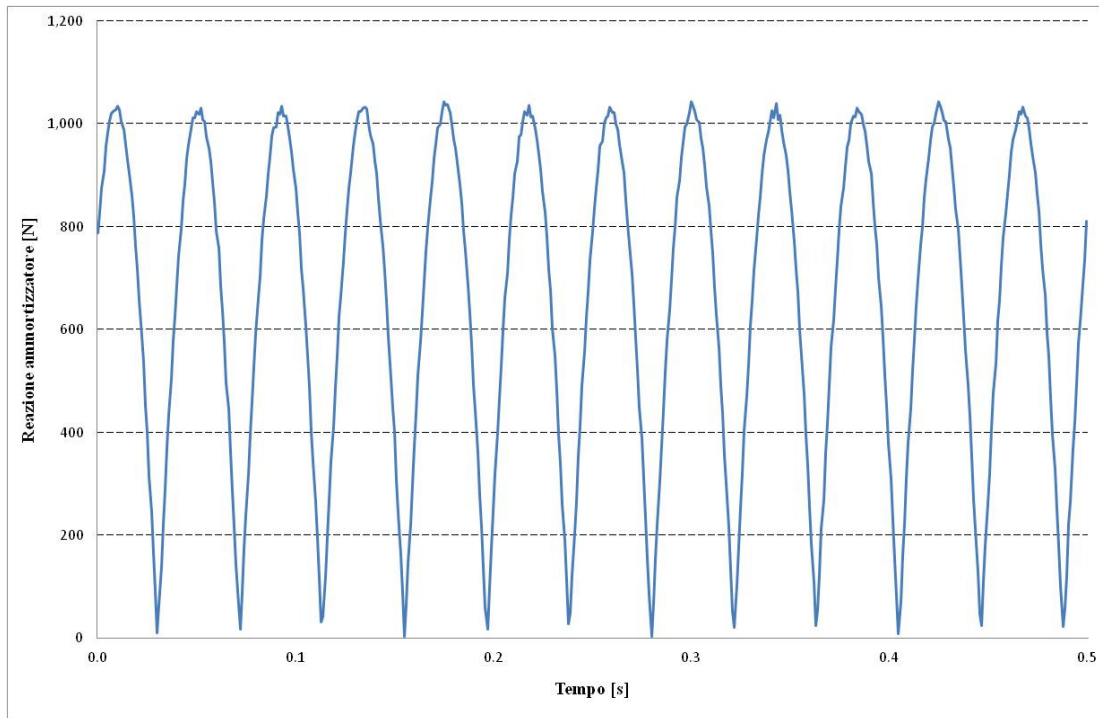


Figura 5.4 Reazione ammortizzatore posizione C, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

Dai grafici è possibile dedurre come la reazione dell'ammortizzatore si riduca in modulo man mano che il punto di attacco si avvicina al telaio e si aumenta l'inclinazione dell'ammortizzatore stesso rispetto al terreno.

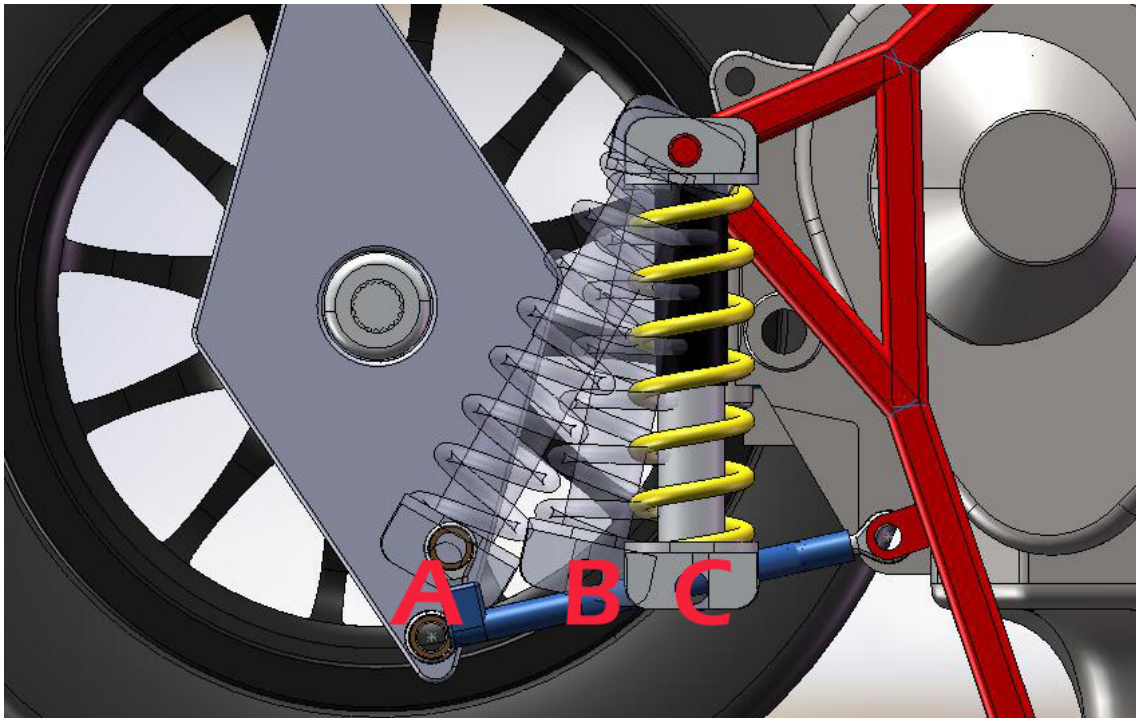


Figura 5.5 Variazione dell'inclinazione dell'ammortizzatore

Risultati ottenuti

Un risultato di questo tipo è giustificato dal fatto che, facendo ad esempio riferimento al punto di ancoraggio A, la velocità del punto stesso è ben superiore a quella relativa agli altri due punti di attacco. Ciò determina una componente di forza relativa allo smorzatore che è predominante sull'aumento del precarico della molla registrato negli altri due punti di ancoraggio.

A conferma di ciò, nei grafici seguenti si mostrano gli andamenti in modulo delle velocità dei punti A, B e C.

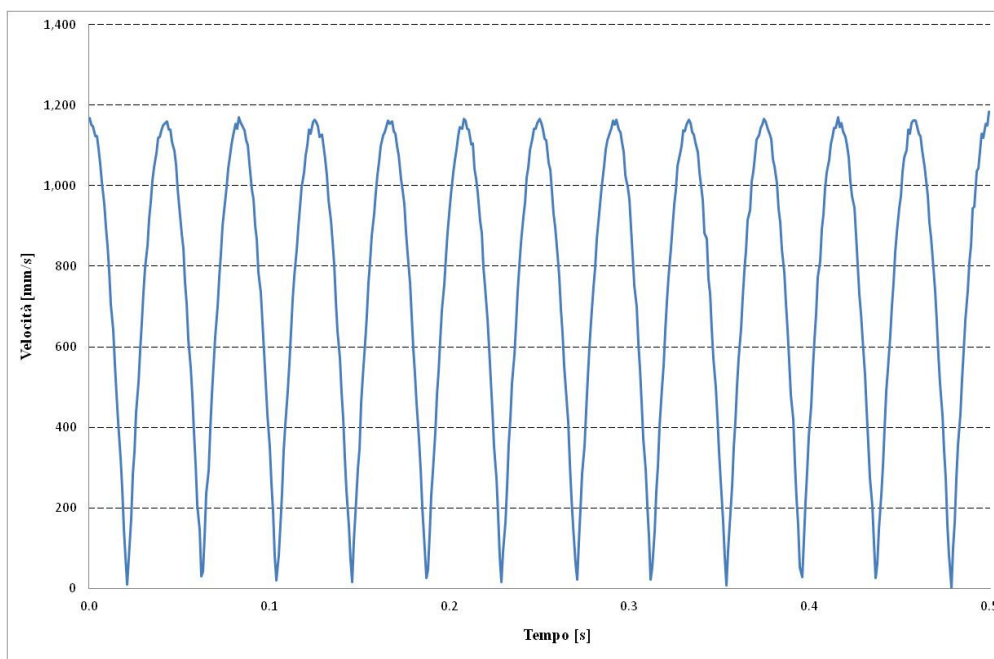


Figura 5.6 Modulo della velocità del punto A, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

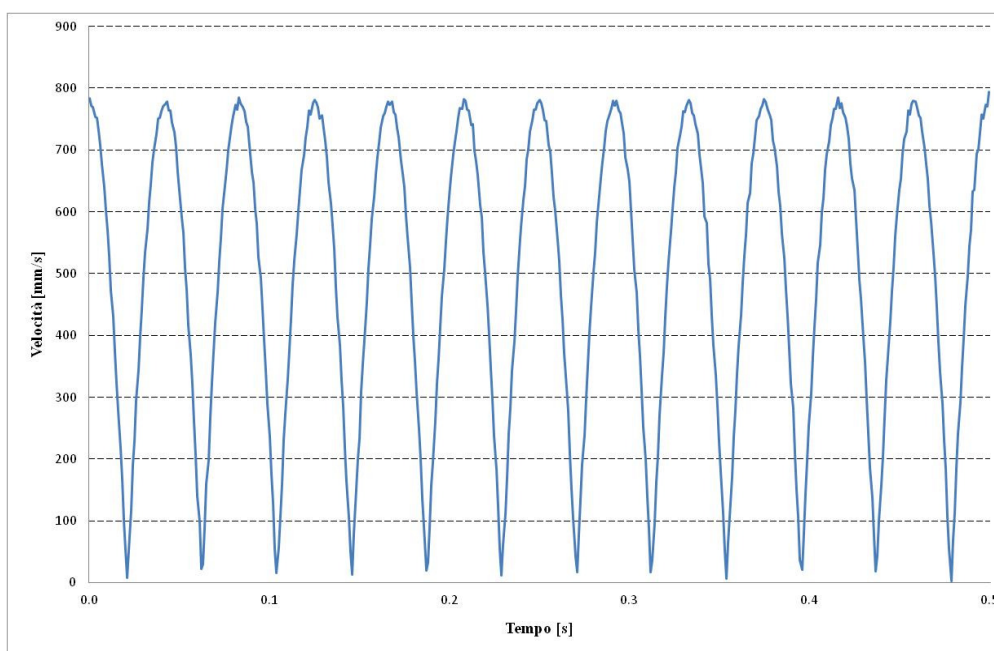


Figura 5.7 Modulo della velocità del punto B, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

Risultati ottenuti

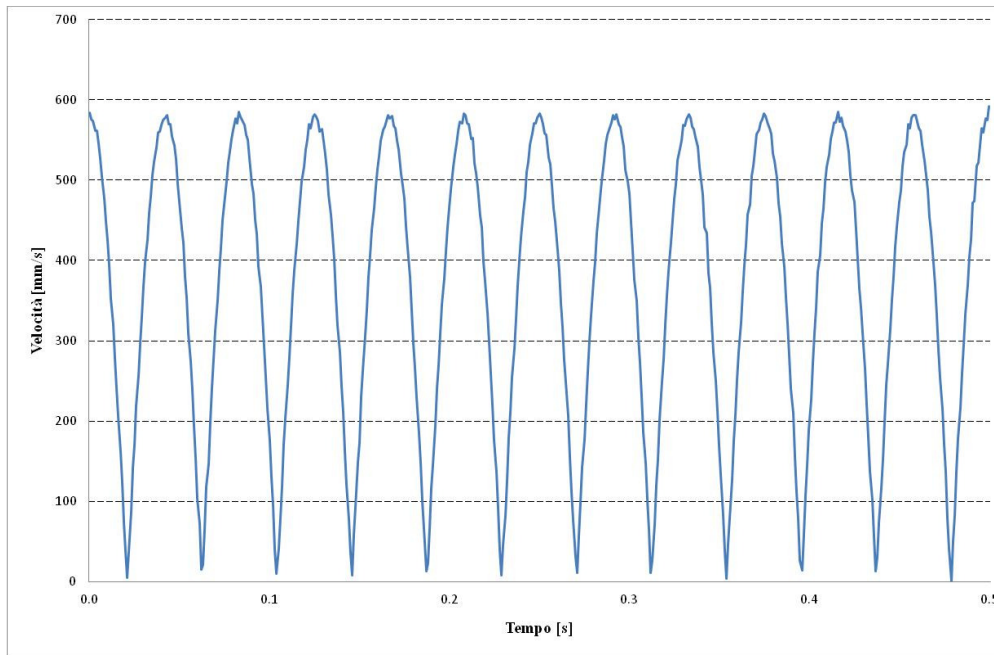


Figura 5.8 Modulo della velocità del punto C, sollecitazione sinusoidale a 12 Hz

Successivamente vengono riportati i risultati delle simulazioni riferiti alla sollecitazione presentata in Figura 4.4 Spostamento sinusoidale 4 Hz.

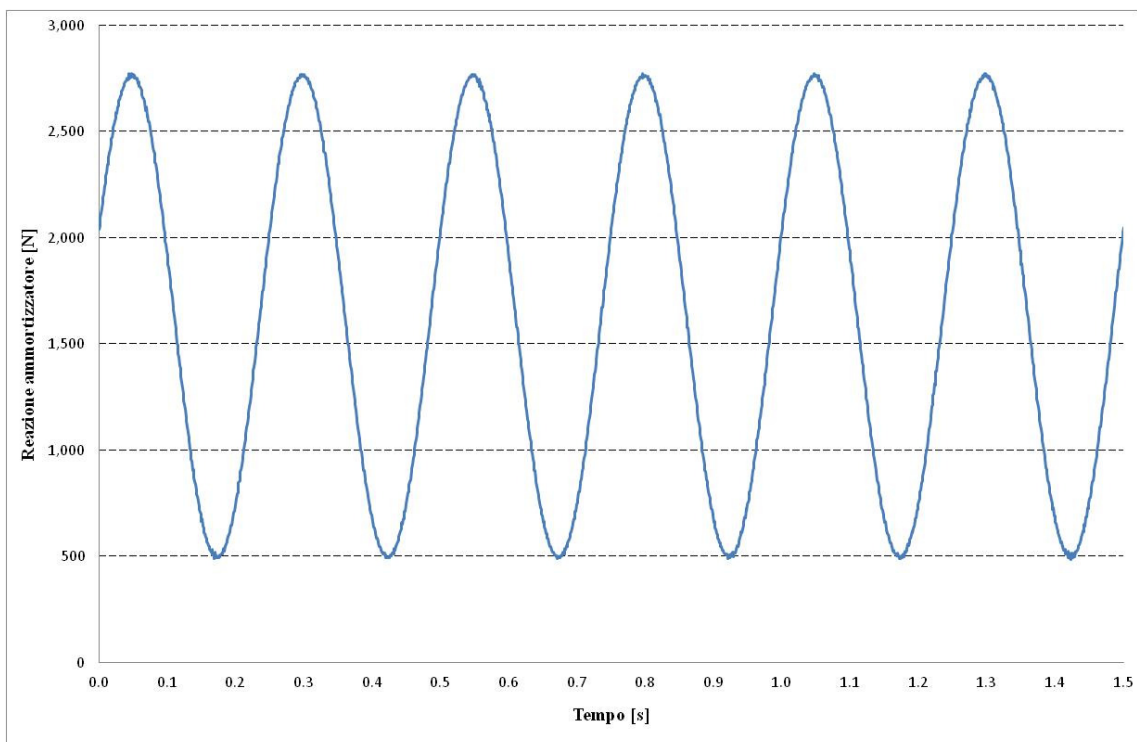


Figura 5.9 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione sinusoidale a 4 Hz

Risultati ottenuti

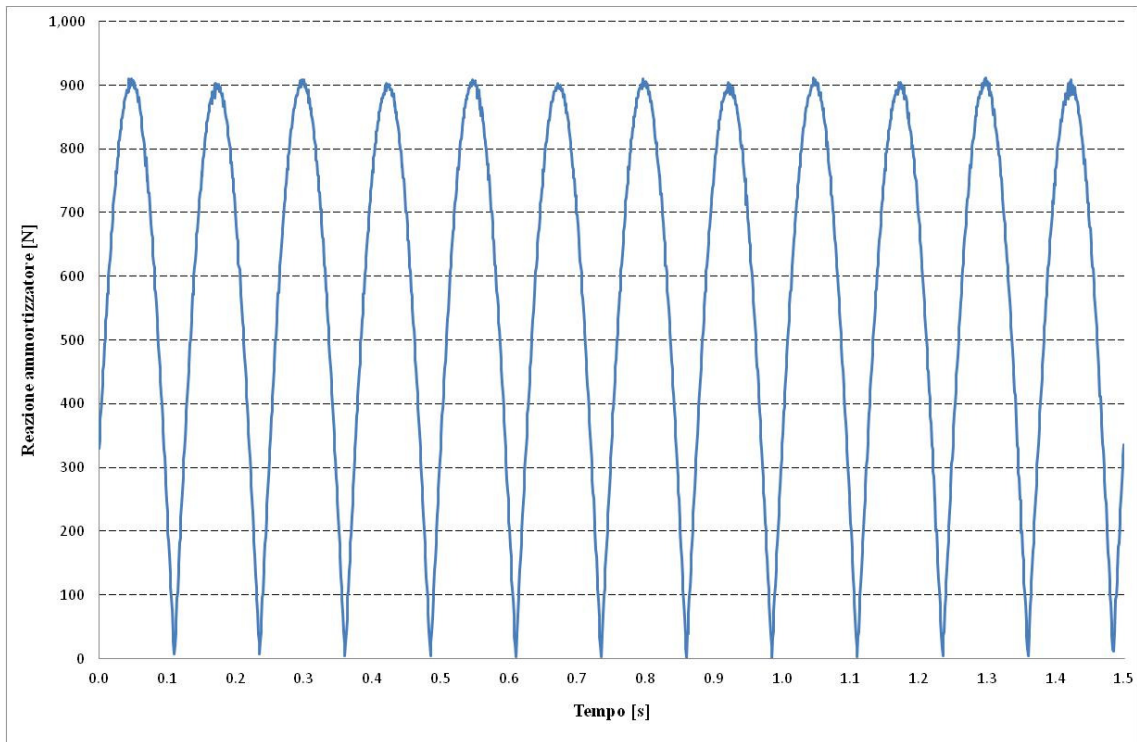


Figura 5.10 Reazione ammortizzatore posizione B, sollecitazione sinusoidale a 4 Hz

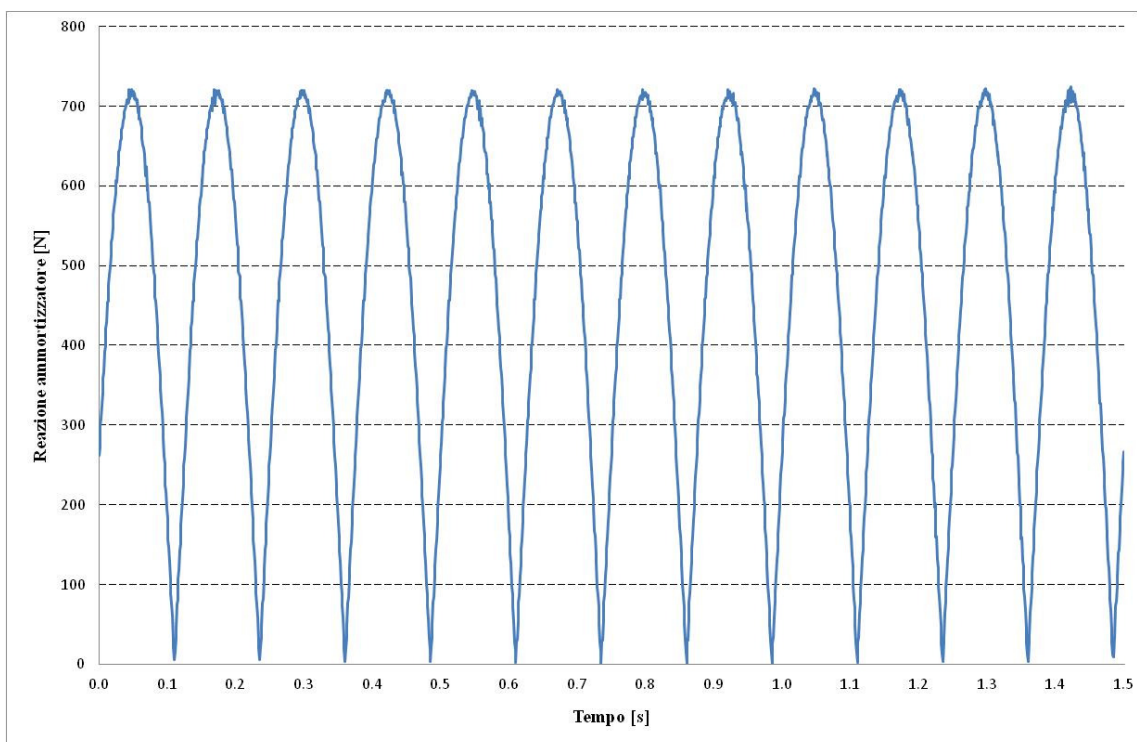


Figura 5.11 Reazione ammortizzatore posizione C, sollecitazione sinusoidale a 4 Hz

Le stesse considerazioni fatte per il caso della sollecitazione a 12 Hz possono essere estese a questo caso. Si vuole far notare che, essendo diminuita la frequenza di

Risultati ottenuti

sollecitazione e, quindi, la velocità dei punti di ancoraggio, le reazioni sono complessivamente diminuite rispetto al caso precedente.

Infine si presentano i risultati relativi alla sollecitazione presentata in Figura 4.5 Spostamento sinusoidale 2.4 Hz.

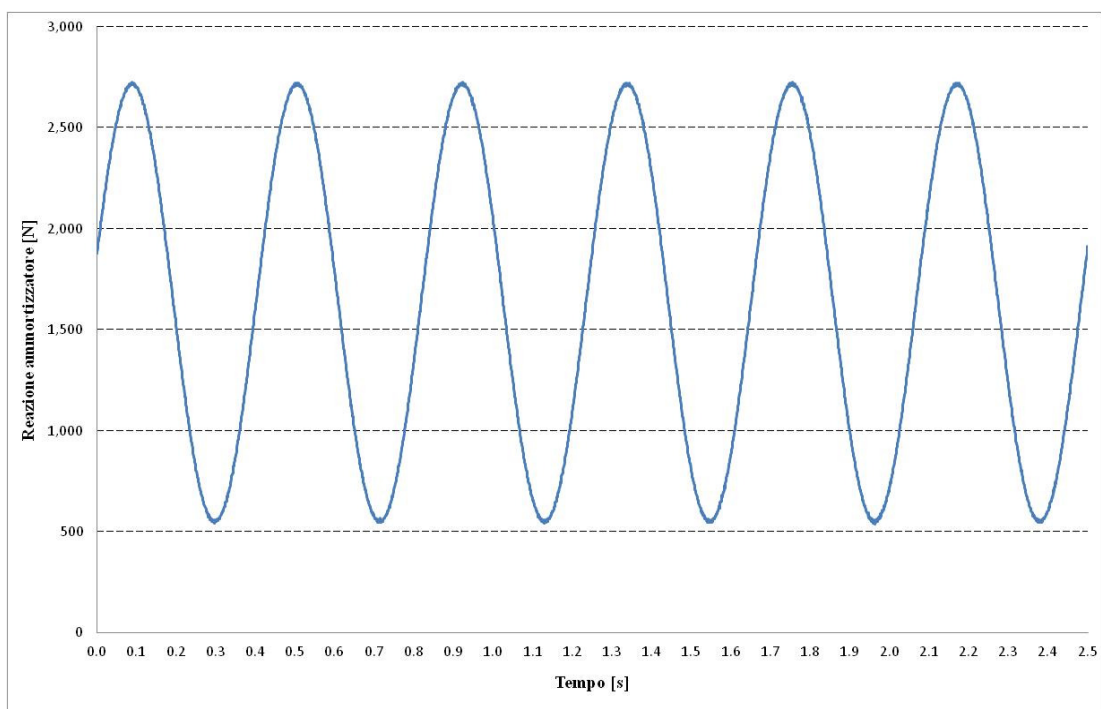


Figura 5.12 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione sinusoidale a 2.4 Hz

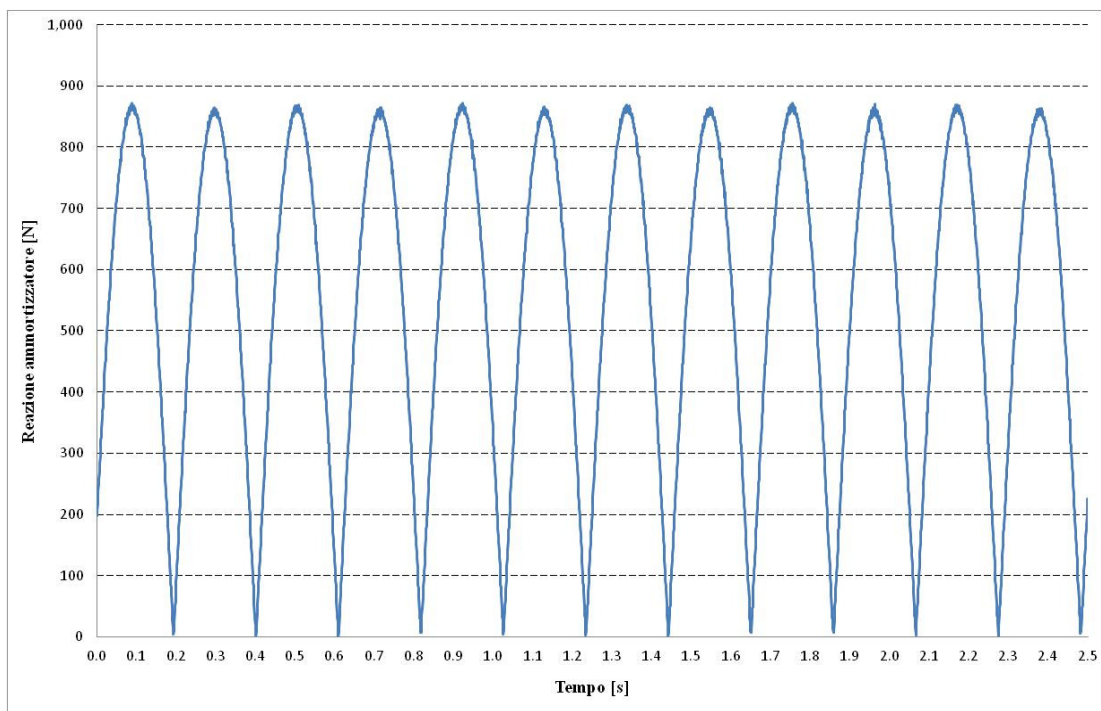


Figura 5.13 Reazione ammortizzatore posizione B, sollecitazione sinusoidale a 2.4 Hz

Risultati ottenuti

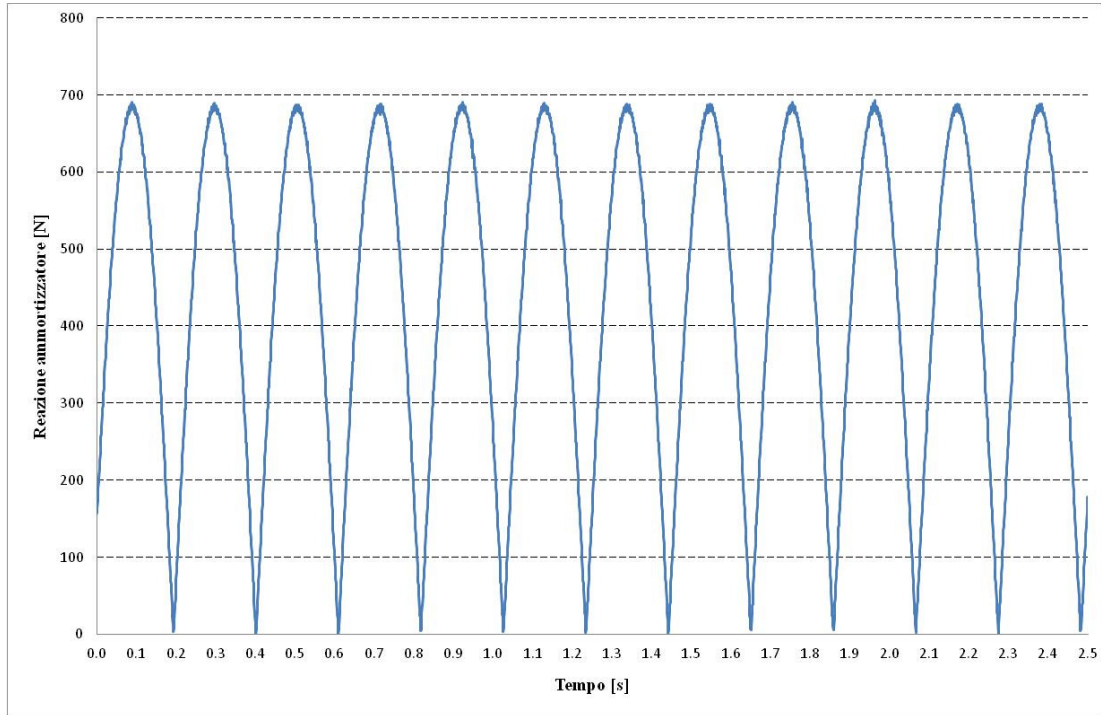


Figura 5.14 Reazione ammortizzatore posizione C, sollecitazione sinusoidale a 2.4 Hz

Considerazioni analoghe a quelle precedenti possono essere fatte anche in questo caso.

5.1.2 Sollecitazione impulsiva

Le simulazioni relative a questo tipo di sollecitazione si riferiscono allo spostamento imposto alla ruota presentato in Figura 4.6. Di seguito vengono mostrati i risultati delle simulazioni per i tre diversi punti di ancoraggio.

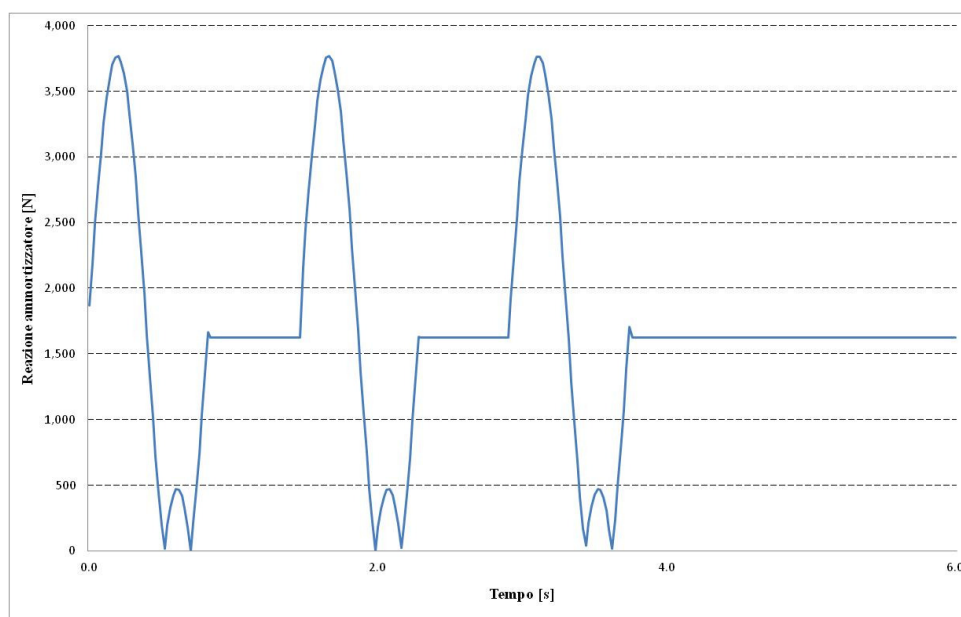


Figura 5.15 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione impulsiva

Risultati ottenuti

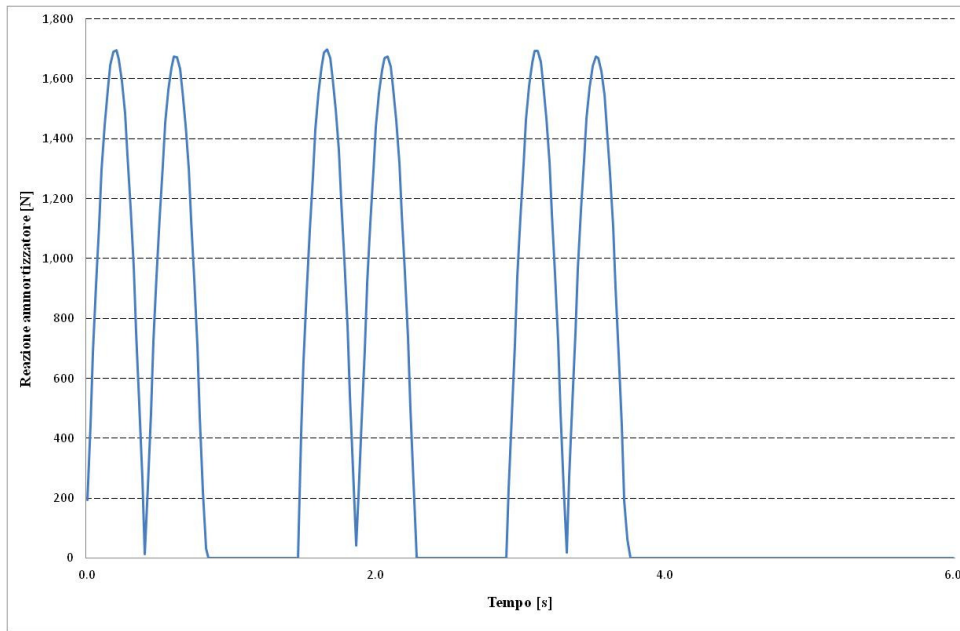


Figura 5.16 Reazione ammortizzatore posizione B, sollecitazione impulsiva

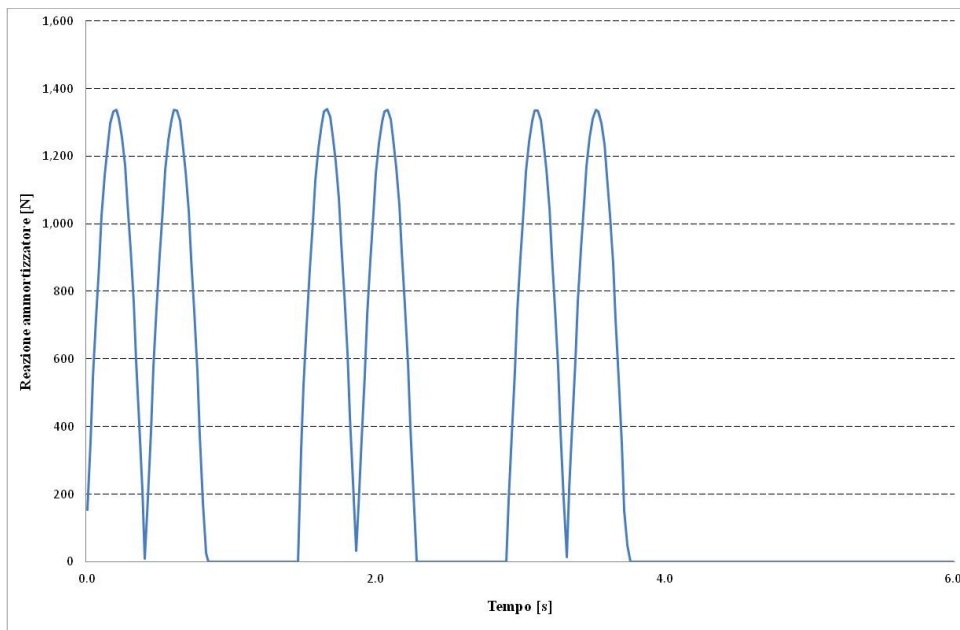


Figura 5.17 Reazione ammortizzatore posizione C, sollecitazione impulsiva

Nel caso relativo al punto di ancoraggio A, l'andamento della forza è differente rispetto a quello degli altri due casi. Ciò è dovuto al fatto che l'ammortizzatore, trovandosi in tale configurazione, può lavorare di più a trazione piuttosto che a compressione. Questo determina delle discontinuità nelle curve che rappresentano solamente il modulo della reazione. Anche in questo caso si può notare come la configurazione relativa al punto C determini delle reazioni inferiori per i motivi precedentemente esposti.

5.1.3 Sollecitazione periodica generica

Le simulazioni relative a questo tipo di sollecitazione si riferiscono allo spostamento imposto alla ruota presentato in Figura 4.7. Di seguito vengono mostrati i risultati delle simulazioni per i tre diversi punti di ancoraggio.

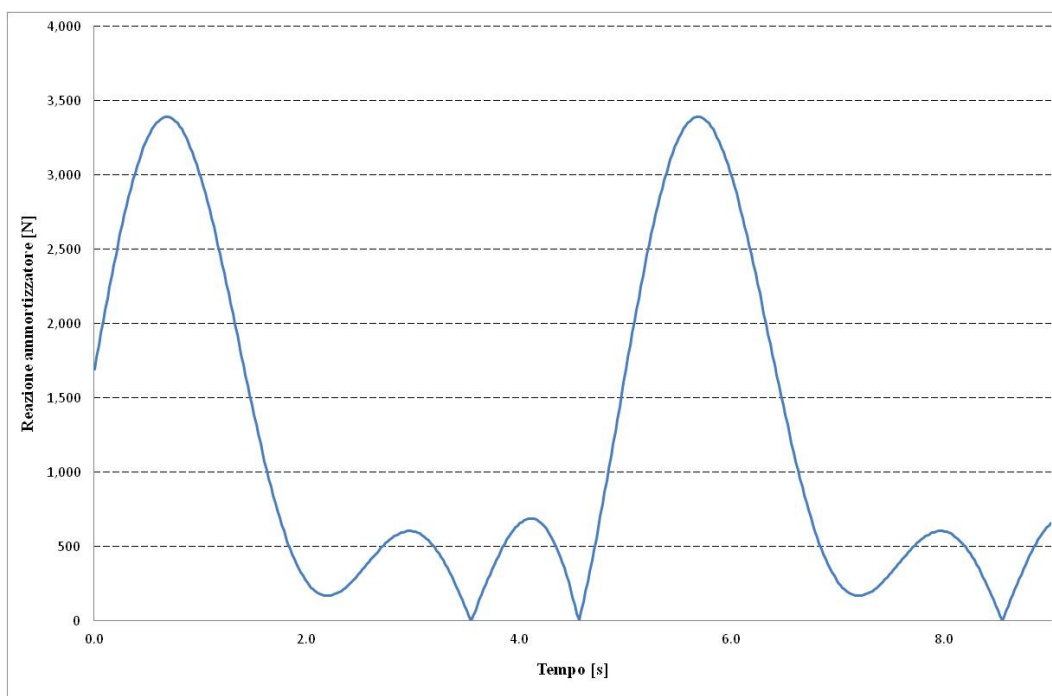


Figura 5.18 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione periodica generica

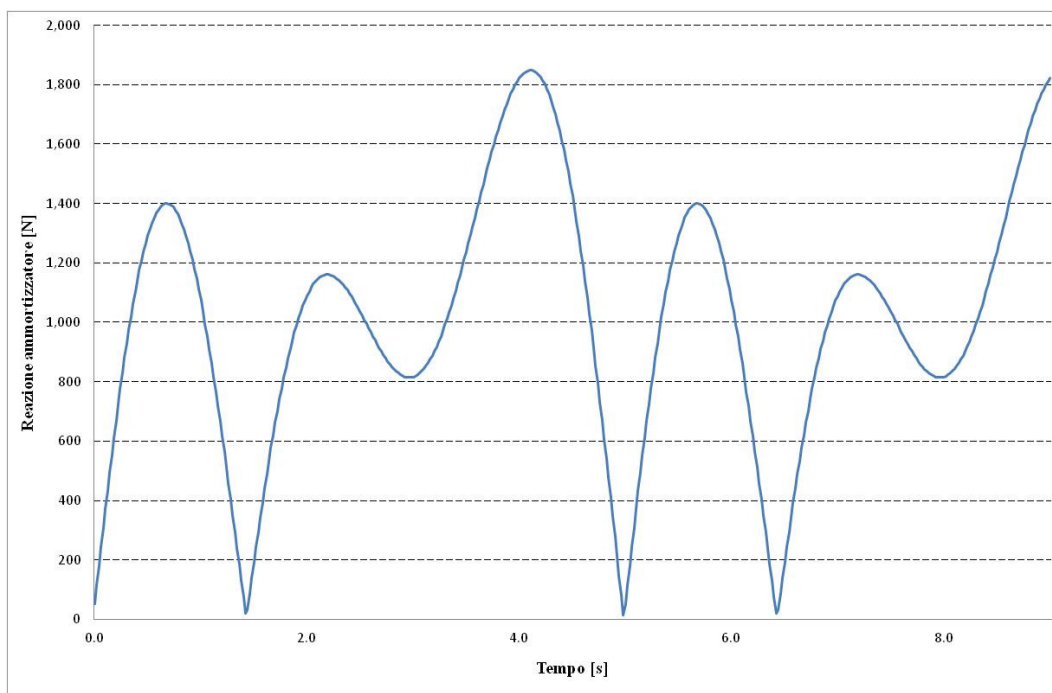


Figura 5.19 Reazione ammortizzatore posizione B, sollecitazione periodica generica

Risultati ottenuti

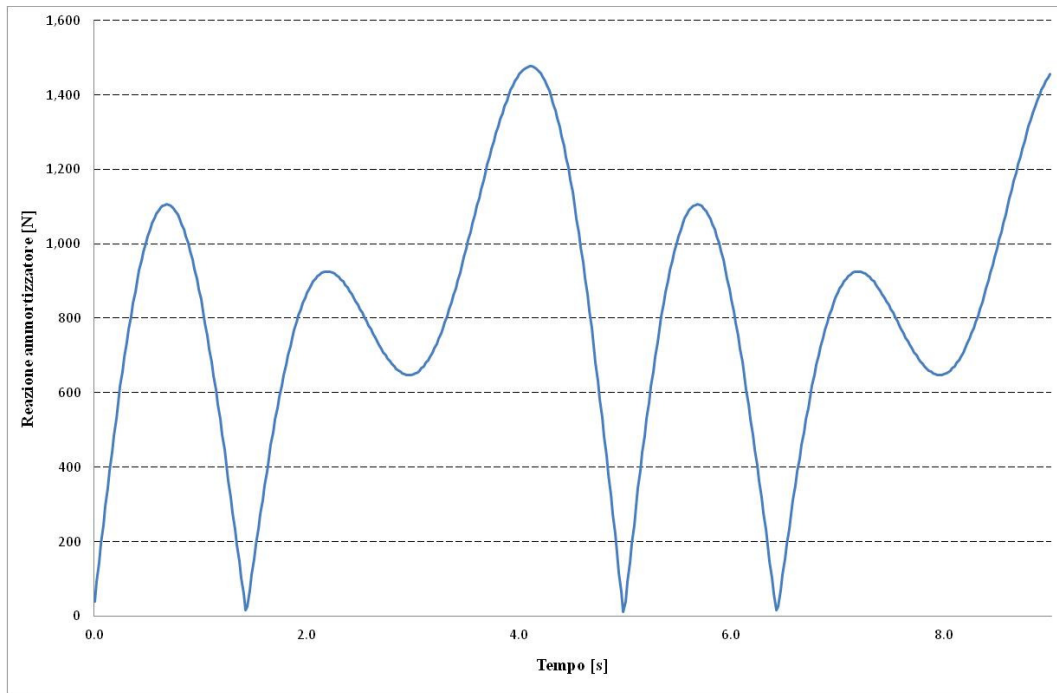


Figura 5.20 Reazione ammortizzatore posizione C, sollecitazione periodica generica

Anche in questo caso si può notare come la configurazione relativa al punto C determini delle reazioni inferiori per i motivi precedentemente esposti.

5.2 Test con contatto

I risultati seguenti sono stati determinati imponendo un vincolo di contatto tra l'appoggio e lo pneumatico; nel software sono state impostate le caratteristiche dei materiali a contatto.

I grafici seguenti mostrano lo spostamento verticale del centro ruota al variare dei punti di ancoraggio dell'ammortizzatore. Tale spostamento non parte da un valore nullo in quanto il centro ruota, nella posizione iniziale, si trova a 10 mm dall'origine del sistema di riferimento rispetto al quale lo spostamento è stato valutato.

5.2.1 Sollecitazione impulsiva

Facendo riferimento allo spostamento imposto al piano d'appoggio presentato in Figura 4.6, si sono ottenuti i seguenti risultati.

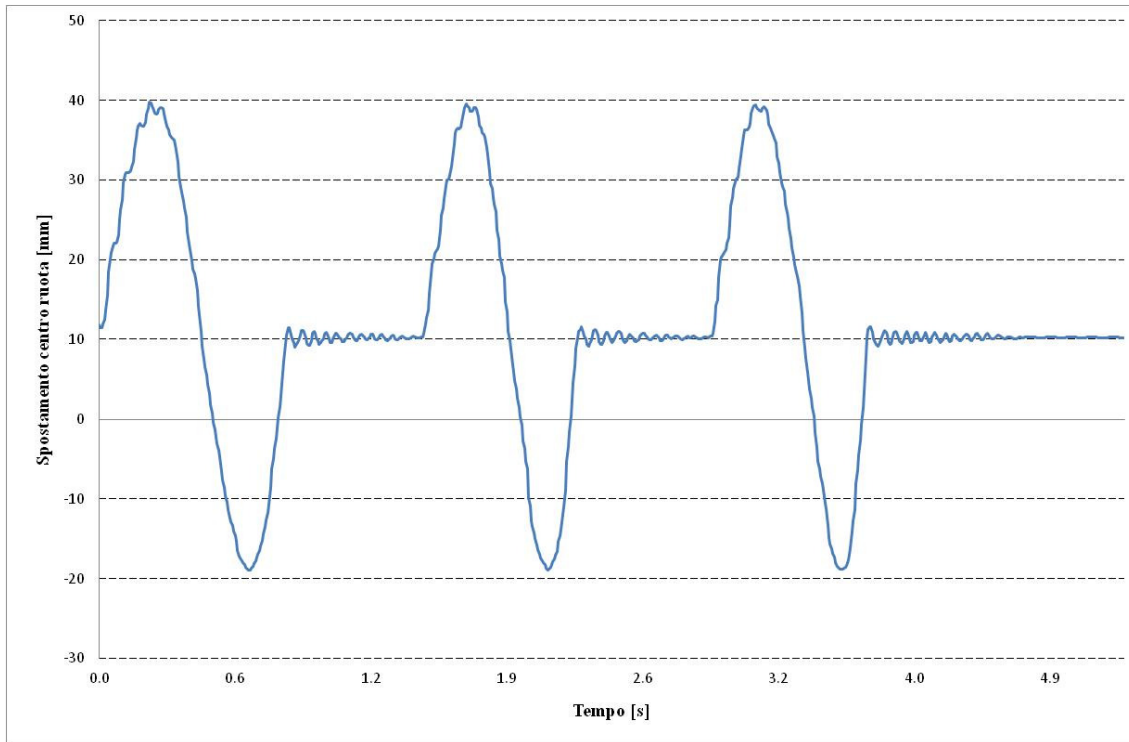


Figura 5.21 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio A, sollecitazione impulsiva

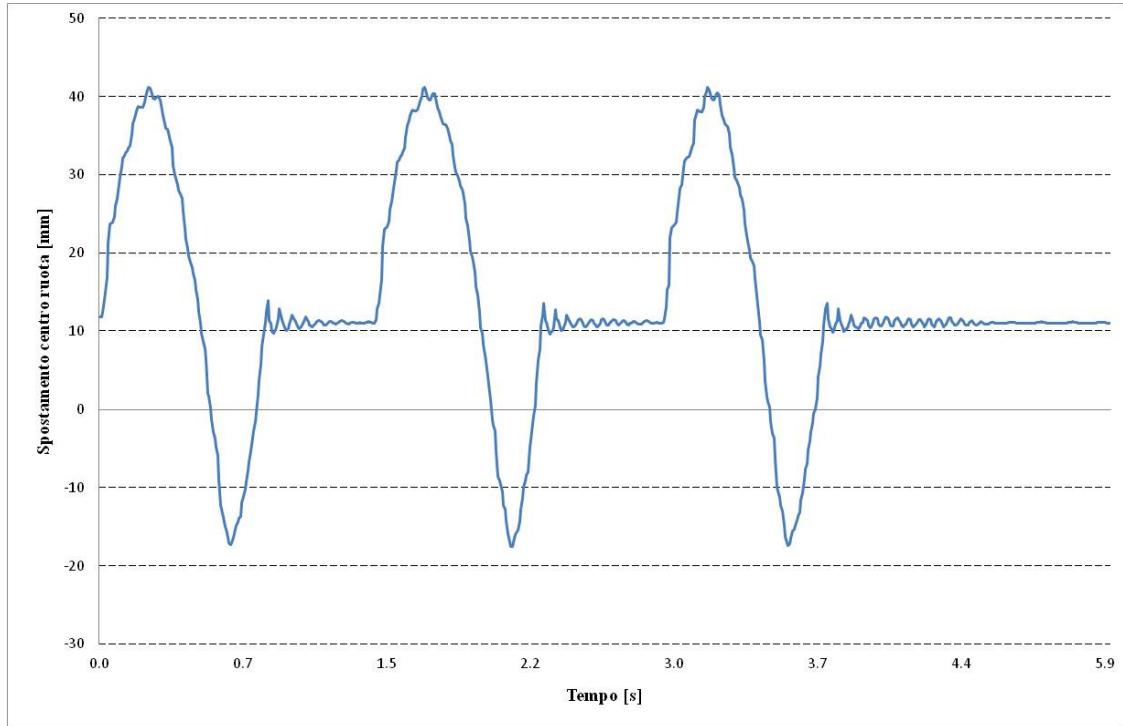


Figura 5.22 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio B, sollecitazione impulsiva

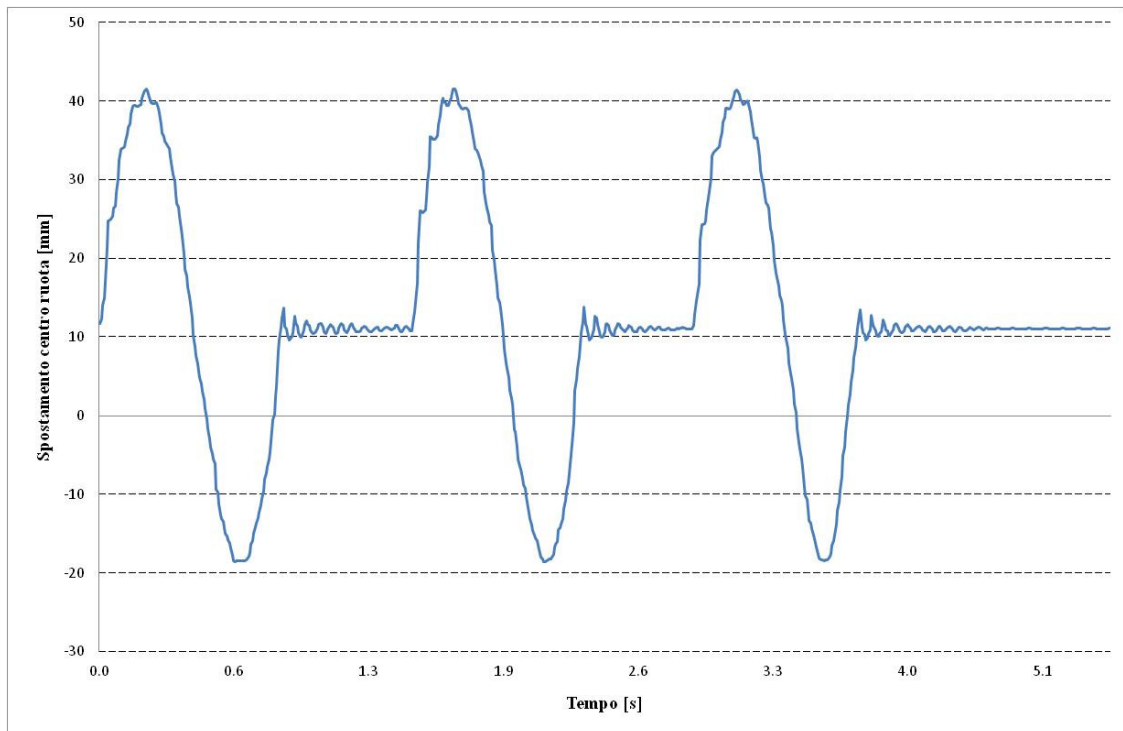


Figura 5.23 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio C, sollecitazione impulsiva

Si può notare come la configurazione relativa al punto di ancoraggio A consenta di avere degli spostamenti verticali inferiori, con una riduzione che arriva fino al 10% (si veda anche la Figura 5.24). Inoltre con questa configurazione la risposta risulta smorzata in maniera migliore.

Risultati ottenuti

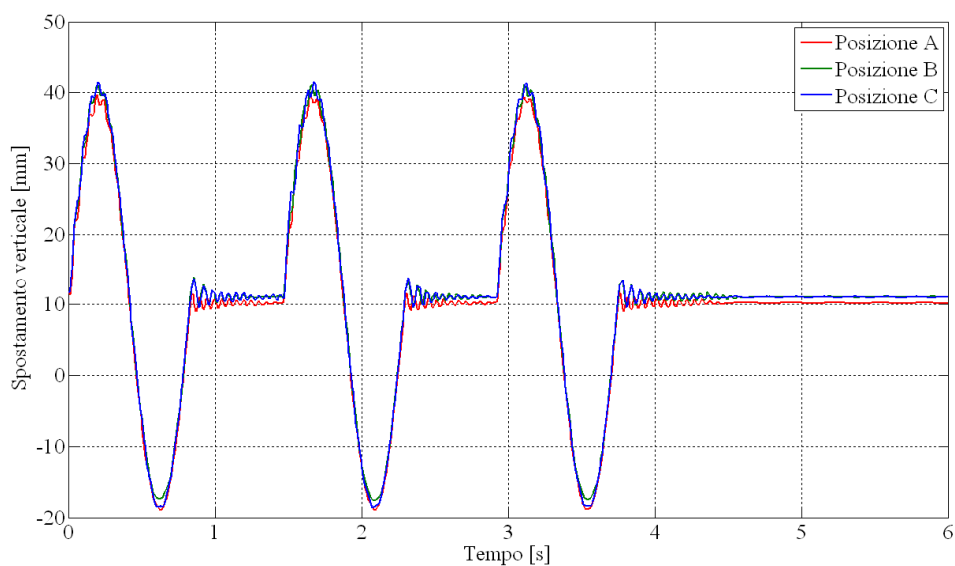


Figura 5.24 Confronto degli spostamenti verticali al variare del punto di ancoraggio

Per quanto riguarda la reazione dell'ammortizzatore, nelle simulazioni con contatto si sono ottenuti andamenti simili a quelli presentati nel paragrafo 5.1. In particolare, in termini di valori assoluti, le reazioni sono confrontabili mentre l'andamento presenta un rumore dovuto alla condizione di contatto. A titolo di esempio di seguito si mostra la reazione dell'ammortizzatore relativa al punto di ancoraggio A.

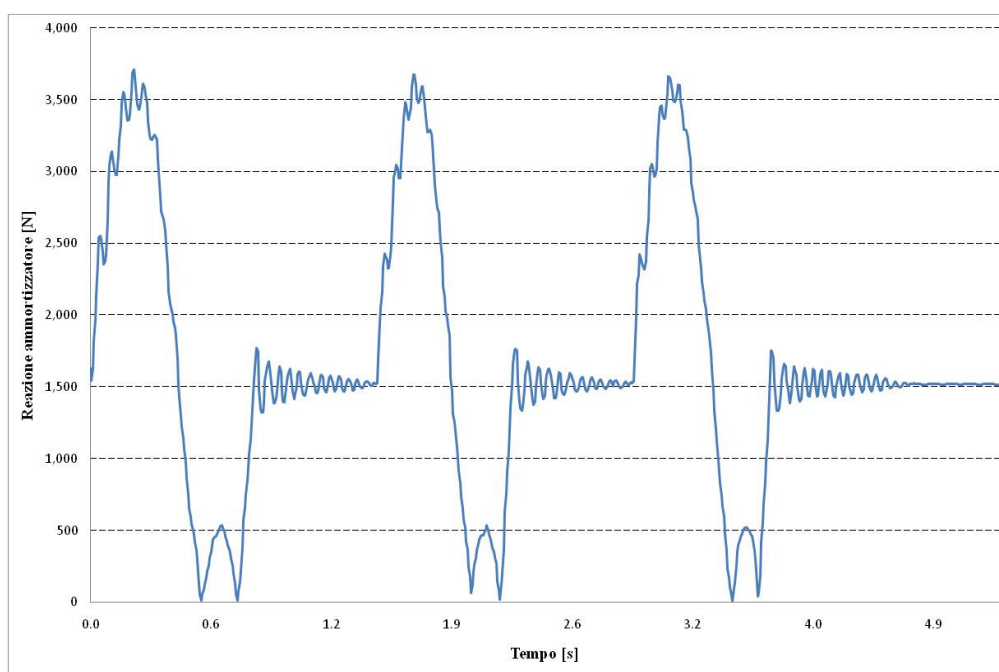


Figura 5.25 Reazione ammortizzatore posizione A, sollecitazione impulsiva

Si può notare come tale andamento sia confrontabile con quello presentato in Figura 5.15.

5.2.2 Sollecitazione periodica generica

Facendo riferimento allo spostamento imposto al piano d'appoggio presentato in Figura 4.7, si sono ottenuti i seguenti risultati.

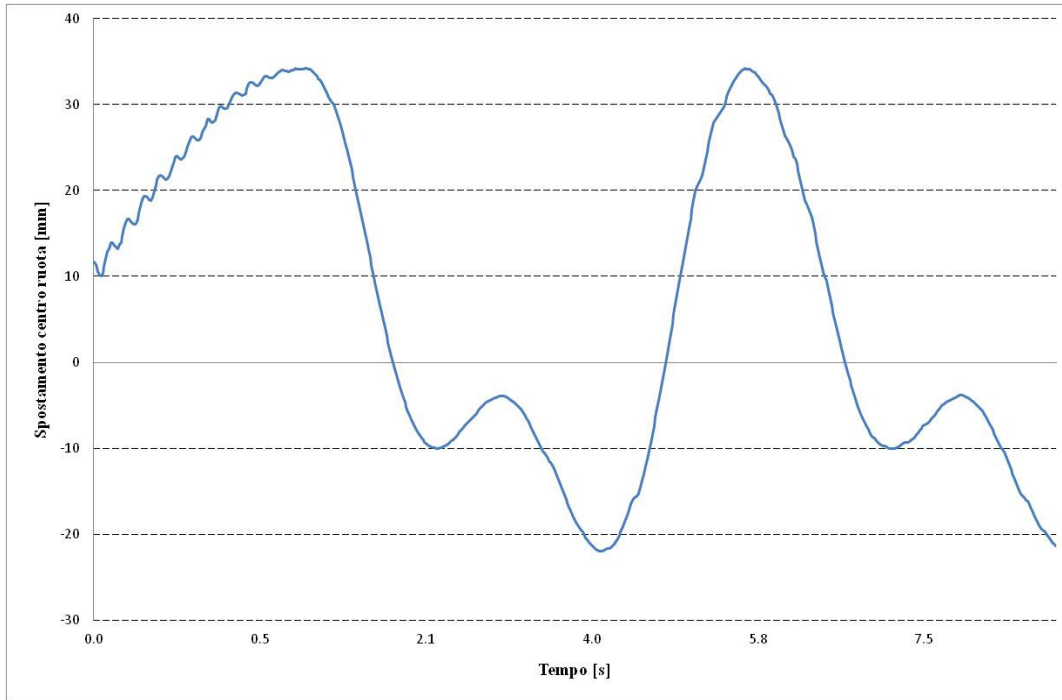


Figura 5.26 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio A, sollecitazione periodica generica

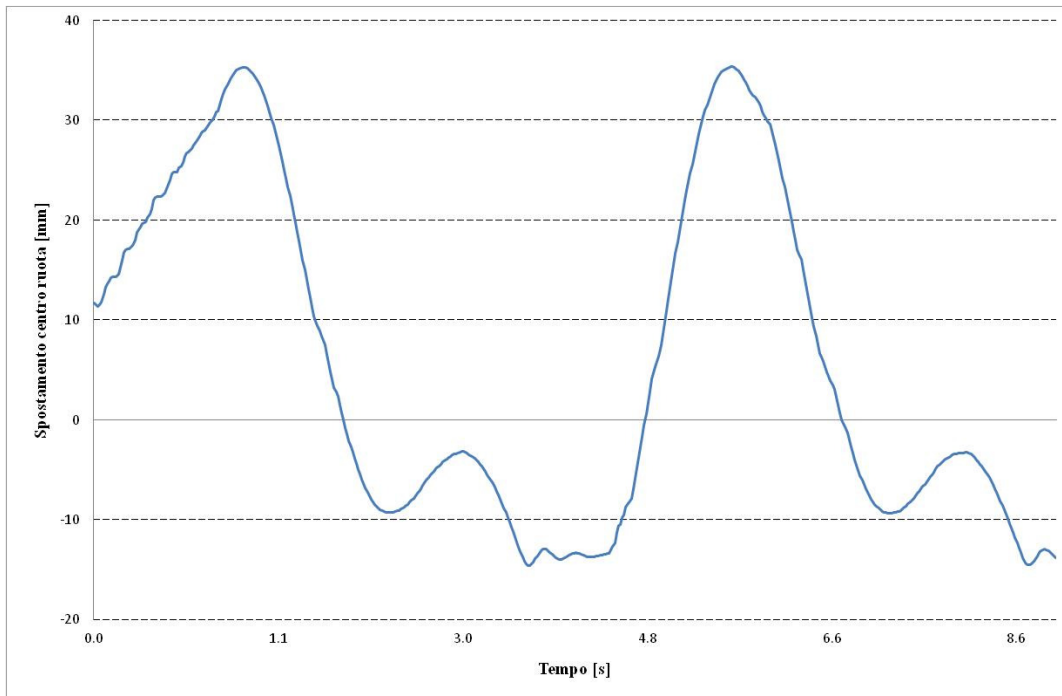


Figura 5.27 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio B, sollecitazione periodica generica

Risultati ottenuti

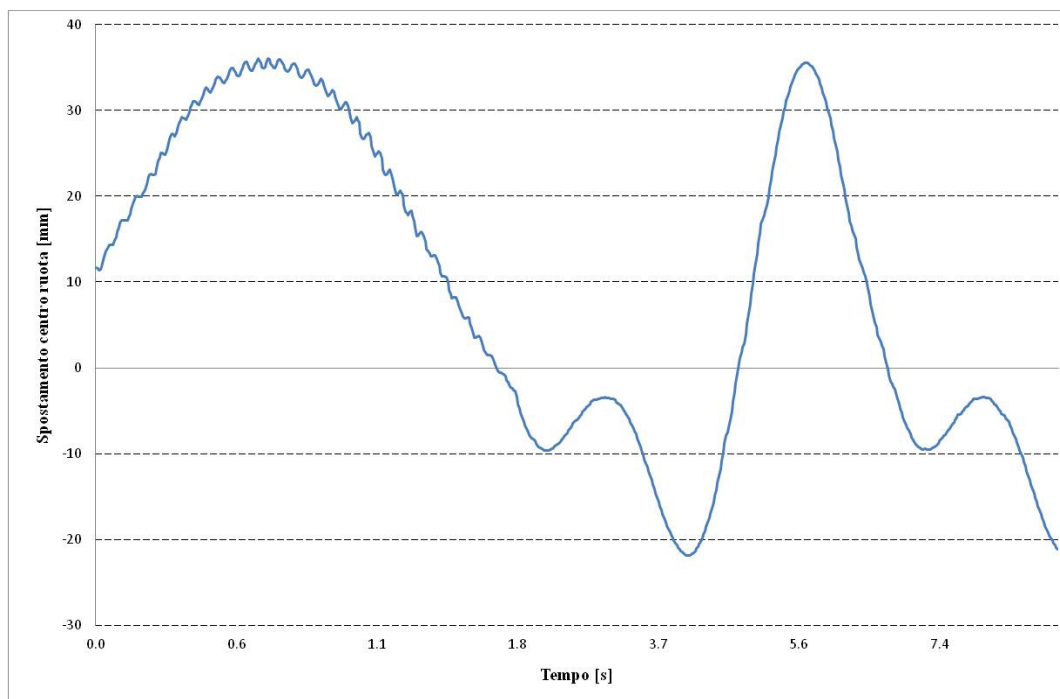


Figura 5.28 Spostamento centro ruota relativo al punto di ancoraggio C, sollecitazione periodica generica

Si può notare come, considerando tutto l'intervallo di tempo per cui agisce la sollecitazione, la configurazione relativa al punto di ancoraggio A consenta di avere degli spostamenti verticali massimi inferiori.

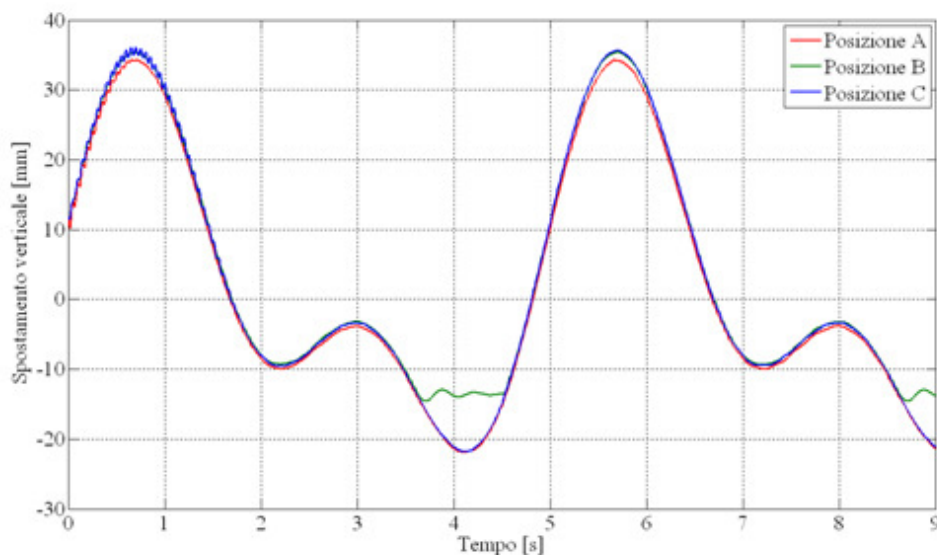


Figura 5.29 Confronto degli spostamenti verticali al variare del punto di ancoraggio

Per quanto riguarda la reazione dell'ammortizzatore, anche in questo caso si presenta a titolo di esempio quella relativa al punto di ancoraggio A.

Risultati ottenuti

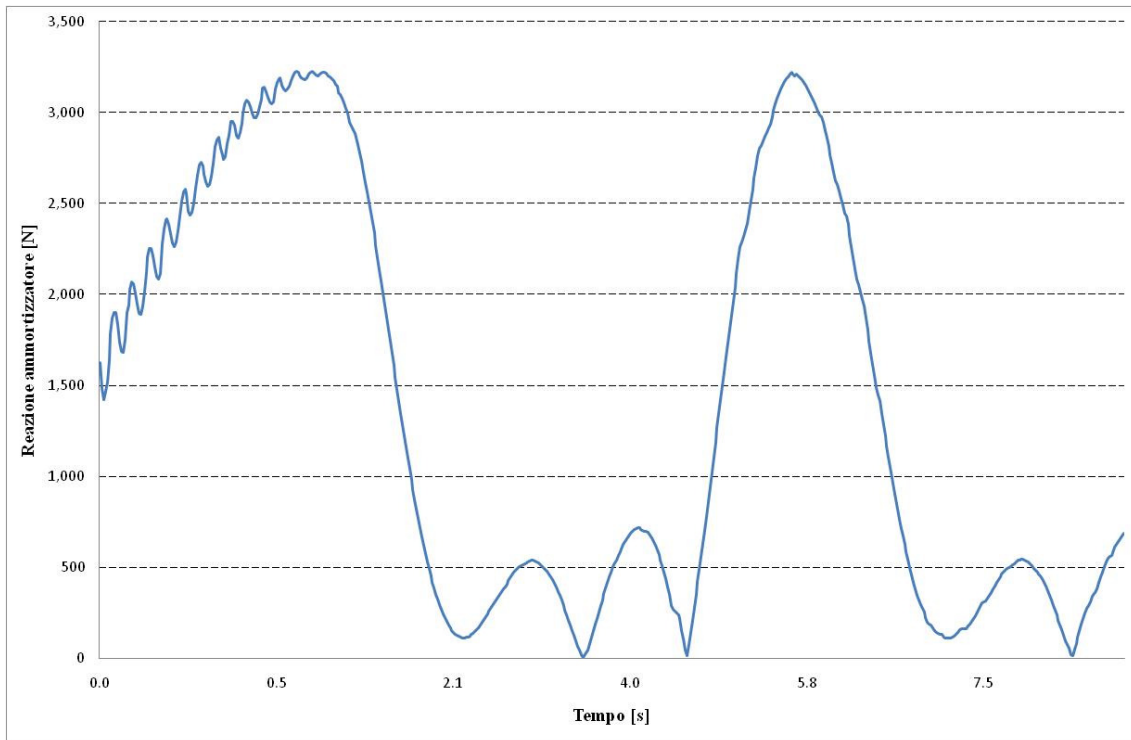


Figura 5.30 Reazione ammortizzatore posizione A

Si può notare come tale andamento sia confrontabile con quello presentato in Figura 5.18.

5.3 Rimozione dei vincoli sovrabbondanti

Per quanto riguarda questo tipo di simulazioni, si è voluto valutare lo spostamento del centro ruota avendo rimosso i vincoli di un intero quadrilatero e facendo funzionare solo uno dei due quadrilateri della sospensione.

Le simulazioni sono state eseguite in presenza di contatto avendo imposto lo spostamento periodico generico all'appoggio, per tutti e tre i punti di ancoraggio.

Di seguito si presentano i confronti relativi a questi risultati e a quelli presentati nel paragrafo 5.2.2.

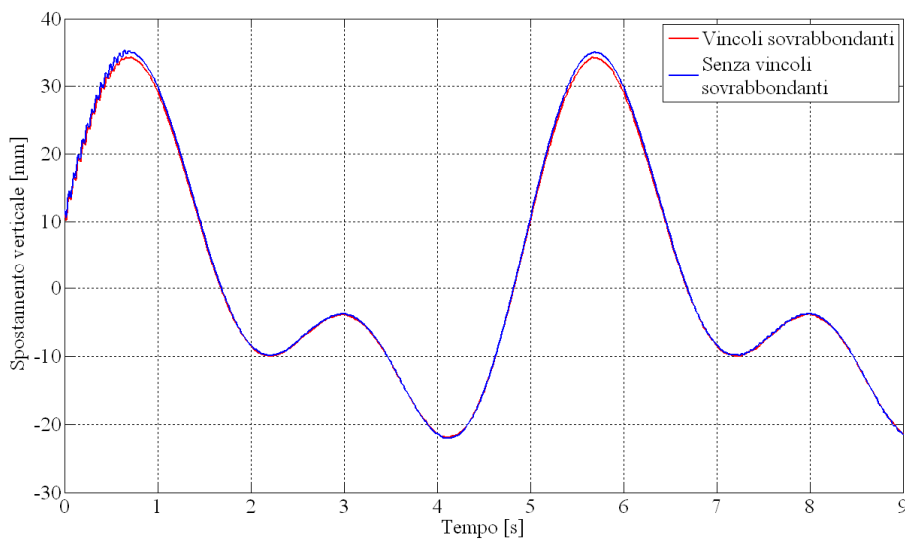


Figura 5.31 Confronto tra il caso con e senza vincoli sovrabbondanti per la posizione A, sollecitazione periodica generica

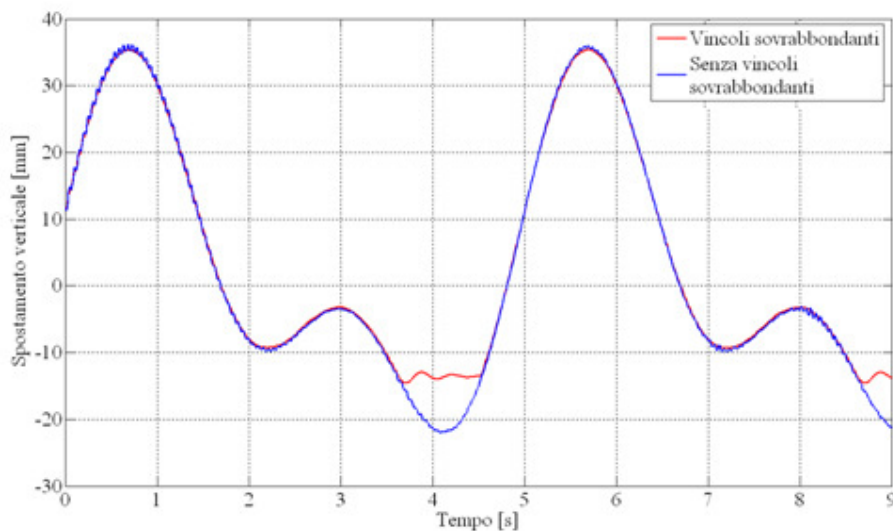


Figura 5.32 Confronto tra il caso con e senza vincoli sovrabbondanti per la posizione B, sollecitazione periodica generica

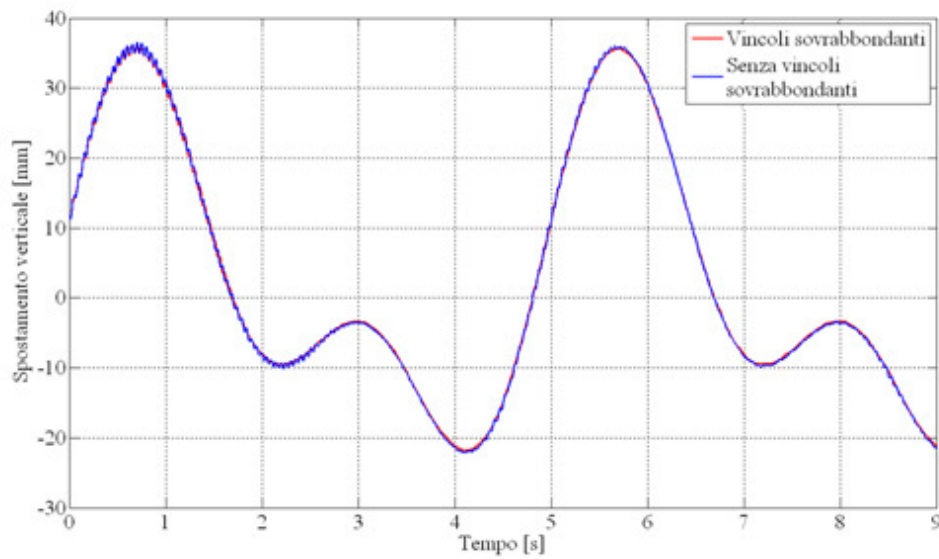


Figura 5.33 Confronto tra il caso con e senza vincoli sovrabbondanti per la posizione C, sollecitazione periodica generica

Come ci si poteva aspettare, gli andamenti sono sovrapponibili in quanto la simulazione è stata eseguita imponendo lo spostamento al piano d'appoggio. Si nota, inoltre, che gli spostamenti ottenuti senza vincoli sovrabbondanti oscillano intorno ai valori ottenuti in presenza degli stessi.

6 Conclusioni

Alla luce di tutti i risultati ottenuti, si vuole definire quale configurazione risulta essere la più performante.

In base ai risultati presentati al paragrafo 5.1, in cui lo spostamento del centro ruota era imposto, si nota come la soluzione migliore è quella relativa al punto di ancoraggio C. In tal caso, infatti, si registrano dei carichi minori.

Per quanto riguarda, invece, le simulazioni presentate al paragrafo 5.2, in cui si è imposto un vincolo di contatto tra la ruota e il piano d'appoggio, la soluzione migliore risulta essere quella relativa al punto di ancoraggio A. In questo caso, infatti, gli spostamenti verticali risultano essere minori e la risposta viene smorzata in maniera migliore.

Tuttavia, poiché la monoposto per cui è stata progettata questa sospensione è una vettura da competizione, si preferisce effettuare delle scelte volte alle prestazioni piuttosto che al comfort. Pertanto si ritiene che la scelta del punto di ancoraggio A risulti essere la migliore.

