

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio con metody multibody dell'influenza delle caratteristiche di
sospensioni posteriori Hotchkiss sul comportamento dinamico
della trasmissione di un veicolo commerciale leggero



Relatore

Prof. Aurelio Somà

Tutor Aziendale

Ing. Vittorio Dal Col

Candidato

Stefano De Martino

Anno accademico 2018/2019

Indice

| | |
|--|----|
| RINGRAZIAMENTI | 5 |
| INTRODUZIONE | 7 |
| 1. Elementi costitutivi | 8 |
| 1.1. Albero di trasmissione | 8 |
| 1.2. Giunto cardanico | 9 |
| 1.2.1. Sollecitazioni torsionali | 12 |
| 1.2.2. Sollecitazioni di inerzia | 13 |
| 1.2.3. Coppie secondarie | 14 |
| 1.3. Rubber Joint | 15 |
| 1.4. Supporto elastico | 16 |
| 1.5. Sospensione posteriore | 17 |
| 2. DESCRIZIONE DEL MODELLO | 21 |
| 2.1. Gruppo motopropulsore | 21 |
| 1.2. Gruppo di trasmissione | 22 |
| 1.3. Gruppo sospensione posteriore | 26 |
| 3. VERIFICA DEL MODELLO | 30 |
| 3.1. Velocità angolare | 31 |
| 3.2. Angolo del naso ponte | 32 |
| 3.3. Freccia della balestra | 33 |
| 3.4. Corsa dell'ammortizzatore | 33 |
| 3.5. Accelerazione angolare | 34 |
| 4. VALIDAZIONE DEL MODELLO | 36 |
| 4.1. Manovra APM1+DN1 | 37 |
| 4.2. Analisi dei risultati | 38 |
| 4.2.1. Velocità di rotazione | 38 |
| 4.2.2. Coppia | 39 |
| 4.2.3. Angolo di beccheggio | 40 |
| 4.2.4. Angolo di rollio | 41 |
| 4.2.5. Accelerazioni sui supporti | 42 |
| 5. ANALISI DEI MODI PROPRI DI VIBRARE | 51 |
| 5.1. Analisi modale gruppo motopropulsore ed albero | 51 |
| 5.2. Analisi modale modello intero | 52 |
| 6. INFLUENZA DEI PARAMETRI COSTITUTIVI | 62 |
| 6.1. Modulo elastico E della balestra | 62 |
| 6.2. Rigidezza delle boccole della balestra | 65 |

| | | |
|--------|--|----|
| 6.2.1. | Rigidezza radiale della boccola anteriore..... | 67 |
| 6.2.2. | Rigidezza assiale della boccola anteriore..... | 74 |
| 6.2.3. | Rigidezza radiale delle boccole posteriori | 80 |
| 6.2.4. | Rigidezza assiale delle boccole posteriori | 85 |
| 7. | CONCLUSIONI e SVILUPPI FUTURI..... | 91 |
| | Bibliografia..... | 93 |

RINGRAZIAMENTI

Volevo ringraziare il prof. Aurelio Somà, l'ing. Matteo Castellaneta e l'ing. Vittorio Dal Col per l'opportunità datami di fare esperienza in una grande azienda come Iveco, per me è stata la prima volta nel mondo del lavoro, ed essere stato accolto in un ambiente familiare ha sicuramente aiutato.

Un ringraziamento speciale va alla mia fidanzata Roberta che mi ha sempre sostenuto e ha sempre creduto in me, dandomi forza anche nei momenti di maggiore sconforto che ovviamente non sono mancati, sono davvero onorato di camminare al tuo fianco.

Un grazie enorme ai miei genitori che mi hanno sempre sostenuto in qualsiasi scelta io abbia mai fatto, senza mai impormi nulla ma ponendosi come consiglieri fidati, dandomi la forza di affrontare ogni ostacolo.

Un grazie a tutti i ragazzi con cui ho condiviso questo percorso di studio e ai miei coinquilini, condividere con voi gioie e dolori di questo periodo della mia vita è stato davvero importante.

INTRODUZIONE

Il seguente lavoro si propone lo scopo di mettere a punto un modello di calcolo delle sollecitazioni vibrazionali a cui è sottoposta la driveline di un veicolo commerciale leggero, al fine di studiare l'influenza dei parametri costruttivi delle sospensioni su di essa.

Si è partiti da un modello di albero a tre tronchi precedentemente validato su dati sperimentali ed ottimizzato sui parametri di progetto. Il modello è stato realizzato utilizzando MSC Adams Car, un software per lo studio della dinamica multibody. Adams Car permette di simulare la dinamica delle parti in movimento e analizzare la distribuzione di forze e carichi attraverso i sistemi meccanici.

Nella prima fase del lavoro è stato implementato il precedente modello con il sistema di sospensione posteriore e ne è stato verificato il corretto funzionamento. In particolare, si sono forniti degli input in ingresso e si è controllato che la risposta del sistema dia risultati coerenti.

Nella seconda fase si è passati alla validazione del modello confrontandone i dati con quelli sperimentali disponibili da una prova di un veicolo su strada. Questa fase ha richiesto una grande quantità di lavoro per adeguare tutte le caratteristiche del modello matematico in maniera da ottenere una buona corrispondenza di funzionamento con il veicolo reale.

Nella terza fase si sono analizzate le sollecitazioni vibrazionali agenti sui due supporti dell'albero di trasmissione e si è verificata la presenza di eventuali picchi di risonanza nei segnali di forza e accelerazione trasmessa. Le frequenze in cui si verificano le risonanze poi sono state paragonate con quelle in cui si hanno i modi propri di vibrare ottenuti dall'analisi modale.

Nell'ultima fase si sono modificati i parametri costitutivi principali delle sospensioni, per studiarne l'influenza sul comportamento dinamico della driveline. Nello specifico sono state confrontate le frequenze associate agli stessi modi di vibrare e sono state analizzate le loro variazioni al variare dei parametri costitutivi modificati, così da individuare quali influenzano maggiormente il sistema.

1. Elementi costitutivi

La configurazione tipica dei veicoli commerciali prevede il motore installato anteriormente e, nel caso di trazione posteriore come sul veicolo oggetto dello studio, in posizione longitudinale con il cambio di velocità collegato direttamente ad esso. La trasmissione del moto alle ruote posteriori avviene tramite un albero di trasmissione, normalmente spezzato in più tratti collegati da giunti cardanici, una coppia conica ed un differenziale per la trasmissione del moto ai semi-assi, collegati alle ruote stesse.

Nel caso di sospensione posteriore ad assale rigido, coppia conica, differenziale e semiassi sono inglobati in un unico componente, denominato “ponte” o “live axle” che integra il supporto delle ruote ed è vincolato al telaio veicolo tramite elementi elastici, in genere balestre, e smorzanti, in genere ammortizzatori idraulici a doppio effetto

Nella configurazione di driveline¹ “open” attraverso l’albero di trasmissione viene trasmessa la coppia dal gruppo motopropulsore ai semiassi posteriori, mentre le sollecitazioni provenienti dalle ruote e quelle di reazione dei semiassi sono trasmesse al veicolo tramite il sistema di sospensione posteriore. Le uniche forze che agiscono sull’albero di trasmissione sono quelle dovute allo spostamento delle sospensioni, del gruppo motopropulsore e del naso del ponte, specialmente in condizioni di coppia elevata.

Il sistema composto dalla driveline di tipo “open”, dalla sospensione posteriore ad assale rigido, coppia conica, differenziale e semiassi inglobati in un unico componente è detto di Hotkiss.

Un sistema del genere ha il vantaggio di avere un costo basso, di ridurre la massa del veicolo ed è facile da realizzare e installare.

1.1. Albero di trasmissione

L’albero di trasmissione deve assicurare quattro funzionalità principali:

- Trasmissione della coppia dal gruppo motopropulsore al ponte
- Mantenimento della velocità di rotazione dell’albero di uscita del cambio
- Capacità di assicurare le funzioni precedenti anche con posizioni ed angoli del ponte variabili nel tempo, in funzione delle caratteristiche della sospensione posteriore e delle sue condizioni di funzionamento

¹ SAE AE-07, pag. 3-4

- Capacità di compensare le variazioni della distanza tra cambio e ponte dovute alle sollecitazioni stradali o alla dinamica del veicolo stesso²

I collegamenti tra le varie componenti della driveline vengono normalmente realizzati tramite giunti cardanici, che permettono di garantire le funzionalità richieste. In alcuni casi il giunto cardanico all'uscita del cambio viene sostituito da un giunto in gomma.

1.2. Giunto cardanico

Il giunto cardanico è un quadrilatero articolato che permette la trasmissione del moto rotazionale tra due assi incidenti.

L'asse che trasmette il moto è detto motore, quello che lo riceve è detto condotto e sono collegati tra loro tramite delle forcelle disposte a 90° l'una dall'altra che formano due coppie rotoidali su uno stesso membro detto crociera (figura 1).

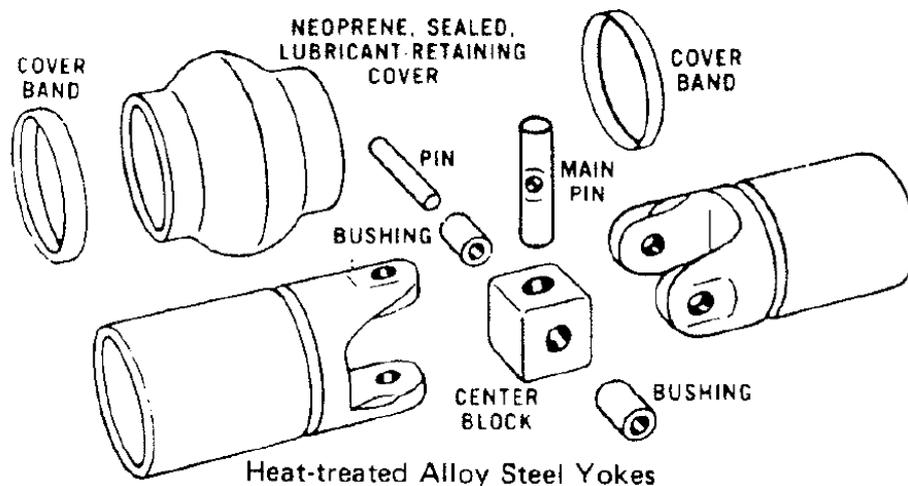


Figura 1: Schema costitutivo di un giunto cardanico³

Con riferimento alla figura 2 (sotto) siano:

- β_1 : l'angolo di rotazione dell'asse motore

² SAE AE-07, pag.15

³ SAE AE-07, pag. 39

- β_2 : l'angolo di rotazione dell'asse condotto
- ω_1 : velocità angolare dell'asse motore
- ω_2 : velocità angolare dell'asse condotto
- ϑ : l'angolo relativo tra i due assi

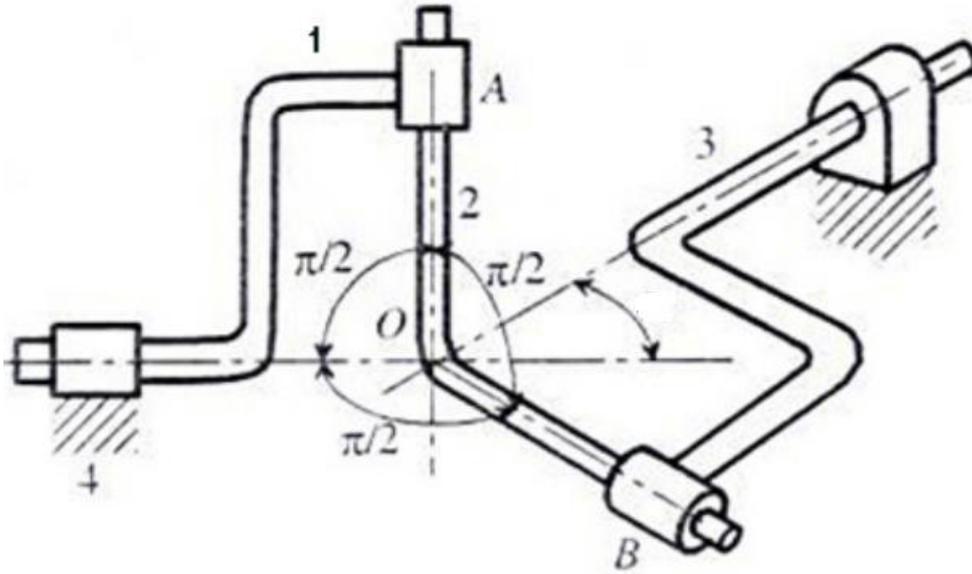


Figura 2: Schema degli assi di un giunto cardanico⁴

I coseni direttori degli assi sono:

$$\begin{array}{ccc} 0 & -\sin \beta_1 & \cos \beta_1 \\ \cos \beta_2 \sin \vartheta & -\cos \beta_2 \cos \vartheta & -\sin \beta_2 \end{array}$$

Dall'ortogonalità ottengo:

$$\tan \beta_2 = \tan \beta_1 \cos \vartheta$$

Derivando rispetto al tempo ed esprimendo il tutto in funzione di β_1 ottengo l'espressione del rapporto di trasmissione:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \vartheta}{1 - \sin^2 \beta_1 \sin^2 \vartheta}$$

⁴ https://meccanicaweb.it/wp-content/uploads/2009/11/giunto_cardanico.pdf

Dalla formula si nota come il giunto cardanico non è omocinetico, la velocità angolare trasmessa dipende dall'angolo relativo tra i due assi, più questo è grande e più l'ampiezza dell'oscillazione della velocità attorno al valore medio aumenta.

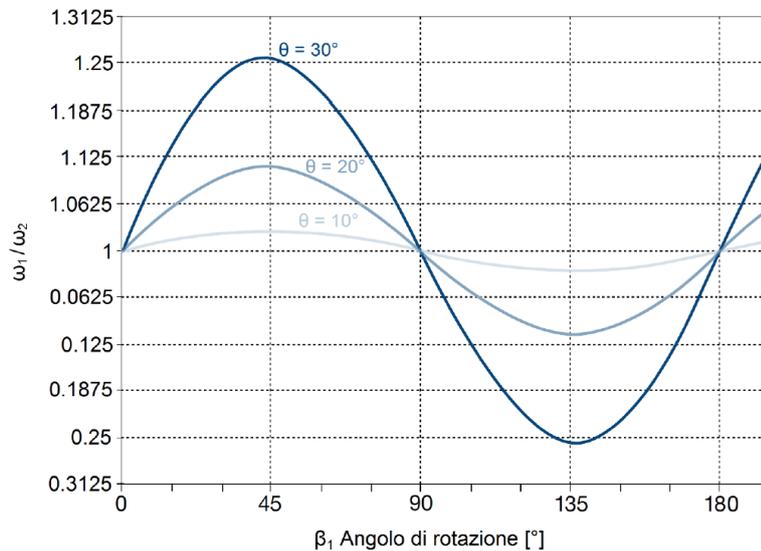


Figura 3: Rapporto tra la velocità angolare dell'asse condotto e quello conduttore in funzione della posizione angolare

Dal grafico di figura 3 si nota come la velocità compia due oscillazioni ogni rivoluzione completa dell'asse.

Il discorso è analogo per quanto riguarda l'accelerazione angolare, ottenuta differenziando l'equazione della velocità:

$$\alpha_1 = \frac{2\omega_2^2 \cos \vartheta \sin^2 \beta_1 \sin 2\beta_1}{(1 - \sin^2 \vartheta \sin^2 \beta_1)^2}$$

L'andamento dell'accelerazione segue sempre due oscillazioni complete ogni giro dell'asse ma risulta ovviamente sfasata di 45° rispetto la velocità.

La non omocineticità del giunto cardanico produce delle oscillazioni di velocità e di coppia che generano delle sollecitazioni vibrazionali di vario genere nella driveline.

Le principali sono:

- Sollecitazioni torsionali
- Sollecitazioni di inerzia
- Coppie secondarie

1.2.1. Sollecitazioni torsionali⁵

Le sollecitazioni torsionali hanno origine dalla non uniforme velocità di rotazione del giunto; l'ampiezza della vibrazione dipende dall'angolo relativo tra gli assi secondo la formula:

$$A = \arctan\left(\frac{1}{\cos \vartheta}\right)^{1/2} - \arctan(\cos \vartheta)^{1/2}$$

Quando, come nel nostro caso, gli angoli sono piccoli (minori di 10°) l'equazione è approssimabile a:

$$A \cong \frac{\vartheta^2}{4}$$

Con A e ϑ espressi in radianti.

In sistemi più complessi formati da più giunti cardanici, ci si riferisce ad un sistema equivalente di un giunto il cui angolo relativo dipende dalla configurazione di fase dei giunti stessi (figura 4) e prende il nome di angolo torsionale equivalente ϑ_{res} :

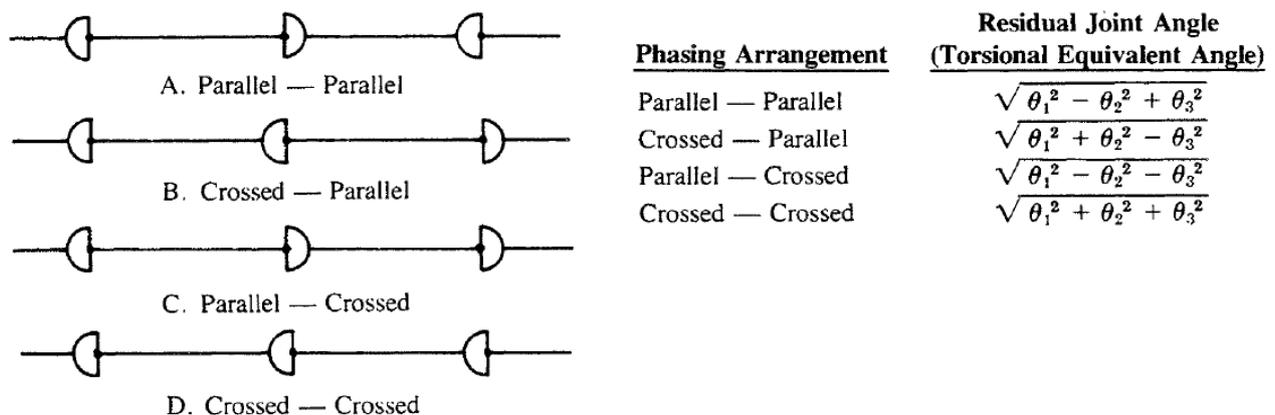


Figura 4: Schematizzazione delle configurazioni dei giunti cardanici⁶

Durante il normale funzionamento del veicolo è impossibile che gli angoli di lavoro di ogni giunto cardanico rimangano costanti e pari al valore ottimale, quindi risulta necessario definire dei parametri sperimentali massimi entro i quali sono garantiti standard soddisfacenti di qualità di guida, vibrazioni e rumore. Il più importante è l'accelerazione angolare massima che deve trovarsi al di sotto di 400 rad/s², che corrisponde ad esempio ad un angolo equivalente di torsione di 3° nel caso in cui l'albero ruoti a 3600rpm.

⁵ SAE AE-07, pag. 48, 60-61

⁶ SAE AE-07, pag. 47

1.2.2. Sollecitazioni di inerzia⁷

La non omocineticità del giunto cardanico origina delle oscillazioni di coppia sull'albero di trasmissione responsabili delle sollecitazioni inerziali.

La coppia trasmessa T dipende dal momento d'inerzia J dell'albero e dalla sua accelerazione angolare secondo la seguente relazione:

$$T = J\alpha$$

Per valutare l'effetto delle sollecitazioni di inerzia si utilizzano due parametri:

- ϑ_D : L'angolo equivalente di inerzia motore, definito come l'angolo equivalente di un giunto unico che produce la stessa accelerazione massima della somma delle massime accelerazioni di tutti i giunti tranne l'ultimo:
- ϑ_C : L'angolo equivalente di inerzia condotto, definito come l'angolo equivalente di un giunto unico che produce la stessa accelerazione massima della somma delle massime accelerazioni di tutti i giunti tranne il primo:

La definizione dei due parametri a seconda della configurazione angolare dei giunti sono indicati in figura 5.

| Phasing Arrangement | Inertia Equivalent Angle | |
|--------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| | θ_D | θ_C |
| Parallel-Parallel | $\sqrt{2\theta_1^2 - \theta_2^2}$ | $\sqrt{2\theta_3^2 - \theta_2^2}$ |
| Crossed-Parallel | $\sqrt{2\theta_1^2 + \theta_2^2}$ | $\sqrt{2\theta_3^2 - \theta_2^2}$ |
| Parallel-Crossed | $\sqrt{2\theta_1^2 - \theta_2^2}$ | $\sqrt{2\theta_3^2 + \theta_2^2}$ |
| Crossed-Crossed | $\sqrt{2\theta_1^2 + \theta_2^2}$ | $\sqrt{2\theta_3^2 + \theta_2^2}$ |

Figura 5 : Definizione di θ_D e θ_C ⁸

Inoltre è possibile scrivere una relazione tra gli angoli appena definiti e l'angolo torsionale equivalente:

$$\vartheta_D^2 - \vartheta_C^2 = 2\vartheta_{res}^2$$

Solitamente per alberi di trasmissione suddivisi in più di 2 tronchi, la massima accelerazione angolare⁹ che non causa eccessivi disturbi è quantificata intorno ai 2000 rad/s²; è possibile inoltre

⁷ SAE AE-07, pag. 50, 60

⁸ SAE AE-07, pag. 47

⁹ SAE AE-07, pag. 19

definire in funzione della velocità di rotazione dell'albero di trasmissione un valore massimo di angolo del giunto ammissibile, ad esempio a 3000rpm l'angolo massimo è di 5°45'.

1.2.3. Coppie secondarie¹⁰

Quando un giunto cardanico trasmette coppia, ha origine un momento flettente funzione della coppia e dell'angolo relativo tra i due alberi chiamato coppia secondaria.

La coppia secondaria sull'albero conduttore è:

$$C_1 \cong T \tan \theta \cos \beta$$

Con:

- T: coppia motrice
- θ : angolo relativo tra i tronchi
- β : angolo di rotazione

La coppia secondaria sull'albero condotto per piccoli angoli è:

$$C_2 \cong T \sin \theta \sin \beta$$

Per piccoli angoli il seno e la tangente di θ sono circa uguali, se ne conclude quindi che i valori massimi delle coppie secondarie dell'albero conduttore e di quello condotto sono gli stessi, ma sono sfasate di 90°.

La coppia secondaria tende a flettere il tronco centrale due volte ad ogni ciclo di rotazione dell'albero di trasmissione, quindi dà origine a una sollecitazione vibrazionale sui supporti dell'albero. Nelle manovre in cui i valori della coppia sono particolarmente elevati, come lo spunto in prima marcia (condizione in cui la coppia motore viene moltiplicata dal rapporto del cambio), l'effetto delle coppie secondarie può essere particolarmente fastidioso, più delle sollecitazioni torsionali e d'inerzia trattate precedentemente.

In alberi di trasmissione con più giunti cardanici devono essere considerati gli effetti dovuti alle coppie secondarie di ogni giunto. Tenendo conto che generalmente gli alberi non giacciono in un unico piano, ma sono diversamente disposti nello spazio, e che le forcelle dei giunti di uno stesso tratto di albero possono essere diversamente orientate, il calcolo degli effetti delle coppie secondarie per via analitica sarebbe estremamente complesso, tanto che viene normalmente eseguito tramite modelli multibody.

¹⁰ SAE AE-07, pag. 50, 61

1.3. Rubber Joint

In alcuni casi per il collegamento tra cambio e primo tronco dell'albero di trasmissione si preferisce sostituire il cardano con un rubber joint.

Il rubber joint è un giunto omocinetico in materiale polimerico, apprezzato per la sua limitata rigidità che permette di recuperare disallineamenti angolari, spostamenti relativi assiali e di assorbire urti e vibrazioni torsionali. In realtà è possibile definirlo omocinetico solamente se l'angolo tra i due assi è 0° e la coppia trasmessa è nulla, nella pratica non lo è mai a causa di disallineamenti.

Nel modello ne è stata verificata la non omocineticità, in figura 6 è rappresentata la velocità angolare del primo tronco dell'albero data una velocità di input di prova di 3600rpm. Le frequenze di oscillazione calcolate sono di 60Hz e 120Hz, la seconda è dovuta però ai giunti cardanici successivi.

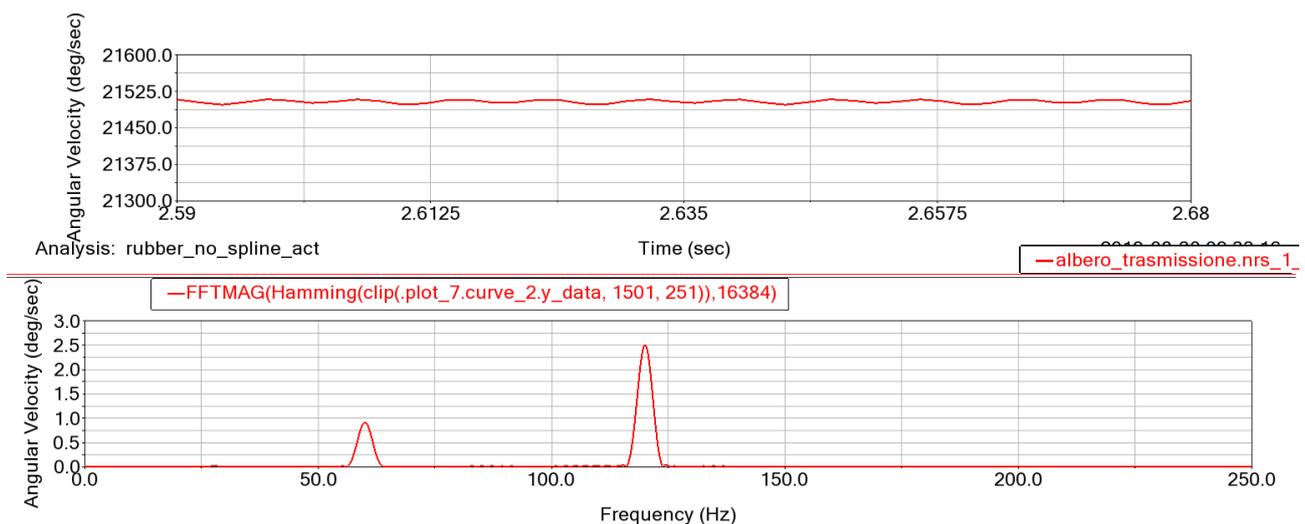


Figura 6: Andamento della velocità angolare del primo tronco e rispettiva FFT

Il giunto solitamente ha la forma di un poligono ai vertici del quale sono disposti in maniera alternata i fori di montaggio, che rispettivamente assicureranno il collegamento con il cambio e con il primo tronco dell'albero. Le configurazioni più comuni sono a 6 o a 8 fori.

Il rubber joint utilizzato nel nostro caso è di tipo a 8 fori (figura7).

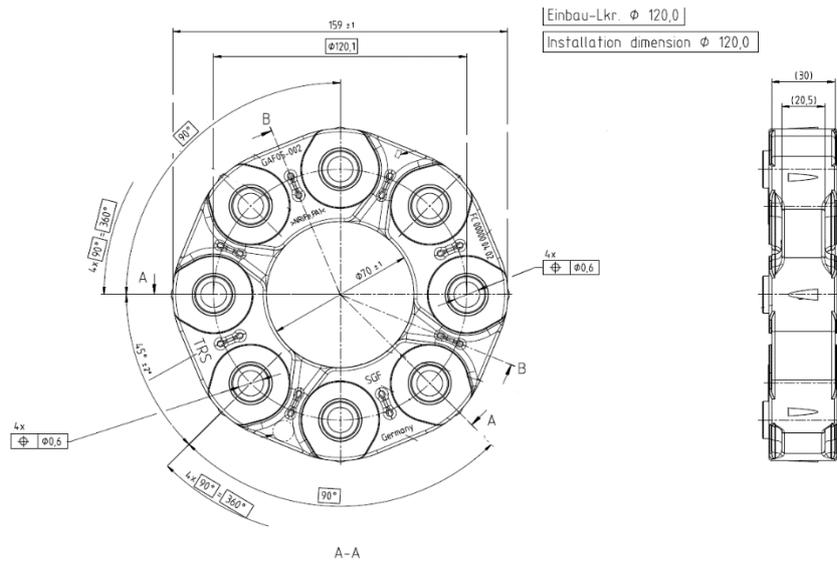


Figura 7: Schema di un rubber joint

1.4. Supporto elastico

L'albero motore è sostenuto e collegato al telaio tramite supporti elastici.

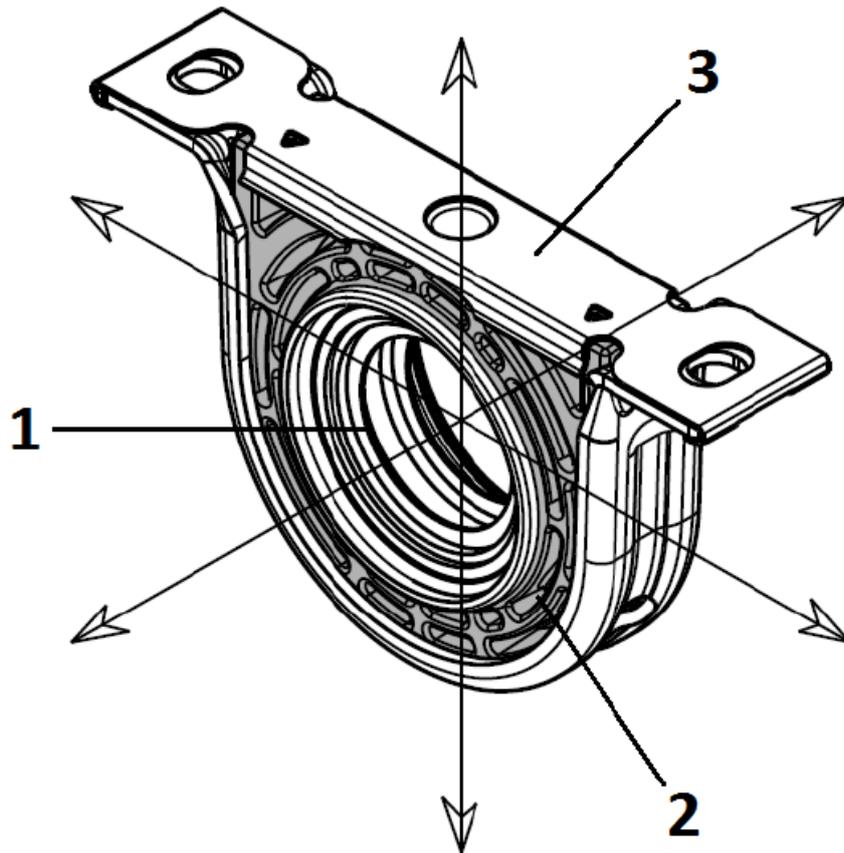


Figura 8: Schema di un supporto

Con riferimento la figura 8 gli elementi principali del supporto sono:

- 1: Anello interno
- 2: Parte in gomma
- 3: Gabbia esterna

Un cuscinetto a sfere mette in collegamento l'albero motore con l'anello interno del supporto su cui è galvanizzata direttamente il componente in gomma, quest'ultimo presenta dei fori che servono a variare la rigidità del componente nelle tre direzioni principali, la quale può essere differente per ognuna. Tra parte in gomma e telaio, tramite collegamento bullonato è interposta la gabbia metallica esterna.

Al fine di modificare la configurazione di tronchi dell'albero motore è possibile aggiungere dei distanziali metallici tra gabbia esterna e telaio.

1.5. Sospensione posteriore

Il sistema di sospensione posteriore è di tipo a ponte rigido, cioè le due ruote sono connesse rigidamente e non è possibile moto relativo tra loro.

Il veicolo è a trazione posteriore, quindi nel ponte vengono considerati assale rigido, coppia conica, differenziale e semiassi (figura 9). Il ponte è vincolato al telaio sia longitudinalmente che trasversalmente tramite le molle a balestra, gli ammortizzatori e la barra antirollio.

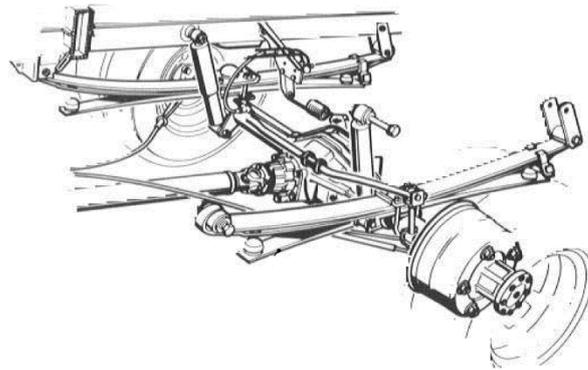


Figura 9: Schema di una sospensione posteriore con molle a balestra

Questa configurazione è largamente utilizzata nei veicoli commerciali grazie alla sua semplicità, robustezza e affidabilità, nonostante abbia un ingombro non trascurabile, elevate masse sospese, bassa rigidità a rollio e possa causare delle vibrazioni in frenata per effetto della deformazione a S della balestra.

La presenza della coppia conica fa sì che la coppia all'ingresso del ponte (cioè quella sugli alberi di trasmissione) venga equilibrata da forze di reazione verticali sugli pneumatici (figura 10).

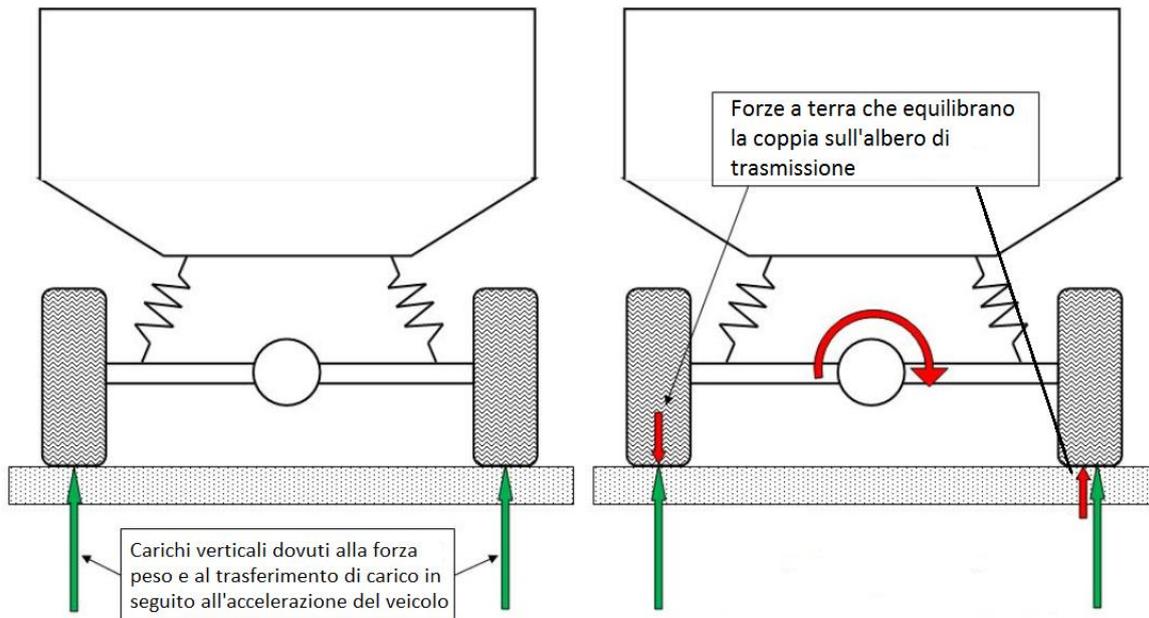


Figura 10: Ripartizione dei carichi sulle ruote

Per effetto del differenziale, la coppia si trasmette equamente alle ruote, mentre la velocità angolare si ridistribuisce in funzione della traiettoria seguita dal veicolo (figura 12).

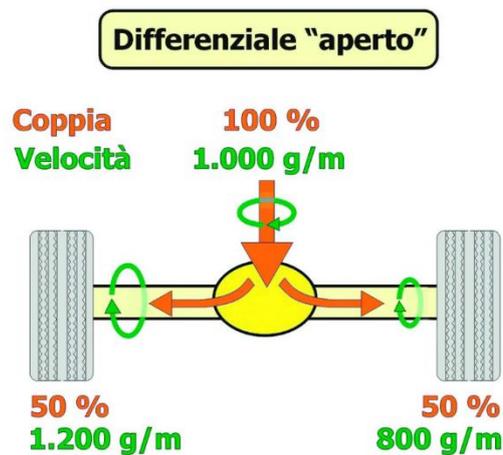


Figura 11: Ripartizione di coppia e velocità in un differenziale aperto

Il ponte è vincolato sia longitudinalmente che trasversalmente al telaio tramite le molle a balestra, che nel nostro caso sono a foglia unica con spessore variabile, al fine di garantire una resistenza a flessione uniforme.

Le balestre sono fissate ai bracci del ponte tramite staffe, che collegano il centro della foglia della balestra con il centro dei bracci.

Le molle a balestra sono collegate al telaio tramite delle boccole. Nello specifico il collegamento anteriore è configurato a occhio di Berlino, mentre il posteriore presenta una piccola biella detta biscottino che permette la variazione della lunghezza della molla conseguentemente alla flessione.

Al fine di smorzare l'energia assorbita dalle molle della sospensione sono presenti due ammortizzatori monotubo.

2. DESCRIZIONE DEL MODELLO

Il modello è stato realizzato tramite il software di modellazione multibody Adams Car.

Un modello dinamico multibody è realizzato come un insieme di corpi solidi collegati tra loro tramite giunti che ne regolamentano il relativo movimento.

Il software permette di simulare il funzionamento del sistema sottoposto a determinati input, proponendo anche un'interfaccia di animazione grafica per meglio visualizzarne i movimenti. Dai file di simulazione è anche possibile estrarre tutta una serie di dati quali spostamenti, velocità, accelerazioni, forze e coppie per citarne alcuni.

Un sistema multibody è costituito da un insieme di subsystem che dialogano tra loro. I subsystem rappresentano le singole parti in cui è suddiviso il modello e rappresentano delle semplificazioni delle componenti del veicolo reale.

La scelta di utilizzare un modello che non consideri tutto il veicolo è nata dall'esigenza di essere in grado di concentrare lo studio su un singolo problema. Nel nostro caso l'obiettivo è capire se e quanto il gruppo sospensioni posteriori influenza le sollecitazioni vibrazionali sui supporti dell'albero di trasmissione, quindi la presenza di ogni altro elemento, come ad esempio le ruote, non porterebbe altro che disturbo.

In seconda battuta la scelta di ridurre i componenti del modello è stata fatta anche al fine di ridurre al minimo possibile i tempi di simulazione, così da poter rendere effettivamente pratica l'attività di studio e simulazione al variare dei vari parametri costitutivi.

Di seguito è riportata una descrizione del modello realizzato suddivisa per i tre principali gruppi di elementi che lo costituiscono.

Il veicolo simulato è un Iveco Daily 35S di passo 3520 furgonato a ruota singola.

2.1. Gruppo motopropulsore

Il gruppo motopropulsore è costituito da un blocco semplificato con massa e inerzia del motore F1C e del cambio. Il collegamento al telaio, considerato infinitamente rigido è stato realizzato tramite 3 bushing, elementi nei quali è possibile inserire le proprietà dei tasselli motore, come gli smorzamenti, le rigidità traslazionali e rotazionali (figura 13).

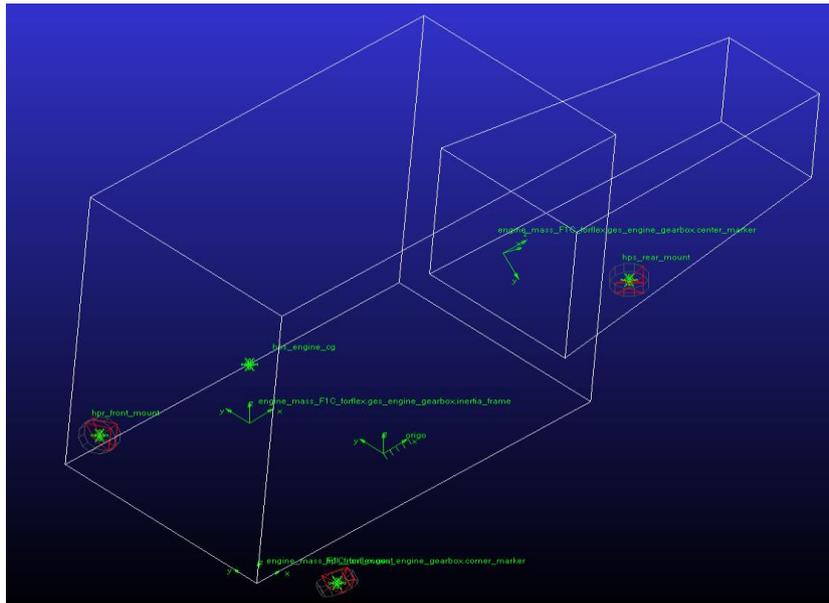


Figura 12: Template del gruppo motopropulsore

1.2. Gruppo di trasmissione

Il gruppo di trasmissione è composto da un cilindro rigido dotato di massa, che schematizza la massa e l'inerzia della trasmissione.

Il rapporto di trasmissione è simulato tramite un collegamento di tipo reduction gear, quest'ultimo può essere modificato a piacimento per simulare le varie marce inserite (figura 18).

Il collegamento tra il cambio e il primo tronco dell'albero di trasmissione può essere di due tipologie:

- Bushing
- Giunto cardanico

Il bushing simula il comportamento di un rubber joint, le caratteristiche sono state inserite nelle proprietà tramite un file contenente informazioni riguardo rigidità e smorzamenti traslazionali e rotazionali.

Nelle figure 14 e 15 sono riportate le proprietà di rigidità traslazionale e rotazionale del rubber joint nelle direzioni x, y e z.

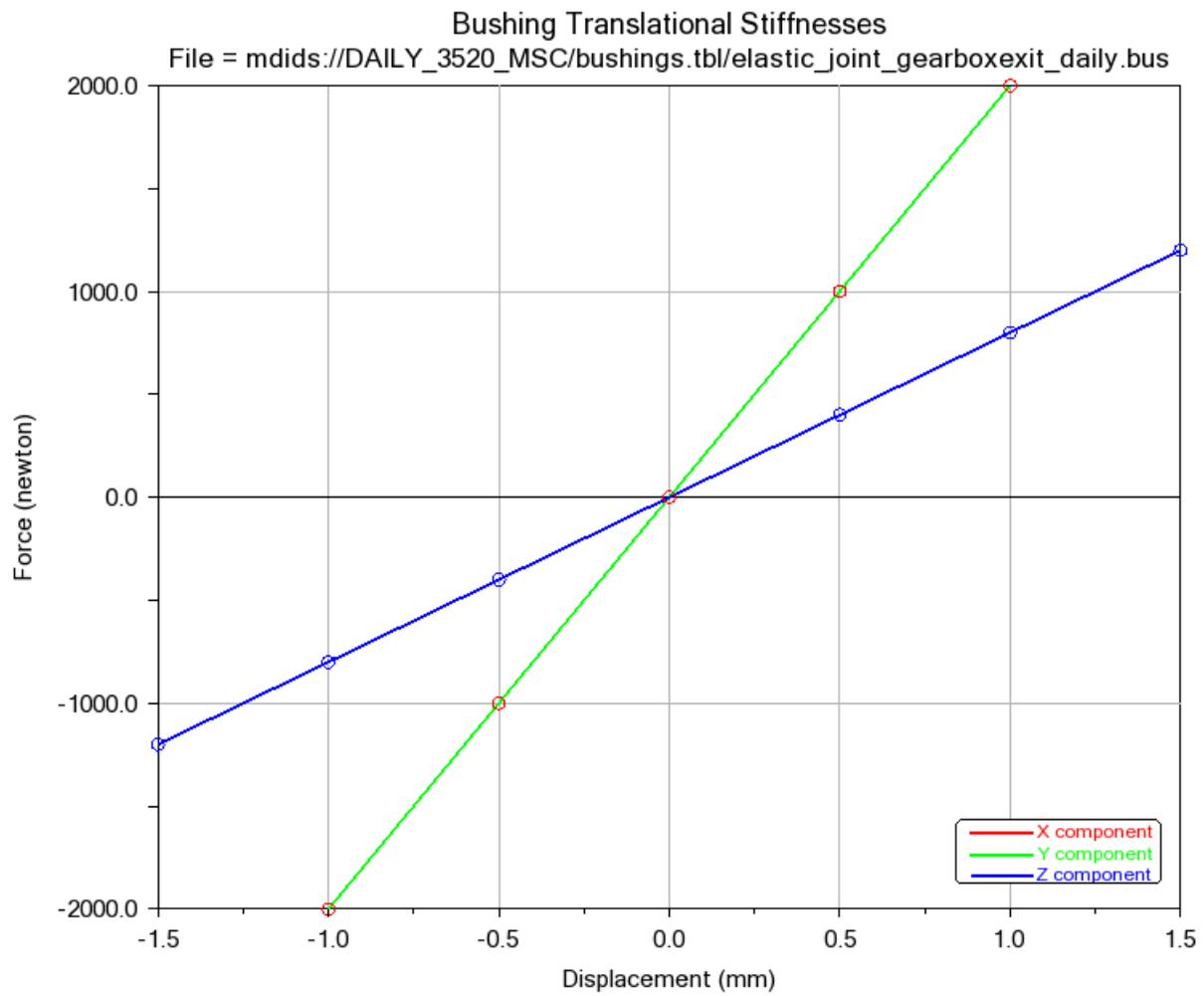


Figura 13: Curva forza deformazione traslazionale del rubber joint

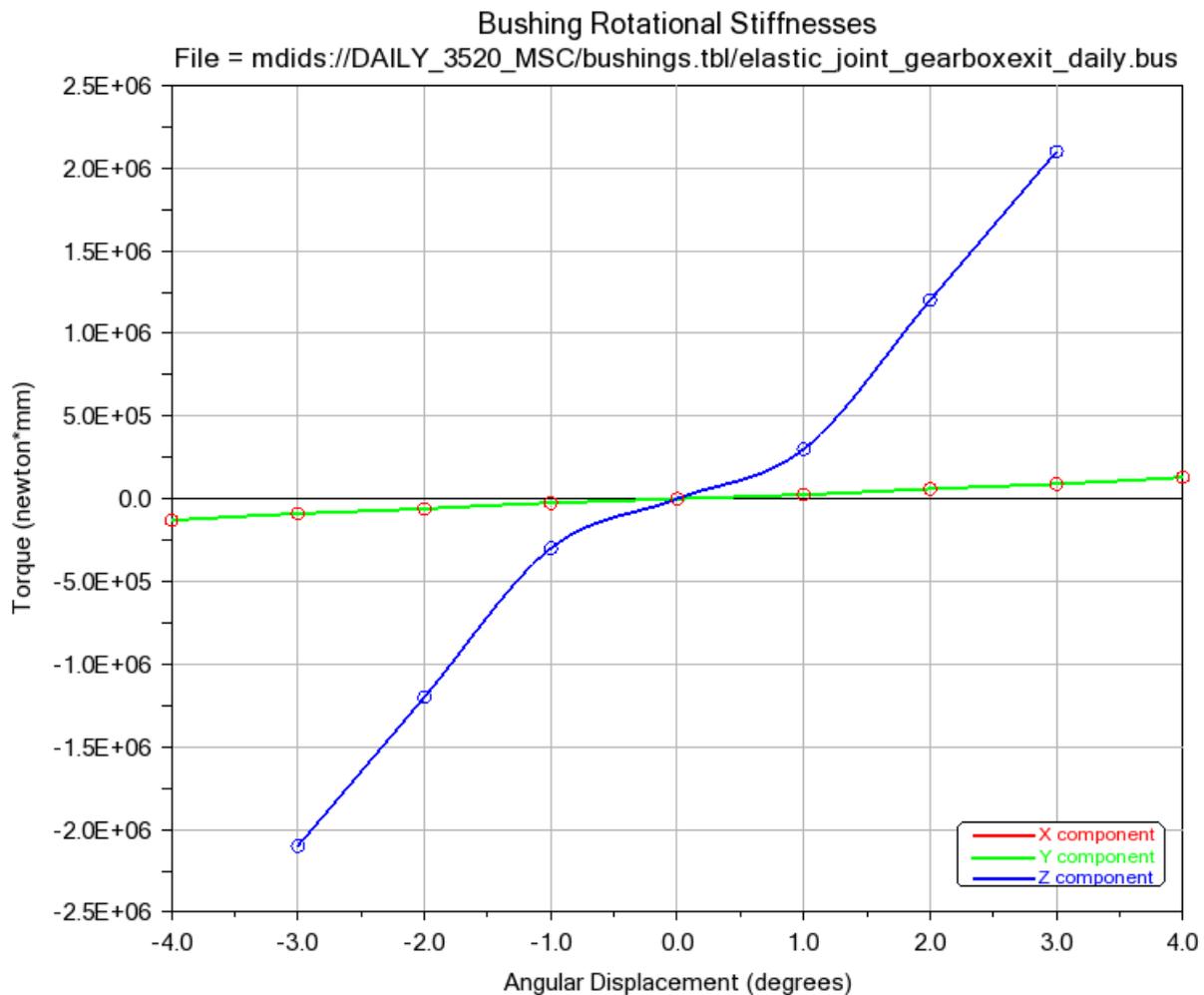


Figura 14: Curva coppia deformazione angolare del rubber joint

Il giunto cardanico invece è costruito direttamente tramite il tool Driveline Components, che simula autonomamente il comportamento cinematico (figura 16).

L'albero di trasmissione è costituito da tre tronchi, schematizzati come non linear beam, ovvero elementi dotati di propria geometria, massa, rigidità e smorzamento; più precisamente l'ultimo tronco è composto da un elemento rigido scorrevole e da una non linear beam.

I collegamenti tra i tre tronchi e tra l'albero e il differenziale sono realizzati tutti tramite dei giunti cardanici.

Il sistema è fissato al telaio infinitamente rigido tramite due supporti montati sui primi due tronchi.

Il supporto è realizzato tramite un giunto di tipo revolutes, che collega l'albero al cuscinetto e da un bushing, che collega il cuscinetto al ground e fornisce le proprietà di rigidità e smorzamento dell'elemento (figura 16).

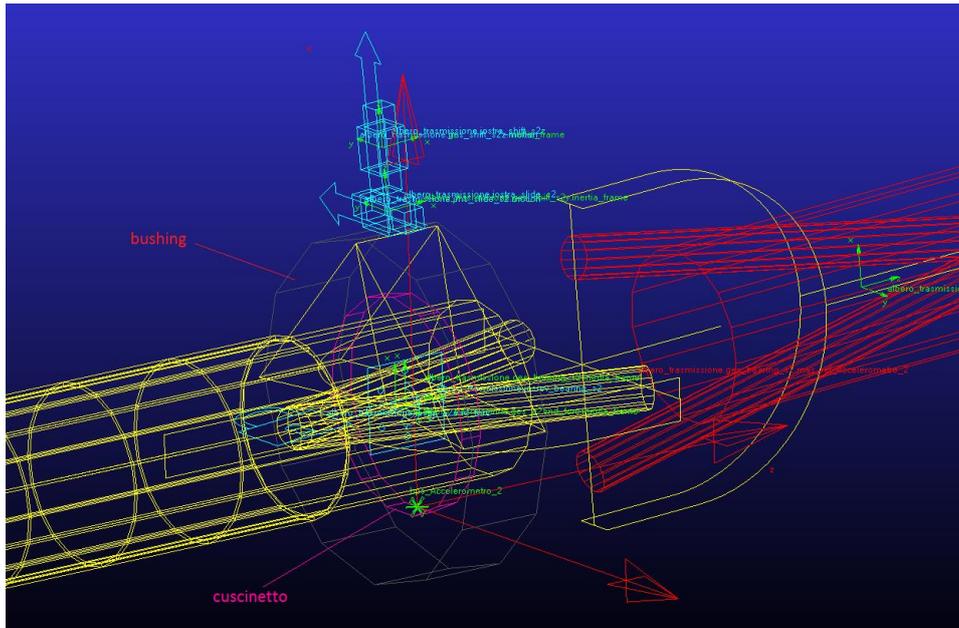


Figura 15: Dettaglio del supporto

Le proprietà di rigidezza traslazionale e rotazionale e di smorzamento dei supporti sono indicate nella figura 17.

```
[UNITS]
LENGTH = 'mm'
ANGLE = 'degrees'
FORCE = 'newton'
MASS = 'kg'
TIME = 'second'
$-----FX_DATA
[FX_DATA]
K_VALUES = 257.0
C_VALUES = 0.1832
$-----FY_DATA
[FY_DATA]
K_VALUES = 257.0
C_VALUES = 0.1832
$-----FZ_DATA
[FZ_DATA]
K_VALUES = 45.0
C_VALUES = 0.045
$-----TX_DATA
[TX_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----TY_DATA
[TY_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----TZ_DATA
[TZ_DATA]
K_VALUES = 10.0
C_VALUES = 0.1
```

Figura 16: Proprietà di rigidezza e smorzamento dei supporti

Sull'elemento cilindrico rigido di trasmissione viene applicata una motion, ovvero una funzione che impone il profilo di velocità angolare voluto (figura 18).

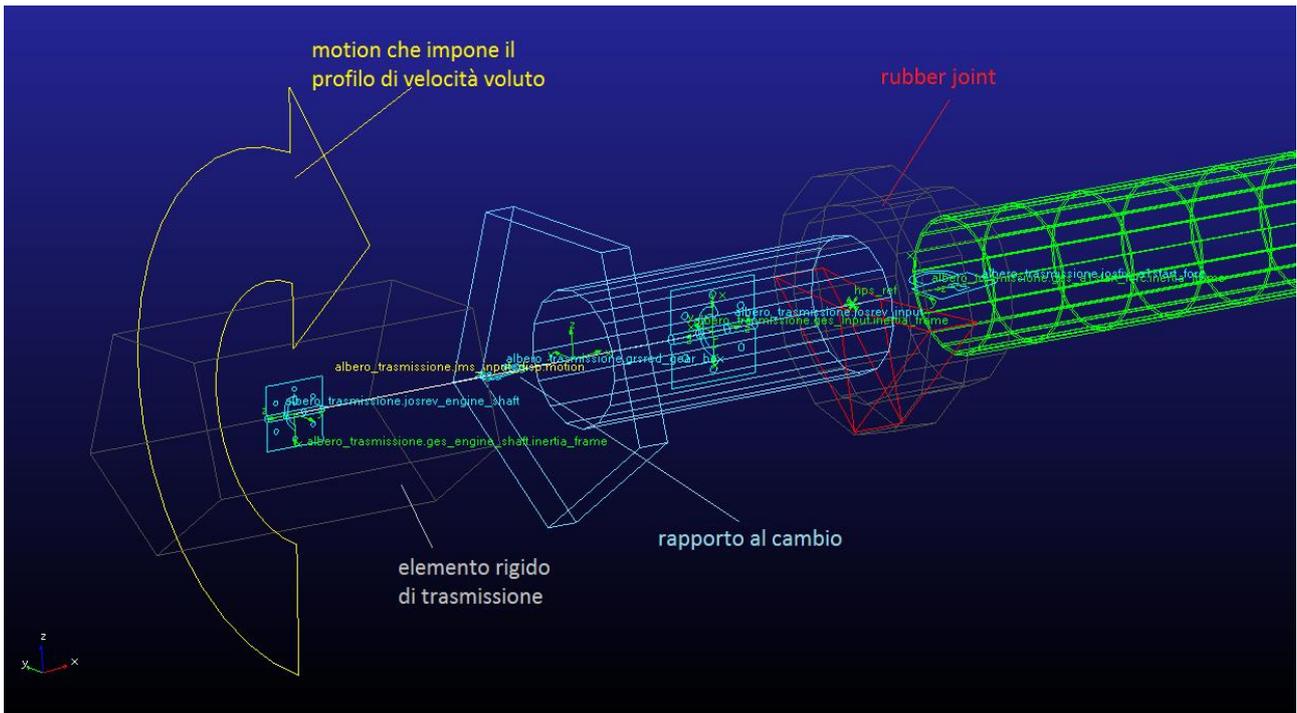


Figura 17: Motion in ingresso alla trasmissione

1.3. Gruppo sospensione posteriore

Il modello della sospensione posteriore è composto da i due semiassi rotanti, dai bracci, dagli ammortizzatori e dalle molle a balestra.

Il moto rotatorio dell'albero viene trasmesso tramite gli ingranaggi a ruote coniche del differenziale ai due semiassi che ruoteranno alla stessa velocità angolare se il veicolo procede in linea retta o a velocità diversa se si trova in curva (figura 19).

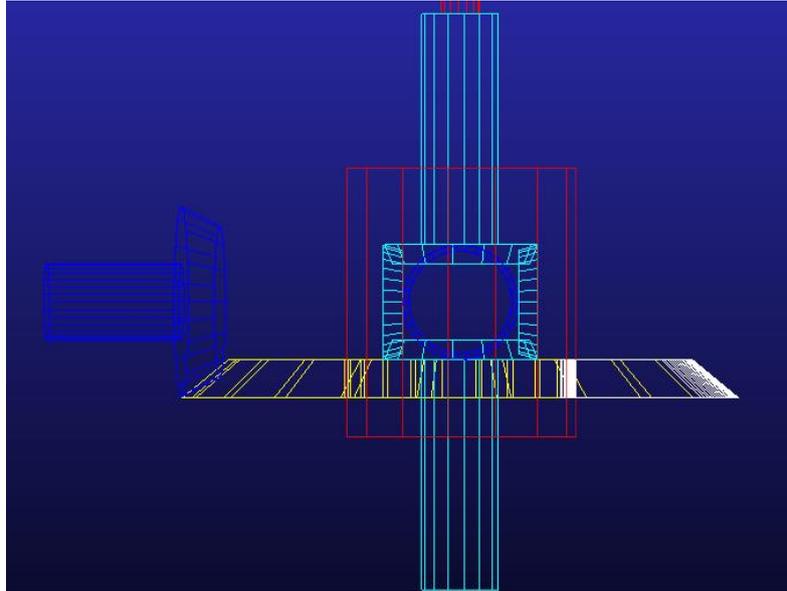


Figura 18: Template del differenziale

Esternamente a differenziale e semiassi ci sono il ponte e i bracci, quest'ultimi schematizzati come non linear beam.

I bracci sono collegati al telaio tramite gli ammortizzatori, la barra di torsione e le molle a balestra a foglia singola, queste ultime sono schematizzate da elementini non lineari e presentano delle boccole striscianti (figura 20).

Le boccole sono collegate al ground tramite dei bushing, all'interno dei quali sono inserite le caratteristiche di rigidità e smorzamento.

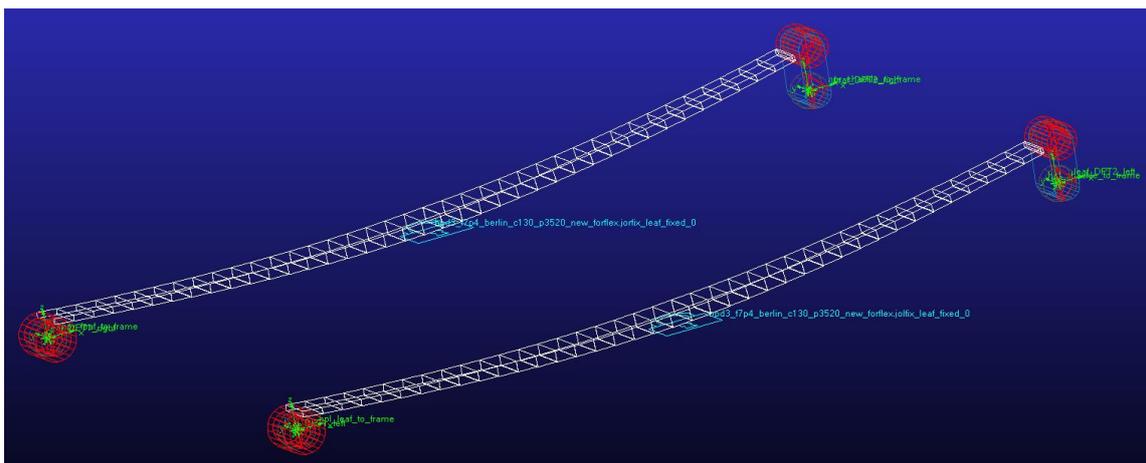


Figura 19: Template delle molle a balestra

Alle estremità dei semiassi sono stati inseriti due elementi che schematizzano uno la massa delle pinze freno e l'altro quella delle ruote, su questi ultimi sono state schematizzate le reazioni della ruota con l'asfalto (figura 21).

Per la precisione:

- La coppia resistente, atta a simulare la resistenza all'avanzamento nel tempo
- La reazione orizzontale, pari alla coppia resistente diviso il raggio della ruota
- La reazione verticale, atta a simulare il peso proprio del veicolo più la componente dovuta agli spostamenti di carico durante le manovre di accelerazione e decelerazione del veicolo secondo la formula¹¹:

$$\Delta p_r = \frac{M_v a y_G}{W_b}$$

Con:

- M_v : massa del veicolo a vuoto
- a : accelerazione del veicolo nel tempo
- y_G : l'altezza del baricentro del veicolo da terra
- W_b : il passo del veicolo

In più è stata inserita un'ulteriore coppia sul ponte riequilibra le reazioni vincolari opposte che si scaricano sulle ruote, causate dalla coppia conica.

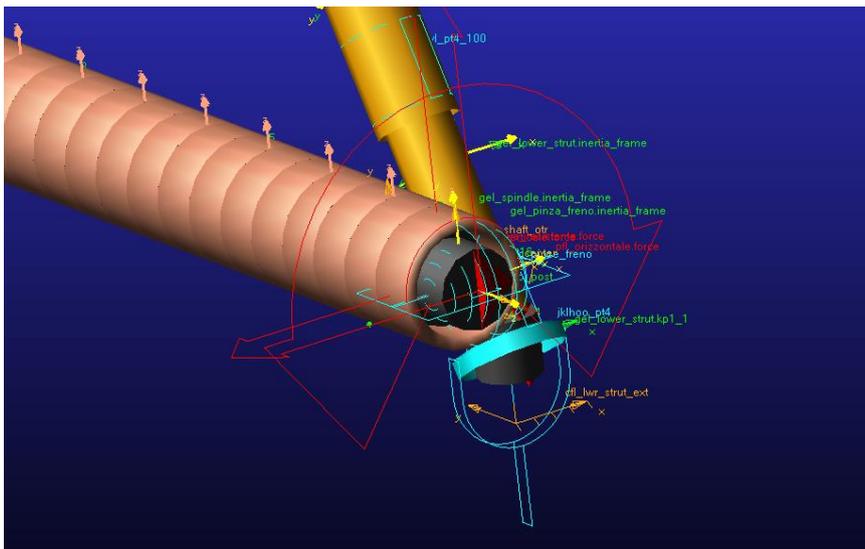


Figura 20: Forze e coppie posizionate sull'attacco ruota

¹¹ Fundamentals of vehicle dynamics-Gillespie Thomas, pag.13

Nella figura 22 è rappresentato il modello completo e gli assi di riferimento cartesiani.

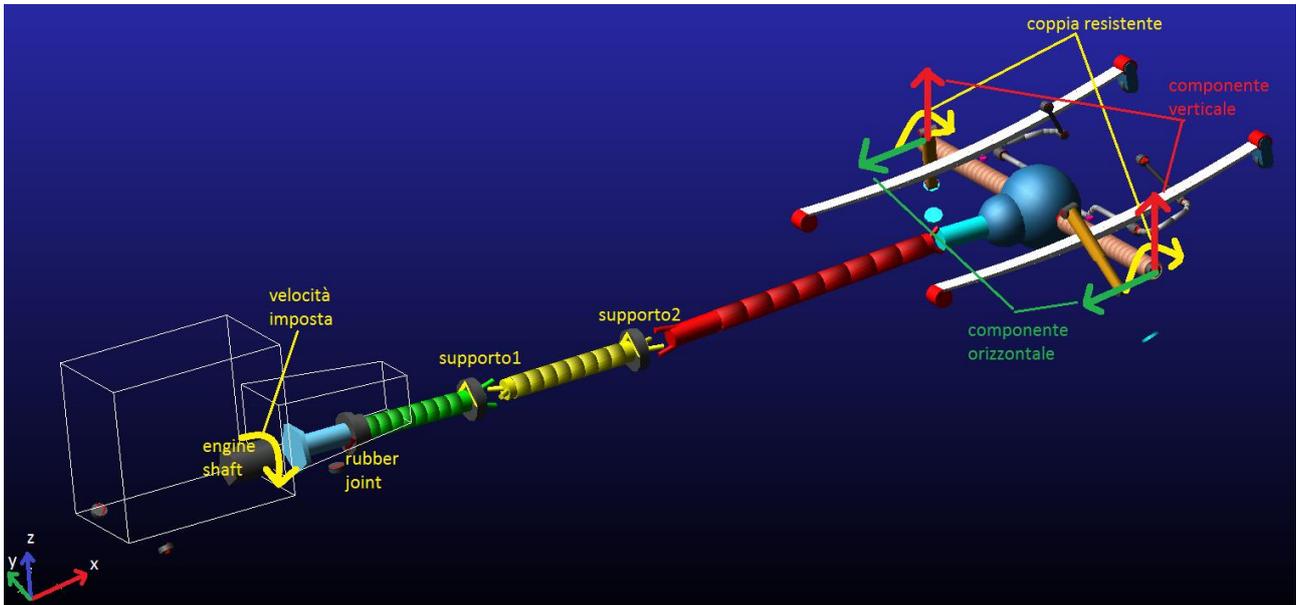


Figura 21: Modello completo

3. VERIFICA DEL MODELLO

Allo scopo di verificare il corretto funzionamento del modello sono stati inseriti degli input generici e si è osservata la coerenza della risposta del sistema.

Gli input inseriti sono:

- Rampa di velocità a 3600rpm dopo 1sec imposta sull'elemento rigido della trasmissione
- Coppia resistente di 2000Nm imposta sui mandrini dei due semiassi
- Forza verticale di 13000N
- Periodo di simulazione: 4sec
- Rapporto al cambio: 1
- Rapporto al ponte: 3.154
- Angolo α : 5.7°
- Angolo β : 3.8°
- Angolo γ : 1°
- Angolo τ iniziale: 4.2°

Gli angoli α , β , γ , τ rappresentano rispettivamente gli angoli di inclinazione rispetto l'orizzontale dei tre tronchi dell'albero di trasmissione e dell'inclinazione del ponte del differenziale.

Gli output analizzati sono:

- Rpm di ingresso al ponte
- Rpm di uscita dai semiassi
- Angolo di rotazione del naso del ponte
- La freccia delle balestre
- La corsa dell'ammortizzatore
- Posizione dell'occhio della boccola anteriore della balestra
- L'Accelerazione angolare all'uscita dei semiassi

3.1. Velocità angolare

La velocità di rotazione dell'albero di trasmissione deve essere scalata rispetto a quella imposta al motore del rapporto al cambio.

$$rpm_{albero} = \frac{rpm_{engine}}{\text{rapporto al cambio}} = \frac{3600}{1} = 3600rpm$$

Gli rpm all'uscita dei semiassi devono esattamente essere scalati del rapporto al ponte rispetto a quelli in ingresso differenziale.

$$rpm_{ruota} = \frac{rpm_{albero}}{\text{rapporto al ponte}} = \frac{3600}{3.154} = 1141rpm$$

Le oscillazioni iniziali sono dovute alla coppia resistente applicata istantaneamente.

Il grafico di confronto tra le velocità angolari dell'albero di trasmissione e delle ruote in funzione del tempo di figura 23 conferma l'andamento di velocità angolare che ci si aspettava.

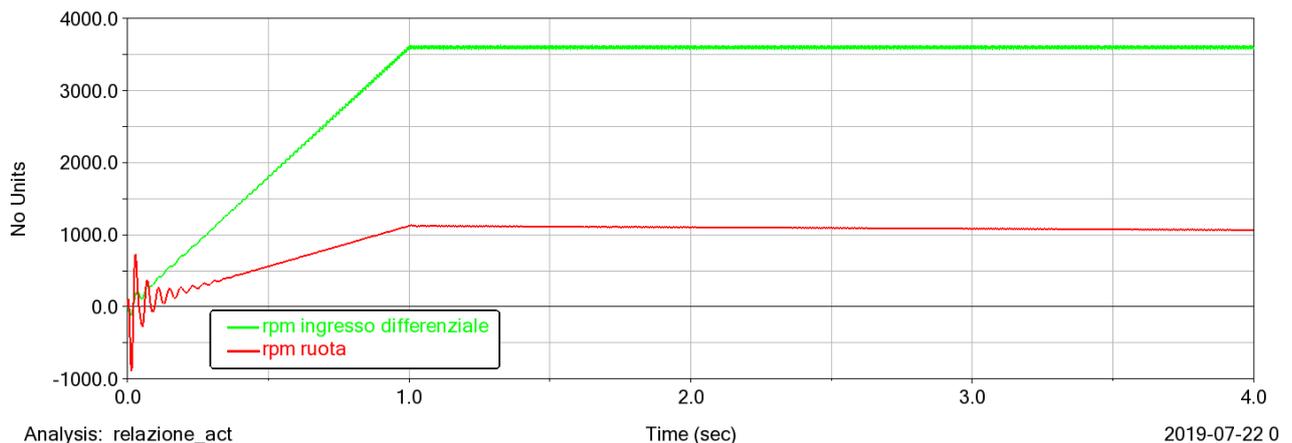


Figura 22: Confronto tra Rpm di ingresso al differenziale e gli rpm alla ruota

Siccome il giunto cardanico non è omocinetico si producono delle oscillazioni nella velocità di oscillazione a una frequenza doppia di quella di rotazione, ovvero 120hz.

$$f_{oscill} = \frac{rpm_{albero}^2}{60} = \frac{3600^2}{60} = 120hz$$

Nella figura 24 è rappresentato uno zoom del segnale di velocità angolare dei semiassi per evidenziare l'andamento oscillatorio del segnale, mentre sotto è riportata la FFT dello stesso che conferma come la frequenza di oscillazione del segnale sia effettivamente di 120hz.

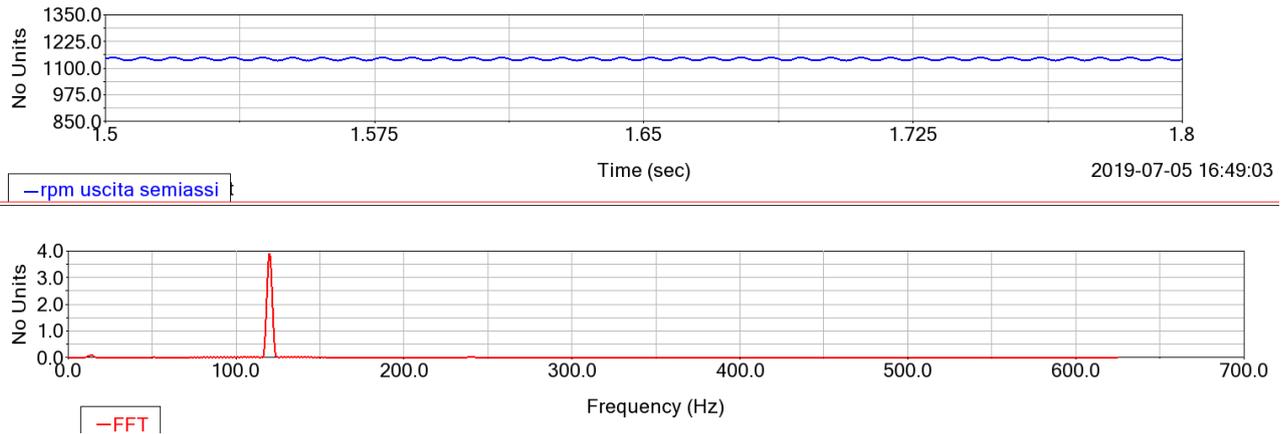


Figura 23: FFT del segnale degli rpm ai semiassi

3.2. Angolo del naso ponte

La coppia resistente applicata sui semiassi produce di reazione una rotazione del ponte verso l'alto di 3.4° gradi (figura 25).

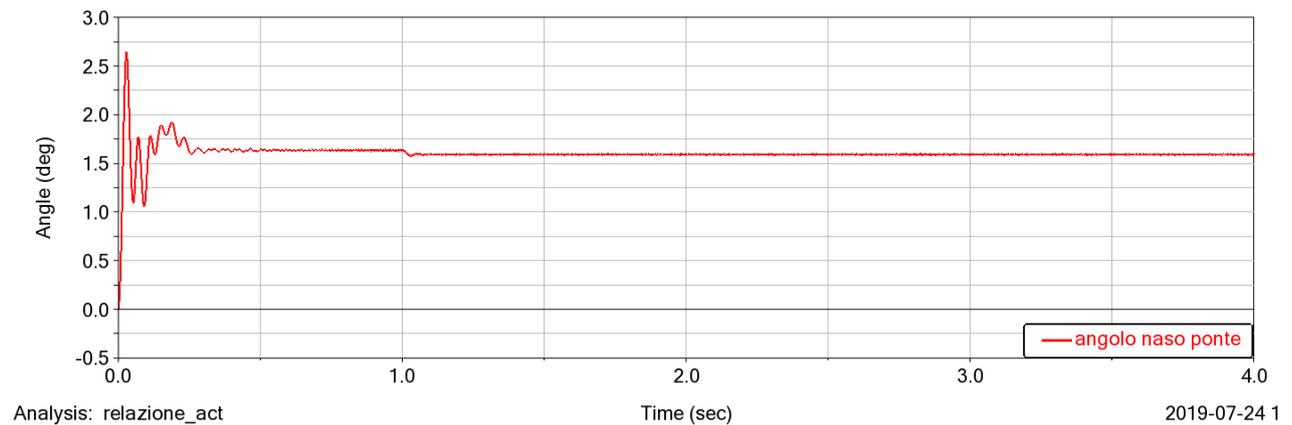


Figura 24: Profilo di oscillazione del naso ponte

In corrispondenza di 1 secondo si vede un piccolo scalino, a cui corrisponde la fine del tratto di accelerazione dell'albero.

Nella figura 26 è rappresentato come prima uno zoom del valore dell'angolo del naso ponte per evidenziare l'andamento oscillatorio del segnale, mentre sotto è riportata la FFT dello stesso che conferma come la frequenza di oscillazione sia la stessa di quella della velocità angolare dell'albero, esattamente come ci aspettavamo.

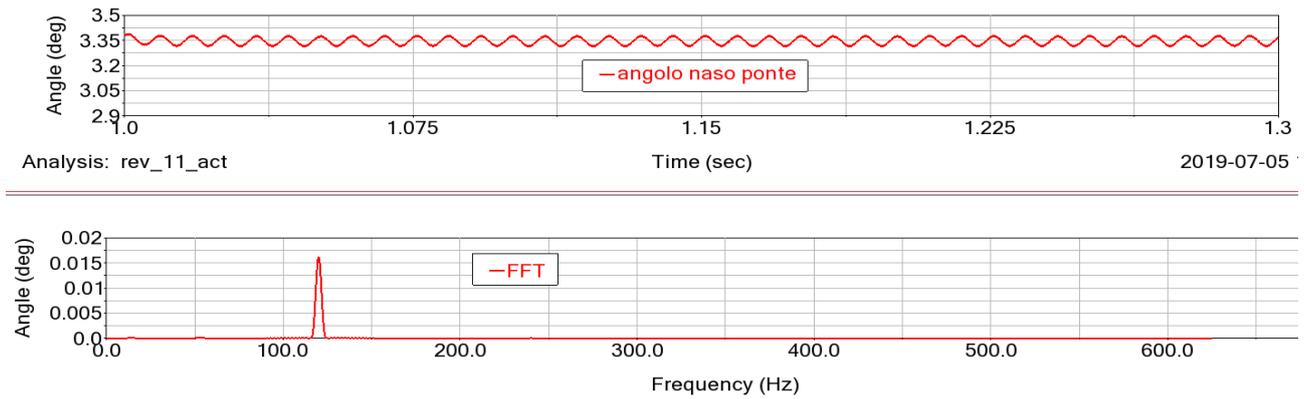


Figura 25: FFT del profilo di oscillazione del naso ponte

3.3. Freccia della balestra

Lo spostamento è stato misurato nel punto di contatto con il braccio del ponte e avviene principalmente lungo la direzione verticale e longitudinale. Anche in questo caso il valore oscilla con una frequenza di 120hz come ci aspettavamo (figura 27).

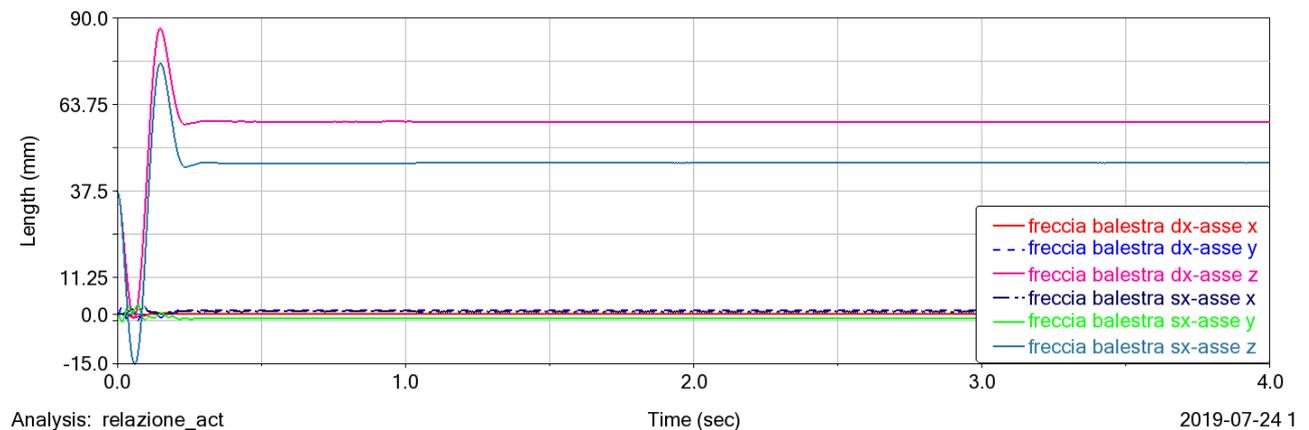


Figura 26: Misure della freccia della balestra sinistra e destra lungo gli assi x,y,z

Dal grafico risulta evidente come lo spostamento principale della balestra avvenga lungo l'asse verticale z, coerentemente con i valori di forza e coppia imposti sulle estremità dei semiassi come input.

3.4. Corsa dell'ammortizzatore

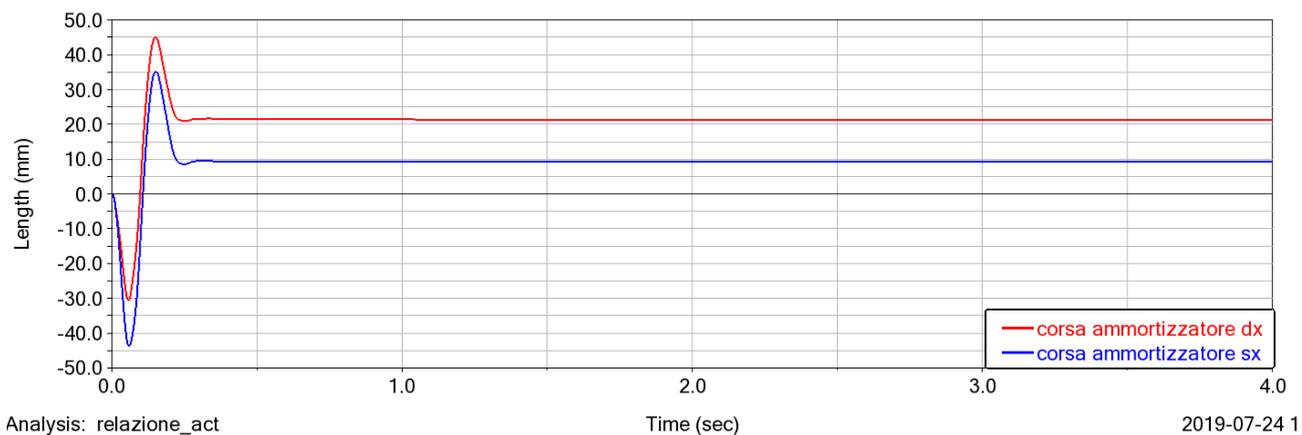


Figura 27: Profilo di spostamento dei due ammortizzatori

Il grafico di figura 28 mostra i valori della corsa degli ammortizzatori in seguito agli input di ingresso; valori si attestano intorno ai 10mm per quello sinistro e 31mm per il destro.

La differenza è notevole ma le condizioni di esercizio imposte sono particolarmente gravose.

3.5. Accelerazione angolare

La figura 29 mostra i valori di accelerazione angolare letti sulla ruota. Anche in questo caso, come ci aspettavamo, il segnale varia con una frequenza di 120hz.

I picchi iniziali sono dovuti all'applicazione istantanea della coppia resistente sui semiassi.

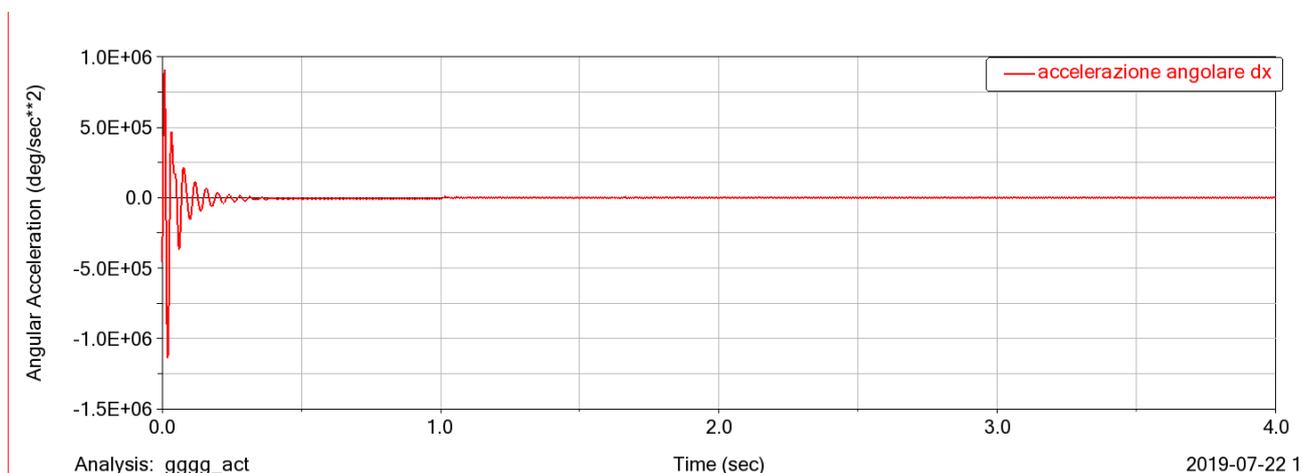


Figura 28: Profilo di accelerazione angolare alla ruota

Nella figura 30, che rappresenta uno zoom della figura, risulta più evidente come il valore di accelerazione angolare si attesta attorno ai 7000 deg/s² fino al raggiungimento della velocità massima in corrispondenza di 1 sec, oltre il quale si porta attorno lo zero.

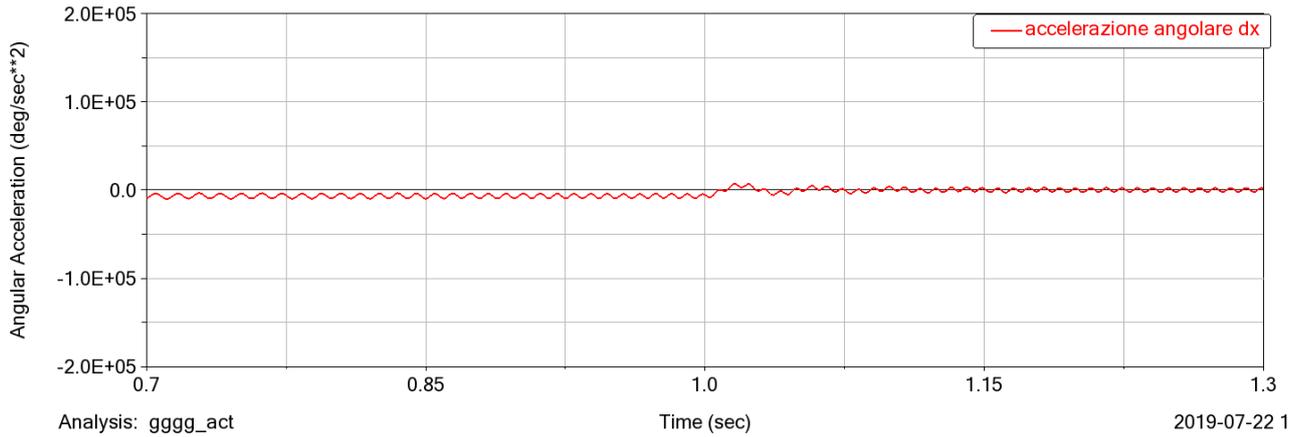


Figura 29: Profilo di accelerazione angolare alla ruota, zoom in corrispondenza del raggiungimento della velocità massima

I valori di output restituiti presentano una serie di lievi criticità, come un'eccessiva differenza tra i valori ottenuti dalla parte destra e sinistra dei componenti.

La fase successiva consisterà nell'analisi di un ciclo guida reale; confrontando gli output ottenuti con dei dati sperimentali raccolti in officina sarà possibile verificare le ipotesi fatte in precedenza e validare il modello.

4. VALIDAZIONE DEL MODELLO

Una volta verificato che il modello rispondeva in maniera coerente agli input dati si è passati alla fase successiva di validazione, che consiste nell'analisi e nel confronto di dati registrati sperimentalmente su un veicolo da una prova su strada con quelli del modello al software in cui sono state inserite le caratteristiche reali.

Il confronto verrà fatto sui seguenti parametri:

- Velocità di rotazione
- Coppia trasmessa
- Angolo di inclinazione del ponte (pitch axle)
- Angolo di rollio (roll axle)
- Accelerazioni sui supporti 1 e 2 dell'albero di trasmissione

Il veicolo scelto, grazie alla grande quantità di dati sperimentali disponibili, è il VB10 ed è così allestito:

- Daily_35S17HV telaio ZCFC235C705016610
- Furgonato
- Passo 3520mm,
- Motore F1CFL411F da 170c (125kW)
- Cambio sei marce tipo 2840,6
- Ruota singola posteriore
- Ponte: $R=3,154$
- Sospensione posteriore a balestra monofoglia
- Albero di trasmissione in 3 tronchi, il primo tronco collegato al cambio con un rubber joint, gli altri tramite dei giunti cardanici
- Configurazione dei giunti dell'albero di trasmissione di tipo parallelo-parallelo (figura 31)

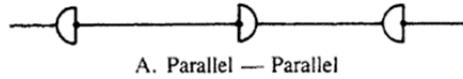


Figura 30: Configurazione cardani albero di trasmissione

Prima di procedere con la simulazione, è stato effettuato un adeguamento del modello alle specifiche del veicolo VB10.

Sono stati inseriti i valori di rigidità dei tasselli motore e delle boccole delle balestre inserendo i dati presenti nei disegni costruttivi degli stessi. Anche la massa e la posizione del baricentro sono state adeguate a quelle del motore F1C utilizzato.

Le caratteristiche del rubber joint e dei supporti 1 e 2 dell'albero di trasmissione sono state lasciate quelle individuate nel precedente lavoro di ottimizzazione dell'albero a tre tronchi.

4.1. Manovra APM1+DN1

Al fine di verificare il modello è stato scelto di analizzarne il comportamento inserendo in input un profilo di coppia e velocità sull'albero di trasmissione che segue la manovra APM1+DN1 che consiste in un'accelerazione rapida in prima marcia e rilascio a marcia inserita.

E' stata scelta questa manovra perché è quella che presenta le coppie più elevate, inoltre si è in possesso di una grande quantità di dati sperimentali.

Le condizioni di carico considerate sono quelle di veicolo vuoto.

Il rapporto al cambio in prima marcia è pari a 5.375.

Il profilo di velocità e coppia imposto è quello delle figure 32 e 33.

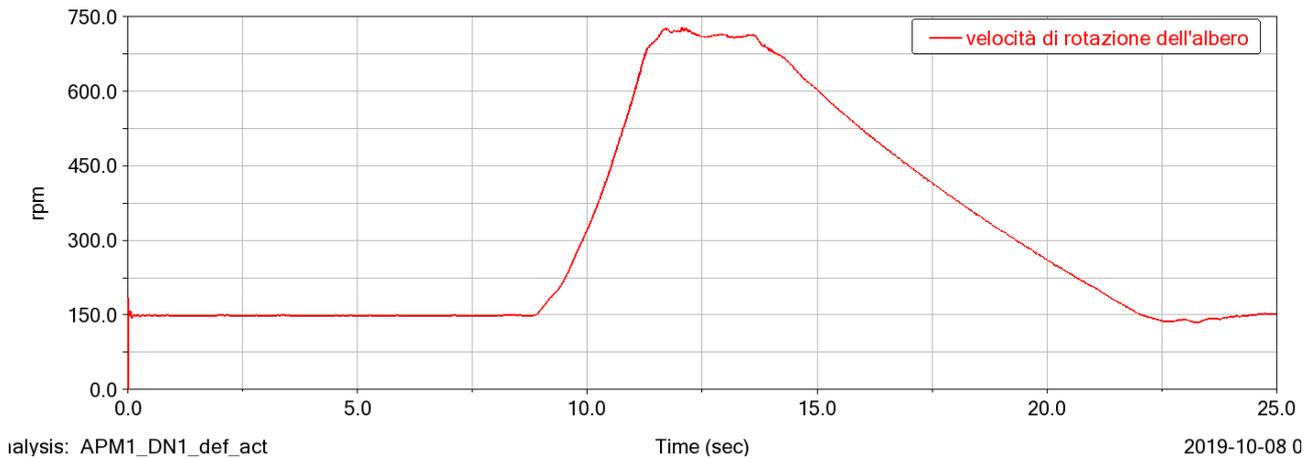


Figura 31: Profilo di velocità angolare dell'albero di trasmissione imposto in ingresso

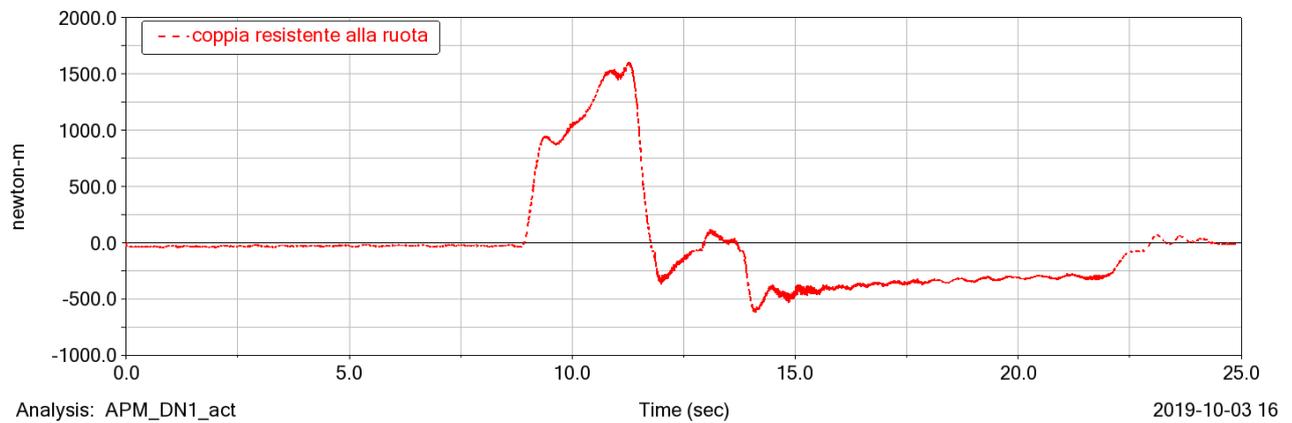


Figura 32: Profilo di coppia resistente alla ruota imposto in ingresso

4.2. Analisi dei risultati

4.2.1. Velocità di rotazione

Come prima cosa si è verificata la corretta trasmissione del moto rotatorio lungo tutto il modello e quindi il corretto funzionamento del differenziale; come è evidenziato in figura 34 la velocità di rotazione alle ruote scala effettivamente di una quantità pari al rapporto al ponte.

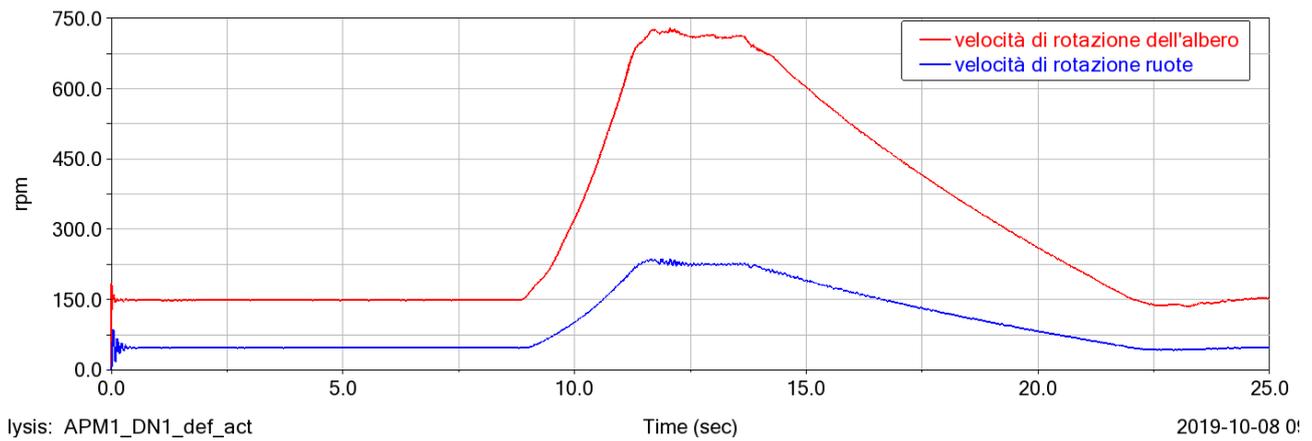


Figura 33: Confronto tra la velocità di rotazione dell'albero di trasmissione e quella alle ruote

Dal confronto tra la velocità di rotazione dell'albero di trasmissione del modello e quella presa dai dati sperimentali si evidenzia una corrispondenza perfetta (figura 35).

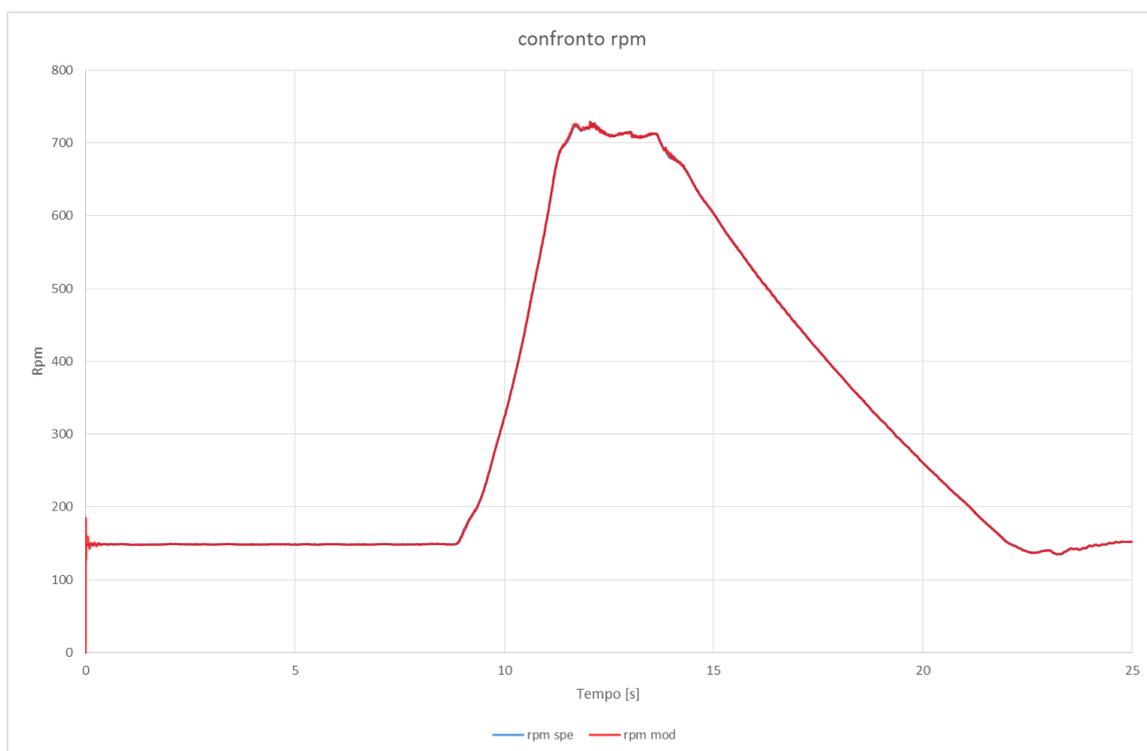


Figura 34: Confronto tra la velocità di rotazione dell'albero di trasmissione del modello e quella sperimentale

4.2.2. Coppia

La figura 36 mostra l'andamento della coppia al primo tronco dell'albero di trasmissione e quella ai semiassi; i due valori sono scalati di un fattore pari al rapporto al ponte diviso due, il che conferma

come il differenziale lavora bene e la coppia si trasmette correttamente lungo tutte le parti del modello.

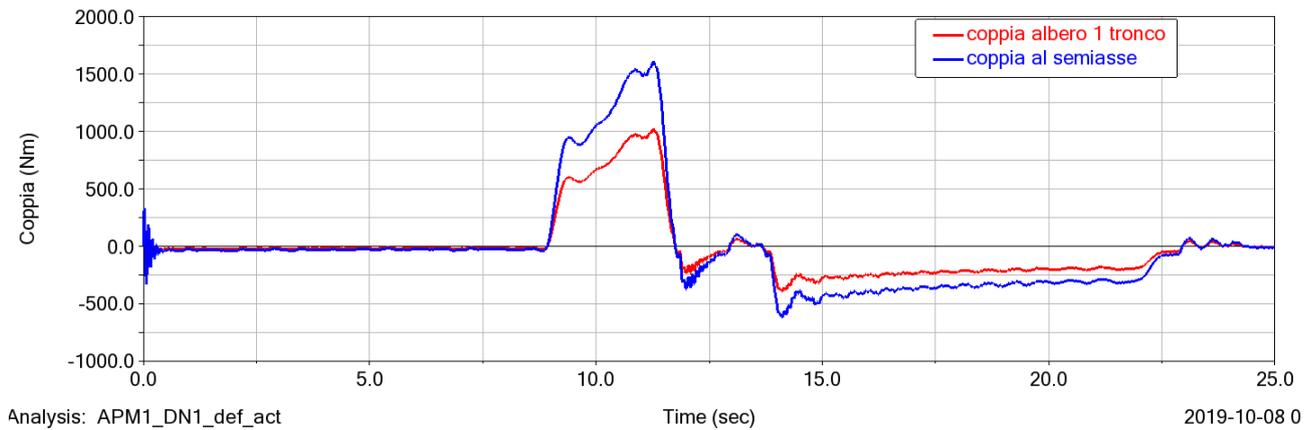


Figura 35: Confronto tra la coppia resistente sull'albero di trasmissione e quella alle ruote

Dal confronto tra i valori di coppia del modello e quelli dei dati sperimentali, entrambi considerati letti sul primo tronco dell'albero di trasmissione, si nota un'ottima corrispondenza (figura 37).

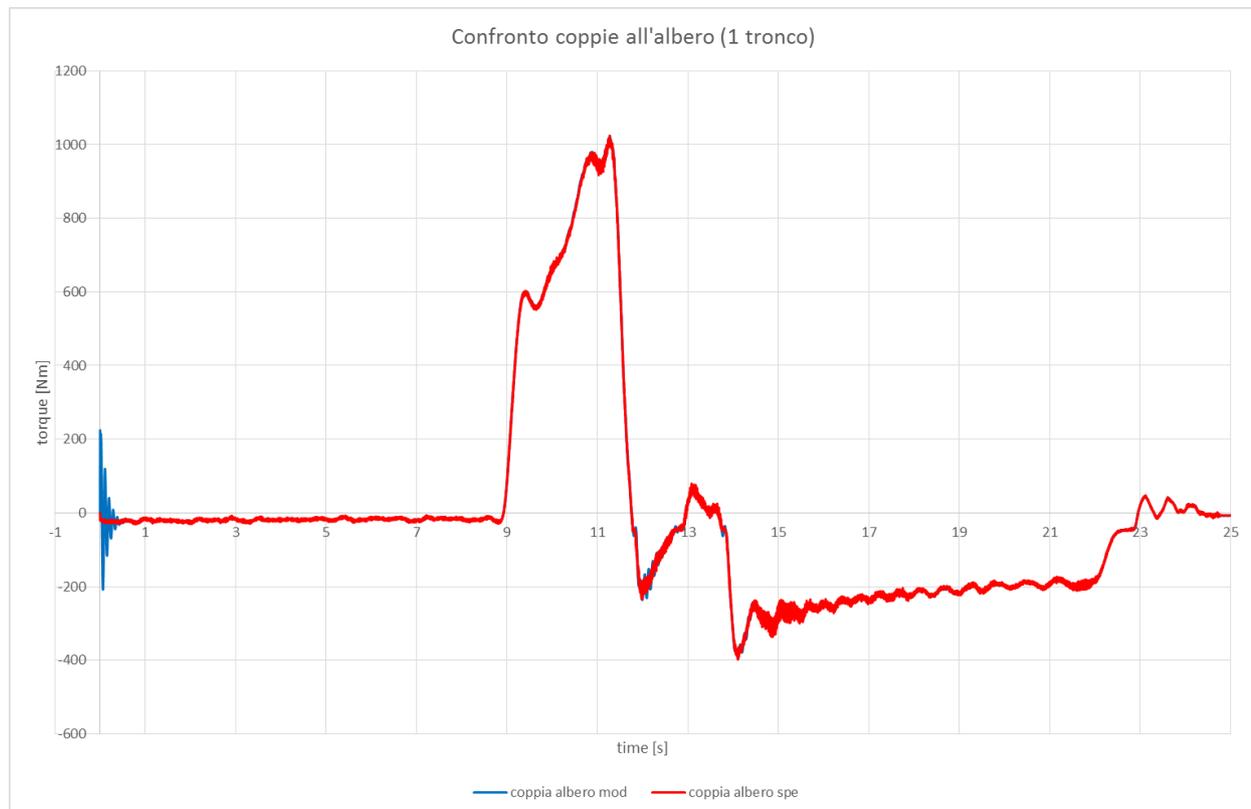


Figura 36: Confronto tra la coppia resistente sull'albero di trasmissione del modello con quella sperimentale

4.2.3. Angolo di beccheggio

La figura 38 mostra i valori dell'angolo di beccheggio letti sul modello e quelli registrati sperimentalmente in funzione del tempo. Il confronto evidenzia un'ottima corrispondenza tra i valori sopra citati a meno di una lieve componente oscillatoria presente nei dati sperimentali, probabilmente dovuta alla presenza di rumore nel segnale causato dalla strada.

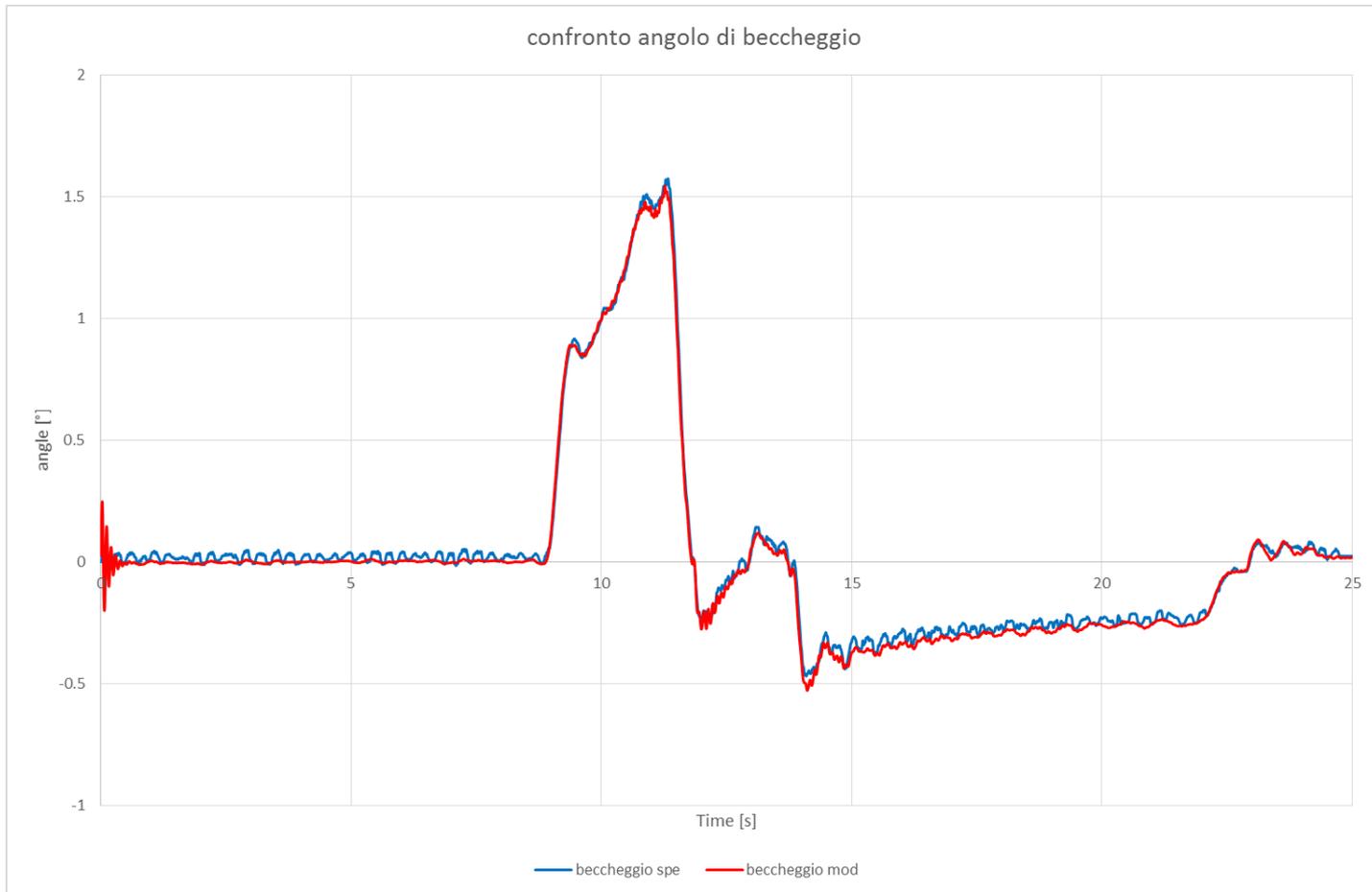


Figura 37: Confronto tra l'angolo di beccheggio del modello e quello sperimentale

4.2.4. Angolo di rollio

Anche il confronto tra i valori dell'angolo di rollio ricavati dal modello sperimentale e quelli provenienti dai dati sperimentali dà una buona corrispondenza, anche se in questo caso i dati sperimentali risultano particolarmente affetti da rumore dovuto alla strada (figura 39).

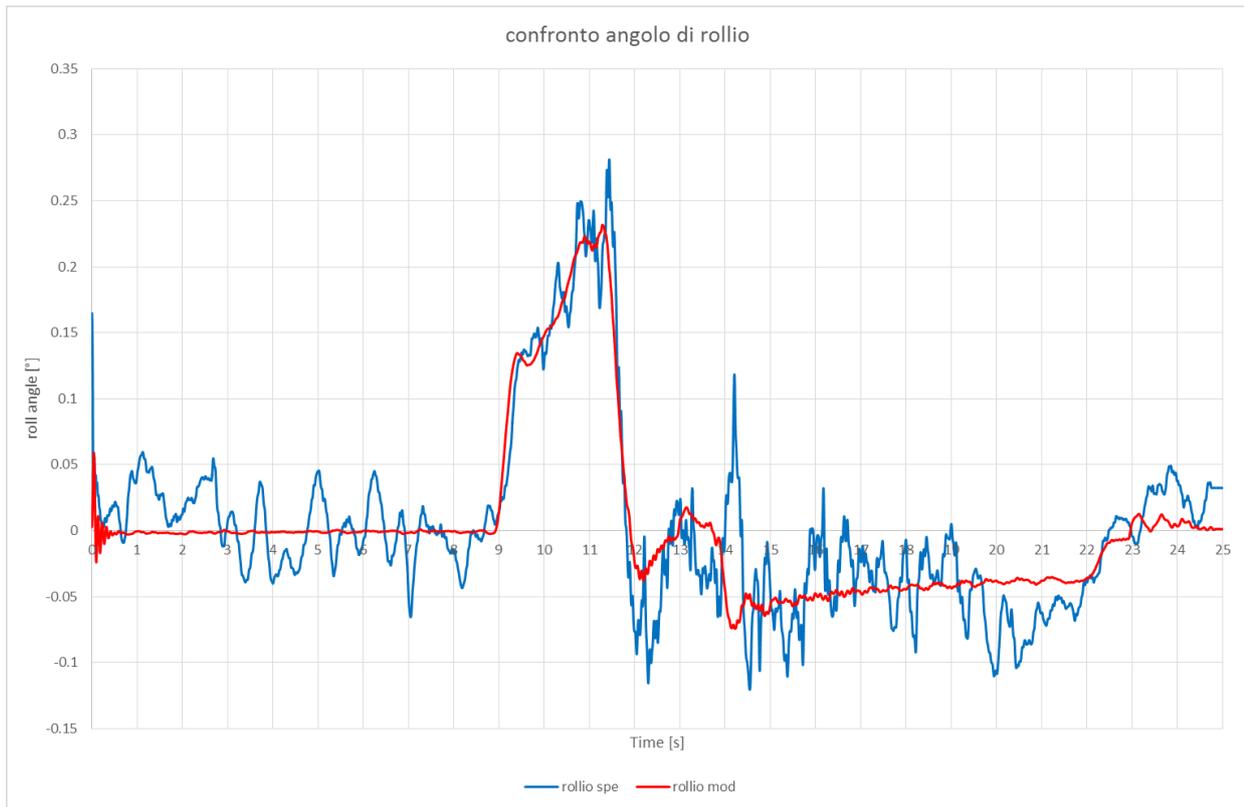


Figura 38: Confronto tra l'angolo di rollio del ponte del modello e quello sperimentale

4.2.5. Accelerazioni sui supporti

Al fine di studiare le vibrazioni trasmesse al telaio si sono confrontate anche le accelerazioni sui due supporti dell'albero di trasmissione.

Le rigidità dei supporti sono lineari e simmetriche nelle direzioni verticale e trasversale e i valori inseriti provengono dal precedente lavoro di ottimizzazione dell'albero di trasmissione dal quale si è partiti.

Nella figura 40 sono indicati i valori di rigidità e smorzamento inseriti nel property file dei supporti.

```

[UNITS]
LENGTH = 'mm'
ANGLE = 'degrees'
FORCE = 'newton'
MASS = 'kg'
TIME = 'second'
$-----FX_DATA
[FX_DATA]
K_VALUES = 257.0
C_VALUES = 0.1832
$-----FY_DATA
[FY_DATA]
K_VALUES = 257.0
C_VALUES = 0.1832
$-----FZ_DATA
[FZ_DATA]
K_VALUES = 45.0
C_VALUES = 0.045
$-----TX_DATA
[TX_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----TY_DATA
[TY_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----TZ_DATA
[TZ_DATA]
K_VALUES = 10.0
C_VALUES = 0.1

```

Figura 39: Rigidezze e smorzamenti dei supporti dell'albero di trasmissione

Purtroppo i dati sperimentali ricavati dagli accelerometri posizionati sull'anello esterno del cuscinetto del supporto albero (figura 41) hanno evidenziato un'elevata presenza di rumore dovuto alla presenza della strada che li hanno resi inutilizzabili per un confronto con il modello.



Figura 40: Punto di applicazione dell'accelerometro sul supporto dell'albero di trasmissione

Si è provato a filtrare il segnale sotto le frequenze di 50hz ma non è stato possibile comunque migliorarlo.

Siccome i dati provenienti dagli accelerometri posizionati sulle traverse (figura 42) risultavano meno affetti dal rumore, è stato scelto di utilizzarli per poter svolgere comunque l'attività di confronto tra i dati sperimentali e quelli provenienti dal modello.



Figura 41: Punto di applicazione dell'accelerometro sulla traversa del supporto dell'albero di trasmissione

Non si è potuto fare il confronto tra le due accelerazioni perché il telaio è stato modellizzato come infinitamente rigido, quindi i valori ottenuti dal modello avrebbero restituito valori nulli.

E' stato scelto dunque di confrontare le accelerazioni lette dagli accelerometri posizionati sulle traverse con i valori delle forze agenti sui supporti del modello. Ovviamente non si è potuto fare un confronto diretto tra i due parametri ma solamente qualitativo.

In questo caso è stato utile filtrare il segnale degli accelerometri a 100hz per ridurre il rumore della strada, infatti così è stato possibile apprezzarne meglio l'andamento.

Nello specifico si sono analizzati i dati delle sollecitazioni sui supporti 1 e 2 in direzione verticale e trasversale.

Nella figura 43 è rappresentato il confronto tra l'accelerazione sulla traversa del supporto 1 in direzione verticale con la forza che agisce sul supporto 1 sempre in direzione verticale. Si può notare una buona corrispondenza sull'andamento qualitativo delle due curve, in particolare tra i due picchi principali.

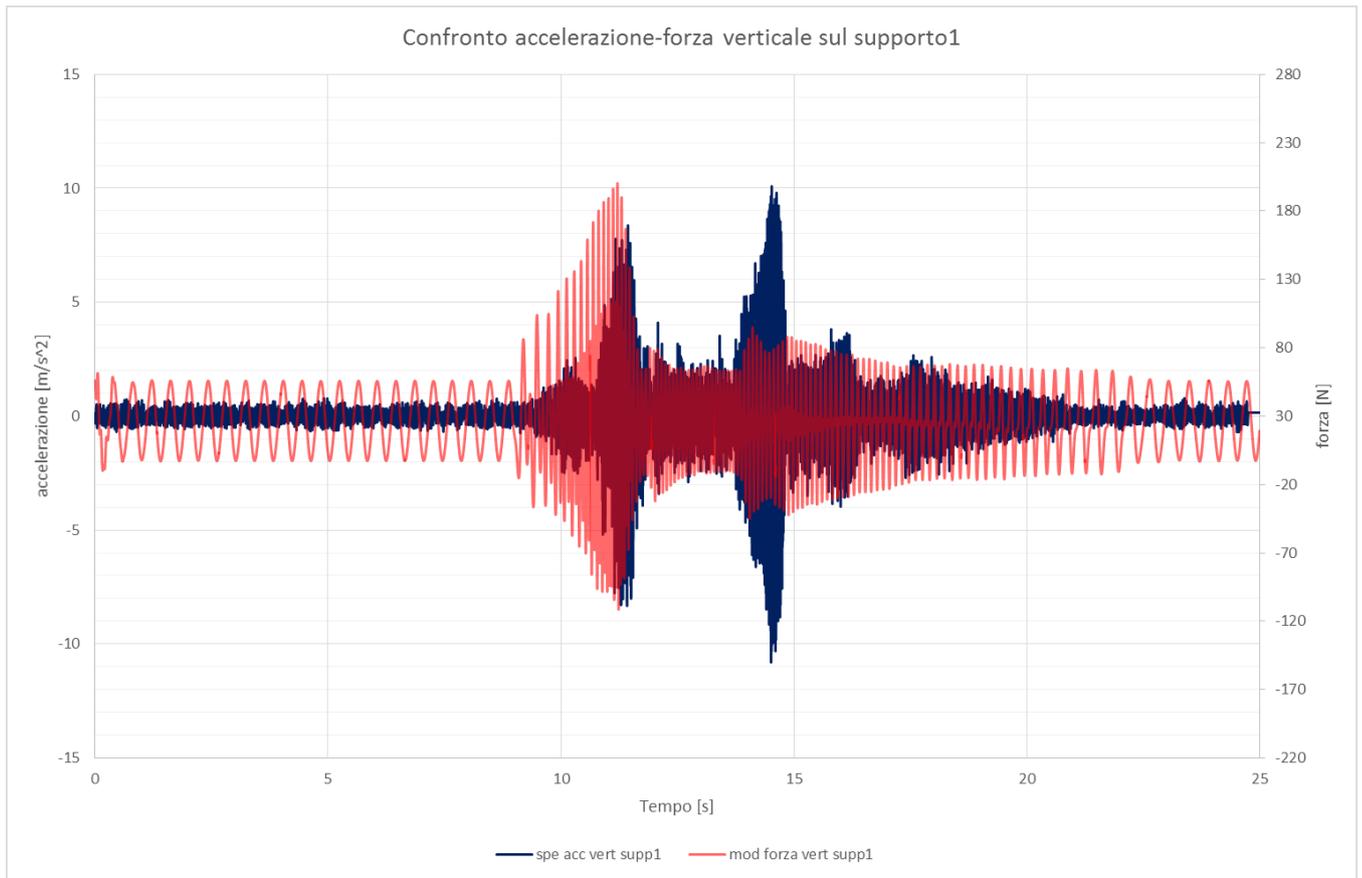


Figura 42: Confronto tra l'accelerazione verticale e la forza verticale sul primo supporto

Nella figura 44 è invece rappresentato il confronto per quanto riguarda la direzione trasversale.

In questo caso si ha una buona corrispondenza sull'andamento del primo picco, il secondo picco di accelerazione risulta meno visibile perchè il segnale dell'accelerometro risulta più affetto da rumore.

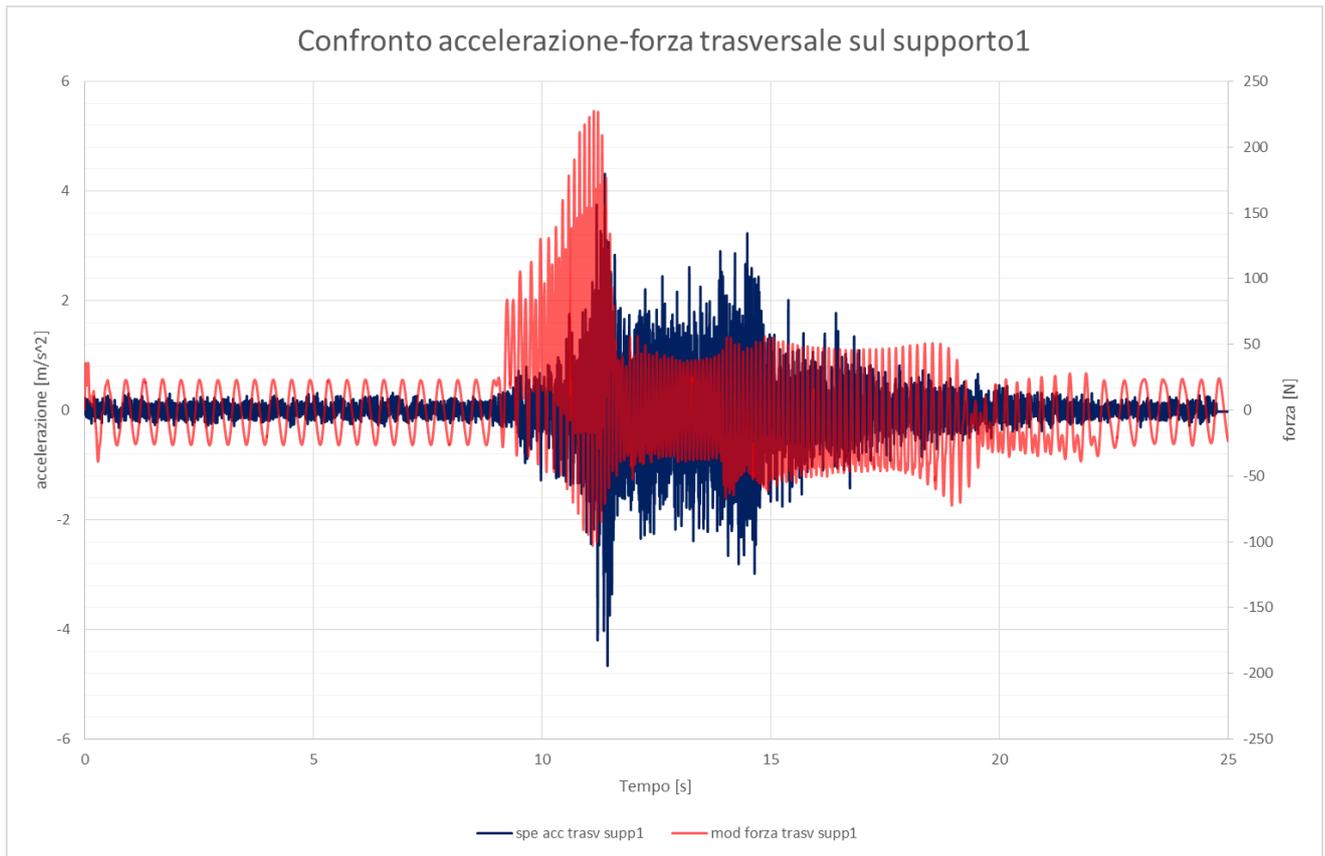


Figura 43:: Confronto tra l'accelerazione trasversale e la forza trasversale sul primo supporto

Nella figura 45 sono rappresentati i dati di accelerazione verticale sulla traversa del secondo supporto proveniente dai dati sperimentali e la forza verticale sul secondo supporto del modello.

In questo caso la corrispondenza è molto buona, le due amplificazioni di segnale avvengono nello stesso momento.

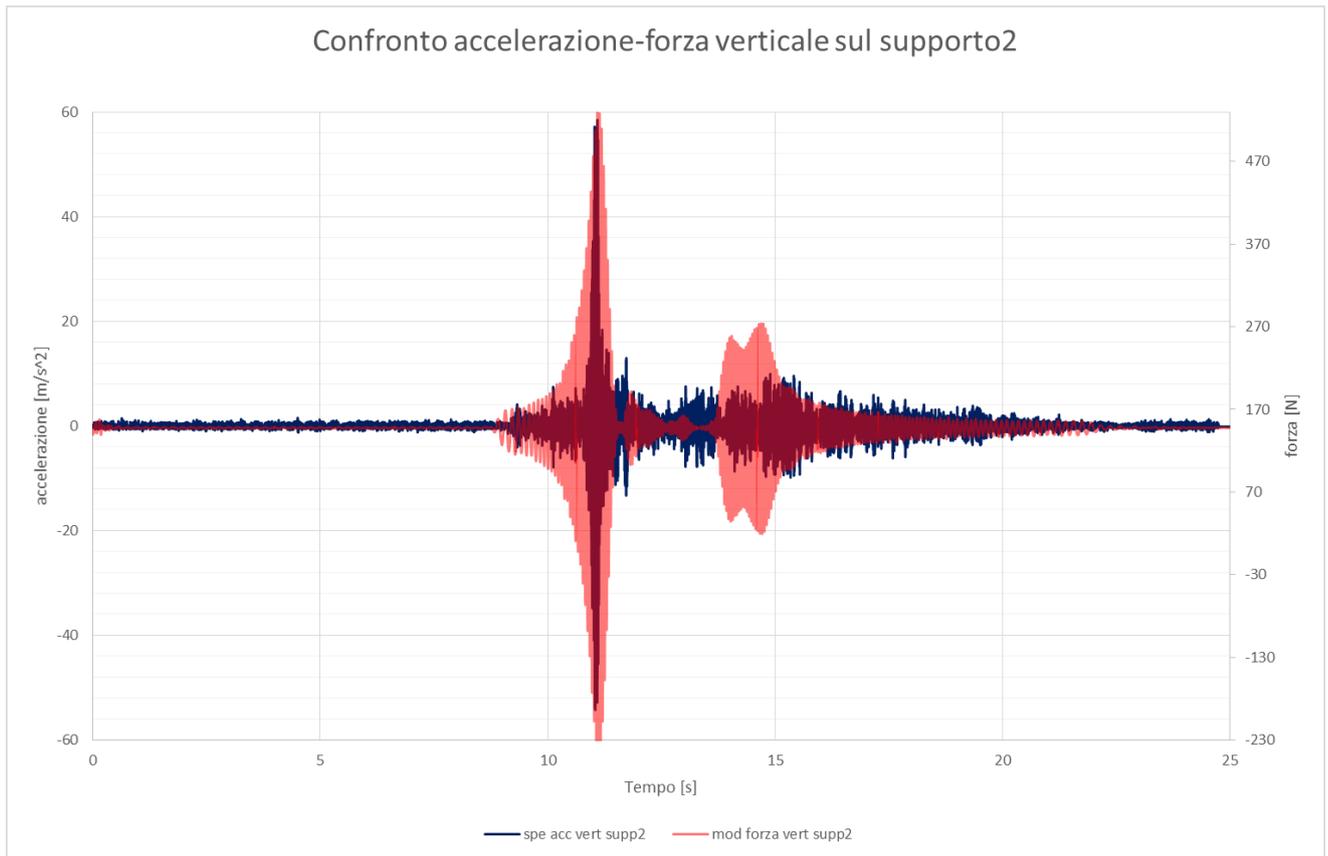


Figura 44: : Confronto tra l'accelerazione verticale e la forza verticale sul secondo supporto

Discorso analogo per la componente trasversale sul supporto 2, la figura 46 evidenzia una buona corrispondenza tra i due andamenti.

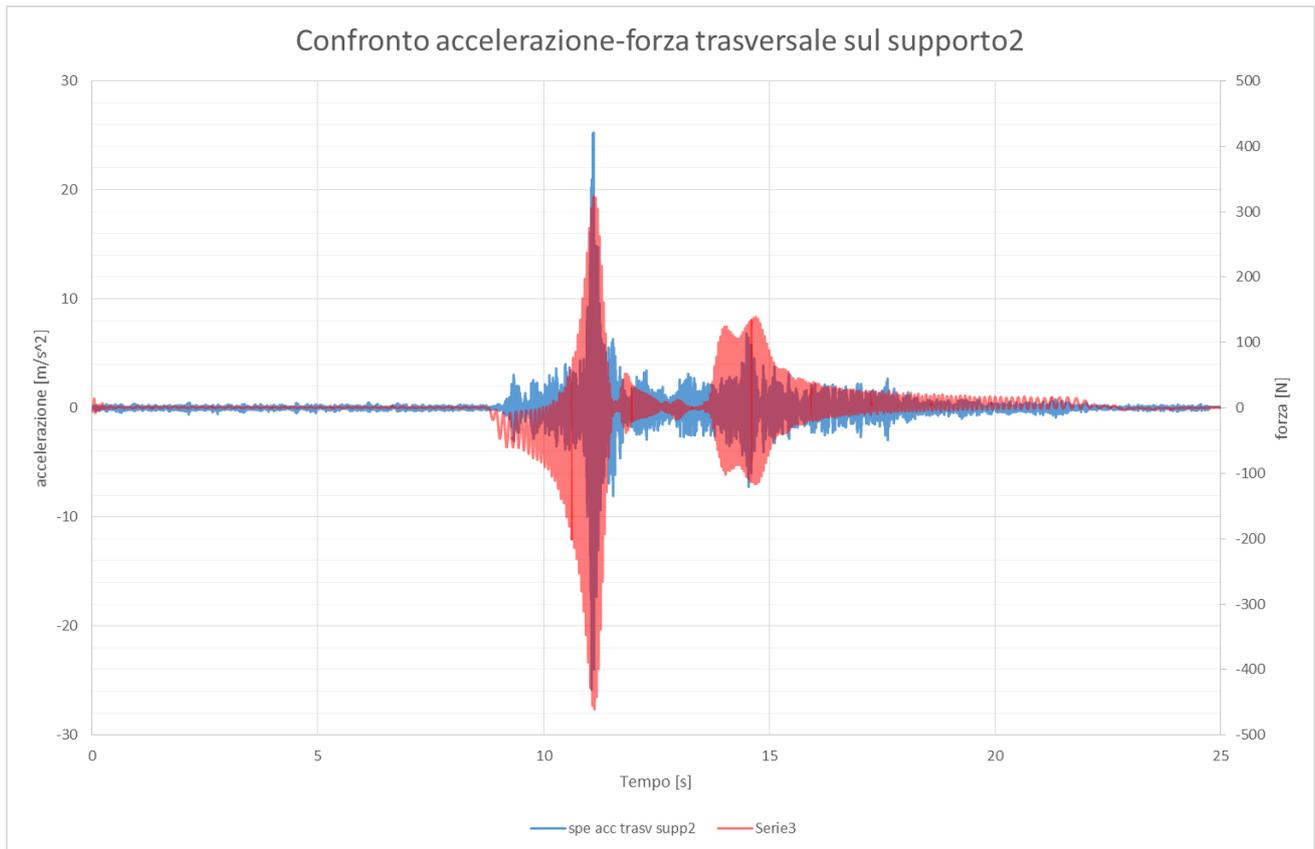


Figura 45: : Confronto tra l'accelerazione trasversale e la forza trasversale sul secondo supporto

In tutte e quattro le immagini si è notato un picco principale di intensificazione del segnale in fase di accelerazione del veicolo poco dopo gli 11 secondi ed un secondo picco in corrispondenza della stessa velocità di rotazione in fase di rilascio dell'acceleratore. Questo comportamento ci ha fatto pensare che il sistema si trovi a passare per una frequenza di risonanza.

Si è poi riportato l'andamento della forza sul primo supporto e sul secondo supporto in funzione della velocità di rotazione dell'albero di trasmissione, così da poter individuare gli rpm in corrispondenza dei quali avviene la risonanza.

La figura 47 mostra come i valori massimi della forza che agisce in direzione verticale sul primo supporto si hanno per velocità di rotazione dell'albero di trasmissione che vanno dai 637.5 rpm ai 675 rpm.

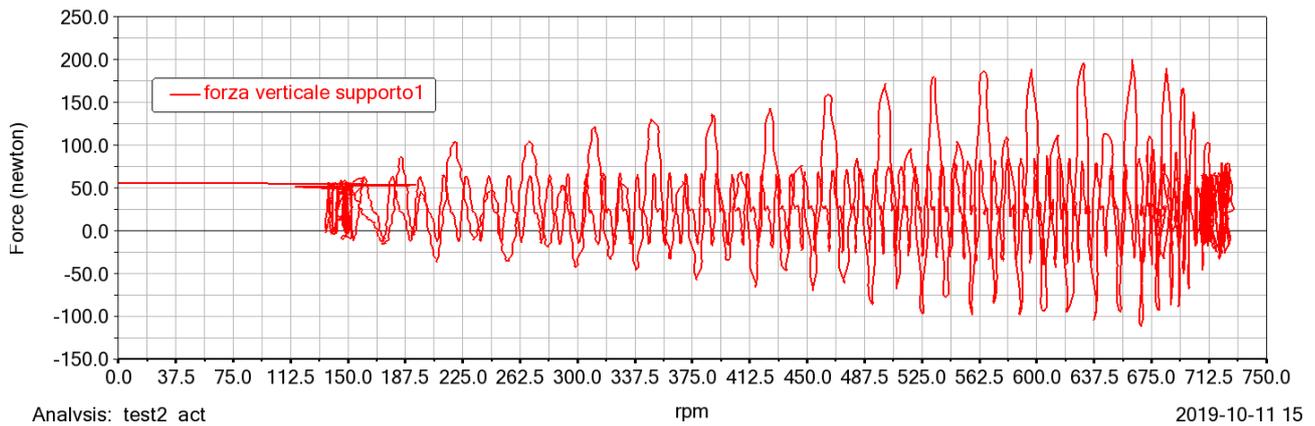


Figura 46: Andamento della forza verticale sul primo supporto in funzione del numero di giri dell'albero di trasmissione

Nella figura 48, che rappresenta la componente verticale della forza agente sul supporto 2, il picco è ancora più evidente e si pone tra velocità di rotazione dell'albero di trasmissione di 675 rpm e 700 rpm.

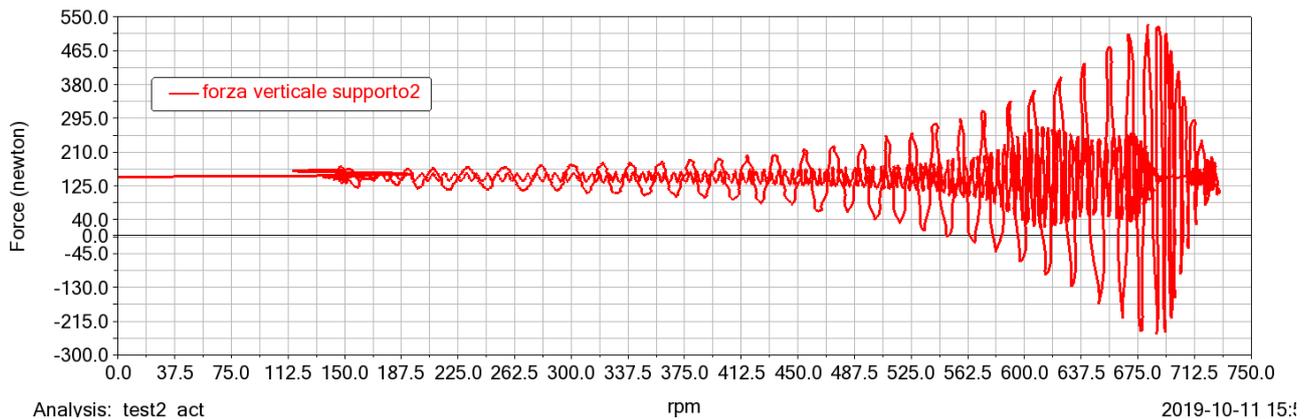


Figura 47: Andamento della forza verticale sul secondo supporto in funzione del numero di giri dell'albero di trasmissione

Nelle figure 49 e 50 sono rappresentate le forze trasversali agenti rispettivamente sul primo e sul secondo supporto; l'andamento risulta analogo a quello delle forze verticali, poiché i supporti hanno rigidità simmetriche tra direzione verticale e trasversale.

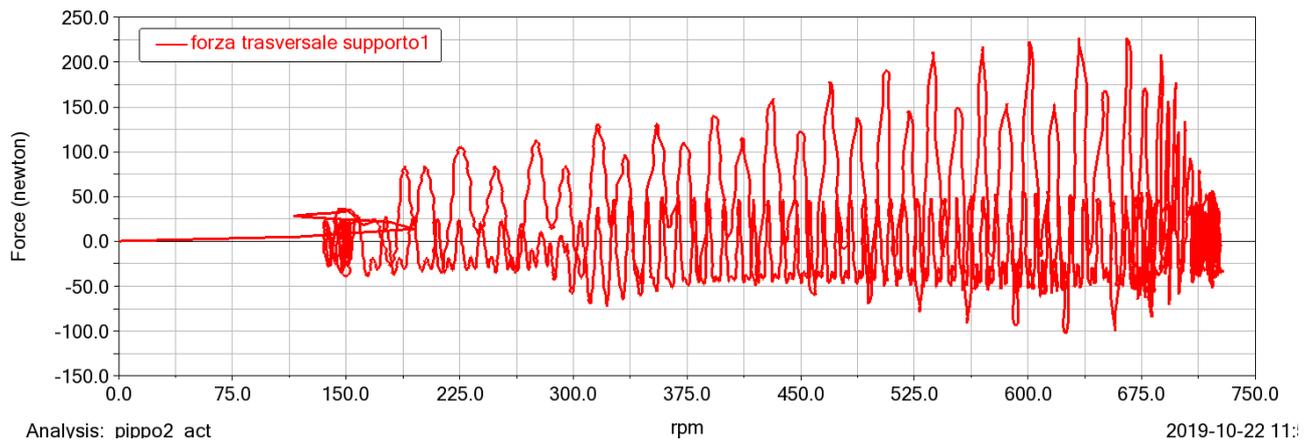


Figura 48: Andamento della forza trasversale sul primo supporto in funzione del numero di giri dell'albero di trasmissione

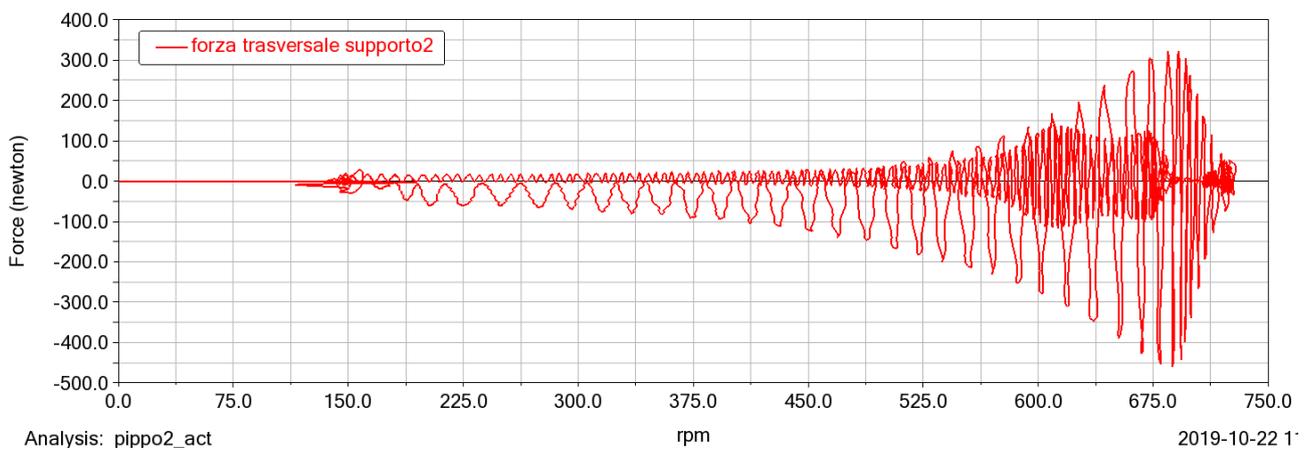


Figura 49: Andamento della forza trasversale sul secondo supporto in funzione del numero di giri dell'albero di trasmissione

5. ANALISI DEI MODI PROPRI DI VIBRARE

Al fine di individuare e studiare le influenze sul comportamento vibrazionale dell'albero di trasmissione è stata svolta un'analisi dei modi propri del sistema, così da individuare le frequenze di risonanza e confrontarle con le velocità di rotazione dell'albero in cui si verifica l'amplificazione delle sollecitazioni di forza ed accelerazione.

L'analisi modale è stata effettuata sul software MSC Adams Car mediante il tool dedicato Adams Vibration.

Prima è stata effettuata l'analisi modale del gruppo motopropulsore e l'albero motore da soli e in un secondo momento quella di tutto il modello, così da vedere se la sospensione posteriore modifichi le frequenze dei modi proprio dell'albero.

Per praticità si riporta la figura del modello completo (figura 51).

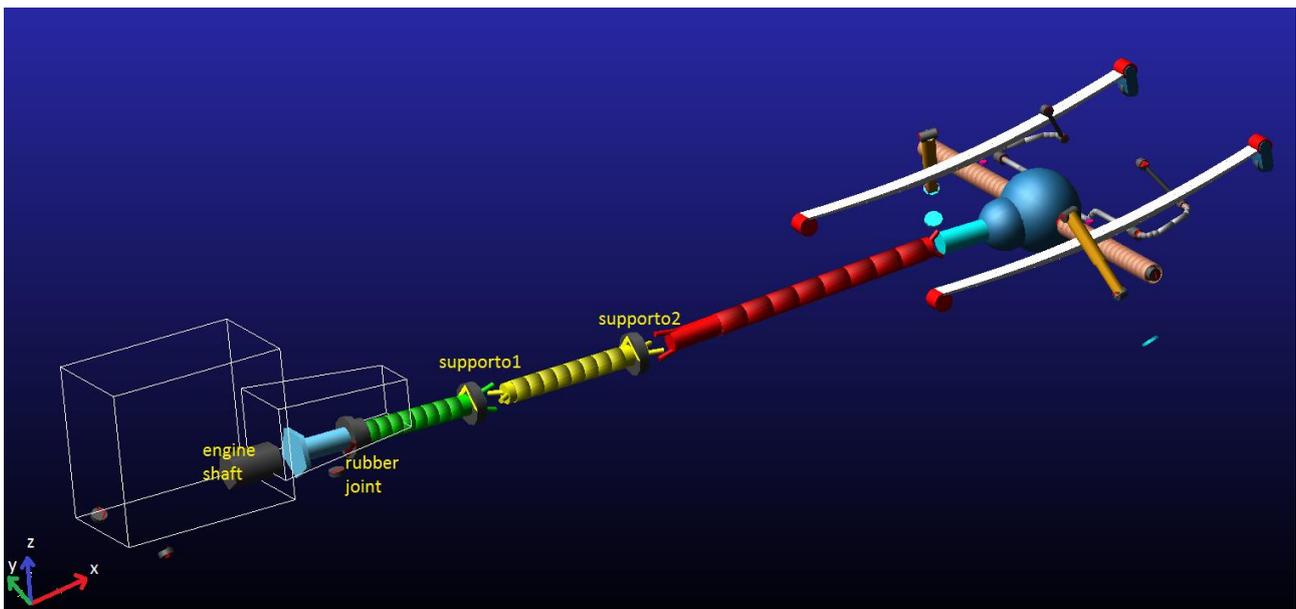


Figura 50: Modello completo

5.1. Analisi modale gruppo motopropulsore ed albero

L'analisi ha evidenziato i seguenti modi principali (tabella 1):

| Descrizione modi propri | Frequenza (Hz) |
|---|----------------|
| Rollio (prevalente tasselli motore anteriori) | 3.94 |
| Beccheggio motore (prevalente tasselli anteriori) | 4.74 |

| | |
|--|--------|
| Imbardata motore (prevalente tassello posteriore) | 5.11 |
| Rollio motore | 7.64 |
| Rollio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.2 |
| Oscillazione nel piano YZ del secondo e terzo tronco attorno al supporto 2 | 22.85 |
| Come prima nel verso opposto | 22.85 |
| Movimento nel piano XY dell'albero prevalente in corrispondenza del supporto 1 | 39.21 |
| Movimento verticale dell'albero prevalente in corrispondenza del supporto 1 | 39.27 |
| Torsione dell'albero | 105.63 |
| Oscillazione verticale del rubber joint | 115.92 |
| Oscillazione nel piano XY del rubber joint | 116.2 |
| Torsione del supporto 2 | 120.47 |
| Torsione del supporto 1 | 120.47 |
| Flessione verticale dell'albero | 166.46 |
| Flessione trasversale dell'albero | 167.75 |

Tabella 1: Frequenze dei modi propri di vibrare del modello gruppo motopropulsore più albero di trasmissione

Non sono stati registrati i moti oltre la frequenza di 200hz poiché non significativi; infatti considerando che i cardani dell'albero di trasmissione trasmettono l'eccitazione due volte per giro, la frequenza in questione corrisponderebbe ad una velocità non raggiungibile dal motore (a ciclo diesel) del veicolo considerato:

$$Rpm = \frac{f * 60}{2} = \frac{200 * 60}{2} = 6000rpm$$

5.2. Analisi modale modello intero

L'analisi ha evidenziato i seguenti modi principali (tabella 2):

| Descrizione modi propri | Frequenza (Hz) |
|---|----------------|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra | 7 |
| Rollio motore | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 |

| | |
|---|--------|
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 19.63 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 20.9 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.35 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.91 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 28.42 |
| Imbardata ponte | 32.40 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.26 |
| flessione bracci ponte | 50.78 |
| Torsione dell'albero e flessione balestra | 62.97 |
| Flessione in direzione assiale dei bracci ponte e verticale barra antirollio | 65.1 |
| Flessione bracci ponte in opposizione | 86.71 |
| Flessione in direzione assiale dei bracci in opposizione | 87.06 |
| Flessione verticale dei bracci in fase | 102.82 |
| Flessione assiale dei bracci in fase | 104.59 |
| Flessione balestra con due nodi, in opposizione | 114.82 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare del rubber joint | 115.91 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare del rubber joint | 116.19 |
| Flessione balestra con due nodi, in opposizione | 119.46 |
| Torsione del supporto 1 | 120.47 |
| Torsione del supporto 2 | 120.47 |
| Flessione boccole | 127.68 |
| Flessione balestra e boccia posteriore | 136.1 |
| Flessione trasversale boccole posteriori | 139.45 |
| Flessione trasversale boccole posteriori in opposizione | 146.7 |
| Flessione trasversale del terzo tronco dell'albero | 159.4 |
| Flessione verticale del terzo tronco dell'albero | 178 |
| Flessione trasversale del terzo tronco dell'albero e flessione assiale bracci ponte | 180 |

Tabella 2: Frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo

L'aggiunta della sospensione posteriore non ha portato a modifiche nelle frequenze dei modi propri del motopropulsore e nemmeno a quelle dell'albero di trasmissione in corrispondenza del primo supporto.

I modi dell'albero in corrispondenza del secondo supporto invece sono cambiati; nello specifico il moto si è scomposto secondo una componente verticale e una trasversale e le frequenze si sono abbassate. In più sono comparsi i modi propri dei componenti della sospensione posteriore.

I modi propri più interessanti del sistema sono:

- Rollio motore (figura 52).

La frequenza propria è a 3.94hz e produce un'oscillazione angolare secondo la direzione assiale all'albero di trasmissione.

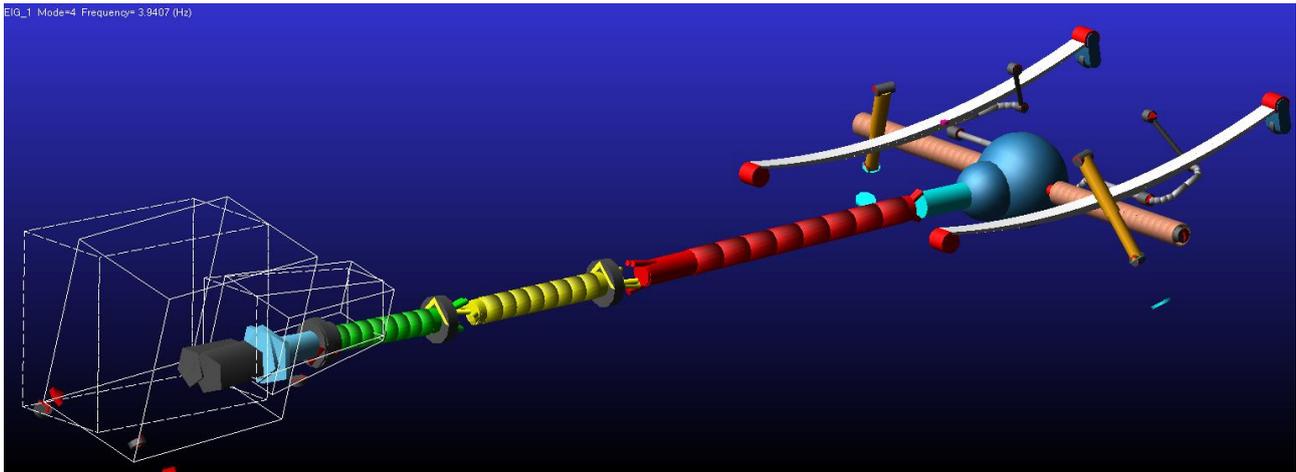


Figura 51: Modo proprio a 3.94hz

- Beccheggio motore (figura 53).

La frequenza propria è a 4.74hz e produce un'oscillazione angolare secondo la direzione trasversale all'albero di trasmissione.

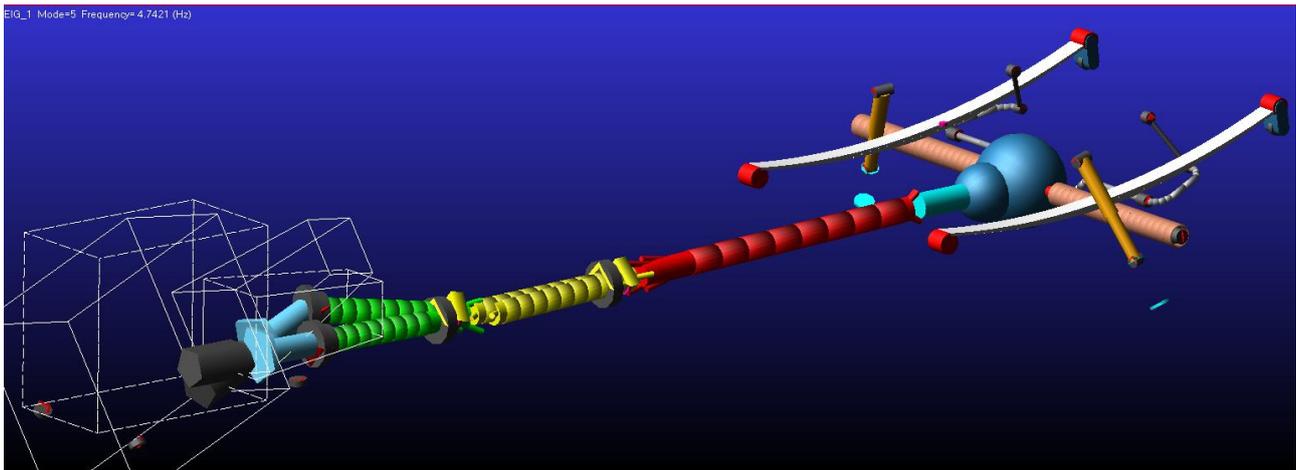


Figura 52: Modo proprio a 4.74hz

- Imbardata motore (figura 54).

La frequenza propria è a 5.11hz e produce un'oscillazione angolare secondo la direzione verticale all'albero di trasmissione. Sul tassello posteriore del motopropulsore le sollecitazioni sono più elevate.

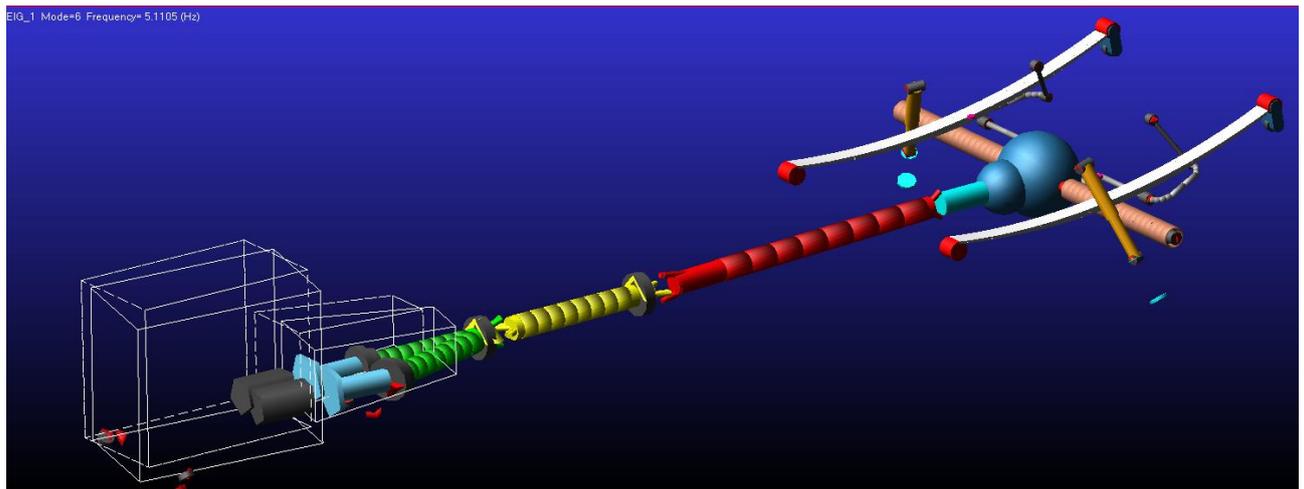


Figura 53: Modo proprio a 5.11hz

- Flessione verticale della balestra (figura 55).
La frequenza propria è a 7hz e produce un'oscillazione prevalente delle balestre che mette in movimento il ponte e in piccola parte dell'albero in direzione verticale.

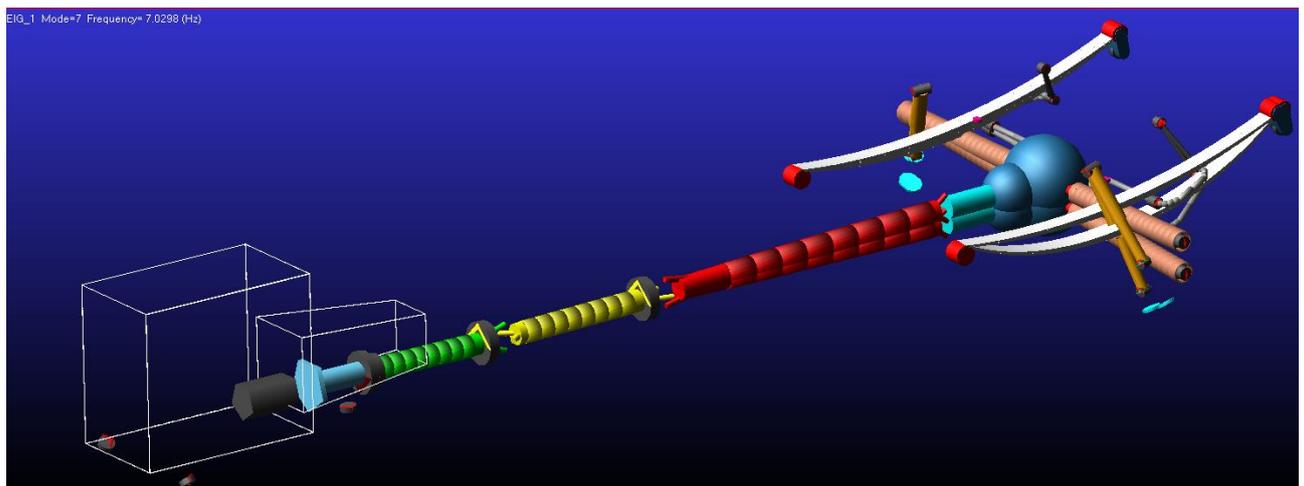


Figura 54: Modo proprio a 7hz

- Rollio motore (figura 56).
La frequenza propria è a 7.59hz e produce un'oscillazione angolare secondo la direzione assiale all'albero di trasmissione.

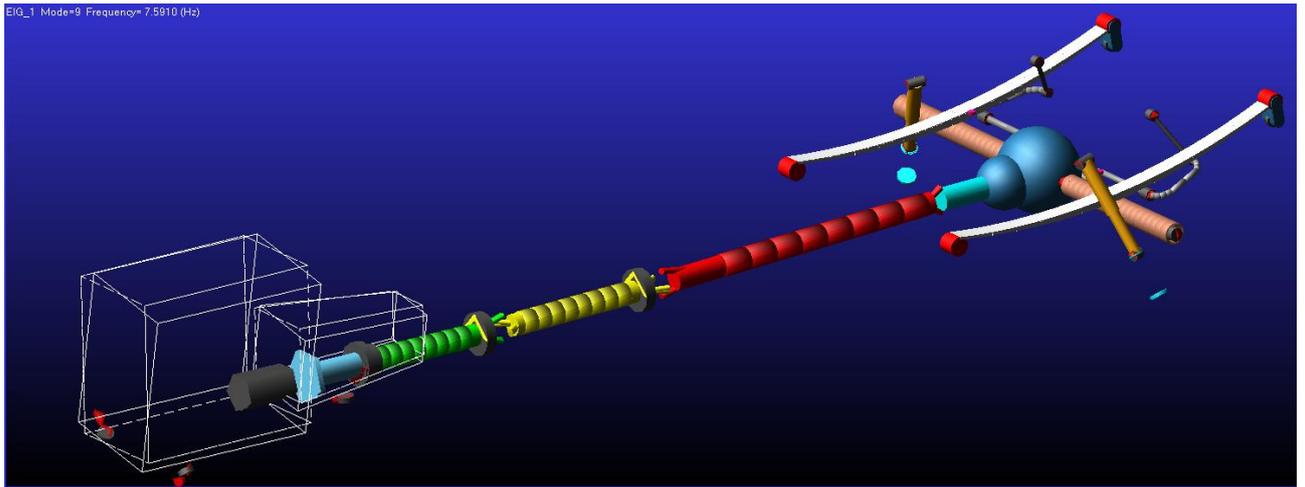


Figura 55: Modo proprio a 7.59hz

- Beccheggio motore (figura 57).
La frequenza propria è a 8.19hz e produce un'oscillazione angolare secondo la direzione verticale all'albero di trasmissione, con una partecipazione prevalente al moto del tassello posteriore del motopropulsore.

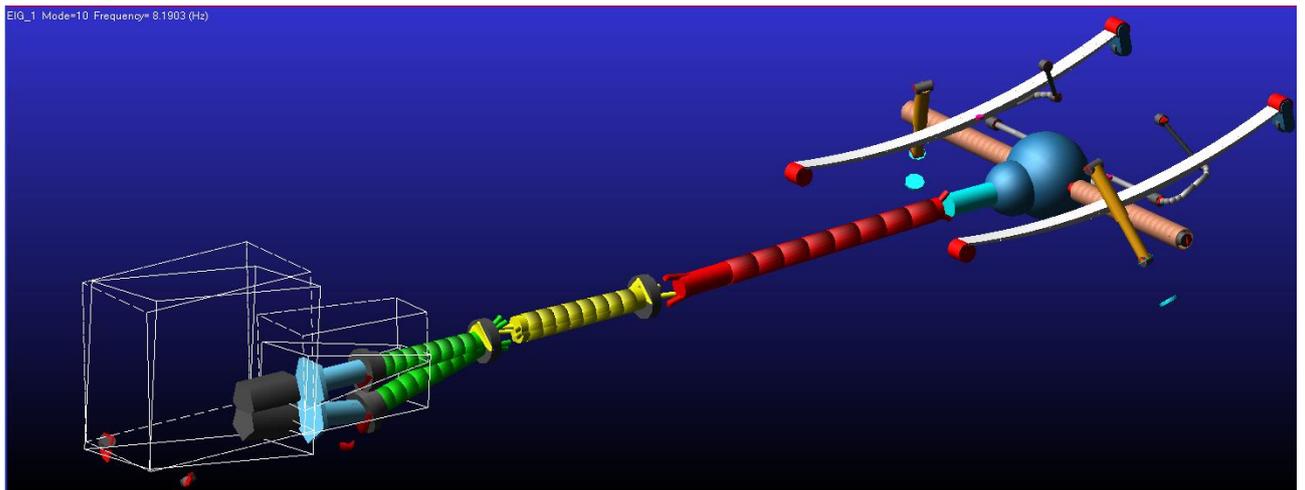


Figura 56: Modo proprio 8.19hz

- Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore (figura 58).
La frequenza propria è a 19.63hz e produce un'oscillazione del ponte e dell'albero in direzione trasversale. Il moto coinvolge in maniera maggiore il gruppo sospensione posteriore, in particolare le boccole della molla a balestra, che di conseguenza si trascinano dietro tutta la struttura ad esse vincolata, compreso l'albero di trasmissione.

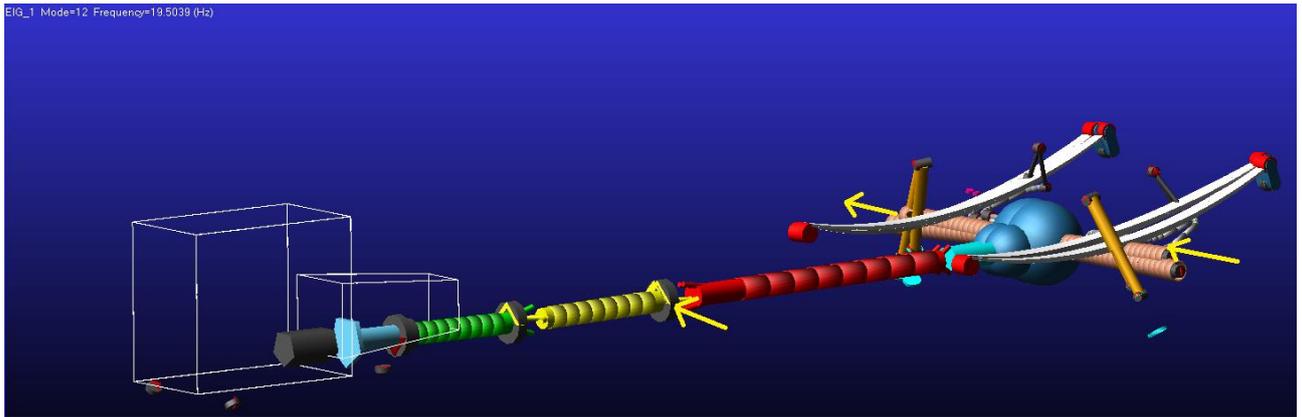


Figura 57: Modo proprio a 19.63hz

- Movimento verticale dei supporti, in particolare sul secondo (figura 59). La frequenza propria è a 20.90hz e produce un'oscillazione in direzione verticale principalmente del secondo supporto dell'albero di trasmissione e in minore entità del primo supporto. Conseguentemente a questo movimento le balestre si inflettono a S.

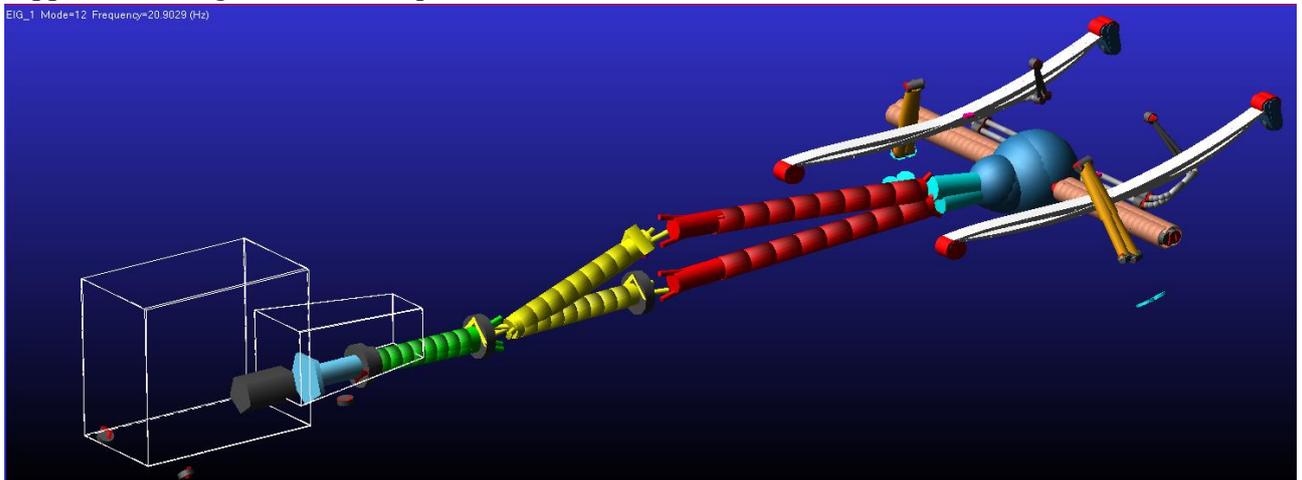


Figura 58: Modo proprio a 20.90hz

- Movimento trasversale dei supporti, in particolare del secondo (figura 60). La frequenza propria è a 21.35hz e produce un'oscillazione dell'albero in direzione trasversale, il secondo supporto risulta maggiormente coinvolto rispetto al primo.

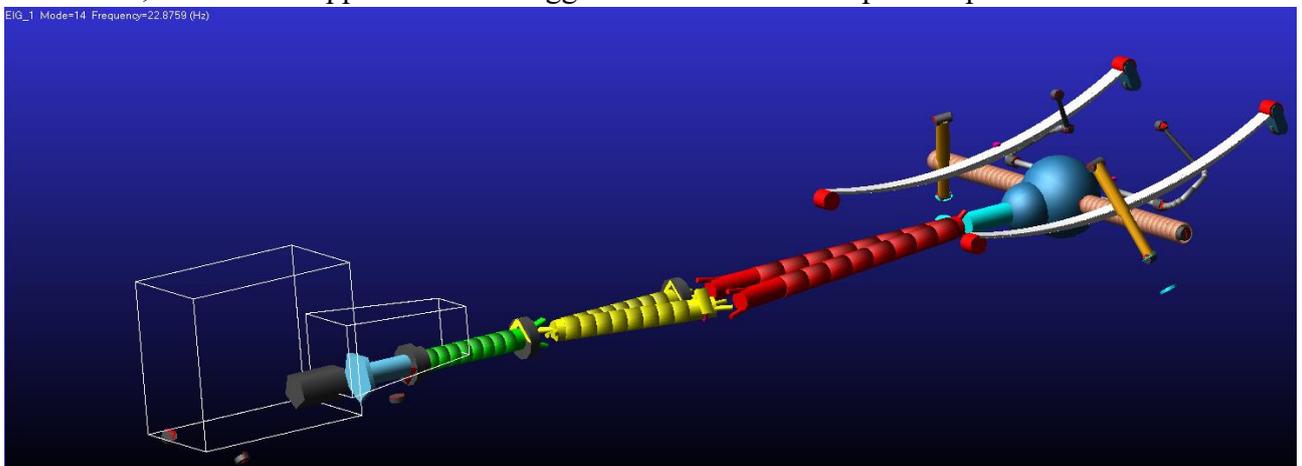


Figura 59: Modo proprio a 21.35hz

- Movimento verticale dei supporti, in particolare sul secondo (conseguente flessione balestre), (figura 61).

La frequenza propria è a 21.91hz e produce un'oscillazione in direzione verticale dell'albero di trasmissione, il secondo supporto risulta maggiormente coinvolto rispetto al primo. Le molle della balestra si inflettono a S di conseguenza.

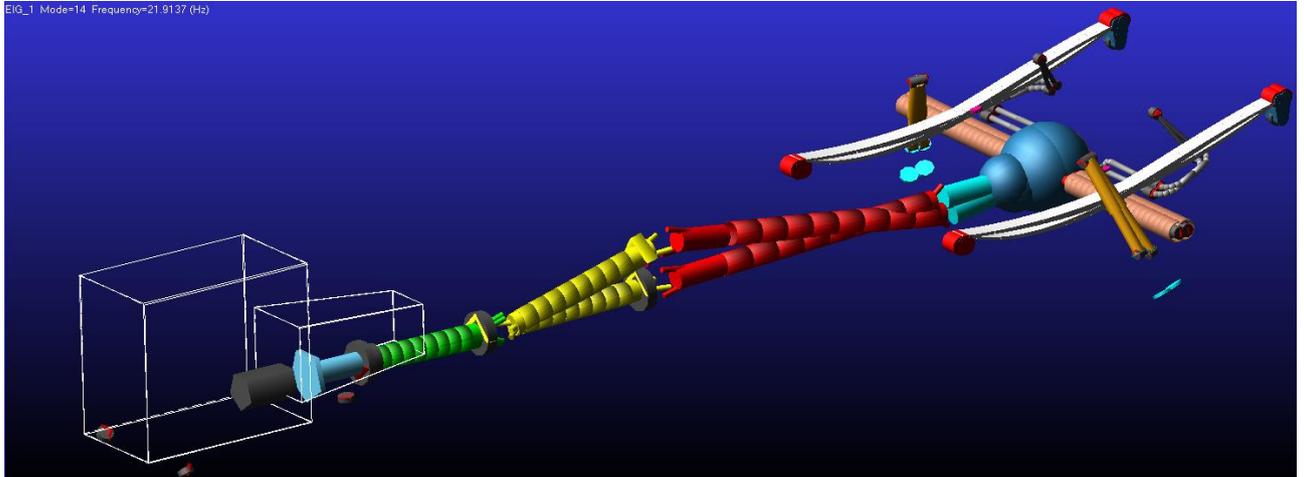


Figura 60: Modo proprio a 21.91hz

- Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte (figura 62).

La frequenza propria è a 28.42hz e produce un'oscillazione angolare assiale dell'albero, con conseguente beccheggio del ponte.

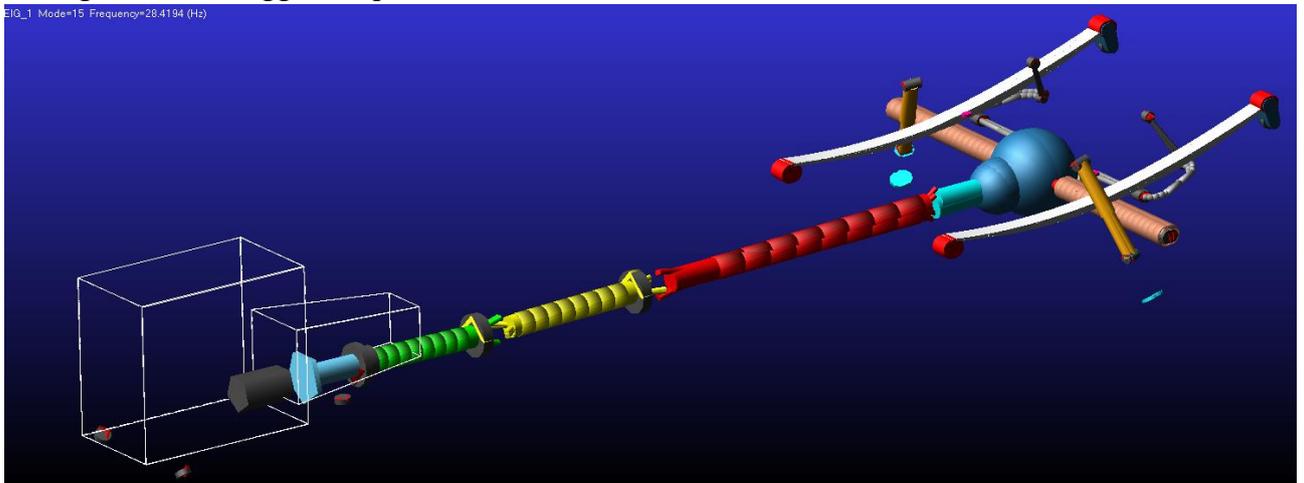


Figura 61: Modo Proprio a 28.42hz

- Imbardata ponte (figura 63).

La frequenza propria è a 32.4hz e produce un'oscillazione angolare del ponte secondo la direzione verticale del sistema.

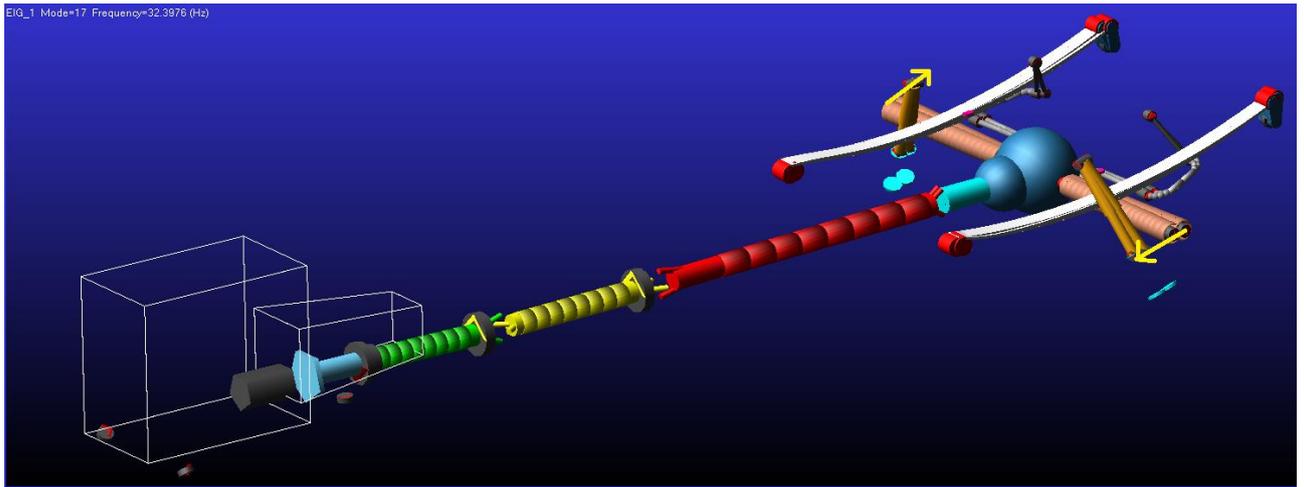


Figura 62: Modo proprio 32.4hz

- Movimento composto dell'albero (figura 64).
La frequenza propria è a 39.22hz e produce un'oscillazione dell'albero di trasmissione con una componente sia verticale che trasversale. La partecipazione nel moto del primo supporto risulta maggiore rispetto a quella del secondo.

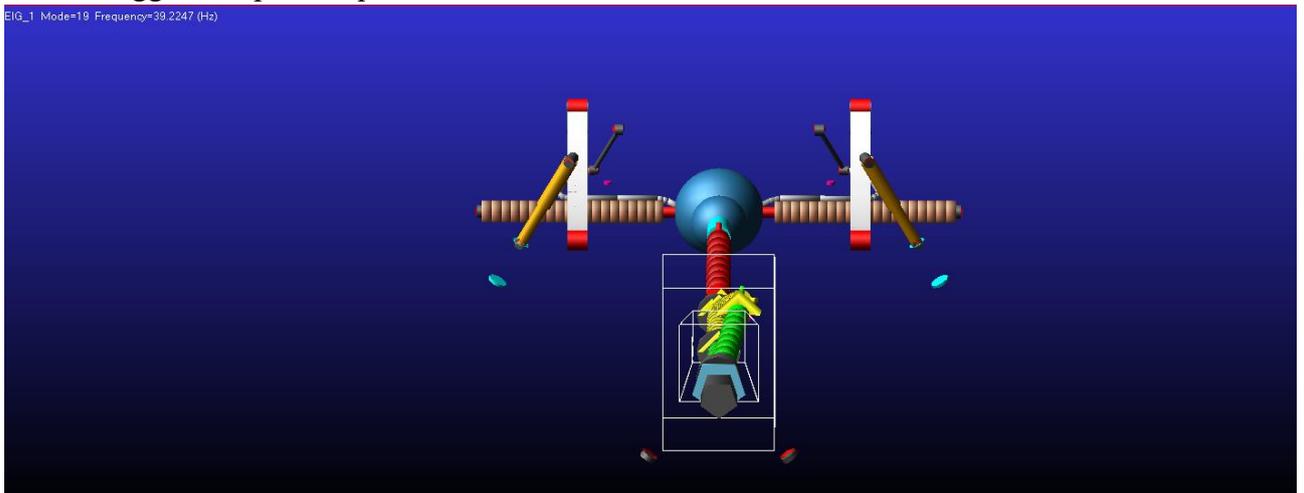


Figura 63: Modo proprio a 39.22hz

- Movimento verticale dell'albero (figura 65).
La frequenza propria è a 39.26hz e produce un'oscillazione verticale dell'albero di trasmissione, con una partecipazione maggiore del primo supporto rispetto al secondo.

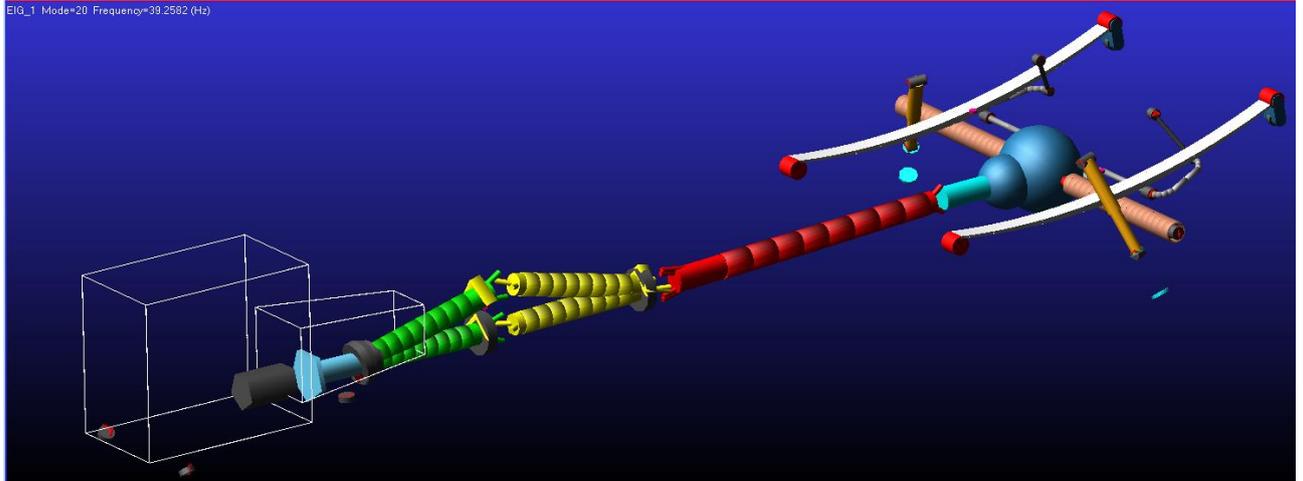


Figura 64: Modo proprio 39.26hz

- Flessione bracci ponte (figura 66).
La frequenza propria è a 50.79hz e produce una flessione dei bracci del ponte in direzione verticale.

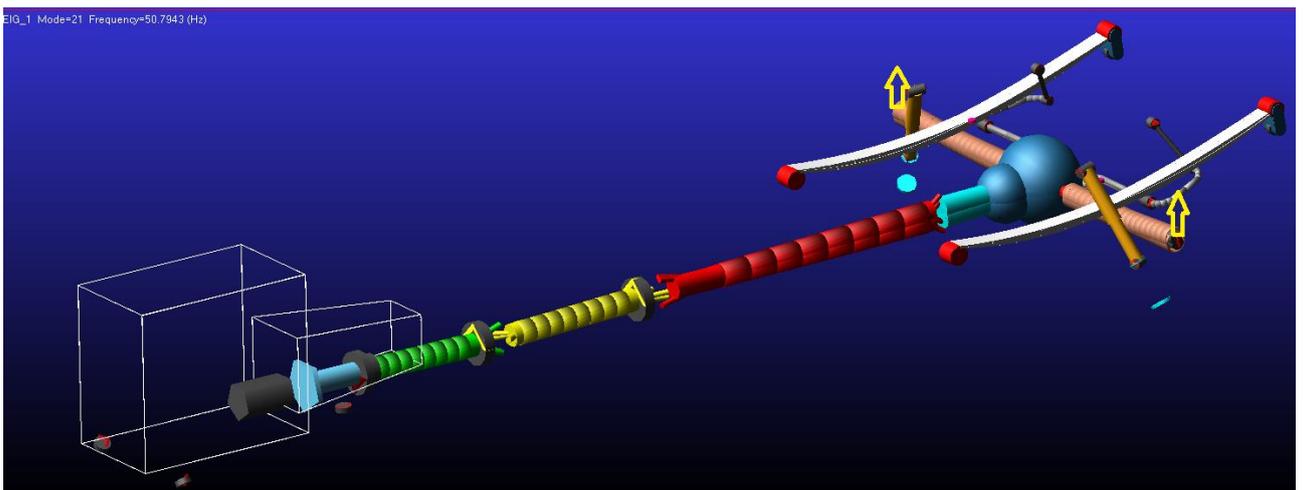


Figura 65: Modo proprio a 50.79hz

I giunti cardanici trasmettono il moto rotatorio con un'oscillazione torsionale a frequenza doppia di quella della velocità di rotazione dell'albero, quindi la velocità correlata a ciascun modo è:

$$N = \frac{60 * \text{frequenza del modo}}{2} = \text{velocità angolare corrispondente (rpm)}$$

Il modo di oscillazione verticale dell'albero di trasmissione a 21.91 hertz, dalla precedente formula, presenta una velocità angolare di eccitazione di:

$$N = \frac{60 * 21.91}{2} \cong 657rpm$$

N rientra nell'intervallo di velocità angolari all'interno del quale, effettivamente, si verifica il picco di risonanza nel grafico della forza verticale del primo supporto in funzione dei giri albero.

Il modo di oscillazione trasversale dell'albero di trasmissione a 21.35 hertz, dalla precedente formula, presenta una velocità angolare di eccitazione di:

$$N = \frac{60 * 21.35}{2} \cong 641rpm$$

Anche questo N rientra nell'intervallo di velocità angolari all'interno del quale, effettivamente, si verifica il picco di risonanza nel grafico della forza trasversale del primo supporto in funzione dei giri albero.

Dai dati si evince quindi che i due modi propri di vibrare a 21.35 hertz e a 21.91 hertz sono responsabili dei fenomeni di risonanza individuati nei grafici delle forze che agiscono sui due supporti dell'albero di trasmissione.

6. INFLUENZA DEI PARAMETRI COSTITUTIVI

L'obiettivo di questa fase è stato quello di individuare l'influenza dei parametri costitutivi principali sulle sollecitazioni vibrazionali trasmesse sui due supporti dell'albero di trasmissione.

I parametri modificati sono stati:

- Modulo elastico E della balestra
- Rigidezza delle boccole della balestra

In tutti e due i casi si è svolta una prova sia aumentando il valore del parametro in questione sia diminuendolo.

6.1. Modulo elastico E della balestra

Il primo parametro di cui si è indagata l'influenza sulle vibrazioni trasmesse ai due supporti dell'albero di trasmissione è il modulo elastico della balestra.

In prima battuta lo si è diminuito del 30%, portandolo da $2.68E+05$ N/mm² a $1.88E+05$ N/mm², successivamente lo si è aumentato del 30%, fino a $3.48E+05$ N/mm².

Nella tabella 3 sono riportati i risultati ottenuti.

| Descrizione modo proprio | Frequenza con E diminuito(Hz) | Frequenza(Hz) | Frequenza con E aumentato(Hz) |
|---|-------------------------------|---------------|-------------------------------|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 | 3.94 | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 | 4.74 | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 | 5.11 | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra | 6.03 | 7 | 7.89 |
| Rollio motore | 7.59 | 7.59 | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 | 8.19 | 8.20 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero (boccole) | 17.63 | 19.63 | 20.91 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 19.05 | 20.9 | 21.19 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.32 | 21.35 | 21.56 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.43 | 21.91 | 23.15 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 27.55 | 28.42 | 28.98 |
| Imbardata ponte | 30.26 | 32.40 | 33.68 |

| | | | |
|--|-------|-------|-------|
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.25 | 39.22 | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.21 | 39.26 | 39.27 |
| flessione bracci ponte | 49.82 | 50.79 | 51.39 |

Tabella 3: Frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo con le modifiche su E della balestra

Nella tabella 4 sono riportate, in percentuale, le variazioni di frequenza per ogni modo di vibrare.

| Descrizione modo proprio | E diminuito (% di variazione) | E aumentato (% di variazione) |
|---|-------------------------------|-------------------------------|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Flessione verticale della balestra | 13.86 | 12.71 |
| Rollio motore | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 0.00 | 0.12 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 10.19 | 6.52 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 8.85 | 1.39 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 0.14 | 0.98 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 2.19 | 5.66 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 3.06 | 1.97 |
| Imbardata ponte | 6.60 | 3.95 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.00 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.13 | 0.03 |
| flessione bracci ponte | 1.91 | 1.18 |

Tabella 4: Variazione delle frequenze dei modi propri in percentuale

I modi propri del gruppo motopropulsore e quelli dell'albero in corrispondenza del primo supporto non hanno subito variazioni significative, se ne conclude che non sono influenzati dalla rigidità della molla a balestra.

I modi propri che hanno mostrato le variazioni più significative sono:

- Il movimento trasversale del sistema sospensione posteriore, che diminuisce del 10.19% conseguentemente a E più basso e aumenta del 6.52% con E più rigido.

- L'imbardata del ponte, dove la frequenza diminuisce del 6.6% nel primo caso e aumenta del 3.95% nel secondo.
- I modi verticali dell'albero associati all'oscillazione prevalente del secondo supporto, nei quali la frequenza propria scende dell'8.85% per E minore nel primo modo di questo tipo e del 2.19% nel secondo mentre sale dell'1.39% per E maggiore nel primo modo e del 5.66% nel secondo.

I sopracitati modi coinvolgono direttamente la balestra nei loro movimenti, quindi sono stati maggiormente influenzati dalla sua variazione di rigidezza. Per la precisione una diminuzione del modulo elastico delle balestre ha portato ad un abbassamento della frequenza in cui ha avuto luogo il modo in questione, mentre un E più grande ha portato ad un aumento.

Le percentuali di variazione della frequenza non risultano simmetriche, in genere si è notata una percentuale di variazione più alta in seguito alla diminuzione di rigidezza della balestra, fatta eccezione del modo a 21.91 hertz.

La variazione della frequenza del modo proprio non è comunque sufficiente da far variare l'intervallo di velocità angolari dell'albero motore all'interno del quale è stata registrata la risonanza.

In figura 67 è stato riportato il confronto tra la forza verticale agente sui supporti dell'albero di trasmissione e la stessa con il modulo elastico della balestra abbassato.

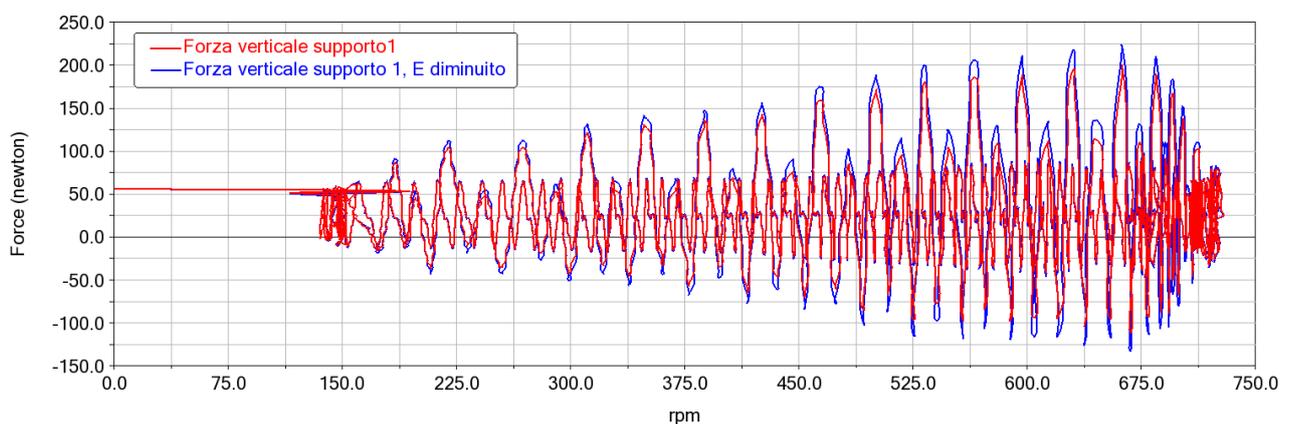


Figura 66: Confronto tra la forza verticale sul primo supporto prima e dopo la diminuzione del modulo elastico

La componente dinamica della forza risulta più elevata che nel caso base mentre il valor medio rimane lo stesso.

Il discorso è analogo per quanto riguarda il secondo supporto e la componente trasversale.

Nella figura 68 è rappresentata lo stesso confronto della figura precedente, solo che il modulo elastico è stato aumentato. In questo caso, la balestra risulta più rigida, quindi la componente dinamica della forza risulta più bassa dell'originale.

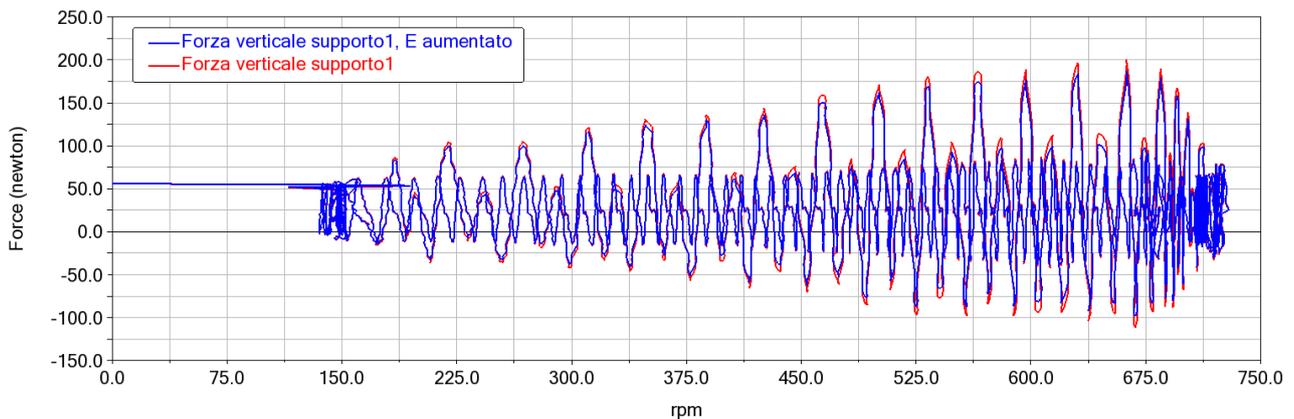


Figura 67: Figura 50: Confronto tra la forza verticale sul primo supporto prima e dopo l'incremento del modulo elastico

6.2. Rigidezza delle boccole della balestra

Per modificare la rigidezza delle boccole della balestra si è agito sui property file dei bushing modificando la forza necessaria a produrre determinate deformazioni.

E' stato scelto di analizzare i seguenti casi:

- Rigidezza radiale della boccola anteriore aumentata del 30%
- Rigidezza radiale della boccola anteriore diminuita del 30%
- Rigidezza assiale della boccola anteriore aumentata del 30%
- Rigidezza assiale della boccola anteriore diminuita del 30%
- Rigidezza radiale delle boccole posteriori aumentata del 30%
- Rigidezza radiale delle boccole posteriori diminuita del 30%
- Rigidezza assiale delle boccole posteriori aumentata del 30%
- Rigidezza assiale delle boccole posteriori diminuita del 30%

Nel property file del bushing sono contenute tutte le proprietà di rigidezza e smorzamento che devono simulare il comportamento della boccola. Nello specifico è indicata la forza e la coppia necessarie per produrre rispettivamente determinati spostamenti lineari e angolari.

Nelle figure 69 e 70 sono rappresentati rispettivamente le rigidzze traslazionali e rotazionali della bocca posteriore della balestra.

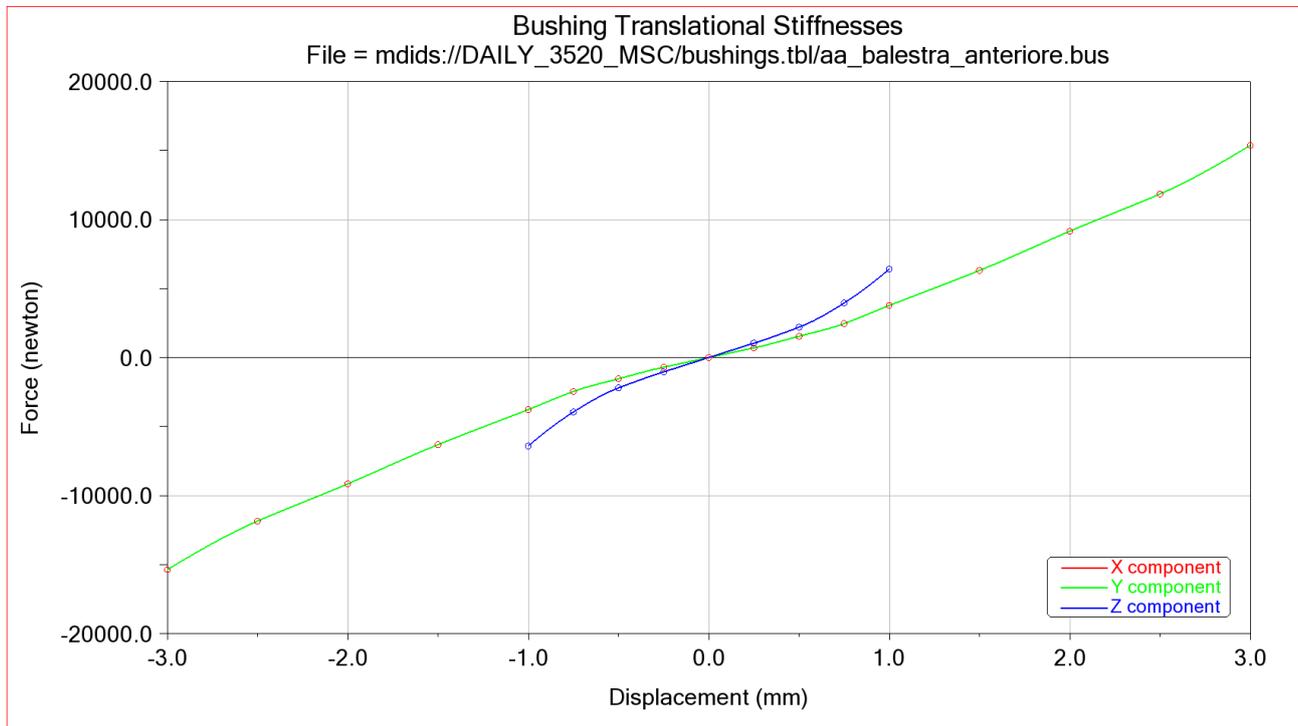


Figura 68: Rigidezza traslazionale del bushing anteriore della balestra

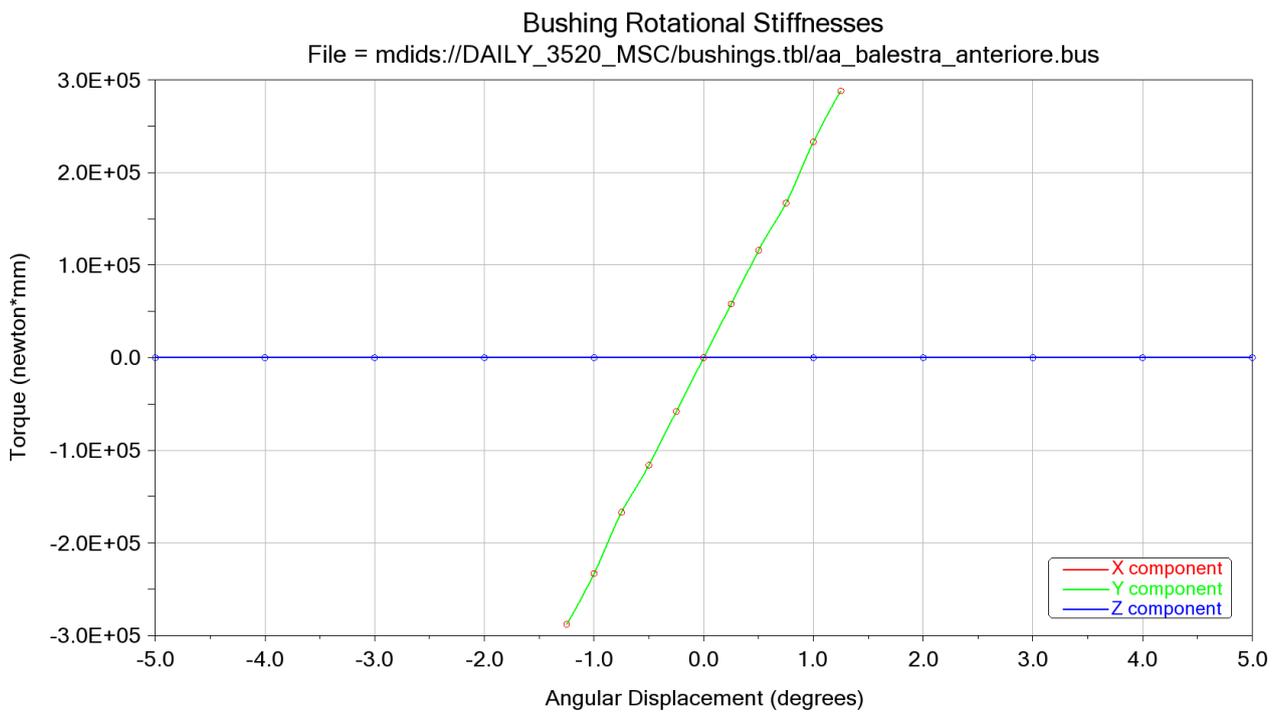


Figura 69: Rigidezza rotazionale del bushing anteriore della balestra

Nelle figure 71 e 72 sono rappresentati rispettivamente le rigidzze traslazionali e rotazionali della bocca posteriore della balestra.

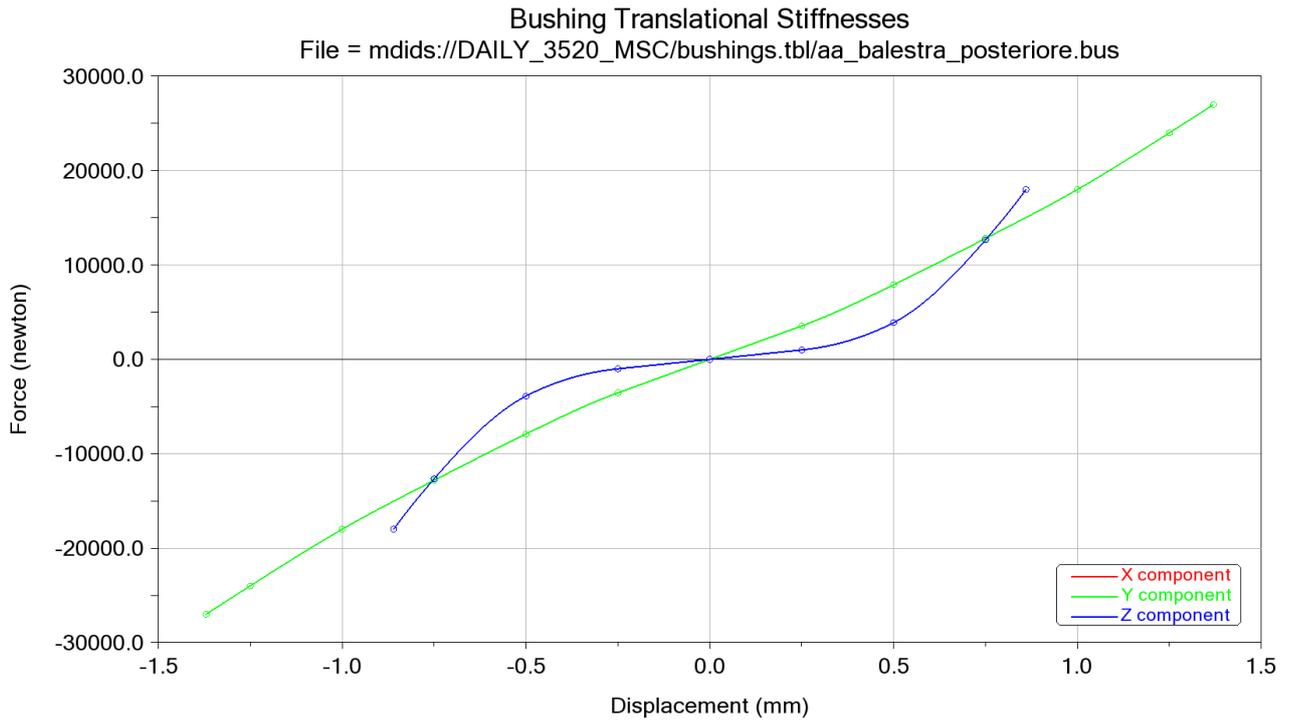


Figura 70: Rigidezza traslazionale del bushing posteriore della balestra

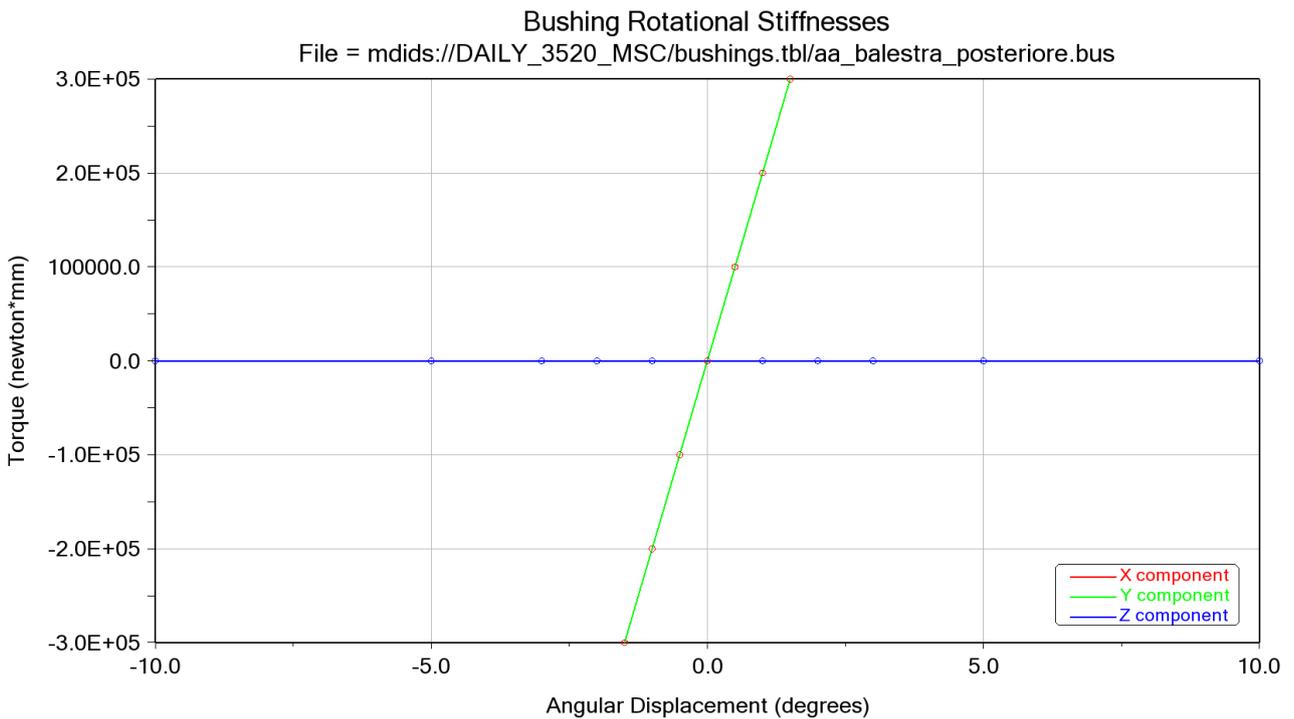


Figura 71: Rigidezza rotazionale del bushing posteriore della balestra

6.2.1. Rigidezza radiale della boccia anteriore

Nelle figure 73 e 74 sono rappresentate le rigidzze traslazionali e rotazionali radiali aumentate delle boccole anteriori.

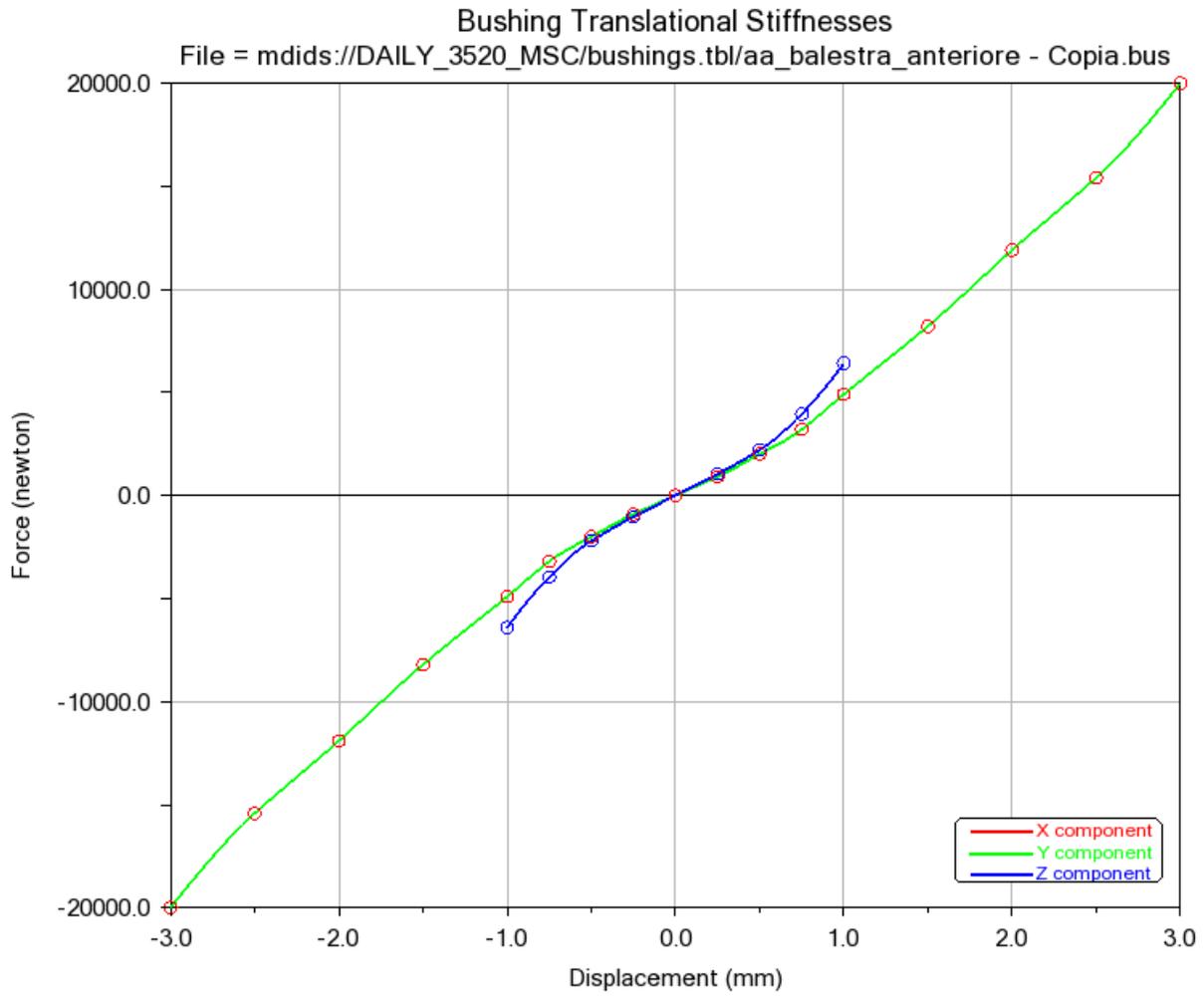


Figura 72: Rigidezza traslazionale radiale del bushing anteriore della balestra, aumentato

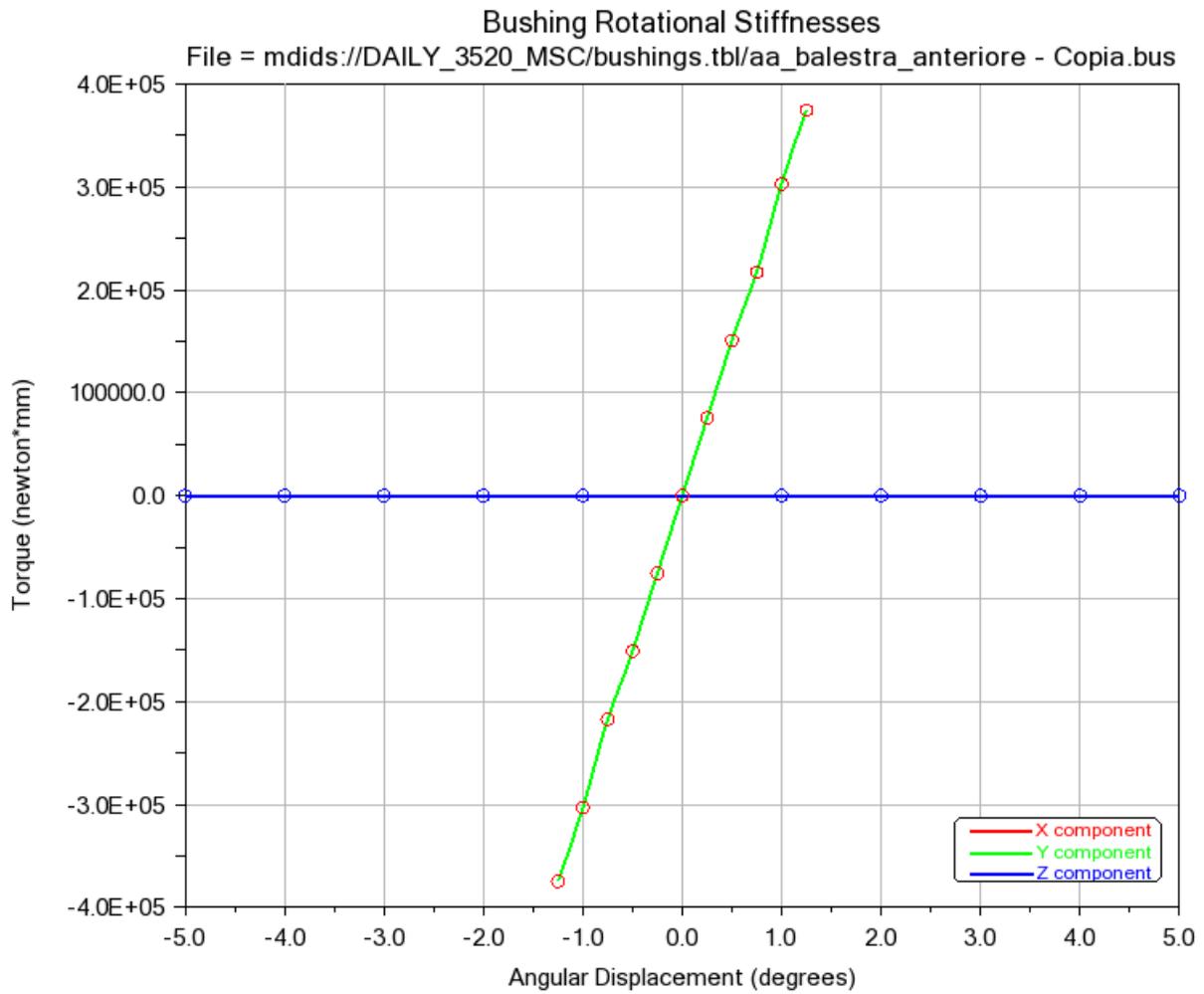


Figura 73: Rigidezza rotazionale radiale del bushing anteriore della balestra, aumentato

Nelle figure 73 e 74 sono rappresentate le rigidezze traslazionali e rotazionali radiali diminuite delle boccole anteriori.

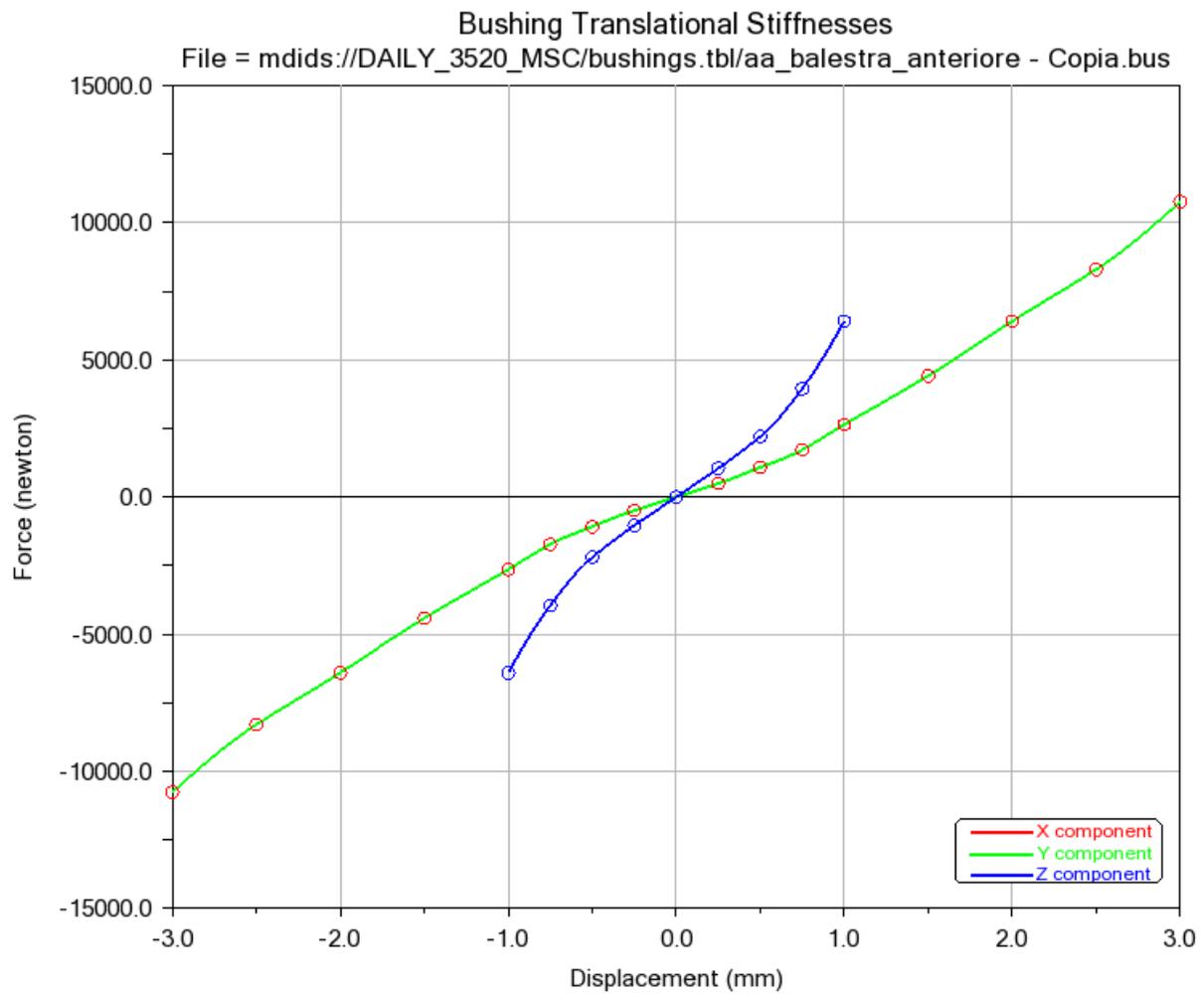


Figura 74: Rigidezza traslazionale radiale del bushing anteriore della balestra, diminuita

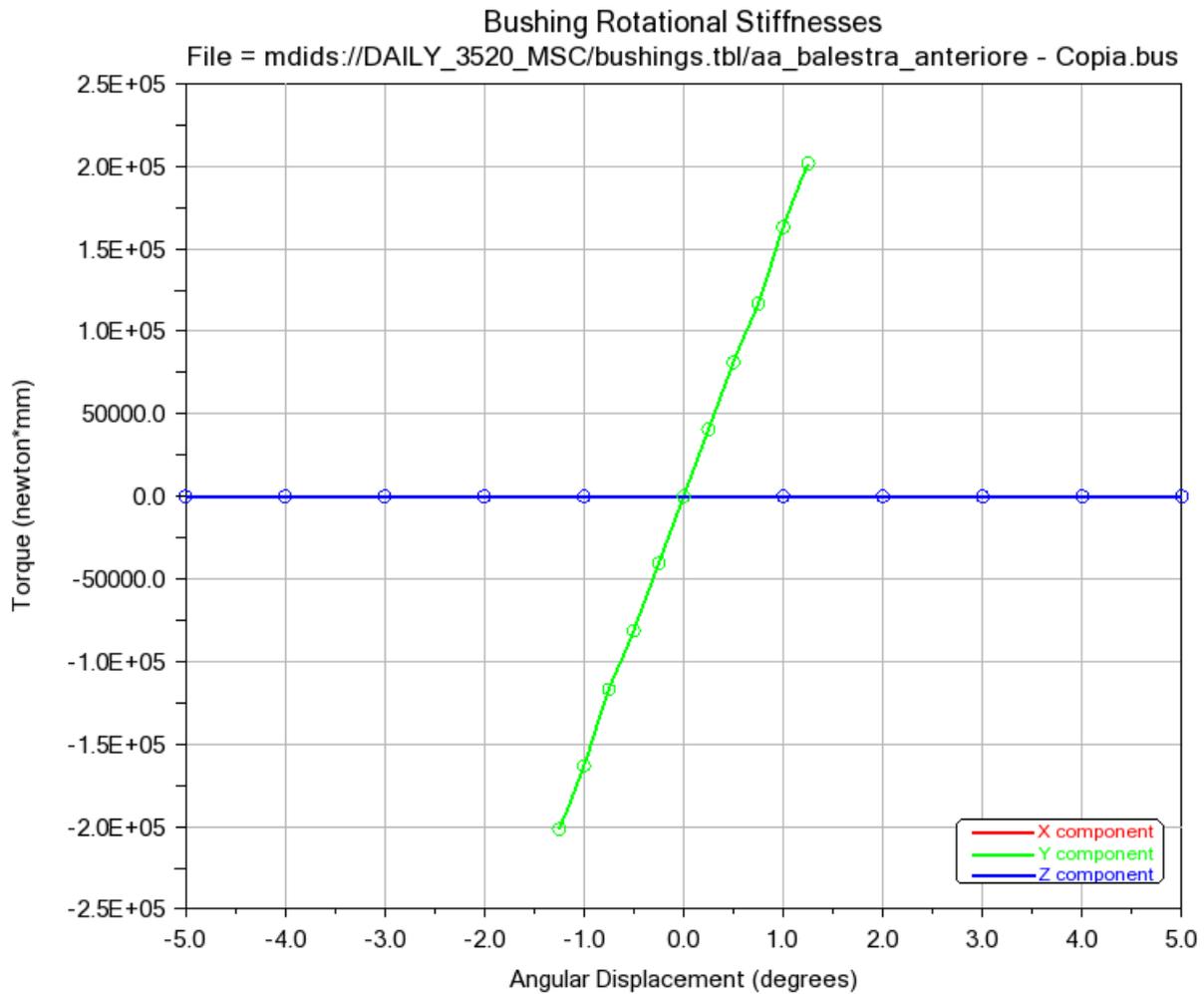


Figura 75: Rigidezza rotazionale radiale del bushing anteriore della balestra, diminuita

Nella figura 77 è rappresentato il confronto sulla forza verticale agente sul primo supporto nel caso normale e con la rigidezza aumentata.

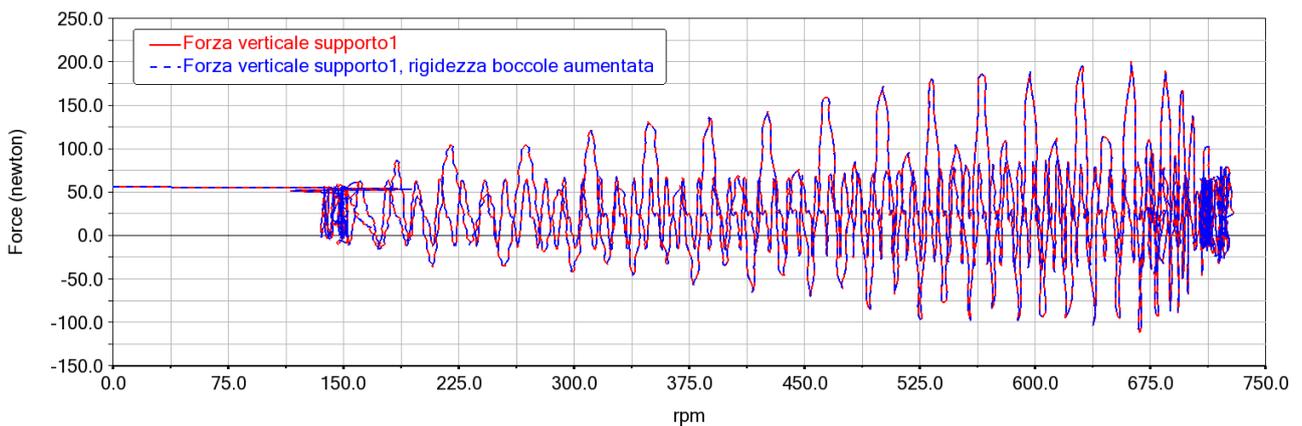


Figura 76: Confronto tra la forza verticale sul primo supporto prima e dopo aver aumentato la rigidezza delle boccole

I due grafici risultano perfettamente sovrapposti, quindi possiamo concludere che aumentare la rigidità delle boccole delle balestre non influisce sull'ampiezza delle vibrazioni trasmesse dai supporti dell'albero di trasmissione.

I valori delle forze risultano perfettamente sovrapposti anche per il secondo supporto e per la componente trasversale.

In figura 78 è rappresentato il confronto sulla forza verticale agente sul primo supporto nel caso normale e con la rigidità diminuita.

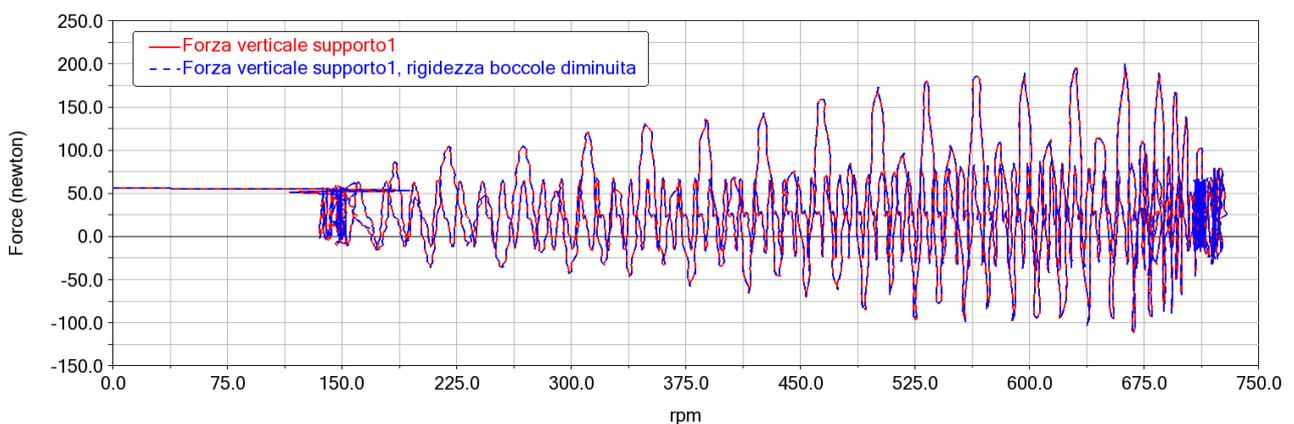


Figura 77: Andamento della forza verticale sul primo supporto in funzione della velocità di rotazione dell'albero, rigidità diminuita

Anche in questo caso i due grafici risultano perfettamente sovrapposti, quindi possiamo concludere che diminuire la rigidità delle boccole delle balestre non influisce sull'ampiezza delle vibrazioni trasmesse dai supporti dell'albero di trasmissione.

I valori delle forze sono perfettamente sovrapponibili anche nel caso del secondo supporto e per la componente trasversale.

I grafici delle forze sono perfettamente sovrapponibili, quindi anche aumentando la rigidità delle boccole i valori e l'andamento delle forze agenti sui supporti dell'albero di trasmissione non cambiano.

Nella tabella 5 seguente sono riportate le frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo, nel due caso di rigidità radiale delle boccole anteriori della balestra aumentata e diminuita.

| Descrizione modo proprio | Frequenza con rigidità radiale boccola anteriore minore(Hz) | Frequenza (Hz) | Frequenza con rigidità radiale boccola anteriore maggiore(Hz) |
|---|---|----------------|---|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 | 3.94 | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 | 4.74 | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 | 5.11 | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 7 | 7 | 7 |
| Rollio motore | 7.59 | 7.59 | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 | 8.19 | 8.19 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 19.51 | 19.63 | 19.72 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 20.46 | 20.9 | 21 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.35 | 21.35 | 21.36 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.49 | 21.91 | 22.27 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 26.98 | 28.42 | 29.78 |
| Imbardata ponte | 30.67 | 32.4 | 33.85 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.21 | 39.22 | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.26 | 39.26 | 39.27 |
| flessione bracci ponte | 50.65 | 50.79 | 50.9 |

Tabella 5: Frequenze dei modi propri di vibrare con le modifiche sulla rigidità radiale della boccola anteriore della balestra

Nella tabella 6 sono riportate, in percentuale, le variazioni di frequenza per ogni modo di vibrare.

| Descrizione modo proprio | Rigidità radiale boccola anteriore diminuita (% di variazione) | Rigidità radiale boccola anteriore aumentata (% di variazione) |
|--|--|--|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 0.00 | 0.00 |
| Rollio motore | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |

| | | |
|--|------|------|
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero (boccole?) | 0.61 | 0.46 |
| Movimento verticale dei supporti, in particolare sul secondo (conseguente flessione balestre) | 2.11 | 0.48 |
| Movimento trasversale dei supporti, in particolare del secondo | 0.00 | 0.05 |
| Movimento verticale dei supporti, in particolare sul secondo (conseguente flessione balestre) | 1.92 | 1.64 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 5.07 | 4.79 |
| Imbardata ponte | 5.34 | 4.48 |
| Movimento trasversale dei supporti, in particolare del primo | 0.03 | 0.00 |
| Movimento verticale dei supporti, in particolare del primo | 0.00 | 0.03 |
| flessione bracci ponte | 0.28 | 0.22 |

Tabella 6: Variazione delle frequenze dei modi propri in percentuale

I modi propri del gruppo motopropulsore e quelli dell'albero in corrispondenza del primo supporto non hanno subito variazioni significative, se ne conclude come nel caso precedente che non sono influenzati dalla rigidità radiale della boccola anteriore della balestra.

I modi propri che hanno indotto la variazione di frequenza più significativa sono:

- Torsione dell'albero con beccheggio del ponte, che diminuisce del 5.07 % in seguito alla diminuzione della rigidità della boccola e cresce del 4.79% quando aumenta.
- L'imbardata del ponte, la cui frequenza è diminuita del 5.34% per la diminuzione della rigidità boccole ed è salita del 4.48% in seguito all'aumento.

Le frequenze nei due modi verticali dell'albero associati all'oscillazione prevalente del secondo supporto cambiano in maniera minore rispetto ai precedenti, nel primo la frequenza scende del 2.11% in conseguenza della rigidità minore mentre nel secondo del 1.92%, per le boccole più rigide sale dello 0.48% per il primo mentre del 1.64% nel secondo.

La variazione delle frequenze dei modi propri non è sufficientemente grande da giustificare un cambiamento della velocità di rotazione dell'albero di trasmissione che causa la risonanza.

6.2.2. Rigidità assiale della boccola anteriore

Successivamente è stata condotta un'analisi modificando solamente la rigidità assiale della boccia anteriore. Nelle figure 79, 80, 81 e 82 sono riportati i valori aumentati e diminuiti.

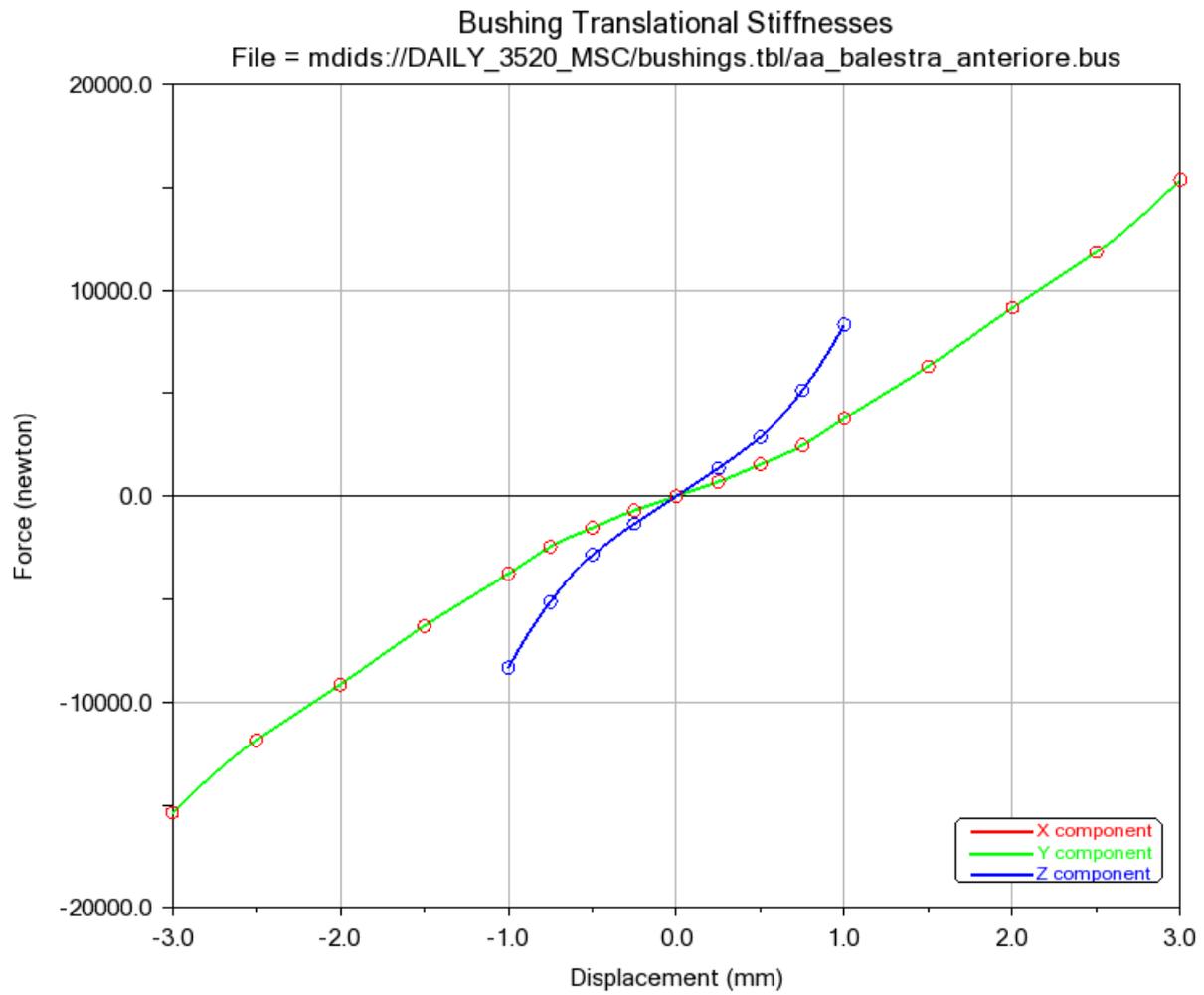


Figura 78: Rigidezza traslazionale assiale del bushing anteriore della balestra, aumentato

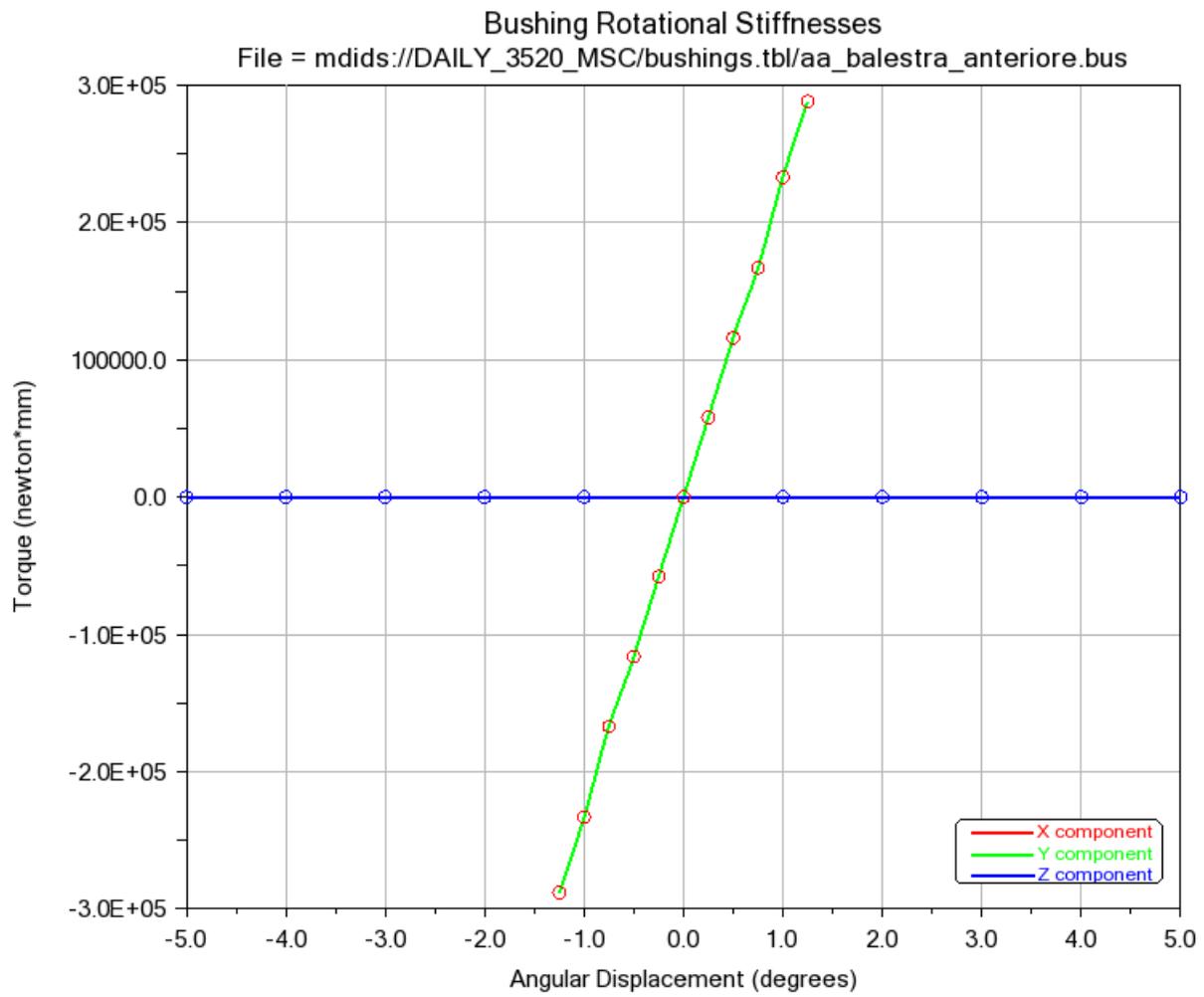


Figura 79: Rigidezza rotazionale assiale del bushing anteriore della balestra, aumentato

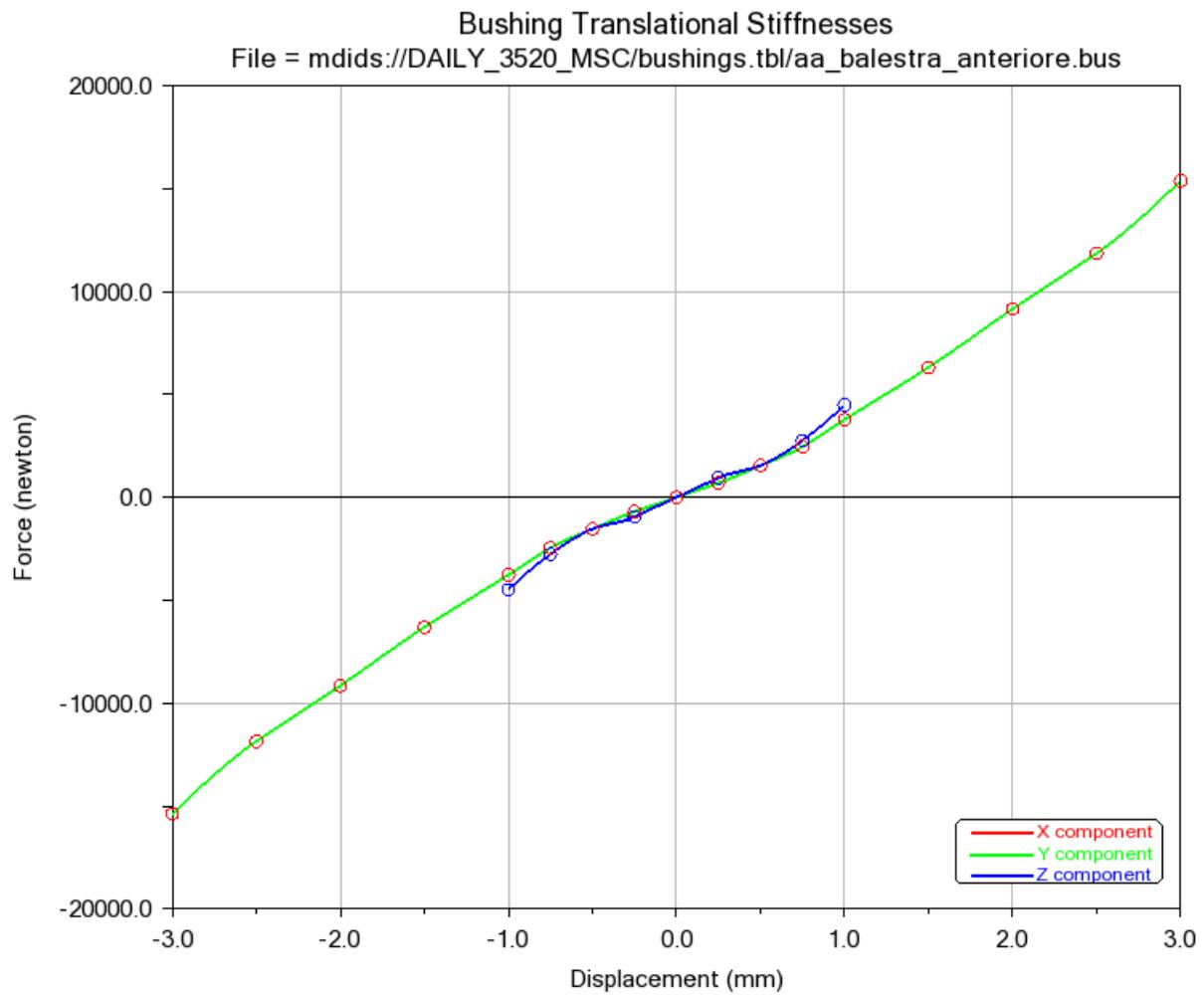


Figura 80: Rigidezza traslazionale assiale del bushing anteriore della balestra, diminuita

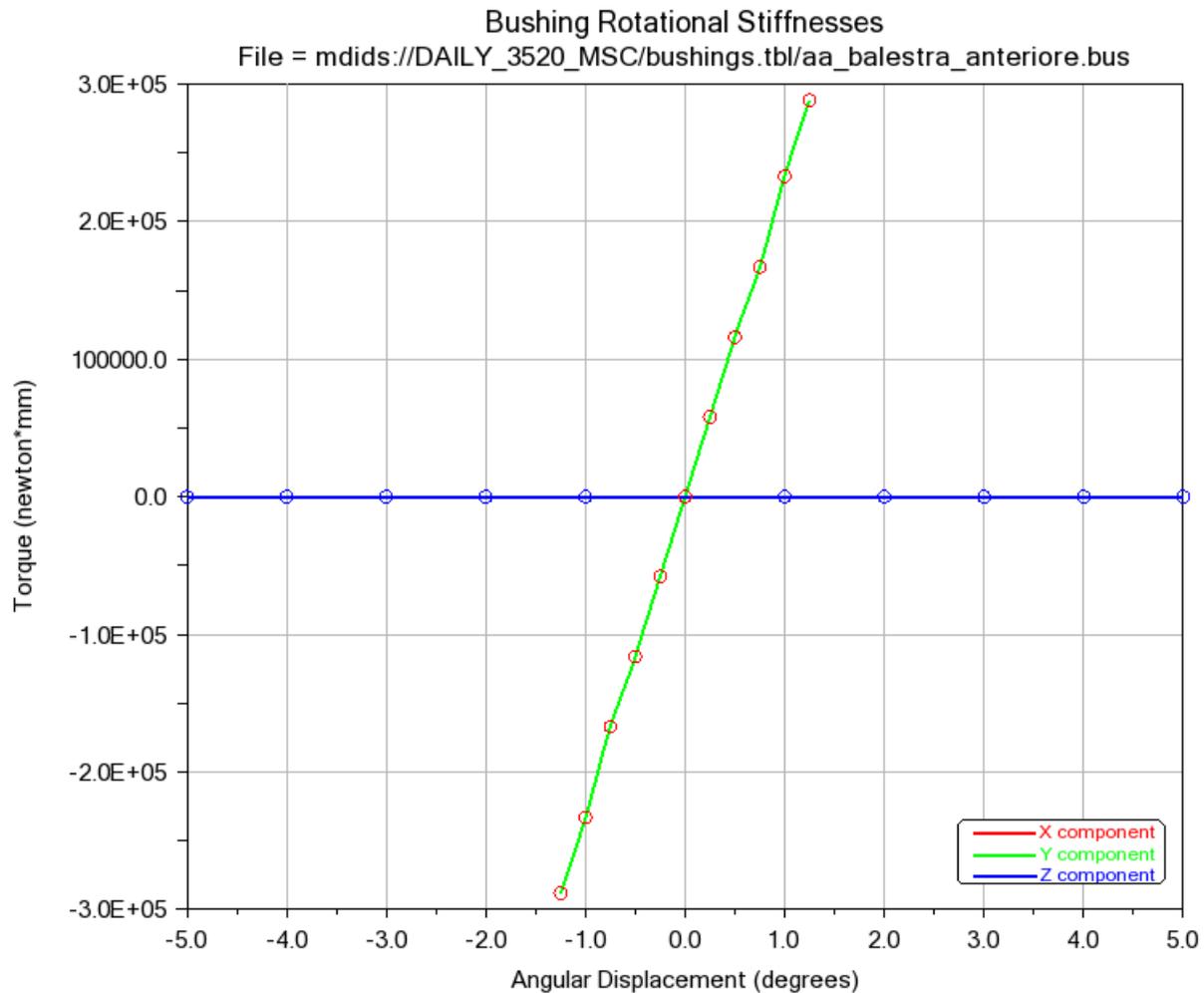


Figura 81: Rigidezza rotazionale assiale del bushing anteriore della balestra, diminuita

Nella tabella 7 sono riportate le frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo, nei due casi di rigidezza assiale delle boccole anteriori della balestra aumentata e diminuita.

| Descrizione modo proprio | Frequenza con rigidezza assiale boccola anteriore minore(Hz) | Frequenza(Hz) | Frequenza con rigidezza assiale boccola anteriore maggiore(Hz) |
|---|--|---------------|--|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 | 3.94 | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 | 4.74 | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 | 5.11 | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 7 | 7 | 7 |
| Rollio motore | 7.59 | 7.59 | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 | 8.19 | 8.19 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 19.55 | 19.63 | 19.83 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 20.9 | 20.9 | 20.9 |

| | | | |
|---|-------|-------|-------|
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.35 | 21.35 | 21.36 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.91 | 21.91 | 21.91 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 28.42 | 28.42 | 28.42 |
| Imbardata ponte | 32.32 | 32.4 | 32.6 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.22 | 39.22 | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.26 | 39.26 | 39.27 |
| flessione bracci ponte | 50.79 | 50.79 | 50.81 |

Tabella 7: Frequenze dei modi propri di vibrare con le modifiche sulla rigidità assiale della boccia anteriore della balestra

Nella tabella 8 sono riportate, in percentuale, le variazioni di frequenza per ogni modo di vibrare.

| Descrizione modo proprio | Rigidità assiale boccia anteriore diminuita (% di variazione) | Rigidità assiale boccia anteriore aumentata (% di variazione) |
|---|---|---|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 0.00 | 0.00 |
| Rollio motore | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 0.41 | 1.02 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.00 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 0.00 | 0.05 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.00 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata ponte | 0.25 | 0.62 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.00 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.03 |
| flessione bracci ponte | 0.00 | 0.04 |

Tabella 8: Variazione delle frequenze dei modi propri in percentuale

La modifica della rigidità assiale della boccia anteriore della balestra non ha portato a nessun cambiamento rilevante nelle frequenze dei modi propri di vibrare, se non per l'aumento dell'1.02% nel modo di movimento trasversale del sistema sospensione posteriore.

6.2.3. Rigidità radiale delle boccie posteriori

Dopo è stata condotta un'analisi modificando la rigidità radiale delle boccie posteriori. Nelle figure 83, 84, 85 e 86 sono riportati i valori aumentati e diminuiti.

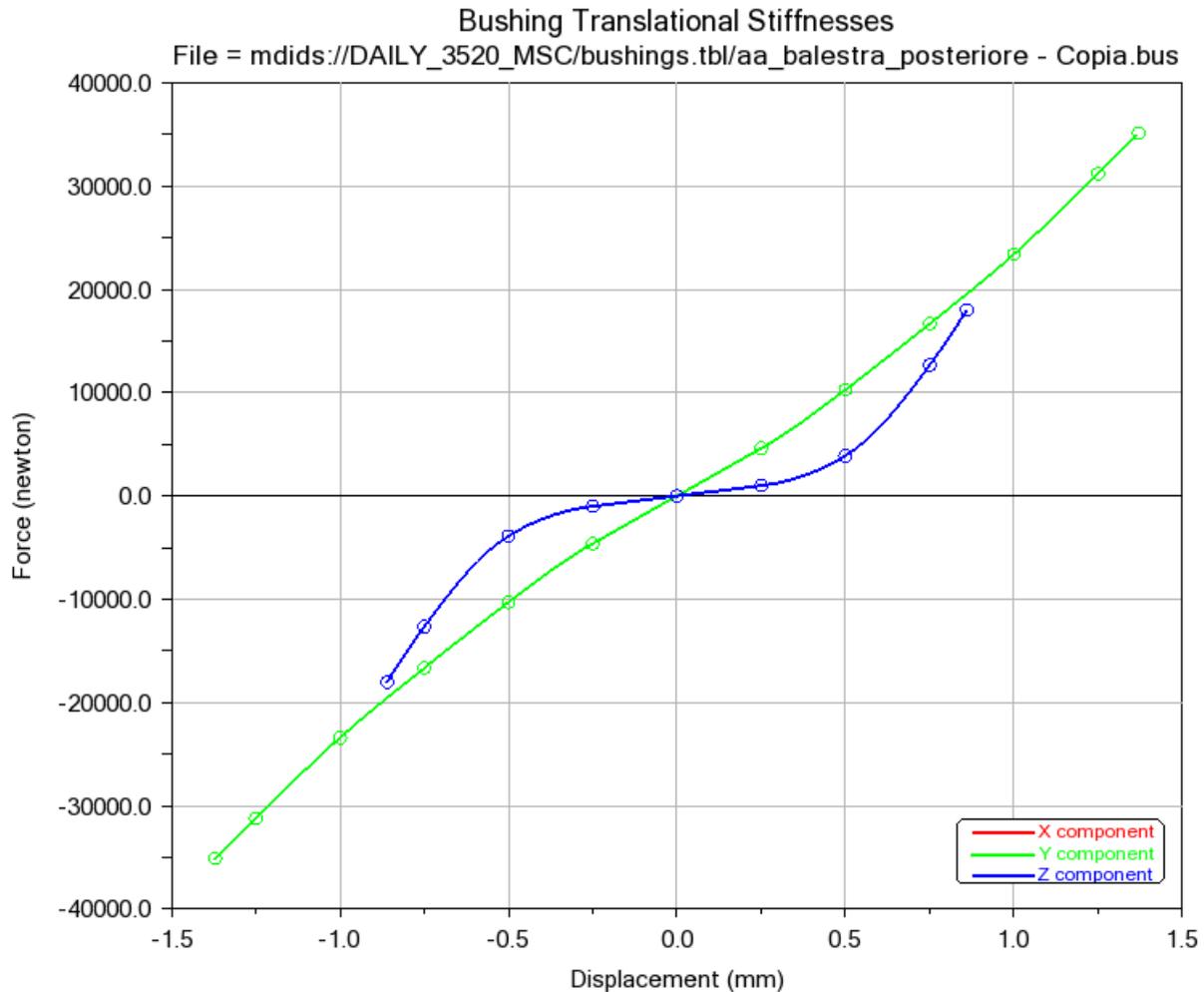


Figura 82: Rigidità traslazionale radiale del bushing posteriore della balestra, aumentato

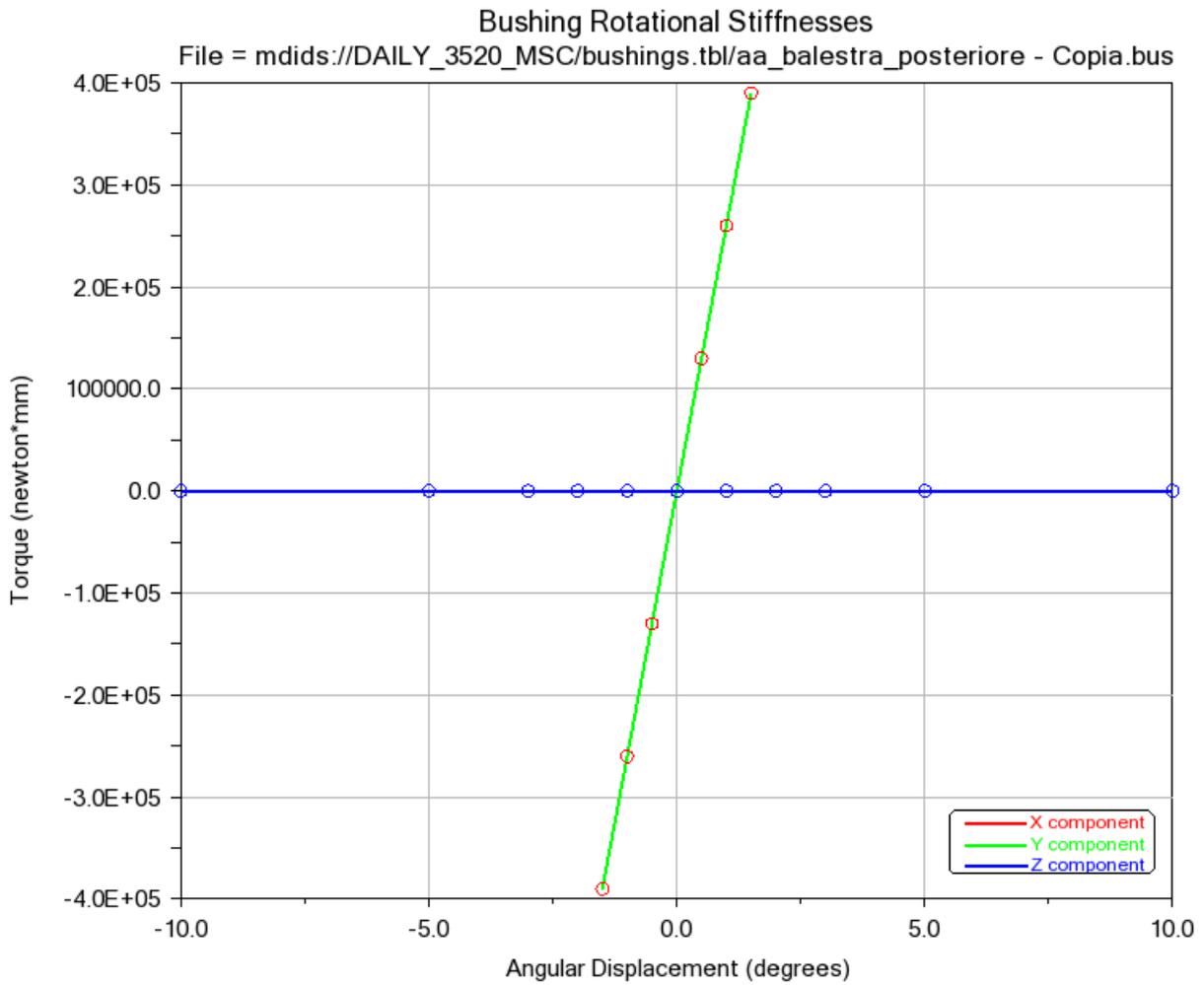


Figura 83: Rigidezza rotazionale radiale del bushing posteriore della balestra, aumentato

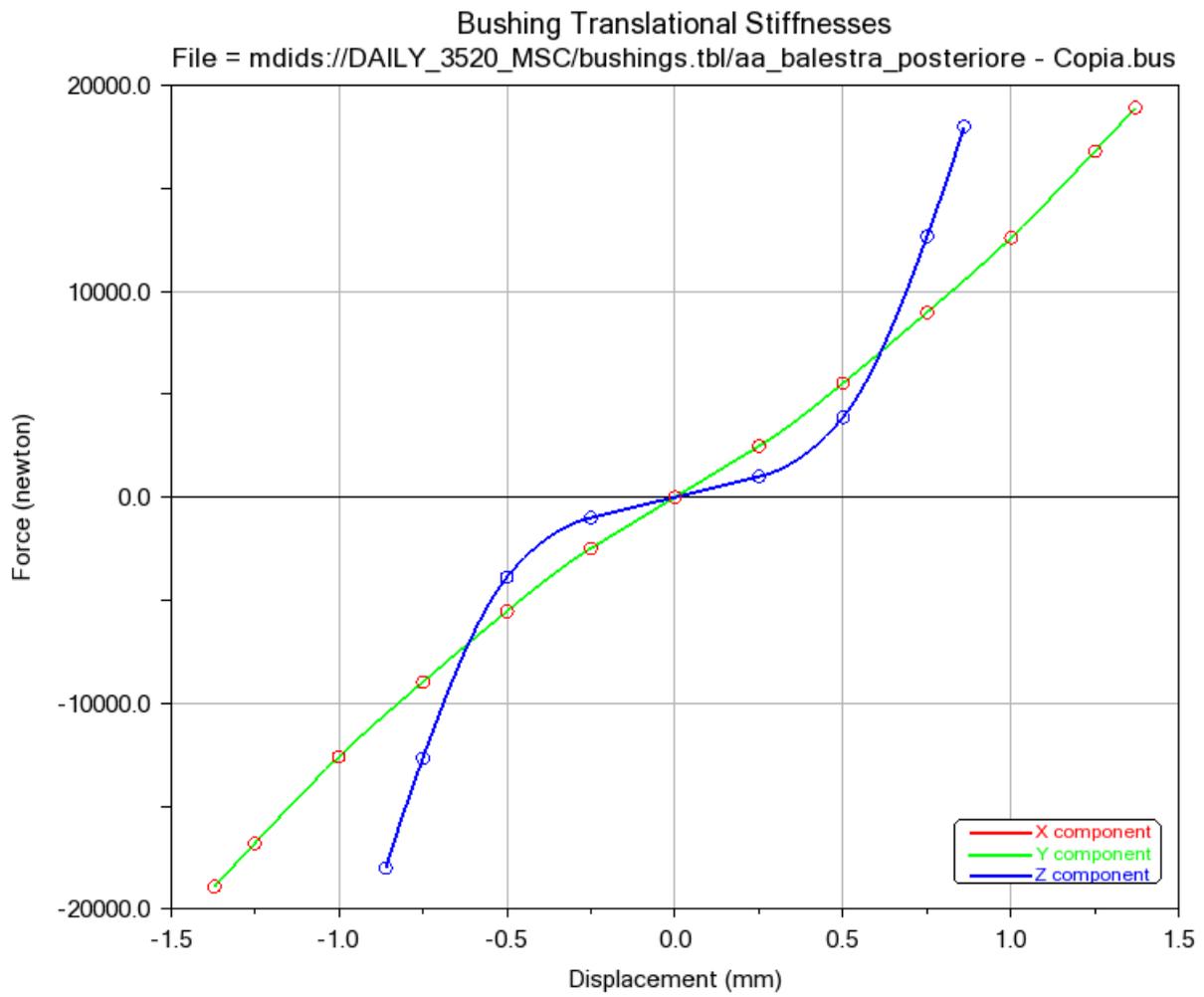


Figura 84: Rigidezza traslazionale radiale del bushing posteriore della balestra, diminuito

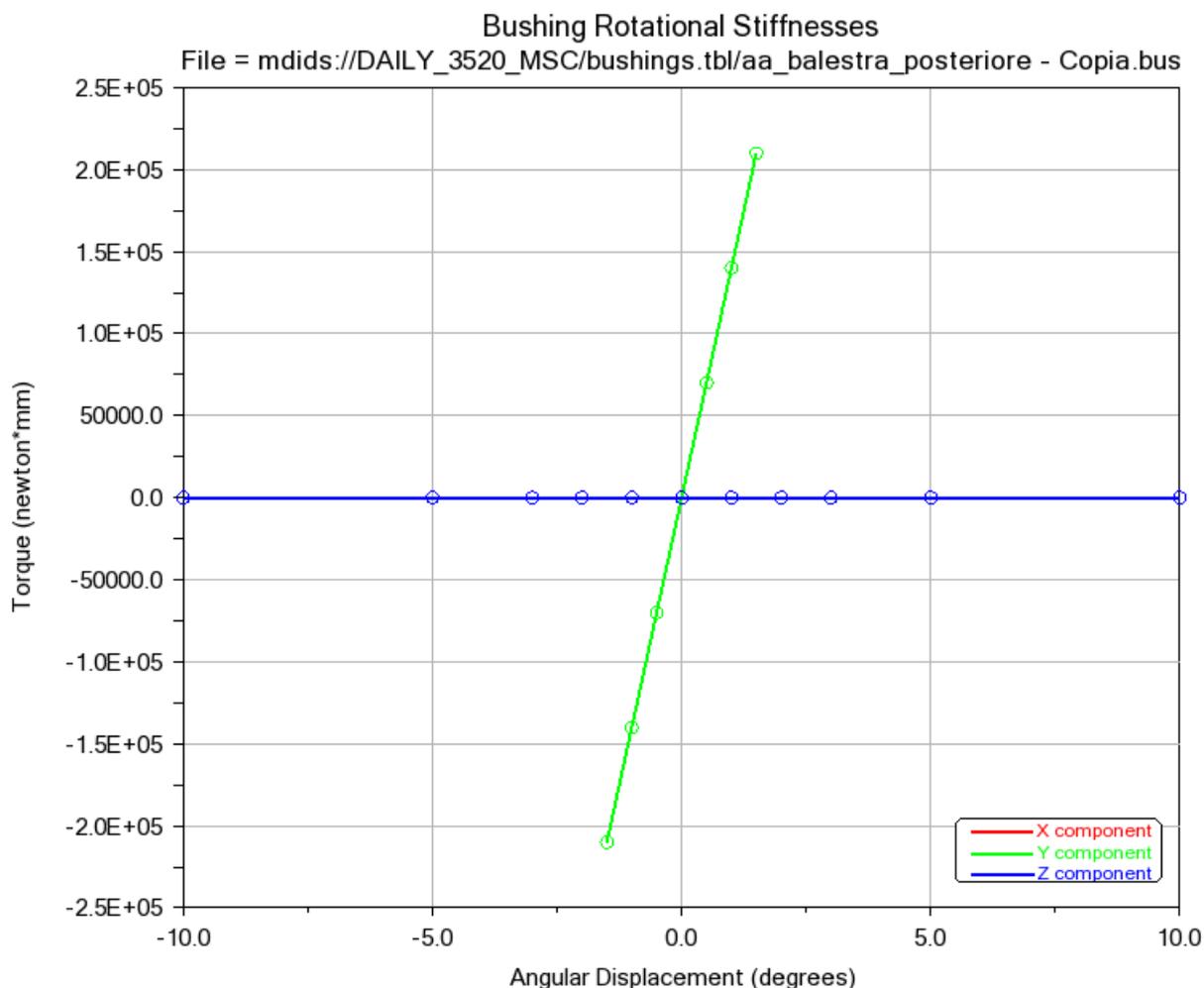


Figura 85: Rigidezza rotazionale radiale del bushing posteriore della balestra, diminuita

Nella tabella 9 sono riportate le frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo, nei due casi di rigidezza radiale delle boccole posteriori della balestra aumentata e diminuita.

| Descrizione modo proprio | Frequenza con rigidezza radiale boccola posteriore minore(Hz) | Frequenza(Hz) | Frequenza con rigidezza radiale boccola posteriore maggiore(Hz) |
|---|---|---------------|---|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 | 3.94 | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 | 4.74 | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 | 5.11 | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 7 | 7 | 7 |
| Rollio motore | 7.59 | 7.59 | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 | 8.19 | 8.19 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 19.27 | 19.63 | 19.85 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 20.9 | 20.9 | 20.9 |

| | | | |
|---|-------|-------|-------|
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.34 | 21.35 | 21.36 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.91 | 21.91 | 21.92 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 28.42 | 28.42 | 28.42 |
| Imbardata ponte | 32.26 | 32.4 | 32.48 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.22 | 39.22 | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.26 | 39.26 | 39.27 |
| flessione bracci ponte | 50.75 | 50.79 | 50.82 |

Tabella 9: Frequenze dei modi propri di vibrare con le modifiche sulla rigidità radiale della boccola posteriore della balestra

Nella tabella 10 sono riportate, in percentuale, le variazioni di frequenza per ogni modo di vibrare.

| Descrizione modo proprio | Rigidità radiale boccola posteriore diminuita (% di variazione) | Rigidità radiale boccola posteriore aumentata (% di variazione) |
|---|---|---|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 0.00 | 0.00 |
| Rollio motore | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 1.83 | 1.12 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.00 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 0.05 | 0.05 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.05 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata ponte | 0.43 | 0.25 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.00 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.03 |
| flessione bracci ponte | 0.08 | 0.06 |

Tabella 8: Variazione delle frequenze dei modi propri in percentuale

La modifica della rigidità radiale delle boccole posteriori della balestra non ha portato a nessun cambiamento rilevante nelle frequenze dei modi propri di vibrare, se non per la diminuzione dell'1.83% nel modo di movimento trasversale del sistema sospensione posteriore.

6.2.4. Rigidità assiale delle boccole posteriori

Infine è stata condotta un'analisi modificando la rigidità assiale delle boccole posteriori. Nelle figure 87, 88, 89 e 90 sono riportati i valori aumentati e diminuiti.

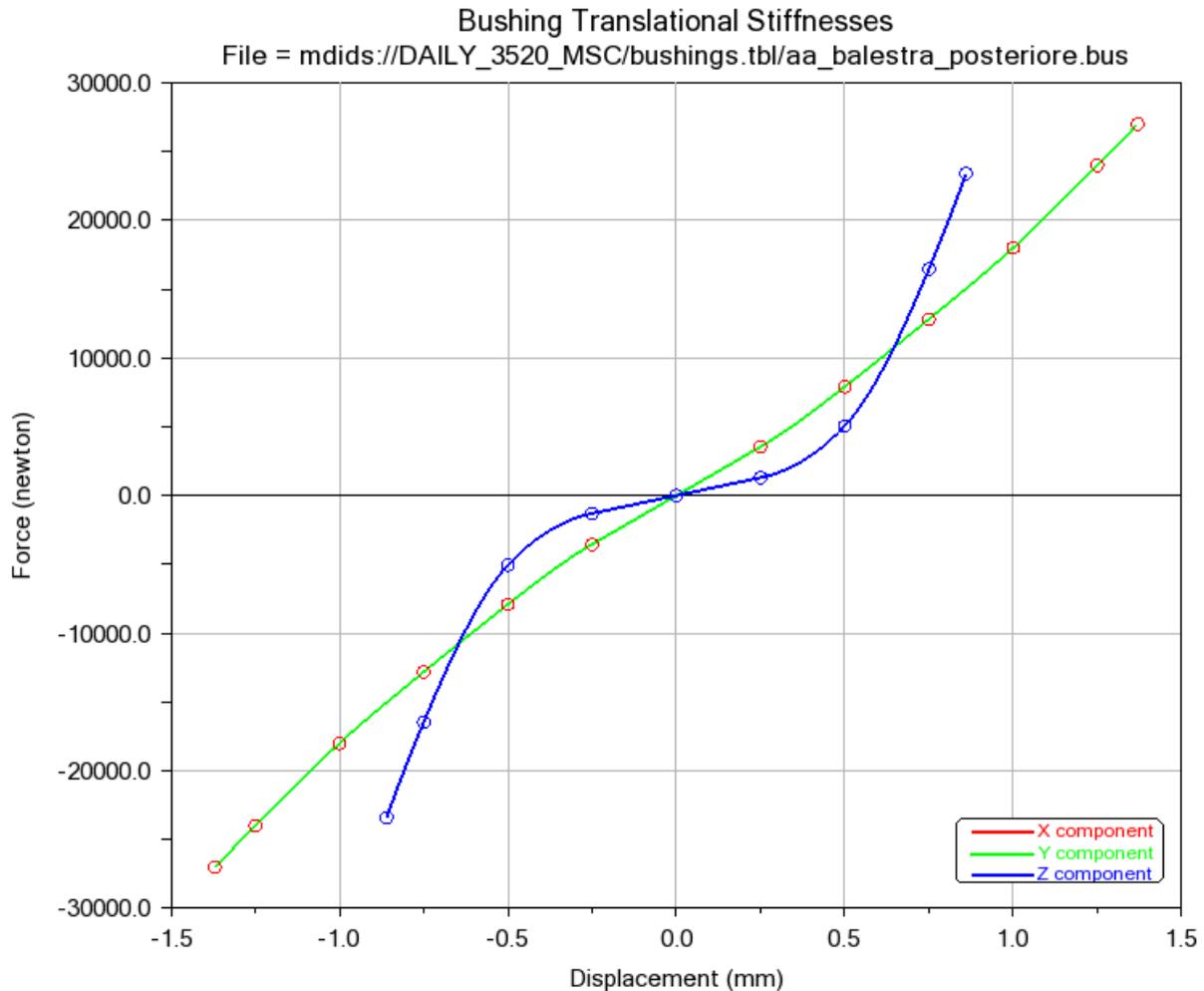


Figura 86: Rigidità traslazionale assiale del bushing posteriore della balestra, aumentato

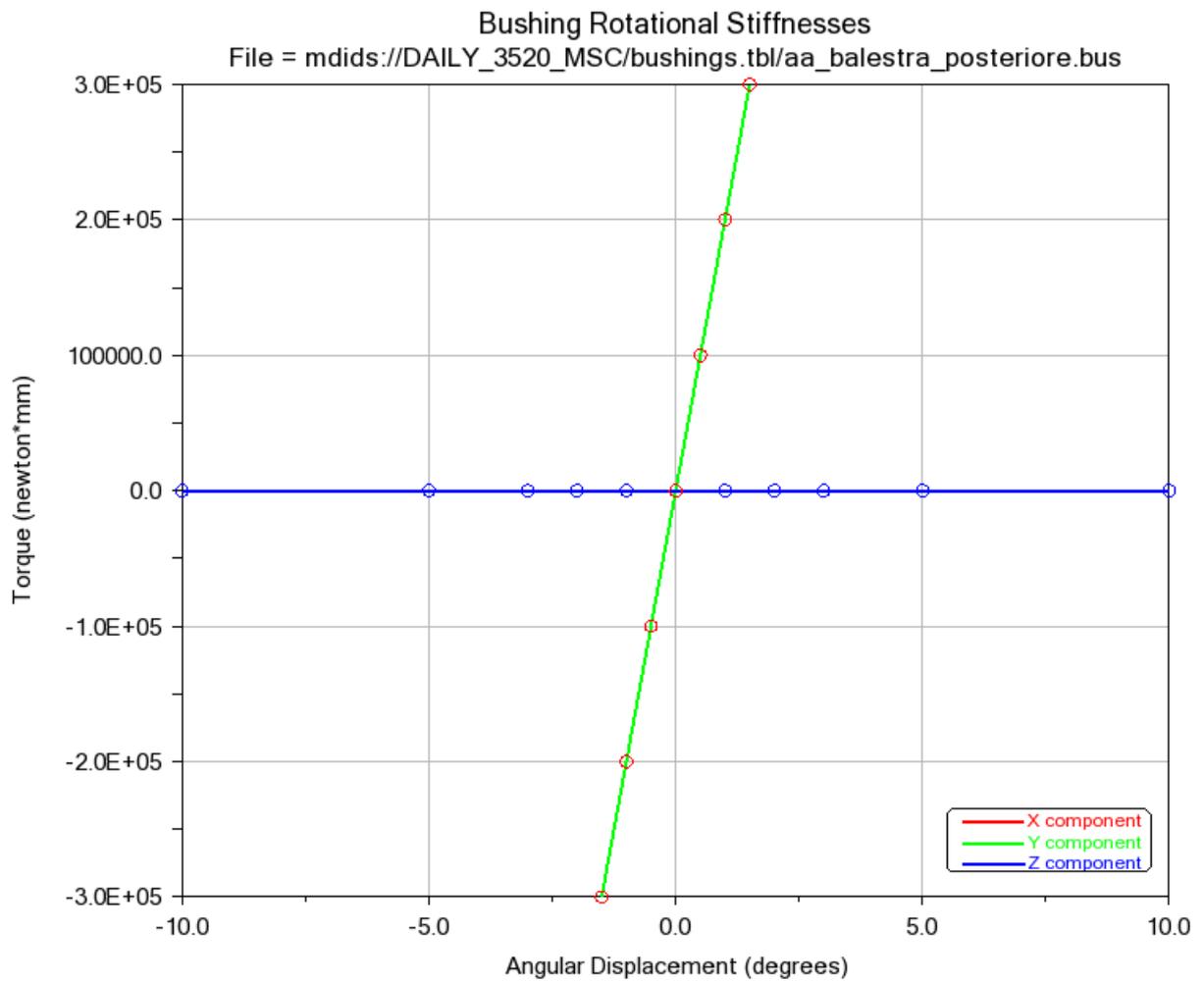


Figura 87: Rigidezza rotazionale assiale del bushing posteriore della balestra, aumentato

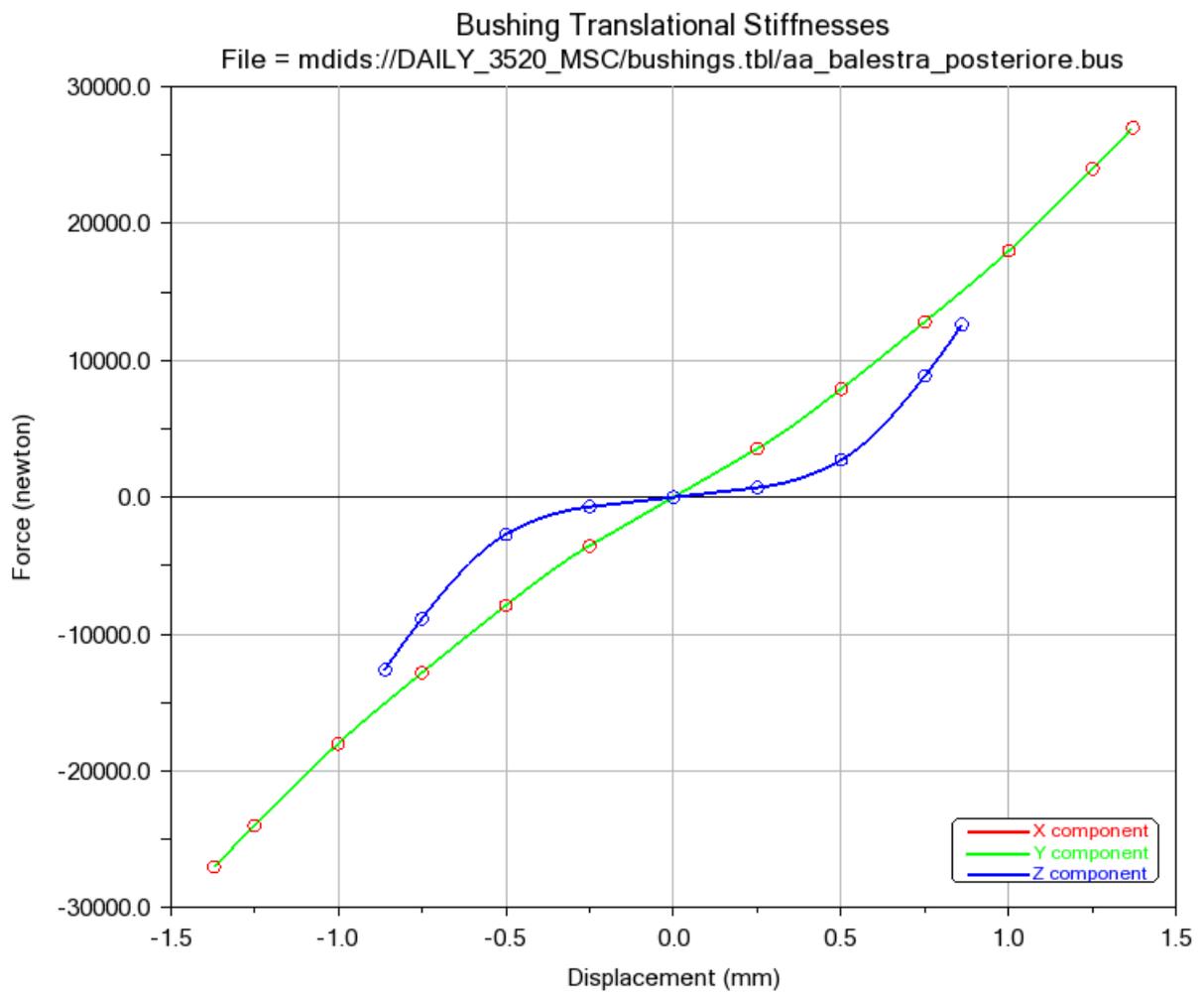


Figura 88: Rigidezza traslazionale assiale del bushing posteriore della balestra, diminuito

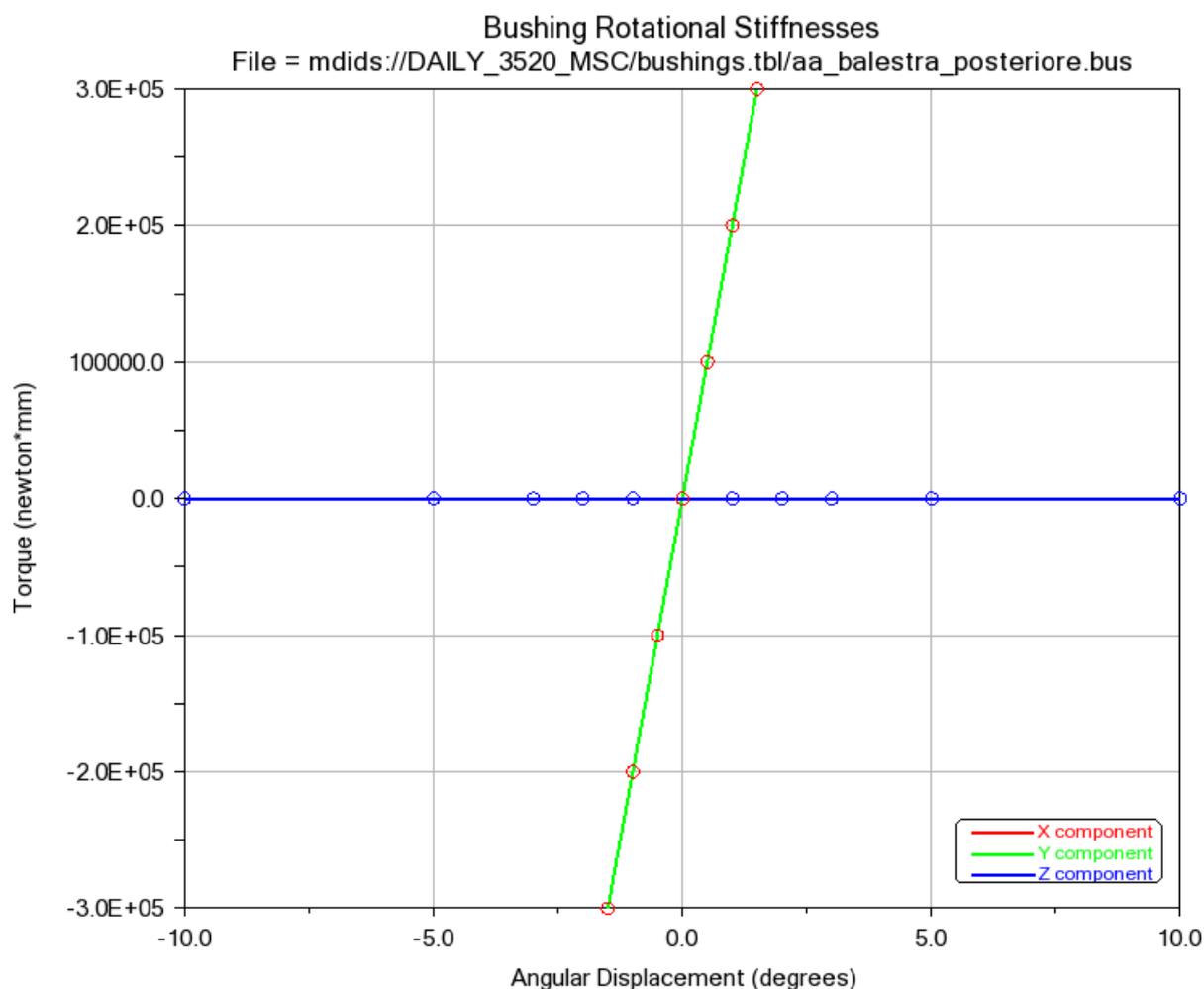


Figura 89: Rigidezza rotazionale assiale del bushing posteriore della balestra, diminuito

Nella tabella 11 sono riportate le frequenze dei modi propri di vibrare del modello completo, nei due casi di rigidezza assiale delle boccole posteriori della balestra aumentata e diminuita.

| Descrizione modo proprio | Frequenza con rigidezza assiale boccola anteriore minore(Hz) | Frequenza(Hz) | Frequenza con rigidezza assiale boccola anteriore maggiore(Hz) |
|---|--|---------------|--|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 3.94 | 3.94 | 3.94 |
| Beccheggio motore | 4.74 | 4.74 | 4.74 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 5.11 | 5.11 | 5.11 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 7 | 7 | 7 |
| Rollio motore | 7.59 | 7.59 | 7.59 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 8.19 | 8.19 | 8.19 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 19.02 | 19.63 | 19.98 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 20.9 | 20.9 | 20.91 |

| | | | |
|---|-------|-------|-------|
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 21.34 | 21.35 | 21.37 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 21.91 | 21.91 | 21.91 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 28.42 | 28.42 | 28.42 |
| Imbardata ponte | 32.16 | 32.4 | 32.56 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.21 | 39.22 | 39.22 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 39.26 | 39.26 | 39.27 |
| flessione bracci ponte | 50.77 | 50.79 | 50.81 |

Tabella 11: Frequenze dei modi propri di vibrare con le modifiche sulla rigidità assiale della boccola posteriore della balestra

Nella tabella 12 sono riportate, in percentuale, le variazioni di frequenza per ogni modo di vibrare.

| Descrizione modo proprio | Rigidità assiale boccola anteriore diminuita (% di variazione) | Rigidità assiale boccola anteriore aumentata (% di variazione) |
|---|--|--|
| Rollio motore (prevalente tasselli anteriori) | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata motore (prevalente sul tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Flessione verticale della balestra (dx prima e sx poi) | 0.00 | 0.00 |
| Rollio motore | 0.00 | 0.00 |
| Beccheggio motore (prevalente tassello posteriore) | 0.00 | 0.00 |
| Movimento trasversale del sistema sospensione posteriore che trascina dietro l'albero | 3.11 | 1.78 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.05 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto | 0.05 | 0.09 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del secondo supporto (conseguente flessione balestre) | 0.00 | 0.00 |
| Torsione albero con conseguente beccheggio del ponte | 0.00 | 0.00 |
| Imbardata ponte | 0.74 | 0.49 |
| Movimento trasversale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.03 | 0.00 |
| Movimento verticale dell'albero, in particolare in corrispondenza del primo supporto | 0.00 | 0.03 |
| flessione bracci ponte | 0.04 | 0.04 |

Tabella 8: Variazione delle frequenze dei modi propri in percentuale

La modifica della rigidità assiale delle boccole posteriori della balestra non ha portato a nessun cambiamento rilevante nelle frequenze dei modi propri di vibrare, se non per la diminuzione del 3.11% nel modo di movimento trasversale del sistema sospensione posteriore.

In generale si può concludere che le boccole anteriori della balestra hanno un'influenza maggiore sul sistema di quelle posteriori, in quanto le percentuali di variazione della frequenza dei modi propri raggiungono i valori più alti, anche se non sufficienti da provocare un cambiamento tangibile dell'ampiezza e della frequenza delle sollecitazioni agenti sui supporti dell'albero.

7. CONCLUSIONI e SVILUPPI FUTURI

Questo lavoro di tesi ha avuto lo scopo di mettere a punto un modello di calcolo delle sollecitazioni vibrazionali a cui è sottoposta la driveline di un veicolo commerciale leggero, al fine di studiare l'influenza delle caratteristiche delle sospensioni posteriori sul comportamento dinamico della trasmissione.

Il modello è stato messo a punto integrando un modello di driveline precedentemente ottimizzato con il sistema di sospensione posteriore, utilizzando il software di dinamica multibody Adams Car.

La messa a punto del modello ha richiesto molto tempo, innanzitutto per far dialogare due sistemi complessi, come la driveline, comprensiva di ponte e sospensioni posteriori, affinché rispondessero coerentemente agli input forniti. In un secondo momento si sono dovute mettere a punto le geometrie, le masse, le caratteristiche di rigidità e smorzamento, la distribuzione di forze e coppie, affinché gli output del modello fossero in correlazione con quelli provenienti da una prova su strada di un veicolo, di cui si disponeva di un grande numero di dati sperimentali.

Una volta realizzato il modello con risposte coerenti con i dati sperimentali, sono stati confrontati i modi propri di vibrare del modello completo e quello, ridotto, comprendente solo la driveline. Le analisi modali hanno mostrato come l'introduzione del sistema di sospensione posteriore non abbia influito sulle frequenze dei modi propri del gruppo motopropulsore e dell'albero di trasmissione associati al movimento attorno al suo primo supporto, mentre le frequenze dei modi relativi al movimento dell'albero attorno al suo secondo supporto sono risultate leggermente più basse.

Nell'ultima fase dello studio sono state eseguite ulteriori analisi modali del sistema completo per analizzare l'influenza su esse di alcune grandezze caratteristiche della sospensione posteriore; in particolare, sono stati aumentati e diminuiti del 30%, uno per volta: il modulo elastico delle molle a balestra, la rigidità radiale e assiale, sia delle boccole anteriori balestra, sia di quelle posteriori (insieme a quelle del biscottino).

Dal confronto con il modello di base è emerso come la modifica del modulo elastico delle molle a balestra non abbia avuto effetti sui modi propri del motopropulsore e dell'albero associati al movimento attorno al suo primo supporto, mentre ha portato ad un abbassamento e un innalzamento delle frequenze proprie relative ai movimenti dell'albero attorno al suo secondo supporto, beccheggio del ponte, imbardata del ponte e flessione dei bracci ponte, rispettivamente nel caso di E diminuito e di E aumentato.

Il cambiamento delle frequenze proprie però non è stato tale da modificare l'andamento e i picchi di risonanza dei grafici delle forze verticale e trasversali agenti sui due supporti dell'albero, ma solamente l'ampiezza di oscillazione.

La modifica della rigidità radiale delle boccole della balestra ha influito in maniera minore nelle frequenze dei modi propri dell'albero associati al movimento del secondo supporto e non ha prodotto effetti significativi nel caso di quella assiale; per quanto riguarda le boccole posteriori nemmeno le rigidità radiali hanno prodotto effetti significativi. In entrambi i casi, l'andamento della forza verticale e trasversale agente sui supporti dell'albero, è rimasto invariato.

Il risultato è giudicato estremamente interessante perché ha dimostrato che l'influenza delle principali caratteristiche della sospensione posteriore sulla drive line è molto limitato e, quindi, che l'ottimizzazione ai fini NVH degli alberi di trasmissione tramite modelli multibody può essere eseguita considerando un modello molto semplificato della sospensione (per considerare solo, nelle manovre simulate, la posizione spaziale e l'orientamento del ponte), con sensibili vantaggi sia sulla definizione del modello, sia, soprattutto, sui tempi di calcolo.

Un possibile sviluppo futuro del lavoro di tesi è la modifica del modello per simulare il comportamento reale dei longheroni e delle traverse considerando le loro caratteristiche di rigidità, così da approfondire lo studio degli elementi più influenti sulle sollecitazioni vibrazionali trasmesse, ed in particolare quelle più avvertite dal guidatore e/o dai passeggeri.

Bibliografia

SAE AE-07: Universal joint and driveshaft design manual, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1981.

Fundamentals of vehicle dynamics, Gillespie, Thomas D Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1992