POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria meccanica



Tesi di laurea Magistrale

Indagini numerico - sperimentali relative all'influenza del telaio sul comportamento NVH della linea di trasmissione di un veicolo commerciale leggero

RELATORI

Candidato

Prof. Aurelio SOMÀ

Giuseppe CORTALE

Ing. Vittorio DAL COL

AA 20/21

Sommario

Con lo scopo di sviluppare e validare una procedura standardizzata per la progettazione e/o la verifica della linea di trasmissione di un veicolo commerciale leggero, si vuole in questo elaborato valutare l'influenza dei componenti telaio sul comportamento NVH (Noise and Vibration Harshness) della driveline.

Allo stato attuale la procedura di calcolo prevede l'impiego di diversi modelli MTB (MultiBody) che si differenziano per la tipologia degli alberi di trasmissione e dei giunti, ma prevedono un telaio, su cui si fissano i supporti dell'albero di trasmissione ed i supporti di motore e cambio infinitamente rigido (Ground); si vuole dunque stimare mediante metodi agli elementi finiti la cedevolezza al vincolo percepita dai supporti della trasmissione e successivamente valutarne l'effetto sul comportamento vibrazionale della driveline.

La procedura attuale consente di effettuare ottimizzazioni dei parametri di progetto come quota dei supporti albero (che influiscono direttamente sugli angoli tra i tronchi), fasatura fine delle forcelle (con step fino a 5°) e angolo statico dell'albero di ingresso ponte per ridurre le sollecitazioni causate dal comportamento intrinsecamente vibratorio della linea di trasmissione, derivante dalla presenza di giunti cardanici che lavorano disallineati. Il primo passo è stato quello di andare a stimare la rigidezza delle traverse che sostengono i supporti degli alberi di trasmissione mediante analisi agli elementi finiti, per fare ciò si sono utilizzati i moduli GAS e GPS del software CATIA V5 i quali permettono in un ambiente digitale integrato di effettuare analisi non solo su singoli componenti ma su interi assiemi, potendo considerare anche le saldature. Essendo i pezzi in esame sostanzialmente composti da lamiere piegate e saldate, si sono effettuate le analisi FEM utilizzando elementi 2D ai quali è stato possibile attribuire lo spessore della lamiera.

Il passo successivo è stato quello di modificare il modello MTB di base/semplficato andando ad introdurre la cedevolezza delle traverse mediante 2 bushings che permettessero di avere come caratteristiche di rigidezza quelle ricavate tramite analisi agli elementi finiti al passo precedente. Siccome il modello di base era stato a suo tempo validato tramite dati sperimentali, si è verificato che il nuovo modello fosse congruente con quello vecchio, per fare ciò sono state attribuite rigidezze elevatissime ai bushings simulanti le traverse e si sono confrontati i risultati dei 2

modelli, cosi facendo si è effettuata una prima validazione del nuovo modello. Le prime analisi sono state svolte su un veicolo 35C a ruote gemellate e le successive sono state svolte sul veicolo 35S a ruote singole; questa scelta è stata dettata dalla disponibilità di dati sperimentali rilevati su percorsi cittadini ed in pista.

Per effettuare l'analisi dei dati si è reso necessario lo sviluppo di una procedura semiautomatica che permettesse di estrarre i dati provenienti dalle simulazioni MTB per poterli trattare mediante script Matlab ottimizzati per ogni singola prova, successivamente i dati saranno inseriti in documenti Excel al fine di poterli meglio valutare e confrontare.

Le indagini effettuate hanno evidenziato la presenza di un'influenza delle traverse sulle forze pulsanti agenti sui supporti non trascurabile: l'introduzione di una cedevolezza percepita dai supporti della linea di trasmissione tende ad innalzare i valori di ampiezza delle forze pulsanti agenti su i supporti stessi, soprattutto nelle manovre in cui sono elevati i valori di coppia transitante sugli alberi,tipicamente nelle manovre in prima marcia. Le indagini svolte in questa fase hanno altresì evidenziato la trascurabile influenza della cedevolezza delle traverse sui valori di ampiezza delle accelerazioni angolari degli alberi di trasmissione.

L'ultima attività svolta è stata quella di andare a validare i modelli mediante i dati sperimentali disponibili, in particolare confrontando i rilievi accelerometrici sui supporti.

Indice

\mathbf{G}	lossa	rio	VIII
1	Cer	nni Teorici	1
	1.1	Introduzione	1
	1.2	Cenni su giunti cardanici e giunti in gomma	
	1.3	Vibrazioni torsionali	
	1.4	Eccitazioni di inerzia	
	1.5	Coppie secondarie	
2	Mo	dello MTB Semplificato	13
	2.1	Elementi costituenti la driveline reale	13
	2.2	Elementi costituenti la driveline virtuale	15
3	Stir	na rigidezze flessionali traverse mediante analisi agli element	i
	fini	${f i}$	24
	3.1	Modalità di stima	24
	3.2	Modello Agli elementi finiti	25
		3.2.1 Mesh	26
		3.2.2 Vincoli e Carichi	31
		3.2.3 Rilevazione spostamento e calcolo rigidezza	33
	3.3	Risultati	36
4	Mo	dello MTB con traverse cedevoli	38
	4.1	Modifiche al modello di base	38
		4.1.1 Abbattimento risonanza del gruppo motopropulsore e Analisi	
		modale	40
	4.2	Pre-Validazione nuovo modello mediante modello di base	52
5	Ana	alisi MTB su modello con traverse cedevoli	64
	5.1	Procedura di simulazione e gestione dei dati	64
	5.2	Modalità di analisi dati	68

	5.3	PVI - Propeller shaft vibration index	77
	5.4	Risultati	80
		5.4.1 Veicolo 35C - ID1	82
		5.4.2 Veicolo 35S M.Y. 2016 - ID2	96
		5.4.3 Veicolo 35S Allungata - ID3	107
		5.4.4 Veicolo 35S Indebolito - ID4	119
		•	.30
7	Con	iclusioni e Sviluppi futuri 1	40
\mathbf{E} l	enco	delle figure	.43
\mathbf{El}	enco	delle tabelle 1	48
Bi	ibliog	grafia 1	50

Glossario

Noise Vibration Harshness

NVH

MTB
Multibody
GAS
Generative Assembly structural analysis
GPS
Generative Part structural analysis
EF
Elementi Finiti
FEM
Finite Element Method
PVI
Propeller-shaft Vibration Index
RJ
Rubber Joint
$3\mathrm{T}$
Linea di trasmissione a 3 tronchi
GES
General Element single
VIII

GEL

General Element left

GER

General Element right

BGS

Bearing - cuscinetto volvente all'interno del supporto albero

M1

Manovra in prima marcia con veicolo a pieno carico

M3

Manovra in terza marcia con veicolo a pieno carico

M6

Manovra in sesta marcia con veicolo a pieno carico

V1

Manovra in prima marcia con veicolo a vuoto

V3

Manovra in terza marcia con veicolo a vuoto

V6

Manovra in sesta marcia con veicolo a vuoto

M.Y.

Model Year

\mathbf{FFT}

Fast Fourier Transform

Capitolo 1

Cenni Teorici

1.1 Introduzione

Le attività esposte in questo elaborato, svolte durante e dopo il periodo di tirocinio in azienda, costituiscono un tassello aggiuntivo nella comprensione dei fenomeni vibratori agenti sulla linea di trasmissione e di tutti quei parametri e componenti che ne possono modificare il comportamento. In principio, lo sviluppo vero e proprio del modello MTB di driveline dei veicoli leggeri fu proposto come tesi [1] all'Ing. Marco Di Pietro, con il quale ho avuto la fortuna di confrontarmi; per una più ampia visione del problema fu proposta all'Ing. Stefano De Martino un'attività di tesi [2] che andasse ad indagare l'effetto dei componenti sospensione posteriore sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione. L'attività rilevò una limitatissima influenza dei componenti della sospensione posteriore sul comportamento NVH della driveline, risultato molto importante, perchè permise di non introdurre ulteriori elementi all'interno della procedura di calcolo ancora in via di validazione e permise altresì di mantenere un modello MTB meno complesso. Come anticipato nel sommario, l'obbiettivo di questo lavoro è quello di indagare l'effetto che i componenti telaio hanno sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione, nel caso si riscontrassero influenze non trascurabili vorrebbe dire che in fase di formulazione della procedura di calcolo standardizzata si dovrà tenere conto di questi effetti. Nel caso in cui, al contrario, non si riscontrassero influenze, significherebbe che l'attuale procedura di calcolo potrebbe essere validata nel suo stato attuale.

Le 3 attività hanno avuto il medesimo punto di partenza, consistente nell'analisi dei fenomeni vibratori presenti in una linea di trasmissione composta da alberi disallineati e collegati da giunti che non si comportano in maniera omocinetica. La presenza di una non omocineticità, genera delle variazioni sia in termini di grandezze cinematiche sia in termini di grandezze dinamiche che influiscono sul

comportamento vibratorio della linea di trasmissione in maniera più o meno marcata a seconda della condizione di funzionamento.

Nella figura 1.1 è possibile osservare la composizione della linea di trasmissione per un veicolo commerciale leggero: in questa configurazione a 3 tronchi si possono notare i disallineamenti tra gli alberi che generano il comportamento non omocinetico; il tutto è complicato dal fatto che questi angoli sono variabili nel tempo e dipendono in ogni istante dalla condizione di carico del veicolo e dalla condizione di moto, in particolare per gli ultimi 2 alberi, quello con scanalato scorrevole (tratto telescopico dell'ultimo tronco) e quello di ingresso del ponte posteriore.

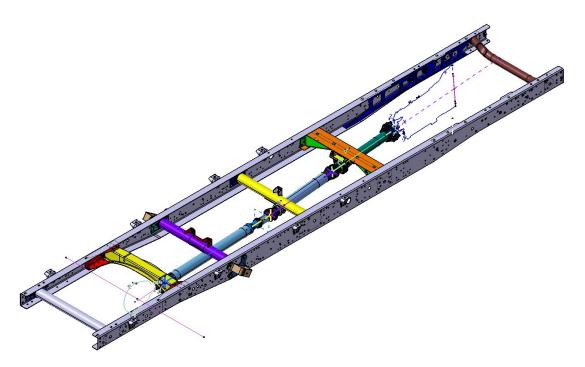


Figura 1.1: Trasmissione a 3 tronchi su telaio

Nel seguito si espone una trattazione teorica semplificata necessaria a comprendere quali sono i fenomeni che partecipano al comportamento vibrazionale dalla linea di trasmissione.

Attualmente i software di calcolo MTB permettono di effettuare considerazioni direttamente sui risultati finali, senza dover passare da trattazione analitica che per alcune configurazioni sarebbe stata proibitiva se non impossibile.

1.2 Cenni su giunti cardanici e giunti in gomma

Il giunto di cardano è un componente impiegato per trasmettere il moto fra 2 alberi giacenti su piani che formano un angolo tra loro [3]. In questo giunto, l'albero motore e l'albero condotto sono solidali a due forcelle poste in piani tra loro perpendicolari. Una croce di collegamento, costituita da due perni ortogonali, è vincolata alle due forcelle mediante quattro accoppiamenti rotoidali figura 1.2. In tal modo l'albero motore, ruotando attorno al proprio asse, trascina l'albero condotto, ma nel contempo induce rotazioni relative tra i perni e le forcelle, rotazioni che alterano il valore della velocità angolare istantanea dell'albero condotto rispetto a quello dell'albero motore. [3]

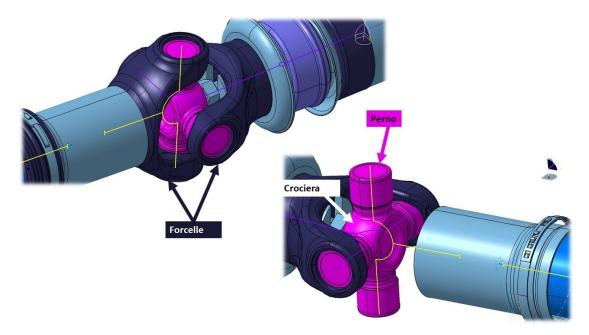


Figura 1.2: Giunto Cardanico

Se l'angolo θ tra i 2 alberi in figura 1.3 non è nullo, il giunto non risulta omocinetico e il rapporto di trasmissione istantaneo può essere espresso dalla formula [4]:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \theta}{1 - \cos^2 \beta_1 \cdot \sin^2 \theta} \tag{1.1}$$

Dove, facendo riferimento alla figura 1.3, si ha:

 β_1 : Angolo di rotazione dell'albero motore

 θ : Disallineamento tra gli alberi

 ω_1 : Velocità angolare albero motore

 ω_2 : Velocità angolare albero condotto

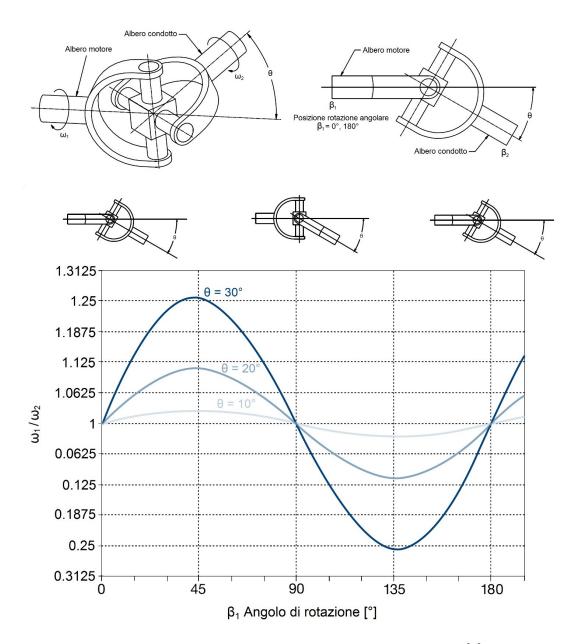


Figura 1.3: Rapporto di trasmissione istantaneo [1]

Nei veicoli analizzati la trasmissione del moto avviene anche mediante giunti in gomma (RJ - Rubber Joint) i quali tipicamente collegano l'albero di uscita del cambio al primo albero della linea di trasmissione stessa. Questo tipo di giunti permette di recuperare piccoli disallineamenti angolari, spostamenti assiali, e di assorbire urti e vibrazioni torsionali, dato l'elevato smorzamento derivante dall'uso

di materiale polimerico.

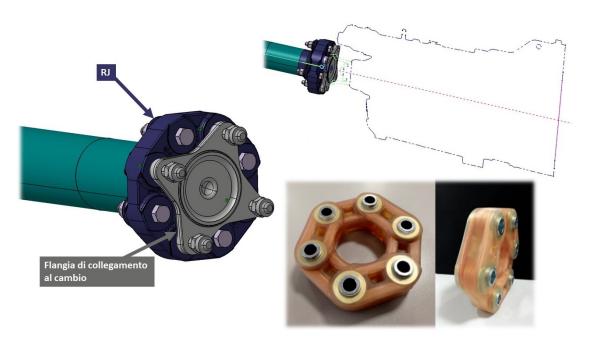


Figura 1.4: Giunto in gomma RJ e collegamento al cambio di velocità

Il giunto in gomma è sostanzialmente omocinetico. Tuttavia sfasamenti tra le forcelle sono possibili a causa della rigidezza torsionale (non infinita) del giunto stesso. L'angolo di lavoro condiziona la durata del componente per cui usualmente tali angoli sono mantenuti a valori inferiori a 1-1,5°

Nell'figura 1.5 di seguito riportata è possibile prendere visione della sopracitata non omocineticità dei giunti, facendo una trasformata di Fuorier del segnale di accelerazione angolare, si possono distinguere chiaramente le frequenze caratteristiche del sistema analizzato. Nello specifico gli andamenti di accelerazione angolare sono relativi ad una manovra in prima marcia, con velocità motore di 3225 rpm raggiunta dopo i primi 4 secondi di transitorio. Dal secondo 4 fino al termine della manovra la velocità è costante e pari a 3225 rpm, dividendo questo valore per il rapporto di trasmissione (5.375 per la prima marcia) si ottiene la velocità di rotazione degli alberi: 600 rpm. La corrispondente frequenza di rotazione, che verrà successivamente denominata 1° Ordine Albero è pari a 600/60=10 Hz. Dal grafico in figura 1.3 si capisce che durante una rivoluzione completa dell'albero il ciclo si ripeterà 2 volte, infatti sull'asse delle ordinate della figura 1.3 il valore massimo è 180°:mezza rivoluzione. A causa di ciò oltre alla frequenza di rotazione dell'albero, (1° Ordine Albero) si calcola il 2° Ordine Albero, moltiplicando per 2 la frequenza di rotazione: 10x2=20Hz. Queste due frequenze sono chiaramente visibili nel secondo grafico presenti in figura 1.5.

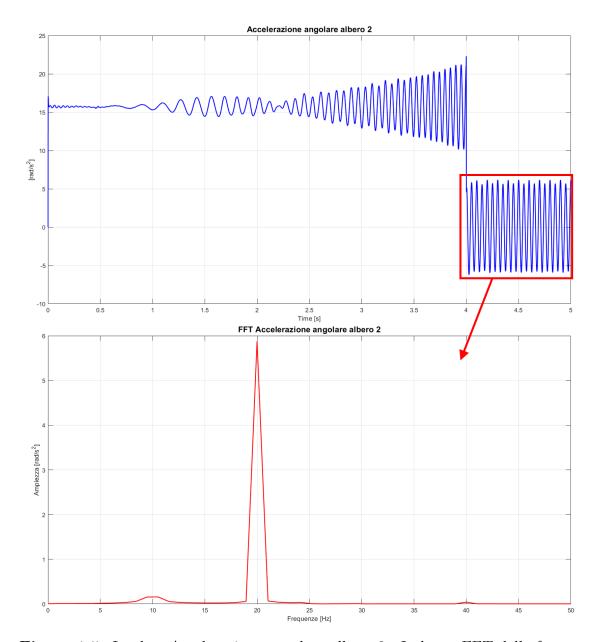


Figura 1.5: In alto: Accelerazione angolare albero 2 - In basso:FFT della fase a regime

La non omocineticità, messa in luce dalla precedenti figure, si ripercuote sul comportamento della linea di trasmissione sia in termini di accelerazione torsionale degli alberi sia in termini di coppia trasmessa, generando conseguentemente andamenti fluttuanti, i quali, come riportato nei Report aziendali dedicati alle sensazioni soggettive rilevate dagli autisti nelle prove in pista e su strada, generano

delle fastidiose vibrazioni, dette trepidazioni, percepibili dal conducente in cabina. A livello qualitativo queste trepidazioni sono ragionevolmente riconducibile ad urti (Tamponamenti a fine corsa sui sopporti di trasmissione, i quali hanno parti in gomma interposte tra le parti metalliche) tra albero e supporti. Nelle sezioni successive si farà una distinzione tra 3 tipi di fenomeni eccitanti agenti sulla trasmissione.

- Vibrazioni torsionali [1][4]
- Eccitazioni di inerzia [1][4]
- Coppie secondarie [1][4]

1.3 Vibrazioni torsionali

Dal grafico di figura 1.3 e dalla relativa equazione 1.1 si nota come la velocità angolare dell'albero condotto abbia, in presenza di un disallineamento, un andamento armonico; infatti derivando rispetto al tempo l'equazione del rapporto di trasmissione istantaneo si ottiene:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\cos(\theta)}{1 - \sin^2(\theta)\cos^2(\beta_1)} \frac{d\omega_1}{dt} - \frac{\cos(\theta)\sin^2(\theta)\sin(2\beta_1)}{1 - \sin^2(\theta)\cos^2(\beta_1)} \omega_1^2$$
(1.2)

se la velocità angolare del primo albero è costante ne deriva che $\frac{d\omega_1}{dt} = 0$. L'accelerazione torsionale del secondo albero è pari a:

$$\alpha_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\cos(\theta)\sin^2(\theta)\sin(2\beta_1)}{\sin^2(\theta)\cos^2(\beta_1) - 1}\omega_1^2$$
(1.3)

L'ampiezza dell'accelerazione angolare A vale:

$$A = \sqrt{\arctan\left(\frac{1}{\cos\theta}\right) - \arctan(\cos\theta)}$$
 (1.4)

Se il disallinemento tra gli alberi θ assume valori piccoli (minori di 10°) è possibile approssimare l'equazione 1.4 a:

$$A \approx \frac{\theta^2}{4} \tag{1.5}$$

con $A \in \theta$ espressi in radianti.

Si capisce quindi che, anche a fronte di input di velocità o accelerazione angolare costante, si avranno comunque oscillazioni delle grandezze cinematiche in funzione del disallineamento dei tronchi, come riportato in figura 1.6

L'equazione 1.5 vale per sistemi composti da solo 2 tronchi. In generale per sistemi

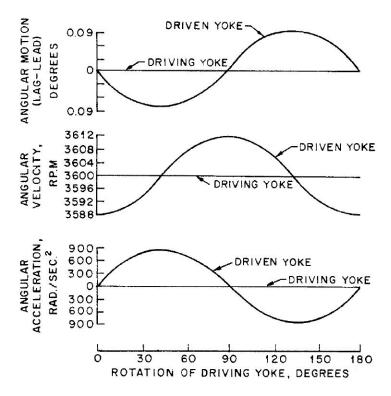


Figura 1.6: Grandezze cinematiche a monte e a valle di un giunto cardanico [4]

composti da 3 o più tronchi è possibile effettuare una trattazione che similmente condensi in un'unica grandezza, detta Angolo Torsionale Equivalente θ_{res} , tutto il sistema. Nel caso, comune, di forcelle sfasate tra loro di angoli multipli di 90°, la formula per il calcolo dell'angolo torsionale equivalente vale in generale [4]:

$$\theta_{res} = \sqrt{\theta_1^2 \mp \theta_2^2 \mp \theta_3^2} \tag{1.6}$$

Il segno corretto per ogni angolo tra i tronchi è riportato in figura 1.6 Trasponendo l'equazione 1.5 al caso generale con più alberi, si può semplicemente ricavare l'equazione per l'ampiezza della accelerazione torsionale come:

$$A \approx \frac{\theta_{res}^2}{4} \tag{1.7}$$

A livello pratico, durante le simulazioni i valori limite per le accelerazioni torsionali per degli alberi sono stati fissati a $400rad/S^2$ per le simulazioni con marce corte e a $1000rad/s^2$ per le marce lunghe, entro questi limiti si ha un buon comportamento della linea di trasmissione in termini di oscillazioni di coppia dovuto alla non omocineticità della trasmissione. [4].

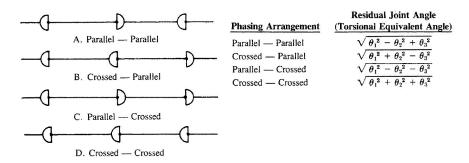


Figura 1.7: Definizione dell'angolo Torsionale equivalente [4]

1.4 Eccitazioni di inerzia

Le eccitazioni di inerzia sono dovute alle oscillazioni di coppia generate dall'inerzia degli alberi che vengono accelerati e decelerati a causa del moto non uniforme [4]. Le eccitazioni di inerzia sono presenti ogni qualvolta almeno uno dei cardani dell'albero di trasmissione lavori con un angolo diverso da 0, in quanto l'inerzia del tronco condotto genererebbe delle oscillazioni di coppia su quello motore. La coppia trasmessa a causa di questo effetto inerziale è proporzionale al momento di inerzia dell'albero messo in movimento J e all'accelerazione angolare imposta α Equazione1.8

$$T = J\alpha \tag{1.8}$$

Si deduce quindi che le eccitazioni di inerzia nascono a causa di 2 fattori: il trascinamento del tronco successivo anche se perfettamente allineato al precedente e l'eventuale presenza di vibrazioni torsionali derivanti dalla presenza di disallineamenti tra i tronchi. Nel caso siano presenti disallineamenti, è possibile ricondurre la trattazione ai seguenti angoli equivalenti:

- θ_D Angolo equivalente di inerzia motore: angolo equivalente di un giunto unico che produce la stessa accelerazione massima della somma delle massime accelerazioni di tutti i giunti tranne l'ultimo [4][2].
- θ_C Angolo equivalente di inerzia condotto: angolo equivalente di un giunto unico che produce la stessa accelerazione massima della somma delle massime accelerazioni di tutti i giunti tranne il primo [4][2].

I valori numerici degli angoli appena citati possono essere ricavati mediante lo schema di seguito riportato per un sistema a 3 giunti cardanici. Ricordando l'equazione 1.6 si ottiene la relazione

$$2\theta_{res}^2 = \theta_D^2 - \theta_C^2 \tag{1.9}$$

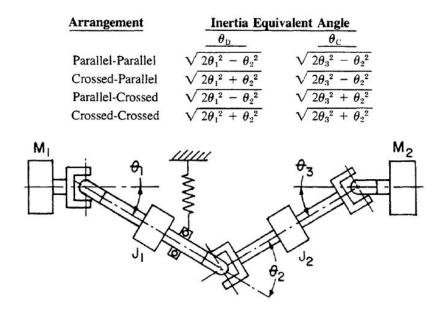


Figura 1.8: Definizione degli angoli θ_d e θ_c [4]

1.5 Coppie secondarie

Tramite un preciso bilanciamento degli alberi e l'utilizzo di angoli ridotti tra i tronchi si può limitare al massimo l'effetto delle vibrazioni torsionali e delle eccitazioni di inerzia, fino ad assumere peso quasi trascurabile se confrontato con quello relativo alle coppie secondarie. Le Coppie Secondarie sono momenti flettenti oscillanti risultanti dal cambiamento di direzione della coppia durante la trasmissione della stessa tramite un giunto cardanico che lavora con un certo angolo. In una linea di trasmissione le coppie secondarie reagiscono sia con i supporti sia con gli altri alberi; queste coppie secondarie sono proporzionali alla coppia transitante dall'albero e all'angolo di lavoro del giunto e generano sollecitazioni ad una frequenza doppia rispetto a quella di rotazione della trasmissione [4]. Le coppie secondarie si compongono di una componente statica e una dinamica, la componente statica ha modulo costante mentre la componente dinamica può essere vista come un vettore rotante che ha una frequenza di rotazione doppia rispetto a quella di rotazione degli alberi, figura 1.9

In generale, nel caso di piccoli angoli tra i tronchi, si può scrivere la coppia secondaria sulla forcella motrice come:

$$C_1 \approx T \tan(\theta) \cos \beta$$
 (1.10)

e la coppia secondaria sulla forcella condotta come:

$$C_1 \approx T \sin(\theta) \sin \beta$$
 (1.11)

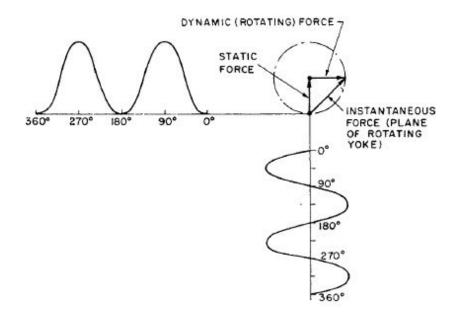


Figura 1.9: Componente statica e dinamica della coppia secondaria [4]

con:

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

Nel caso di piccoli angoli si possono utilizzare le seguenti approssimazioni $\sin \theta = \tan \theta = \theta$ e pertanto ne deriva che i valori massimi delle coppie secondarie siano i medesimi sia sulla forcella motrice sia su quella condotta, ma sono sfalsati di 90°. Queste coppie secondarie si scaricheranno sui supporti, ma è la sola componente dinamica che permetterà lo sviluppo di fenomeni vibratori sui supporti; è proprio la componente dinamica delle coppie secondarie la principale imputata per la nascita delle fastidiose trepidazioni e vibrazioni avvertite dai conducenti dei veicoli in esame. Nello specifico, sarà questa componente dinamica ad eccitare i supporti di trasmissione mandandoli in risonanza, e generando vibrazioni ad elevata ampiezza. La componente statica derivante dalla coppia secondaria è influenzata solamente dalla geometria della driveline (lunghezza e angoli dei tronchi, distanza tra i supporti) ma non dalla coppia transitante sugli alberi e dalla velocità angolare, tantomeno dalla fasatura delle forcelle [1].

La componente dinamica è influenzata sia dalla coppia transitante dalla linea di trasmissione, sia dalla fasatura delle forcelle e sia dalla componente statica (quindi dalla geometria, angoli tra i tronchi), inoltre è risultata essere dipendente

dalla velocità angolare degli alberi [1]. Nelle analisi svolte, la soglia massima di accettabilità per le forze sui supporti albero è di 140N.

Come accennato in precedenza, le sollecitazioni generate dalle coppie secondarie hanno una frequenza doppia rispetto a quella di rotazione degli alberi (2°Ordine Alberi). La componente dinamica della sollecitazione è rappresentabile da un vettore rotante che circola con una frequenza pari a quella del 2°Ordine Alberi. Per visualizzare questo fenomeno si riportano in figura 1.10 gli andamenti di sollecitazione verticale e trasversale sul secondo supporto albero opportunamente sovrapposti, facendo un semplice calcolo utilizzando i punti evidenziati in figura e sapendo che la velocità di rotazione dell'albero è di 600rpm, si può verificare che lo sfasamento tra le forze è pari a 90°.

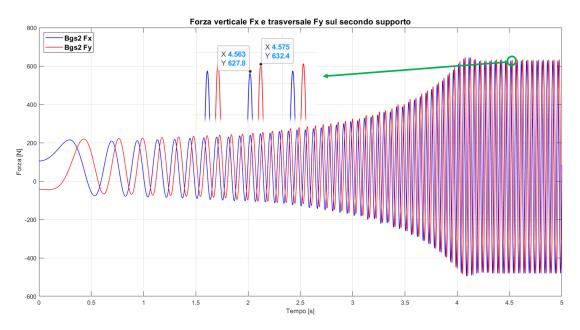


Figura 1.10: Componente verticale e trasversale della forza sul secondo supporto albero

Guardando il dettaglio presente in figura, si nota che i picchi delle 2 componenti distino circa 0.012s durante la fase a regime, a partire dal quarto secondo di simulazione. La velocità di rotazione è di 600rpm alla quale corrisponde una frequenza del 2°Ordine alberi pari a 20Hz. Il vettore rotante della componente dinamica della forza allora avrà frequenza di rotazione pari a 20Hz alla quale corrisponde una velocità di rotazione del vettore di 1200rpm. Se si esprime la velocità angolare del vettore rotante in °/s si ottiene: (1200*360)/60=7200°/s. Moltiplicando questo valore per lo sfasamento temporale leggibile dal dettaglio di figura 1.10, si ottiene (7200°/s)*(0.012s)=86.4° che corrisponde, a meno delle approssimazioni numeriche introdotte, ai 90° di sfasamento indicati in precedenza.

Capitolo 2

Modello MTB Semplificato

2.1 Elementi costituenti la driveline reale

Prima di esporre la modellizzazione effettuata sul software multibody della linea di trasmissione, passiamo in rassegna le principali caratteristiche del sistema sul quale si sono effettuate le analisi esposte nel seguito dell'elaborato, figura 2.1

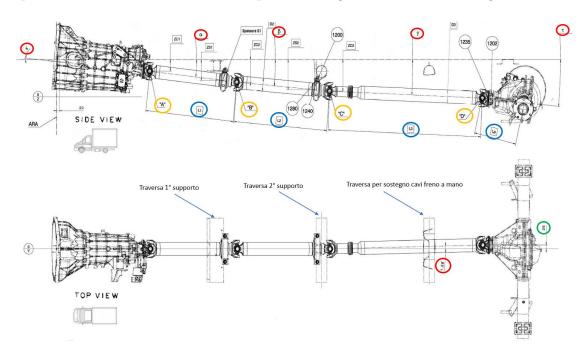


Figura 2.1: Linea di trasmissione a 3T per veicolo commerciale leggero Iveco

Come si vede nella figura 2.1 il sistema risulta essere molto complesso, inoltre gli angoli tra i tronchi non si dispongono in un solo piano ma in 2; ciò è testimoniato

dallo spostamento orizzontale del ponte posteriore di 25mm cerchiato in verde. Si possono distinguere in rosso gli angoli rispetto al piano orizzontale (parallelo al terreno) indicante il filo inferiore del telaio, caratterizzanti la configurazione della linea di trasmissione; in blu sono evidenziate le lunghezze dei tronchi da crociera a crociera dei giunti cardanici; in giallo è invece evidenziata la nomenclatura dei giunti che spesso verrà utilizzata durante lo svolgimento delle analisi. Per quanto riguarda il primo giunto, Giunto "A" nel disegno in esame è stato utilizzato un giunto cardanico, ma a seconda dei veicoli può essere utilizzato un giunto in gomma RJ; questa differenza genererà dei comportamenti diversi, come testimonieremo nel seguito.

Nella vista dall'alto si possono vedere le traverse sulle quali sono montati i supporti che sostengono la linea di trasmissione e come vedremo nel capitolo appositamente dedicato, si sono analizzate 8 tipi di traverse, le quali coprono tutte le possibili configurazioni di telaio disponibili (oltre 55 configurazioni). Nello specifico, il disegno in esame è relativo ad un veicolo 35C con ruote gemellate, il quale ha come traversa del primo supporto la traversa che nel seguito verrà denominata "D" e al secondo supporto la traversa "C"; si evidenzierà la netta differenza in termini di rigidezza flessionale tra le 2 traverse.

Si può ancora notare a valle del Giunto "C" la presenza di un tratto di albero con scanalato telescopico scorrevole, questo dispositivo permette di variare la lunghezza dell'ultimo tronco della trasmissione in funzione del carico trasportato e della variazione dell'angolo τ in funzione del carico trasportato e della coppia trasmessa. Essendo il ponte posteriore montato su sospensione e non su telaio, appare evidente che durante il normale utilizzo del veicolo l'altezza del ponte da terra e quindi la distanza di quest'ultimo dal telaio possa variare. Si specifica inoltre che, fissata la configurazione della linea di trasmissione, gli angoli di: cambio di velocità, α, β rimangono sostanzialmente costanti durante le manovre, in quanto i tronchi sono fissati rigidamente al telaio mediante i supporti a sveglia e le traverse, mentre come sopra accennato gli angoli γ e τ e la lunghezza L3 dell'ultimo tratto possono variare in funzione del carico trasportato e della manovra eseguita dal veicolo, in particolare in funzione della coppia trasmessa [1]. Gli alberi sono sostenuti mediante supporti a sveglia (center bearing) fissati alle traverse telaio tramite apposite staffe. Il loro posizionamento in direzione verticale, che influenza direttamente gli angoli tra i vari tronchi, viene registrato con l'interposizione di appositi spessori tra le staffe traverse ed i supporti a sveglia, come indicato nella figura 2.1 in corrispondenza del primo vincolo ("Spessore S1").

In figura 2.2 si può vedere il dettaglio del supporto e quest'ultimo montato su veicolo e strumentato con accelerometro per rilievi sperimentali.

Il supporto a sveglia è in generale costituito da 3 elementi:

• "1": cuscinetto, tipicamente a sfere, che ha l'anello interno solidale all'albero,

e l'anello esterno a contatto con la parte in gomma "2".

- "2" Parte in gomma che può essere forata per avere specifiche rigidezze nelle 3 direzioni e che permette di le vibrazioni grazie al comportamento dei materiali polimerici.
- "3" una gabbia metallica che avvolge la parte e che permette di vincolare il supporto alla staffa della traversa.

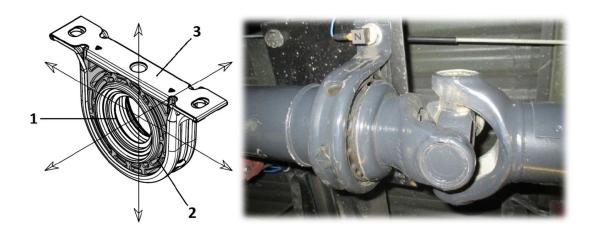


Figura 2.2: Supporto a sveglia

Su questo componente verranno effettuate le principali valutazioni in termini di forze scaricata dalla trasmissione sul telaio, e in termini di accelerazioni lineari in direzione verticale, essendo questo il componente che fa da tramite verso il telaio per le vibrazioni che si creano a causa della intrinseca non omocineticità della trasmissione come esposto nel primo capitolo.

2.2 Elementi costituenti la driveline virtuale

Dopo aver analizzato la linea di trasmissione reale viene ora descritto come la stessa è stata modellizzata con il Software MTB AdamsCar, che permette di risolvere le equazioni del moto dei corpi mediante simulazioni dinamiche non lineari, e di analizzare i risultati dalla simulazione, sia mediante animazioni sia mediante i grafici delle grandezze di interesse, (spostamenti, velocità, accelerazioni, forze, coppie, etc.) Il modello completo di figura 2.3 è composta da 3 subsystem:

1. Gruppo Motopropulsore composto da motore, cambio e i 3 tasselli di supporto.

- 2. Gruppo Attuatori composto dagli attuatori posteriori che definiscono, in funzione della configurazione veicolare e della manovra simulata, quota ed orientamento del ponte rigido (Ossia dell'albero di ingresso dello stesso)
- 3. *Linea di Trasmissione*, subsystem principale rappresentate la linea di trasmissione vera e propria, composta da alberi, giunti e supporti

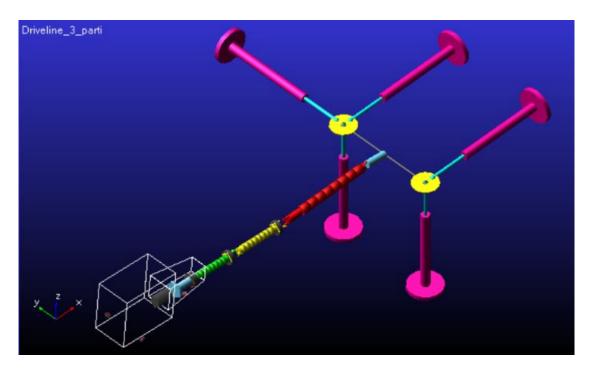


Figura 2.3: Modello AdamsCar Aziendale completo

Il gruppo Motopropulsore simula le masse e l'inerzia del motore reale e del cambio reale senza introdurre una modelizzazione più accurata, i 3 tasselli di supporto sono simulati mediante Bushings, questi elementi permetto di inserire come caratteristiche di rigidezza quelle dei supporti reali, sia per le rigidezze traslazionali che per quelle rotazionali. Alcuni esempi di caratteristiche di bushings sono presenti in figura 2.4 dove si può anche vedere il Gruppo Motopropulsore da solo. Il modello della linea di trasmissione, che si vede in figura 2.5 è composto da: Non Linear Beam per la simulazione degli alberi, albero 1, in verde, albero 2 in giallo e albero 3, in rosso; questo tipo di elemento permette di attribuire massa, rigidezza, smorzamento e diametri, interni ed esterni agli alberi, cosi facendo si possono modellare non come elementi rigidi bensì come elementi flessibili in grado di torcersi e flettersi.

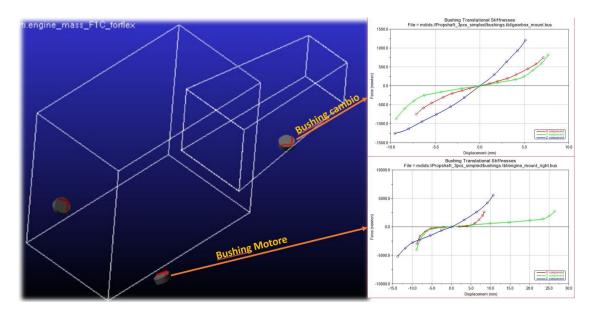


Figura 2.4: Subsystem gruppo Motopropulsore con esempio caratteristiche bushings

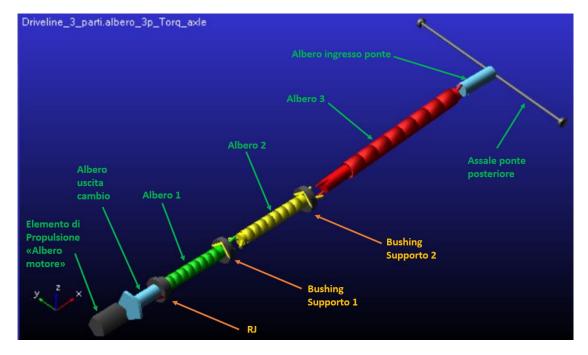


Figura 2.5: Subsystem Linea di Trasmissione

Analizzando la figura 2.5 da sinistra verso destra troviamo:

- Elemento di propulsione, un cilindro rigido dotato di massa e inerzia che simula i componenti rotanti del motore. A questo elemento è associata una General Motion (freccia gialla in figura 2.6) che imprime una velocità angolare a tutto il sistema.
- Albero di uscita dal cambio, anch'esso è dotato di massa e inerzia e posizionato subito a valle dell'elemento di propulsione. Tra l'elemento di propulsione e l'albero di uscita del cambio è posizionato un elemento della libreria "Gears" detto "Reduction Gear" che prende in input il rapporto di trasmissione voluto nella manovra in analisi e converte la velocità angolare dell'elemento 1 dividendo per il rapporto di trasmissione per ottenere la velocità angolare dei tronchi. Figura 2.6

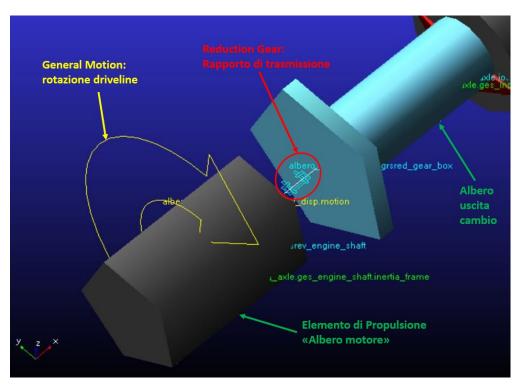


Figura 2.6: Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio Albero motore e albero uscita cambio

 Giunto in gomma RJ, collegato all'albero di uscita del cambio ci può essere a seconda del veicolo analizzato un giunto cardanico oppure un giunto in gomma RJ. Quest'ultimo è simulato con un bushing, il quale avrà delle apposite caratteristiche di rigidezza traslazionale e rotazionale e specifici valori per lo smorzamento forniti dal costruttore. Come accennato prima la caratteristica del bushing può essere visualizzata sia in maniera grafica sia mediante documento di testo, esempio in figura 2.7

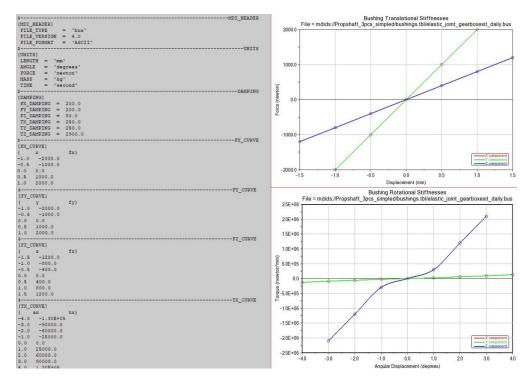


Figura 2.7: Caratteristiche Bushing RJ in formato grafico e tabulare

- Giunti cardanici, i giunti cardanici sono modellizzati con un elemento specifico della libreria Adams Driveline senza dover costruire tutto il sistema di forcelle e crociera. Il dettaglio dei giunti cardanici è disponibile nella figura 2.8. Agendo su i dati di input della simulazione, è possibile variare la fasatura delle forcelle imponendo appositi angoli.
- Supporti albero, i center bearings che sostengono gli alberi di trasmissione sono stati modellizzati mediante dei Bushings, similmente ai giunti in gomma RJ. Non essendo note le caratteristiche di rigidezza e smorzamento per i supporti albero si sono utilizzate delle formule presenti in letteratura, dopodichè di sono rivisti i valori facendo dei confronti con dei dati sperimentali, attività esposta in [1].
- Scanalato telescopico scorrevole, il tratto iniziale del terzo albero non è propriamente una Non Linear Beam ma è stato simulato come infinitamente rigido, inoltre è stato implementato mediante Joint "Guida Prismatica" il funzionamento dello scorrevole. Il dettaglio è visibile in figura 2.9.

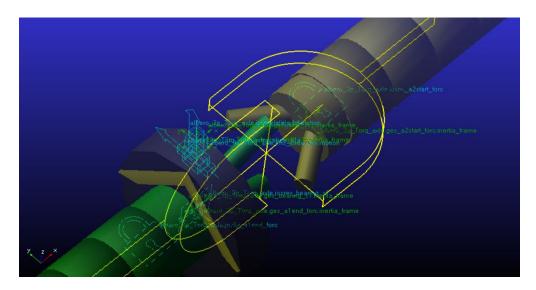


Figura 2.8: Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio Giunto Cardanico

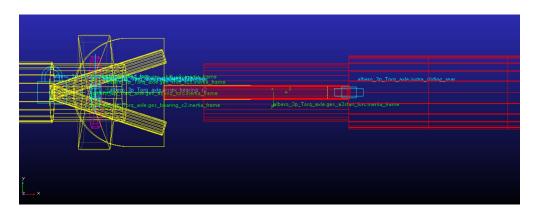


Figura 2.9: Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio tratto scorrevole terzo albero

• Albero ingresso ponte, a valle del terzo albero è situato l'ultimo giunto cardanico ed in fine l'elemento simulante Albero ingresso/interno ponte, in azzurro nella figura 2.10. La barra grigia al quale si collega simula l'assale posteriore e la grossa freccia rossa indica la coppia applicata, quindi l'input di velocità angolare viene dato a monte di tutta la driveline mentre l'input di coppia viene dato a valle.

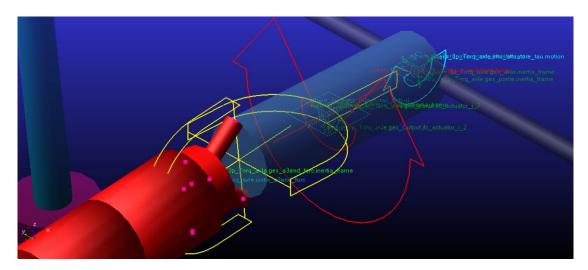


Figura 2.10: Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio albero ingresso ponte posteriore

Prima di presentare il subsystem relativo al *Gruppo Attuatori* è necessario fare alcune precisazioni riguardanti il posizionamento dei supporti albero. Il dettaglio riguardante il posizionamento dei supporti albero è esposto in figura 2.11 la stessa configurazioni di componenti e di vincoli/joints vale per entrambi i supporti. Gli alberi simulati come Non Linear Beam hanno alle estremità le forcelle, le quali sono simulate come infinitamente rigide, nel tratto cilindrico subito antistante la forcella è fissato tramite una joint di tipo Revolute (cerniera) un elemento cilindrico cavo (in rosa) simulante il cuscinetto volvente presente all'interno del supporto a sveglia. Questo elemento rosa non ruota solidalmente al albero ma rimane fisso, a livello pratico potrebbe essere visto come l'anello esterno del cuscinetto volvente, quello a contatto con la gomma. La gomma del center bearing è simulata dal bushing vero e proprio, evidenziato in grigio. Per il bushing c'è la necessità di definire i 2 elementi tra i quali vengono scambiate le forze, se non si fossero effettuate attività di ottimizzazione sarebbe bastato indicare come 2 elementi, l'elemento rosa e il Ground, siccome in azienda il modello viene attualmente utilizzato per effettuare ottimizzazioni in termini NVH della trasmissione, si è reso necessario introdurre degli elementi che permettessero di regolare il posizionamento del supporto. In definitiva il bushing simulante la parte in gomma del supporto a sveglia ha come 2 elementi per lo scambio delle sollecitazioni il cuscinetto volvente e l'elemento associato alla guida prismatica Shift Y (elemento "ges shift S1y"). In fine l'elemento associato alla guida prismatica Shift Z (elemento "ges shift S1z") è vincolato al ground e all'elemento "ges shift S1y". Definendo delle *Motion* per le guide prismatiche è possibile posizionare in altezza e in quota orizzontale il supporto. Per concludere è importante notare che il sistema di riferimento locale del supporto,

indicato in alto a sinistra nell'immagine, NON coincide con il sistema di riferimento globale del modello, questa considerazione risulterà indispensabile nel momento in cui si andranno a fare delle valutazioni numeriche sui dati ottenuti dalle simulazioni.

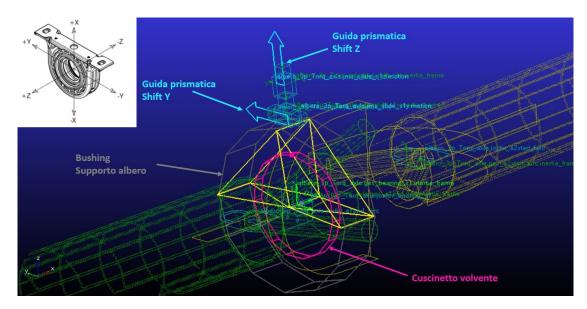


Figura 2.11: Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio supporti albero

L'ultimo subsystem presente nel modello è il gruppo attuatori, figura 2.12. Gli attuatori sono elementi fittizi che servono a regolare il posizionamento dell'assale posteriore sia lungo Z che lungo Y del sistema di coordinate globale. L'attuatore posizionato in orizzontale serve per generare il disallineamento di 25mm dell'ultimo tronco sul piano XY (figura 2.1, evidenziato in verde). Gli attuatori e i relativi steli sono elementi privi di massa e rigidi. La movimentazione delle aste rispetto ai cilindri degli attuatori sono generate mediante apposite Motions, le quali possono attivarsi nei primissimi istanti della simulazione (per il disallineamento di 25mm) oppure durante tutta la simulazione.

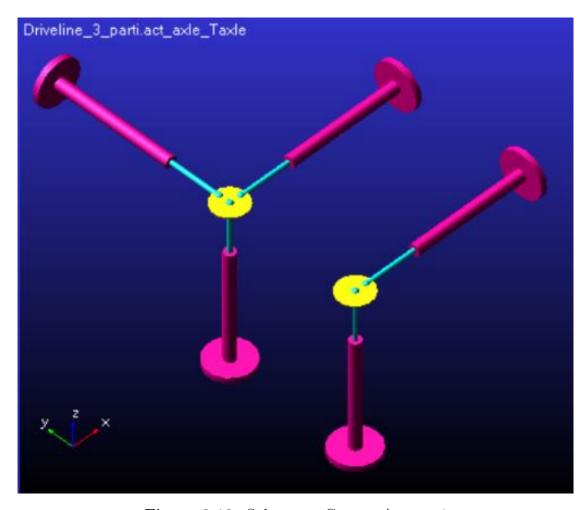


Figura 2.12: Subsystem Gruppo Attuatori

Capitolo 3

Stima rigidezze flessionali traverse mediante analisi agli elementi finiti

Siccome l'obbiettivo del presente lavoro è quello di valutare come la cedevolezza del telaio influisca sul comportamento vibrazionale della driveline la prima attività eseguita è stata la valutazione dell'influenza dei componenti più vicini alla linea di trasmissione stessa, nello specifico l'influenza delle traverse che sostengono i supporti degli alberi di trasmissione.

3.1 Modalità di stima

Per le analisi si è usato il software CAD aziendale CATIA V5 il quale permette di svolgere analisi agli elementi finiti mediante i moduli GPS e GAS. In particolare quest'ultimo modulo (acronimo di "Generative Assembly structural analysis") permette di effettuare in un ambiente integrato e intuitivo analisi su assiemi, potendo agevolmente simulare il collegamento tra le parti, nel caso in esame i collegamenti sono rappresentati dalle saldature tra le lamiere. Per effettuare la stima di rigidezza flessionale nelle 3 direzioni si sono applicati dei carichi esplorativi in corrispondenza della staffa sulla quale si montano i supporti albero, dopodichè si sono valutati gli spostamenti dei punti attorno ai fori di fissaggio, avendo a disposizione forza e spostamento è possibile stimare la rigidezza flessionale statica dei componenti tramite la formula 3.1, si specifica che la rigidezza così ottenuta permette di creare un modello MTB a parametri concentrati che introduce forti approssimazioni sul comportamento reale della traversa in quanto non considera appieno la geometria e la distribuzione di massa del corpo, ma le concentra in una sorta di sistema

monodimensionale massa-molla-smorzatore, come verrà esposto nel capitolo 4. In prima battuta visto che l'obbiettivo era quello di capire se l'introduzione di una cedevolezza al vincolo percepita dai supporti albero potesse avere effetti sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione si è reputata valida questa strada.

$$F = K \cdot X \tag{3.1}$$

3.2 Modello Agli elementi finiti

Per lo svolgimento delle analisi si è seguita la medesima procedura per tutte le traverse considerate, le uniche variazioni saranno relative alle dimensioni della mesh utilizzata. Le traverse utilizzate sulla gamma dei veicoli Daily possono avere geometrie molto diverse ma se ne distinguono 4 categorie principali figura 3.1

- 1. Traversa Tubolare a sezione quadrata
- 2. Traversa Tubolare a sezione circolare inflessa
- 3. Traversa Tubolare a sezione circolare retta
- 4. Traversa scatolata

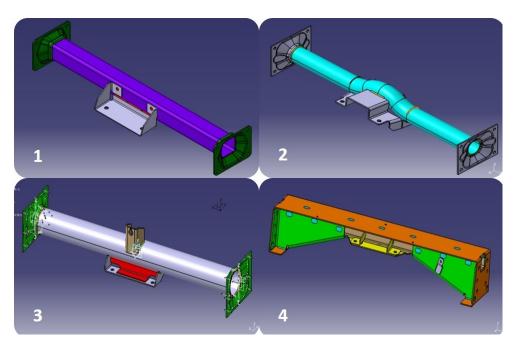


Figura 3.1: Tipologie di traverse analizzate

Le prime 2 categorie sono tipiche dei veicoli più leggeri, di norma quelli a ruote singole della serie S, mentre le categorie 3 e 4 sono relative ai veicoli più pesanti e con ruote gemellate serie C.

In generale, almeno sulla staffa forata si è utilizzata una mesh molto fine, con dimensioni pari a 1mm o inferiore in corrispondenza dei fori, infatti su questo componente verranno applicati i carichi e saranno effettuate le rilevazioni di spostamento per stimare la rigidezza flessionale, per le traverse di categoria 1,2 e 3 gli elementi tubolari sono stati simulati con mesh meno fini ma comunque di dimensioni non superiori ai 3mm, infine per le traverse della categoria 4 si sono utilizzate dimensioni più grossolane per evitare di avere tempi di calcolo troppo lunghi. Appare scontato che una traversa della categoria 1 abbia rigidezze inferiori ad una della categoria 4, per questa ragione nelle prime fasi dell'attività si voleva quantificare quale fosse il range complessivo di rigidezza flessionale tra tutte le traverse. Non è un caso che i disturbi, le rumorosità e le trepidazioni fossero percepiti in maniera importante sui veicoli della serie S i quali montano traverse delle categorie 1 e 2 e in maniera trascurabile o non problematica dai veicoli della serie C.

3.2.1 Mesh

Siccome i componenti in esame sono costituiti da lamiere di vario spessore piegate e saldate, i modelli sono stati discretizzati utilizzando elementi piani 2D ai quali è possibile assegnare lo spessore della lamiera, così facendo è possibile risparmiare parecchio tempo di calcolo rispetto ad un modello con elementi solidi. Per discretizzare con elementi 2D è però necessario, durante la preparazione del modello, estrarre la superficie media dei componenti sulla quale si appoggerà la mesh, per alcune geometrie (soprattutto per le flange di collegamento ai longheroni e per la staffa della traversa B) questa fase è risultata essere la più critica in quanto a causa degli sformi geometrici si creavano superfici non continue le quali andavano ad inficiare lo creazione della mesh e di conseguenza l'analisi strutturale.

L'elemento utilizzato è un quandrangolo parabolico (elemento 2D più complesso presente nel software), la dimensione di quest'ultimo è stata scelta in funzione del componente da discretizzare e della zona in cui si discretizza. Durante l'attività sono state esaminate 8 traverse, le quali potevano differire le une dalle altre a seconda dei componenti costitutivi, per scegliere la dimensione della mesh ottimale per le traverse di categoria 1,2 e 3 si è effettuata un'analisi di convergenza su una sola di queste traverse, dopodiché si sono applicate le stesse dimensioni anche alle altre. La dimensione della mesh ottimale è un risultato di compromesso che tiene conto non solo della stabilità del risultato numerico al variare della discretizzazione ma considera anche i tempi di calcolo e il *Prerr* ovvero l'errore energetico percentuale nella mesh.

Durante le prime analisi si è notata una certa dipendenza dei risultati in funzione

del "Passo di saldatura", infatti, le giunzioni tra i componenti traversa sono state simulate mediante collegamenti rigidi, utilizzando il comando "Saldatura incompatibile" (schematizzazione in basso sinistra di figura 3.2), il quale non va a collegare i nodi degli elementi con cui si discretizzano i componenti ma va ad unire i centri degli elementi stessi. Questa modalità è risultata efficace in quanto i componenti sono stati meshati sulla superficie media e dunque non risultano essere a contatto tra di loro, tramite il comando di Saldatura incompatibile è possibile definire la distanza massima tra gli elementi ed il passo con il quale creare il collegamento tra gli elementi dei 2 corpi, In figura 3.2 sono evidenziate in rosso e giallo le saldature che uniscono staffa e tubo, a destra invece sono presenti i dettagli per la saldatura a cordone circolare evidenziate in rosso, si possono notare le differenze tra un cordone di saldatura simulato con passo 0.25mm e con passo 1mm.

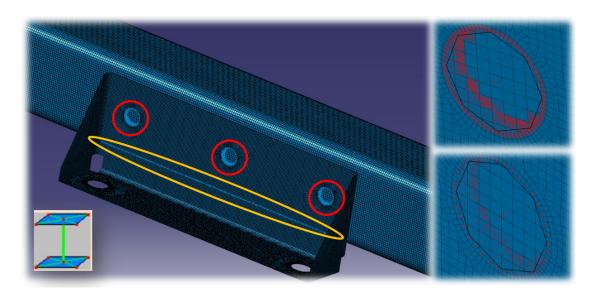


Figura 3.2: Passo mesh di saldatura - Passo 0.25mm in alto - Passo 1mm in basso

La scelta di questo passo ha implicazioni sia sul risultato numerico ottenuto dalla prova sia sul Prerr, infatti diminuendo il passo, quindi aumentando i punti di collegamento tra gli elementi si ottiene un modello più rigido, questo comportamento è risultato controintuitivo, perché dalla teoria degli elementi finiti all'aumentare dei nodi, quindi al diminuire della dimensione di mesh si ottengono maggiori deformazioni e quindi un comportamento più cedevole, mentre per le mesh delle saldature si ottiene il risultato opposto, in termini pratici si potrebbe pensare che all'aumentare del valore del passo di saldatura la giunzione assomigli di più ad una saldatura a punti (più debole) invece che a cordone (più solida) quindi si perde rigidezza. Questo effetto è molto accentuato se si fanno variazioni di passo sulle saldature rettilinee più grosse, come quella evidenziata in giallo in figura 3.2.

Per quanto riguarda il Prerr si è cercato di minimizzarlo durante le analisi di convergenza in modo tale da avere un risultato numerico il più attendibile possibile, come accennato, la mesh sulla saldatura ha effetti su questo parametro, infatti se si va a visualizzare "l'errore locale stimato" in figura 3.3 si nota come sia concentrato nella zona delle saldature, probabilmente a causa dell'intensificazione delle tensioni sugli elementi di collegamento tra un componente e l'altro, nelle zone distanti dalle saldature tra staffe e tubo l'errore tende a zero, zone di colore blu scuro.

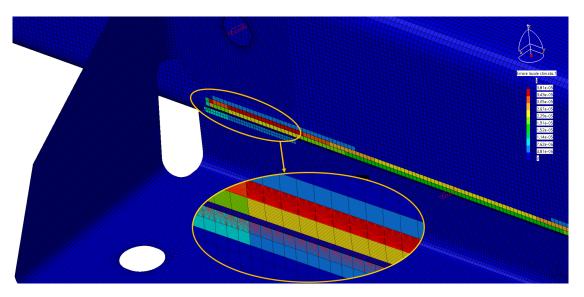


Figura 3.3: Errore locale saldature - Carico longitudinale (X)

Diminuendo il passo delle saldature, quindi aumentando il numero di collegamenti è come se si incrementassero le sedi di errore facendo aumentare il valore di Prerr globale del sistema. A questo punto si specifica che sono quindi presenti 2 effetti contrapposti relativi al passo della mesh sulla saldatura, diminuendolo si ottengono risultati più veritieri dal punto di vista delle deformazioni ma si incrementa notevolmente il Prerr del sistema, per ovviare a questo problema si è pensato di fare alcune analisi sulla sola staffa o sul solo tubo per valutare il Prerr legato alla sola discretizzazione della lamiera senza introdurre l'errore legato alle saldature, così facendo si sono ottenuti Prerr sui singoli componenti dell'ordine di pochi punti percentuale ed in alcuni casi valori sotto l'unità, le dimensioni di mesh così ottenute sono poi state implementate nei modelli completi.

In definitiva per i le traverse di categoria 1,2 e 3 si sono usate dimensioni degli elementi di **1mm** per staffe e flange e di **1.5mm** o **2mm** per i tubi, considerando che le traverse hanno dimensioni dell'ordine di 80cm/1m i tempi di calcolo sono stati considerevoli superando anche le 2 ore, questa tempistica potrebbe sembrare esagerata per una singola simulazione, ma si specifica che dopo il primo lancio se si varia il carico la simulazione impiega solo pochi minuti per risolversi, in quanto

rimangono in memoria le matrici di rigidezza createsi durante il primo lancio. In fine è interessante notare che a parità di mesh e di modulo del carico, se si cambia la direzione di quest'ultimo si ottengono diverse distribuzioni di errore locale e conseguenti diversi valori di Prerr, per accorgersene si possono confrontare le distribuzioni di errore locale della figura 3.3 nella quale il carico è in direzione longitudinale(X) con quella della figura 3.4 in cui il carico è in direzione verticale(Z).

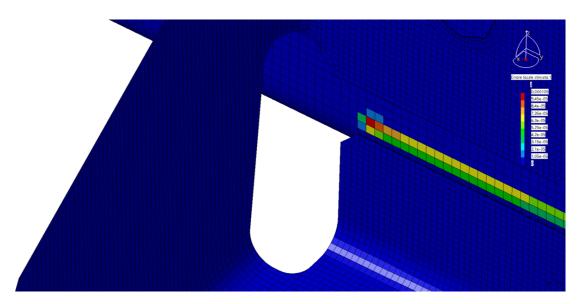


Figura 3.4: Errore locale in corrispondenza di saldature - Carico verticale (Z)

Per quanto riguarda le traverse della categoria 4, scatolate, le analisi sono state molto più complesse, sia per via del maggior numero di componenti sia a causa della quantità di saldature presenti. In figura 3.5 sono appaiate le immagini relative alla traversa completa e alle saldature presenti sulla stessa. Per alcune di queste saldature è stato necessario estrarne il profilo per poterlo usare come riferimento nel momento in cui si definisce il segmento sul quale meshare la saldatura. Vista la complessità del sistema si è preferito dividere in fasi l'analisi, ad ogni fase veniva aggiunto uno o più componenti fino ad aggiungerli tutti ed effettuare il calcolo sulla traversa completa. Per evitare problemi con i tempi di calcolo si sono usate dimensioni maggiori per gli elementi mesh, ma comunque si è mantenuta la dimensione di 1mm per la staffa sulla quale si applicano i carichi e si rilevano gli spostamenti e sulla quale viene montato il supporto a sveglia degli alberi di trasmissione, per gli altri componenti si sono utilizzate mesh più grossolane arrivando anche a 3mm per gli elementi più grossi, lamiera arancio della figura 3.5.

Per concludere l'esposizione in merito alle discretizzazioni implementate, si specifica che il software utilizzato permette di imporre vincoli geometrici alla mesh come

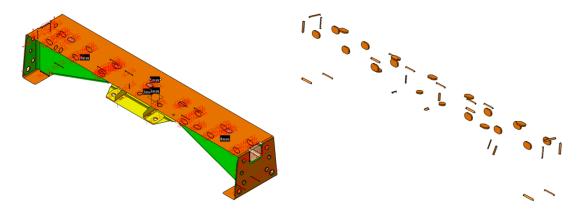


Figura 3.5: Traversa scatolata e relative saldature

curve, profili dei fori e domini, queste specifiche sono state utilizzate più o meno spesso soprattutto per effettuare una mesh ancora più fine in prossimità dei fori di fissaggio tra staffa e center bearing potendo scegliere il numero e le file di elementi da inserire sulla circonferenza. Come sarà esposto nei prossimi paragrafi, sul profilo dei fori verranno fatte le rilevazioni di spostamento per stimare la rigidezza flessionale dei componenti. In figura 3.6 è presentato il dettaglio della staffa per la traversa D e in arancione sono evidenziati i carichi applicati.

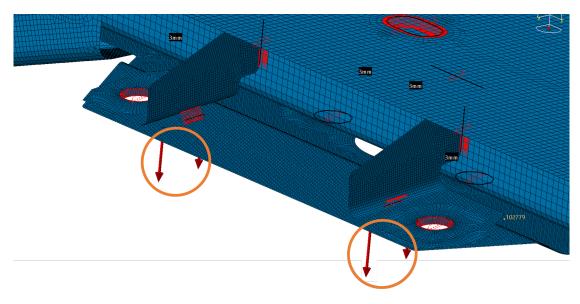


Figura 3.6: Traversa D - Dettaglio mesh staffa e carichi applicati

I valori in millimetri presenti nell'immagine precedente e nella successiva rappresentano gli spessori delle lamiere, non si daranno ulteriori specifiche sui componenti

per ragioni di riservatezza aziendale. In figura 3.7 e rappresentata la parte laterale della traversa D, in verde è indicato il vincolo imposto sulla superficie.

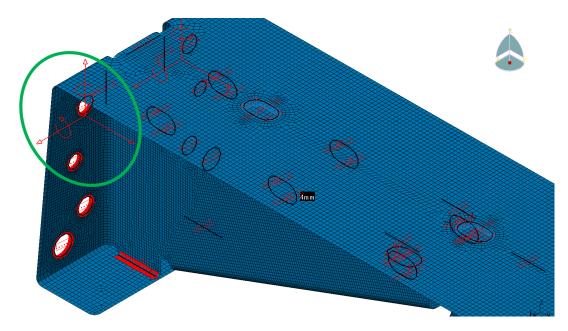


Figura 3.7: Traversa D - Dettaglio vincolo

3.2.2 Vincoli e Carichi

Oltre alla creazione della mesh, per lanciare l'analisi è indispensabile vincolare il sistema e caricarlo opportunamente. Seguendo lo schema di figura 3.8, nella quale è indicato il sistema di riferimento utilizzato, si propone in forma tabellare tab.6.1 la configurazione di vincolo, specificando che l'applicazione di questi è avvenuta utilizzando il comando "Vincolo definito dall'utente" che permette di gestire in maniera indipendente i 6 gradi di libertà del componente nello spazio, per le traverse di categoria 1,2 e 3 i vincoli sono stati applicati sulle superfici delle flange a contatto con il longherone, evidenziate in verde nella figura 3.9, per le traverse di categoria 4 il vincolo è stato applicato direttamente sulla lamiera che va a contatto sul longherone come evidenziato in verde nella figura 3.7. Dalla tabella si nota come sia stato mantenuto libero almeno un grado di libertà traslazionale lungo Y in modo da permettere la deformazione assiale del componente tubolare. Le rotazioni attorno all'asse X, uscente del foglio, sono state mantenute libere in quanto la sezione a C aperta conferisce limitata rigidezza torsionale ai longheroni sui quali si fissano le traverse, potrebbe essere quindi consentita la torsione del longherone stesso attorno al proprio asse longitudinale X, questa torsione si tramuterà in inflessione lungo Z della traversa. Si specifica però che nella realtà la rigidezza del telaio e nello specifico quella torsionale del longherone risulta essere molto maggiore in quanto sul telaio stesso vengono montati gli altri componenti del veicolo come furgonature, controtelai per il cassone e cabina di guida che avranno effetto irrigidente limitando sensibilmente la torsione del longherone stesso.

GDL	Ux	Uy	Uz	RotX	RotY	RotZ
Estremo 1	Fix	Fix	Fix	Free	Fix	Fix
Estremo 2	Fix	Free	Fix	Free	Fix	Fix

Tabella 3.1: Configurazione di vincolo per analisi FEM

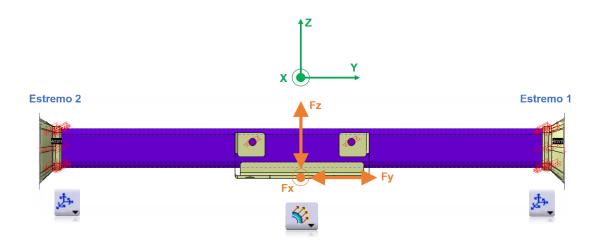


Figura 3.8: Sistema di riferimento - configurazione di vincolo e di carico

Per l'applicazione dei carichi si è utilizzato il comando "Forza Distribuita" presente nel software, il quale permette di posizionare su una superficie una forza distribuita che ha risultante pari al modulo della forza voluta, in figura 3.8 è presentata solo una schematizzazione delle forze applicate, per specificare che sono stati applicati carichi e fatte rilevazioni nelle 3 direzioni. Per la superficie di applicazione del carico è stata scelta la zona nella quale viene montato il supporto albero, zona evidenziata in arancione in figura 3.9, sono evidenziate in arancione le freccette rappresentanti l'applicazione di un "Forza Distribuita", questo comando permette di inserire i carichi componente per componente, quindi per passare da un analisi in direzione verticale ad una in direzione longitudinale o trasversale è stato sufficiente riposizionare il valore di forza voluto all'interno della finestra di dialogo del comando. Per invece applicare in carico con verso opposto ma nella stessa direzione cartesiana è stato sufficiente cambiare segno al valore numerico inserito.

I carichi applicati hanno range di $\pm 1000N$. coerente con i valori di sollecitazione che poi avremmo incontrato durante la fase di analisi MTB. Nonostante fossimo in campo elastico lineare si è deciso comunque di fare una serie di rilevazioni sia con valori negativi che positivi, i moduli dei carichi ai quali si sono fatte le rilevazioni sono 1000, 500, 300, 200, 100, 50 e rispettivi valori negativi per un totale di 12 punti rilevati per ogni direzione.

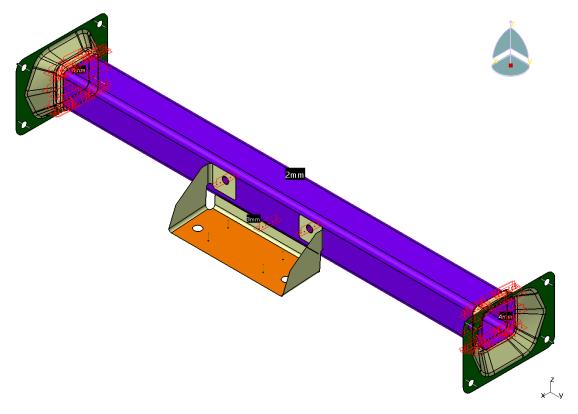


Figura 3.9: Superfici di applicazione vincoli in verde, carichi in rosso.

3.2.3 Rilevazione spostamento e calcolo rigidezza

Dopo aver lanciato la simulazione si rende necessario il rilevamento degli spostamenti per il calcolo della rigidezza secondo la formula 3.1, il rilevamento avviene in corrispondenza dei fori di fissaggio dei center bearing sulla staffa, si è deciso di utilizzare questi punti con la speranza di valutare nel migliore dei modi lo spostamento e quindi la rigidezza percepita dai supporti albero. Il software permette di visualizzare a schermo la deformata sia in termini di vettore spostamento complessivo sia in termini di spostamento nelle singole direzioni, in figura 3.10 è presentata la deformata con spostamenti in direzione verticale.

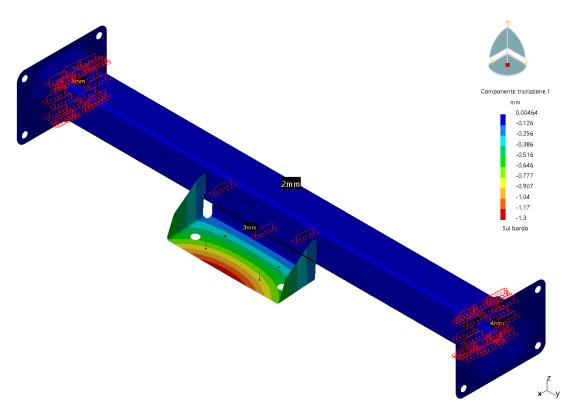


Figura 3.10: Deformata con spostamenti in direzione verticale (Z)

Per andare a fare le rilevazioni di spostamento si applica un piano di taglio in corrispondenza dell'asse congiungente i 2 fori di fissaggio del center bearing, figura 3.11, dopodiché si sceglie la modalità di visualizzazione vettoriale ottenendo una rappresentazione come quella in figura 3.12.

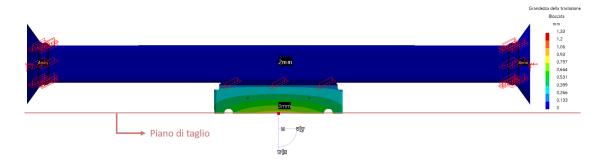


Figura 3.11: Piano di taglio per rilevamento spostamenti

Tramite questa visualizzazione vettoriale è possibile leggere i valori di spostamento nelle zone indicate per entrambi i fori, così facendo si ottengono 4 rilevazioni per ogni carico esplorativo applicato. Questi valori verranno inseriti in una tabella di elaborazione come quella rappresentata in figura 3.13, la quale permette di stimare il valore di rigidezza per la traversa nelle 3 direzioni analizzate.

Questa procedura è stata ripetuta per tutte le traverse studiate, si specifica che l'utilizzo del piano di taglio è necessario per individuare con precisione la posizione nella quale effettuare le rilevazioni di spostamento.

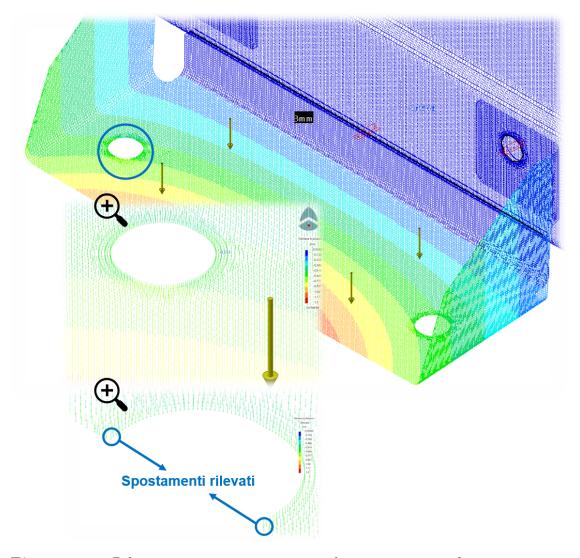


Figura 3.12: Rilevamento spostamenti - visualizzazione vettoriale - componente verticale

Carico [N]	Spostamenti Foro 1 [mm]			Spostamenti Foro 2 [mm]			Media delle	K nu ,
Carico [N]	Sinistra	Destra	Media	Sinistra	Destra	Media	medie [mm]	K [N/mm]
1000	0,451	0,521	0,486	0,507	0,439	0,473	0,480	2114
500	0,228	0,261	0,245	0,256	0,219	0,238	0,241	2105
300	0,137	0,158	0,148	0,154	0,133	0,144	0,146	2091
200	0,091	0,105	0,098	0,102	0,089	0,095	0,097	2098
100	0,046	0,053	0,049	0,051	0,044	0,048	0,048	2094
50	0,023	0,026	0,025	0,026	0,022	0,024	0,024	2092
-50	-0,023	-0,026	-0,025	-0,026	-0,022	-0,024	-0,024	2083
-100	-0,046	-0,053	-0,049	-0,052	-0,044	-0,048	-0,049	2083
-200	-0,092	-0,105	-0,099	-0,103	-0,089	-0,096	-0,097	2087
-300	-0,138	-0,158	-0,148	-0,155	-0,133	-0,144	-0,146	2083
-500	-0,258	-0,224	-0,241	-0,230	-0,265	-0,248	-0,244	2020
-1000	-0,465	-0,530	-0,498	-0,521	-0,448	-0,485	-0,491	2064
							K Media	2085

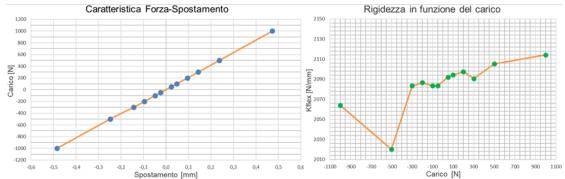


Figura 3.13: Tabella elaborazione spostamenti e calcolo rigidezza

3.3 Risultati

L'attività di stima esposta in questo capitolo, oltre a valutare il range di valori di rigidezza flessionale per le traverse, risulterà essere propedeutica per lo svolgimento delle attività successive di simulazione multibody. Per questa ragione solo per 6 delle 8 traverse analizzate si sono fatte caratterizzazioni flessionali in tutte e 3 le direzioni, per le altre 2 non è stato necessario in quanto non sono state utilizzate per le analisi vibrazionali sulla linea di trasmissione esposte nel seguito dell'elaborato. In figura 3.14 sono riportati i risultati per le 8 traverse studiate, la designazione delle traverse verrà riutilizzata nel capitolo 5 nel quale si esporranno i risultati relativi alle analisi MTB. Dai valori riportati si nota l'elevata variabilità di rigidezze presenti, passando da circa 2085 N/mm per la traversa G fino ai quasi 20 000 N/mm per la traversa scatolata D, facendo riferimento ai disegni delle traverse si nota la rilevante influenza della staffa sui valori di rigidezza, infatti le traverse A e G hanno lo stesso elemento tubolare come anche la traversa B e H e la coppia di

traverse C e D ma i valori di rigidezza stimati sono molto differenti con variazioni che arrivano anche a +200% confrontando la traversa A con la G.

In generale la rigidezza in direzione verticale (Z) risulterà essere la minore tra le 3, mentre le rigidezze in direzione trasversale (Y) hanno valori molto elevati, per completezza si è stimata anche la rigidezza in direzione longitudinale (X) anche se risulterà essere poco influente visti i limitatissimi livelli di sollecitazione in questa direzione.

Veicolo	Ž	KX [N/mm]	KY [N/mm]	KZ [N/mm]	Massa [Kg]	
30S-35S VAN Passo 4100	A	•	•	5921	3,65	
	В	6025	27701	4021	5,80	
VAN 45C-50C Passo 4100	С	10320	46737	4501	5,76	
	D	35367	190900	19603	15,08	
CAB 60C-70C Passo 4100	Е	-	-	7134	4,67	
	F	-	-	16593	15,19	
30S-35S VAN Passo 3520	G	4079	22417	2085	5,19	
	Н	6848	9000	2271	5,74	

Figura 3.14: Rigidezze flessionali traverse

Capitolo 4

Modello MTB con traverse cedevoli

4.1 Modifiche al modello di base

Seguendo la procedura semplificata illustrata nel capitolo precedente si sono stimate le rigidezze delle traverse nelle 3 direzioni cartesiane con l'obbiettivo di valutare la cedevolezza al vincolo percepita dai supporti che sostengono l'albero, se fino ad ora i bushings simulanti i supporti a sveglia erano vincolati rigidamente al ground con questa modifica al modello si vuole vincolare i center bearings a elementi cedevoli che rispecchino le rigidezze delle traverse calcolate al Fem.

Questo approccio è semplificato in quanto non considera la geometria delle traverse ne la distribuzione spaziale di massa e i relativi momenti di inerzia, inoltre considerandole molto alte non sono state valutate le rigidezze torsionali nelle 3 direzioni delle traverse. Considerando che in questa fase l'obbiettivo è quello di capire se introdurre una cedevolezza sui supporti possa variare il comportamento vibrazionale della linea di trasmissione, è stato ritenuto comodo e attendibile il nuovo modello Adams a parametri concentrati per l'implementazione delle traverse. Nonostante la complicazione del modello introdotta per l'implementazione delle traverse i tempi di calcolo non sono troppo elevati, si passa da qualche minuto per le simulazioni condotte con ridotte velocità angolari (prima marcia) a circa 50 minuti di calcolo per le simulazioni ad elevate velocità angolare (sesta marcia), le tempistiche di simulazione sono fortemente condizionate da diversi fattori: configurazione della driveline analizzata, frequenza di campionamento utilizzata e dall'eventuale presenza di spikes numerici, i quali rallentano di parecchio le simulazioni (oltre 1 ora per alcune manovre dei veicolo 35C fortemente affette da spikes numerici).

Partendo dal modello semplificato sono state effettuate alcune modifiche per poter implementare il comportamento cedevole delle traverse, in figura 4.1 è presente una schematizzazione delle modifiche effettuate.

Nella schematizzazione si può notare il layout della nuova configurazione con il

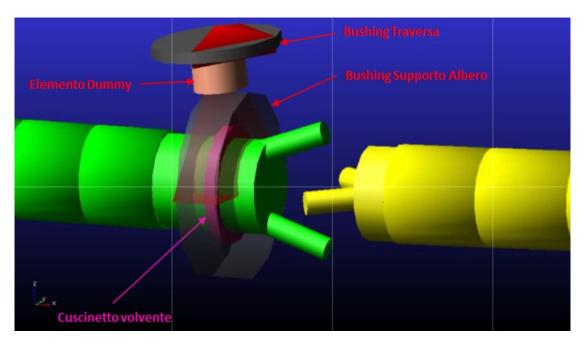


Figura 4.1: Schematizzazione implementazione cedevolezza traverse

solito Bushing supporto albero simulante la parte in gomma del center bearing e l'elemento rosa simulante il cuscinetto volvente all'interno del center bearing stesso. La novità è la presenza di un elemento Dummy simulante la massa della traversa interposto tra il bushing Supporto Albero e il Bushing Traversa. Il Bushing Traversa è stato introdotto con lo scopo di simulare la cedevolezza della traversa nelle 3 direzioni, interporre tra i 2 bushing l'elemento Dummy è stato indispensabile in quanto AdamsCar non permette di vincolare un Bushing ad un'altro. In questa maniera si è introdotta una cedevolezza localizzata senza dover completamente modificare il modello aggiungendo elementi come Non Linear Beam o altro. All'elemento Dummy è stata attribuita la massa della traversa rilevata dal Catia, eventualmente sarebbe stato possibile inserire tra le proprietà di questo elemento anche i momenti di inerzia nello spazio delle traverse, anch'essi rilevabili con il Catia, una campagna di indagine però ha rilevato che variando i valori dei momenti di inerzia inseriti nel Dummy anche di 3 ordini di grandezza non provocava variazioni percettibili nei risultati, ciò è dovuto al fatto che l'elemento Dummy ha limitatissima mobilità, considerando che gli spostamenti massimi rilevati sono dell'ordine di qualche millimentro.

A scopo illustrativo in figura 4.1 è presentata una schematizzazione del sistema per poterlo presentare agevolmente, in realtà nel modello utilizzato durante le analisi l'elemento Dummy non è neanche visibile (in AdamsCar la creazione di una parte non è legata alla creazione della geometria rappresentante la parte stessa, è dunque possibile avere l'elemento Dummy non visibile ma poterli comunque attribuire tutte le proprietà necessarie) e il bushing simulante la cedevolezza della traversa è posizionato più in basso, al limite quasi a contatto con il Bushing Supporto Albero. Nelle prime fasi di modifica del modello si era notato che tenere distante il bushing Traversa dal bushing Supporto albero generava un comportamento anomalo del modello, in quanto le forze in direzione Y scaricate sul supporto albero generavano un momento torcente che tendeva a far ruotare tutta la driveline attorno ad un asse parallelo a quello degli alberi ma con centro sul Bushing traversa. Per evitare questo problema il bushing Traversa è stato molto avvicinato al supporto albero e sono state attribuite rigidezze rotazionali nelle 3 direzioni molto elevate nell'ordine di $10^8 Nmm/rad$.

In definitiva il confronto tra i modelli è disponibile in figura 4.2

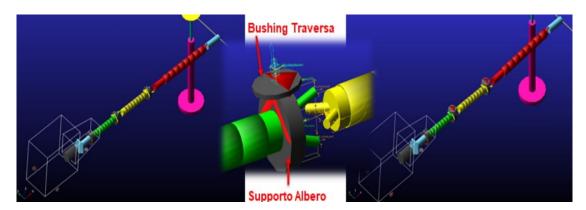


Figura 4.2: Modello AdamsCar Modificato

4.1.1 Abbattimento risonanza del gruppo motopropulsore e Analisi modale

Durante le prime simulazioni sul modello modificato si sono presentati dei comportamenti anomali nei modelli che hanno configurazione con RJ all'uscita cambio. In sesta marcia, le ampiezze delle grandezze esaminate non si mantenevano costanti nonostante il transitorio di accelerazione fosse terminato. Analizzando le animazioni delle simulazioni si sono notati evidentissimi movimenti del gruppo motore-cambio, in particolare un moto combinato di beccheggio e imbardata che andava ad inficiare i valori di spostamento e forze rilevati sul primo supporto. Questo comportamento anomalo non si è presentato nel caso di cardano di collegamento tra cambio e primo

tronco, in figura 4.3 è rappresentato in rosso l'andamento Anomalo della forza verticale sul primo supporto, il medesimo andamento è seguito anche dallo spostamento verticale ma con scala diversa, figura 4.4 in rosso. La rampa di accelerazione con la quale si movimenta la linea di trasmissione si conclude dopo 4 secondi, dall'istante t=4s fino alla fine della simulazione sia la coppia che la velocità angolare sono costanti ma si nota come le ampiezze di oscillazione dell'andamento in rosso siano crescenti anche a transitorio terminato e come poi tendano a stabilizzarsi con valori molto alti.

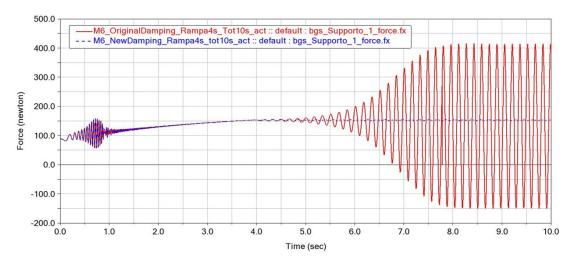


Figura 4.3: Forza Verticale sul primo supporto - Rosso: Smorzamento originale / Blu: Smorzamento nuovo

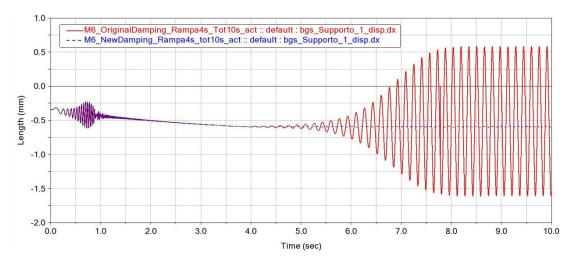


Figura 4.4: Spostamento Verticale sul primo supporto - Rosso: Smorzamento originale / Blu: Smorzamento nuovo

Effettuando un'analisi modale si è notato che le frequenze proprie del gruppo motopropulsore sono comprese nell'intervallo $4Hz \div 8Hz$. Di seguito sono riportati i modi e successivamente le figure che li ritraggono

- Modo 1: f = 3.19HZ Moto Rigido lungo X, Assialmente agli alberi
- Modo 2: f = 4.14Hz Imbardata e rollio
- Modo 3: f = 5.07Hz Imbardata, scodinzolamento
- Modo 4: f = 5.64Hz Beccheggio
- Modo 5: f = 6.27Hz Rollio
- Modo 6: f = 8.02Hz Beccheggio

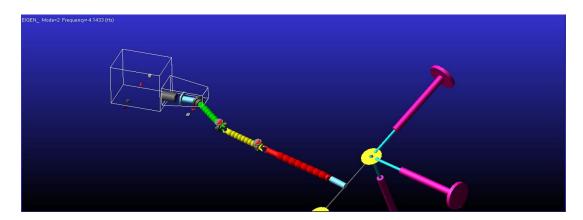


Figura 4.5: Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 2

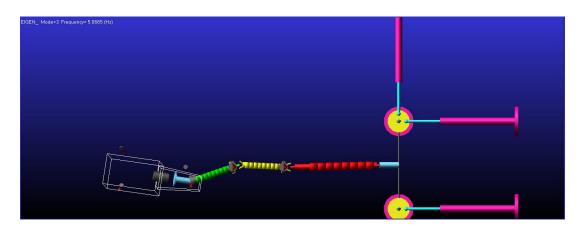


Figura 4.6: Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 3

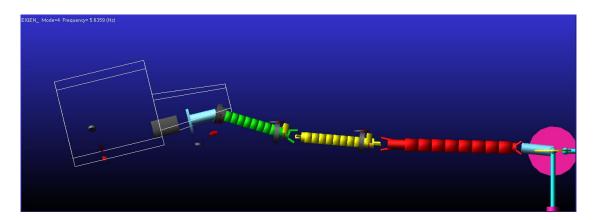


Figura 4.7: Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo $4\,$

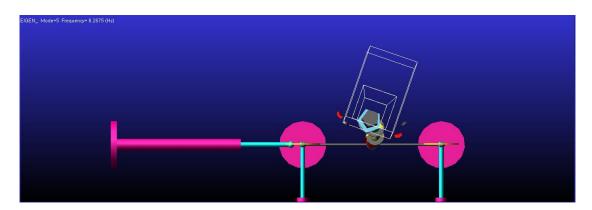


Figura 4.8: Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 5

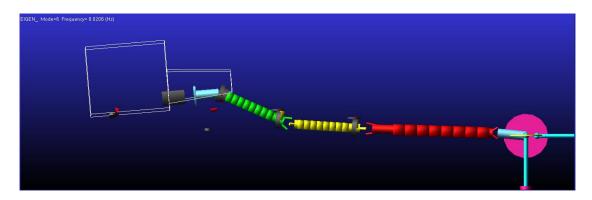


Figura 4.9: Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo $6\,$

Considerando i risultati dell'analisi modale risulta evidente che per ridurre l'ampiezza di queste oscillazioni del gruppo motopropulsore bisogna intervenire sui bushings che lo sostengono, seguendo questa modalità si sono aumentati gli smorzamenti del "Bushing cambio" di figura 2.4. In figura 4.10 sono esposti i valori di smorzamento prima e dopo le modifiche.

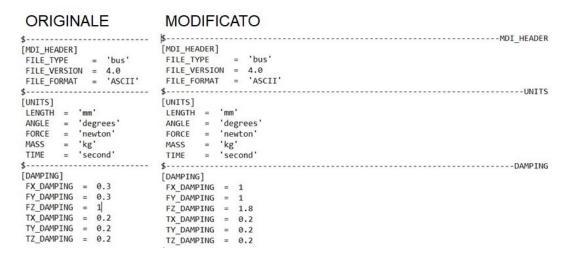


Figura 4.10: Smorzamenti bushing tassello cambio

Attuando questa modifica si sono ottenuti ottimi miglioramenti, rappresentati dagli andamenti in blu delle figure 4.3 per la forza, e 4.4 per lo spostamento.

Con queste modifiche agli smorzamenti si è solamente ridotta l'ampiezza del disturbo senza però rimuoverlo completamente, quest'ultimo si presenterà in maniera più o meno marcata a seconda della manovra analizzata. Avendo modificato gli smorzamenti del Bushing Cambio si sono di molto ridotte le ampiezze delle oscillazioni, quindi nelle manovre in cui si hanno ampiezze di oscillazione importanti a causa di elevate coppie transitanti, manovre in prima e terza marcia, il disturbo causato dal modo proprio non è nemmeno percepibile perchè risulta essere di entità trascurabile rispetto a quello presente a causa di tutti i fenomeni legati alla non omocineticità dei giunti cardanici.

In figura 4.11 sono rappresentati gli andamenti della forza verticale sul primo supporto albero al variare delle marcia analizzata (Forza verticale sull'elemento rosa di figura 4.1 rappresentante il cuscinetto volvente del center bearing). Nel prossimo capitolo verrà esposta in maniera dettagliata la modalità di analisi e la chiave di lettura per interpretare i risultati, in questa fase è sufficiente sapere che l'analisi è stata lanciata con una rampa di velocità angolare crescente fino a raggiungere la velocità di regime dopo 4 secondi e poi si mantengono le condizioni di regime per un ulteriore secondo, fino all'istante t = 5s, se nelle manovre in prima e terza marcia, M1 e M3, non si percepisce il disturbo, si nota invece chiaramente

nella manovre in sesta marcia M6, di cui è stato estratto un dettaglio in basso. Nel dettaglio in figura 4.11 si nota benissimo l'oscillazione a bassa frequenza dovuta al modo proprio del motopropulsore, l'oscillazione ad alta frequenza denominata "Ampiezza 2° Armonica" è quella dovuto alla non omocineticità della driveline e come si vede ha frequenza molto più elevata, pari al doppio della frequenza di rotazione della linea di trasmissione (Capitolo 1).

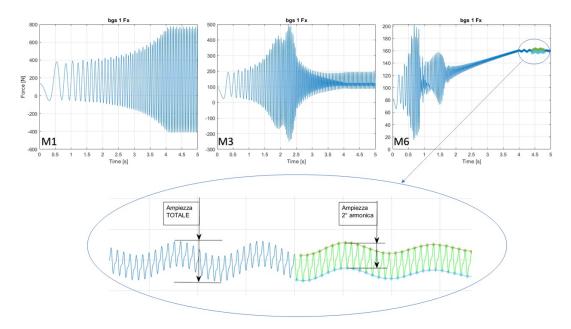


Figura 4.11: Effetto disturbo del modo proprio motopropulsore in funzione della marcia analizzata

Dalla figura 4.11 si può già notare come le ampiezze di oscillazione della forza sul supporto abbiano valori molto diversi a seconda della marcia analizzata, nello specifico questa variabilità è fortemente condizionata dalle coppia trasmessa e dalla presenza o meno di risonanze eccitabili a determinate velocità angolari della trasmissione. Si nota chiaramente la presenza di risonanze nelle manovre M3 e M6 essendo presenti 2 zone ben distinte in cui le ampiezze della forza hanno valori elevati, anche in questo caso analizzando i risultati delle analisi modali si possono identificare gli elementi che causano queste risonanze e risulteranno essere i 2 supporti albero e nello specifico i modi 7, 8, 9 e 10. Nell'elenco e nelle figure successive sono riportati i modi propri verticali e trasversali dei supporti e per completezza anche quelli del giunto in gomma RJ, non si riportano gli altri modi come quelli flessionali e torsionali degli alberi in quanto sono poco importanti ai fini dell'analisi dei risultati o perchè hanno frequenza propria troppo elevata e non verrebbero raggiunti.

- Modo 7: f = 23.91 Hz 2° Supporto Modo trasversale (Y)
- Modo 8: f=24.14 Hz2° Supporto Modo verticale (Z)
- Modo 9: f=26.42Hz1° Supporto Modo trasversale (Y)
- Modo 10: f=26.66Hz 1° Supporto Modo verticale (Z)
- Modo 13: f = 114.77Hz RJ Modo verticale (Z)
- Modo 14: f = 115Hz RJ Modo Trasversale (Y)

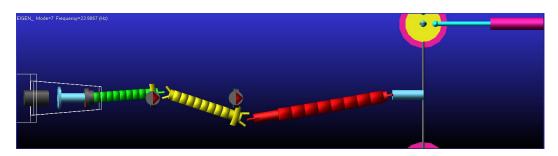


Figura 4.12: Analisi modale - 2° Supporto albero - Modo 7

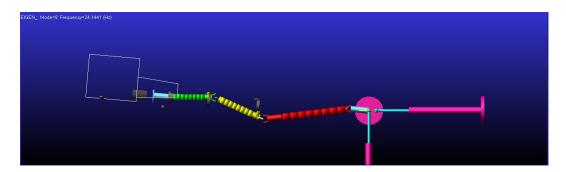


Figura 4.13: Analisi modale - 2° Supporto albero - Modo 8

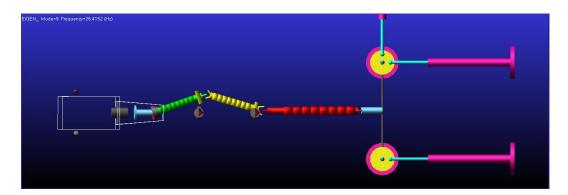


Figura 4.14: Analisi modale - 1° Supporto albero - Modo 9

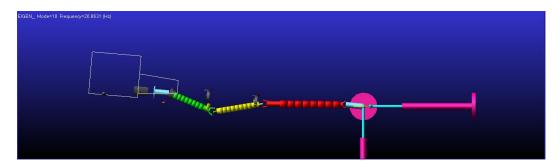


Figura 4.15: Analisi modale - 1° Supporto albero - Modo 10

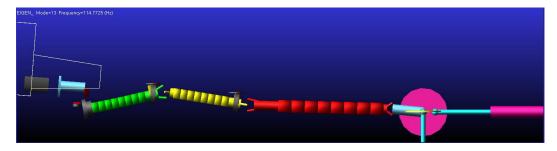


Figura 4.16: Analisi modale - RJ - Modo 13

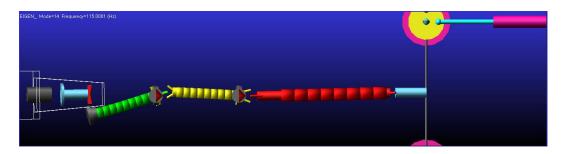


Figura 4.17: Analisi modale - RJ - Modo 14

Si specifica che aggiungendo gli elementi per la simulazione delle traverse si introducono 12 modi nuovi, relativi ai 6 gradi di libertà possibili per ognuno dei 2 Dummy simulanti le traverse. A seconda delle rigidezze attribuite al "Bushing traversa" i risultati dell'analisi modale evidenziano valori leggermente diversi per le frequenze proprie fino a cambi di ordine nel caso di modi con frequenze proprie ravvicinate. Le immagini proposte finora ritraggono i risultati dell'analisi modale per il modello aventi rigidezze dei "Bushing traverse" di 1e6 N/mm. Nelle prossimo elenco sono invece proposte le frequenze proprie ottenute con analisi modale sul modello avente rigidezze calcolate tramite FEM per il veicolo ID3 (Tabella 5.1 - Capitolo 5)

- Modo 1: f = 3.19HZ Moto Rigido lungo X, Assialmente agli alberi
- Modo 2: f = 4.09Hz Imbardata e rollio
- Modo 3: f = 5.00Hz Imbardata, scodinzolamento
- Modo 4: f = 5.63Hz Beccheggio
- Modo 5: f = 6.26Hz Rollio
- Modo 6: f = 7.97Hz Beccheggio
- Modo 7: f = 22.03Hz 2° Supporto Modo verticale (Z)
- Modo 8: f = 22.98Hz 2° Supporto Modo trasversale (Y)
- Modo 9: f = 26.33 Hz 1° Supporto Modo verticale (Z)
- Modo 10: f = 26.86Hz 1° Supporto Modo trasversale (Y)
- Modo 11: 31.28Hz Modo assiale alberi
- Modo 12: 31.28Hz Modo torsionale alberi
- Modo 13: f=98.10Hz Dummy 2° Traversa Direzione verticale (Z) Rigidezza verticale Kz=2085N/mm
- Modo 14: f = 111.45Hz RJ Modo Verticale (Z)
- Modo 15: f = 11.666Hz RJ Modo Trasversale (Y)
- Modo 16: f = 120.47Hz Torsione secondo supporto
- Modo 17: f = 120.47Hz Torsione primo supporto
- Modo 18: f=129.83Hz Dummy 2° Traversa Direzione longitudinale (X) Rigidezza longitudinale Kx=4079N/mm

- Modo 19: f=137.25Hz Dummy 1° Traversa Direzione verticale (Z) Rigidezza verticale Kz=4021N/mm
- Modo 20: f=163.35Hz Dummy 1° Traversa Direzione longitudinale (X) Rigidezza longitudinale Kx=6025N/mm
- Modo 21: f = 204.82Hz flessione in direzione Z terzo albero
- Modo 22: f = 214.78Hz flessione in direzione Y terzo albero
- Modo 23: f=304,36HzDummy 2° Traversa Direzione trasversale (Y) Rigidezza trasversale Ky=224147N/mm
- Modo 24: f=350,49Hz Dummy 1° Traversa Direzione trasversale (Y) Rigidezza trasversale Ky=27701N/mm

Dall'elenco appare dunque chiaro che a seconda delle rigidezze flessionali delle traverse ci possono essere diversi ordinamenti dei modi alle corrispondenti frequenze proprie. Per questa simulazione si sono usate le rigidezze della traversa G in corrispondenza del secondo supporto, questa traversa ha il minor valore di rigidezza tra tutte le traverse analizzate, rigidezza verticale Kz=2085N/mmil corrispondente modo proprio si posiziona a circa 98Hz, quindi all'interno del range di frequenze eccitabili durante il funzionamento con marce lunghe. Tramite queste considerazioni possiamo affermare che potremmo incontreremo risonanze dovute ai modi propri delle traverse durante le simulazioni, infatti in sesta marcia con rapporto al cambio=0.791 e con regime di rotazione massimo del motore= 4000 rpm gli alberi della trasmissione raggiungono velocità di 4000/0.791=5060 rpm che corrisponde ad una frequenza di 5060/60=84 Hz. Ricordando che la non omocineticità dei cardani crea eccitanti con frequenza doppia rispetto a quella di rotazione dell'albero, la massima frequenza eccitabile risulta essere 84x2=168Hz circa. Quindi per questo veicolo potremmo arrivare ad eccitare fino il ventesimo modo.

Dall'elenco si può anche notare come siano leggermente variati i valori di frequenza per i modi 7,8,9 e 10 corrispondenti alle risonanze dei 2 supporti albero. Si ricorda infine che questa considerazione è valida solamente all'interno di questo tipo di modello, che semplifica parecchio il reale comportamento delle traverse, per avere maggiori dettagli circa le frequenze proprie di queste ultime converrebbe fare un analisi modale sul Fem completo della traversa.

Di seguito si riportano le figure ritraenti i modi propri dei 2 Dummies.

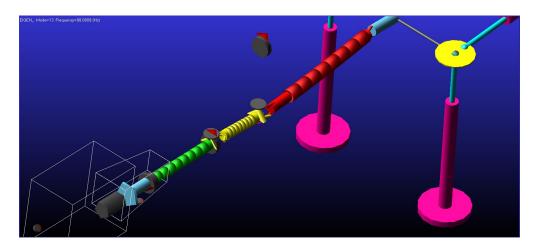


Figura 4.18: Analisi modale - Dummy 2 - Modo 13

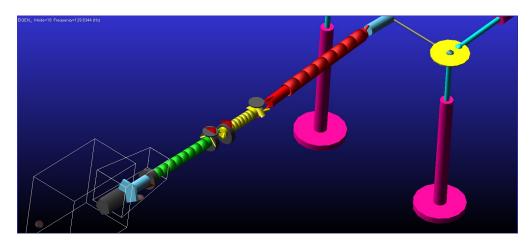


Figura 4.19: Analisi modale - Dummy 2 - Modo 18

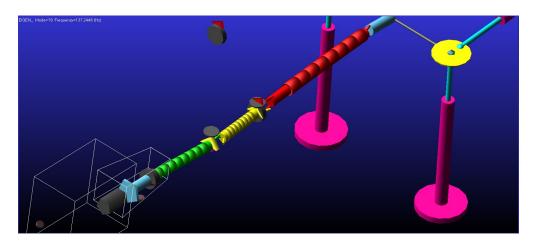


Figura 4.20: Analisi modale - Dummy 1 - Modo 19

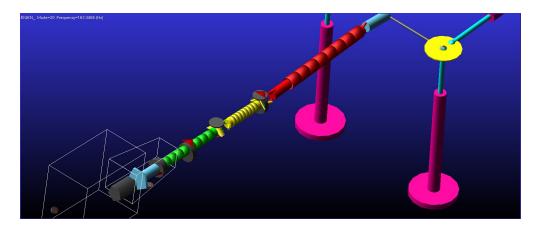


Figura 4.21: Analisi modale - Dummy 1 - Modo 20

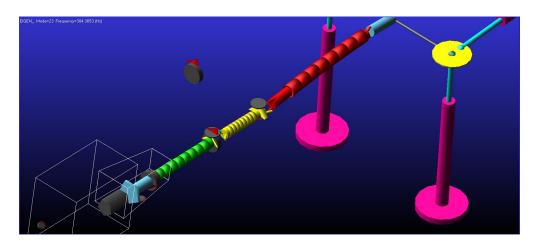


Figura 4.22: Analisi modale - Dummy 2 - Modo 23

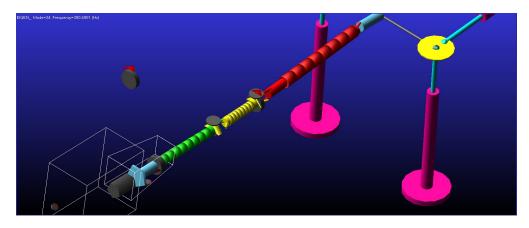


Figura 4.23: Analisi modale - Dummy 1 - Modo 24

4.2 Pre-Validazione nuovo modello mediante modello di base

Dopo aver modificato il modello di base inserendo elementi che possano contemplare la cedevolezza delle traverse telaio, si è resa necessaria una verifica per accertarsi che il nuovo modello sia correttamente impostato e funzionante. In questa fase non erano ancora disponibili i dati sperimentali, dunque si è seguita una via alternativa per la validazione. Siccome il modello di partenza fu impostato e successivamente validato mediante dati sperimentali rilevati su prove in pista si è pensato di fare un confronto tra i 2 modelli impostando rigidezze elevatissime dei bushing simulanti le traverse, in modo da poter assumere il telaio infinitamente rigido come nel caso del modello di partenza, questo confronto è stato fatto per tutti i veicoli analizzati, i risultati esposti nel seguito sono per il veicolo 35S, veicolo per il quale si sono poi ottenuti i risultati sperimentali che serviranno per la validazione vera e propria esposta nel capitolo 6. Le comparazioni sono state effettuate sia in maniera grafica, confrontando gli andamenti delle principali grandezze di riferimento sia in maniera numerica confrontando i risultati in termini di ampiezze picco-picco a regime. Di seguito si riportano le figure che ritraggano sovrapposti gli andamenti delle medesime grandezze nei 2 modelli confrontati, considerando che il modello è in grado di restituire una numerosissima quantità di risultati si è deciso di esporre solamente alcune tra le grandezze disponibili, in particolare le accelerazioni angolari degli alberi, le forze verticali sul primo e secondo supporto e gli spostamenti verticali sul primo e secondo supporto, le grandezze esposte sono derivanti dalle analisi svolte per le manovre in prima terza e sesta marcia, rappresentate in figura 4.24, le velocità angolari degli alberi seguono una rampa di accelerazione fino al quarto secondo di simulazione mentre la coppia rimane costante al valore indicato nell'immagine per tutta la durata della simulazione.

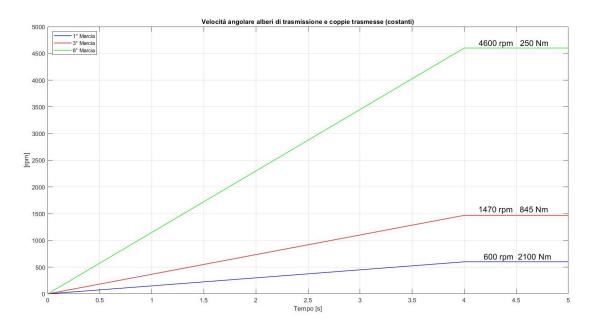


Figura 4.24: Profilo di velocità angolare per le manovre in prima, terza e sesta marcia

Nelle figure successive si sono riportati gli andamenti delle accelerazioni angolari di tutti gli alberi della linea di trasmissione per la sola manovra in prima marcia, mentre nelle figure con gli istogrammi sono riportati i confronti percentuali tra le Ampiezze picco-picco a regime della grandezza analizzata per tutte e 6 le manovre simulate.

Osservando i dati riportati si può notare l'ottima corrispondenza tra i 2 modelli, infatti gli scostamenti tra i valori risultano essere molto contenuti, i pochi casi in cui sono state evidenziate variazioni del 10% sono in realtà riferiti a grandezze con valori assoluti quasi trascurabili, infatti per quei valori comincia ad entrare in gioco anche l'algoritmo di calcolo dell'ampiezza picco-picco che va a mediare tutti i valori dei massimi e dei minimi per poi calcolare l'ampiezza come differenza. In ogni caso i valori inferiori a $400 \ rad/s^2$ risulteranno essere poco influenti dal punto di vista dei risultati come verrà esposto nel capitolo successivo.

Nelle immagini riportate in figura 4.33 e successive si riportano i confronti per spostamenti verticali e forze verticali sui supporti, per brevità non si riportano gli andamenti per tutte le grandezze in tutte le manovre, anche per gli istogrammi si riportano solo i confronti per le forze verticali senza presentare quelli per gli spostamenti, in quanto le variazioni percentuali sono pressochè le medesime. Si specifica inoltre che i confronti di ampiezza picco-picco effettuati in condizioni stazionarie sono stati effettuati anche nel passaggio dalla risonanza durante il transitorio di accelerazione, ottenendo scostamenti percentuali dello stesso ordine.

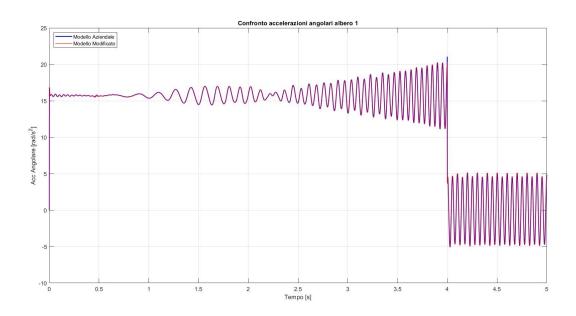


Figura 4.25: Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 1

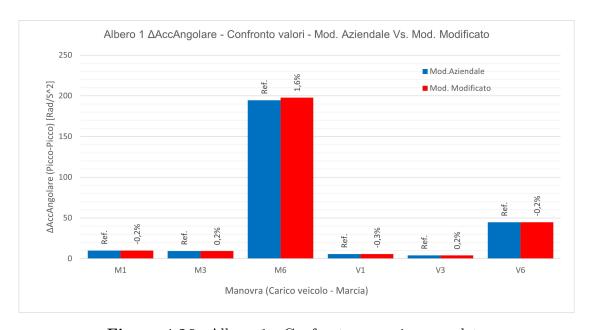


Figura 4.26: Albero 1 - Confronto numerico completo

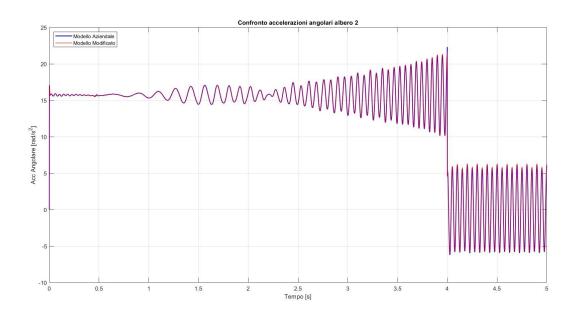


Figura 4.27: Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 2

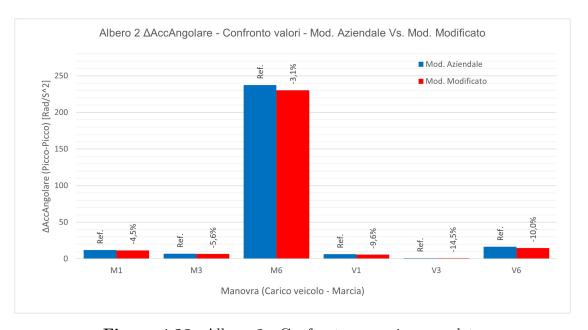


Figura 4.28: Albero 2 - Confronto numerico completo

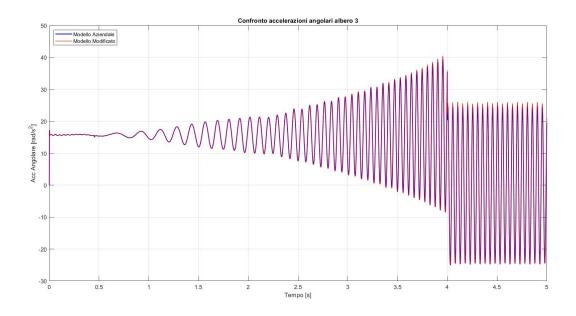


Figura 4.29: Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 3

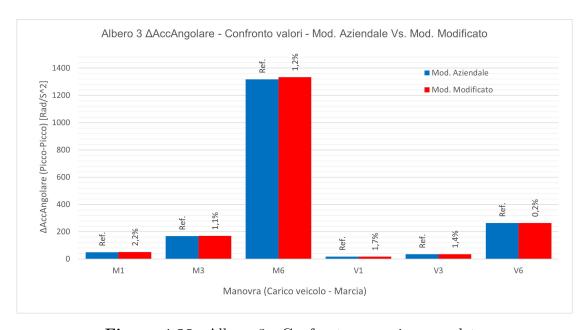


Figura 4.30: Albero 3 - Confronto numerico completo

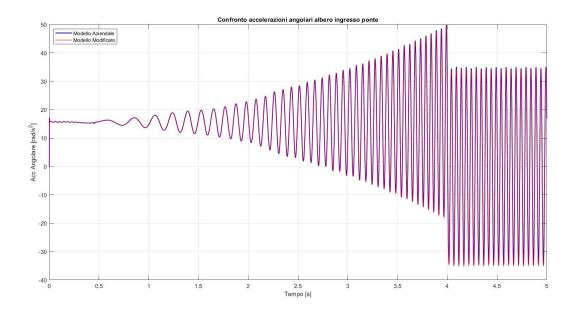


Figura 4.31: Manovra M1 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte

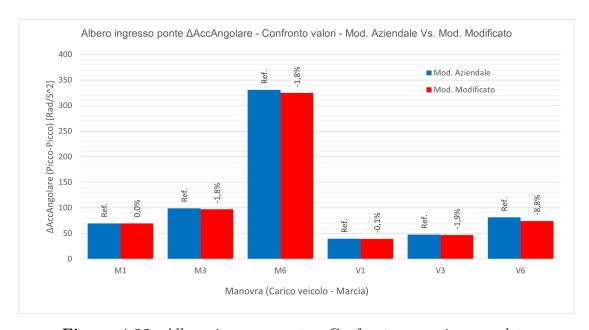


Figura 4.32: Albero ingresso ponte - Confronto numerico completo

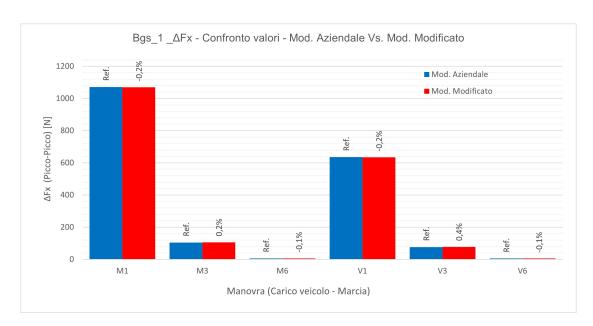


Figura 4.33: BGS 1 Fx - Confronto numerico completo

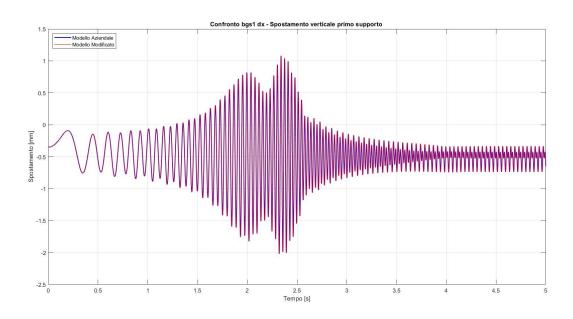


Figura 4.34: Manovra M3 - BGS 1 Dx - Spostamento verticale primo supporto albero

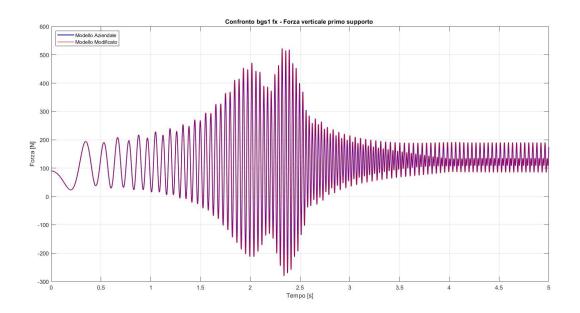


Figura 4.35: Manovra M3 - BGS 1 Fx - Forza verticale primo supporto albero

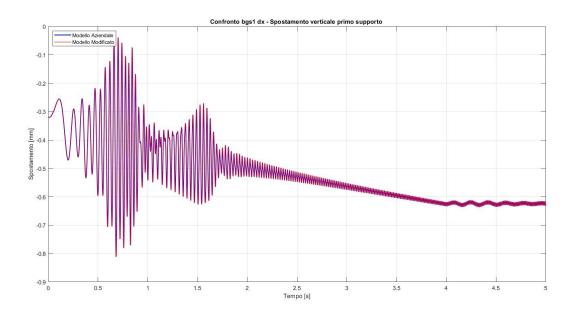


Figura 4.36: Manovra M6 - BGS 1 Dx - Spostamento verticale primo supporto albero

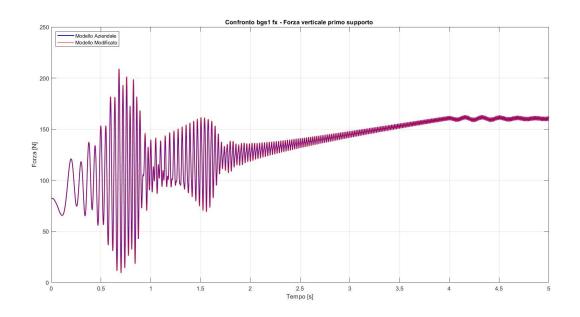


Figura 4.37: Manovra M3 - BGS 1 Fx - Forza verticale primo supporto albero

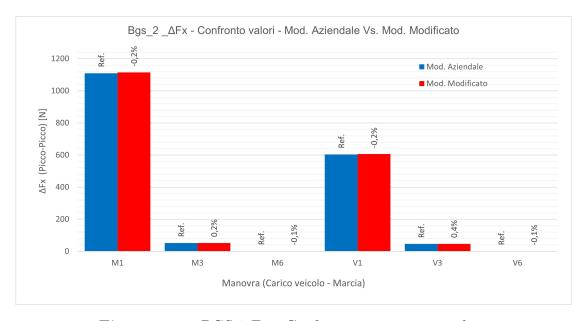


Figura 4.38: BGS 2 Fx - Confronto numerico completo

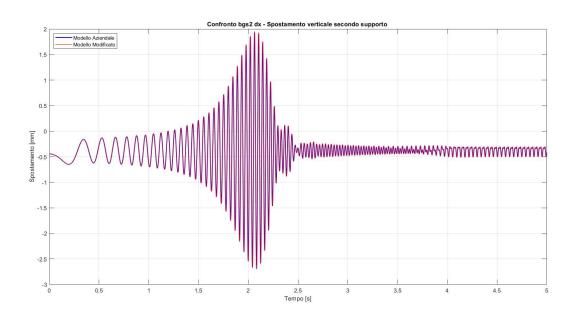


Figura 4.39: Manovra M3 - BGS 2 Dx - Spostamento verticale secondo supporto albero

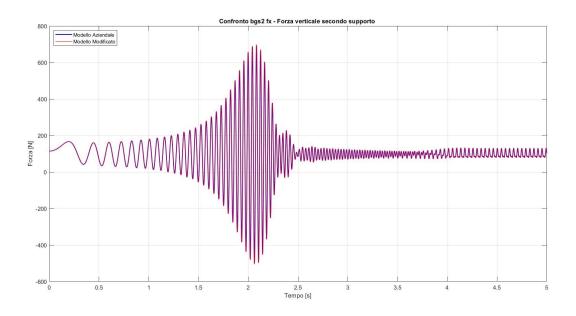


Figura 4.40: Manovra M3 - BGS 2 Fx - Forza verticale secondo supporto albero

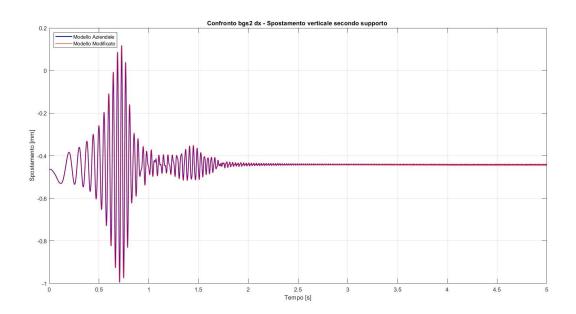


Figura 4.41: Manovra M6 - BGS 2 Dx - Spostamento verticale secondo supporto albero

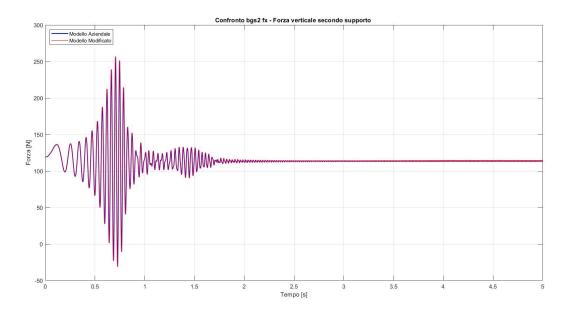


Figura 4.42: Manovra M6 - BGS 2 Fx - Forza verticale secondo supporto albero

Da queste figure e dai relativi confronti numerici riportati negli istogrammi si può notare che il nuovo modello è utilizzabile per svolgere le analisi di interesse in quanto ha un comportamento che rispecchia quasi perfettamente il modello semplificato di partenza, d'altronde sono stata apportate minime modifiche introducendo solo 4 elementi in più senza andare a modificare in maniera importante la topologia del sistema.

Si è deciso di riportare solo le accelerazioni angolari degli alberi e le forze sui supporti in quanto sono queste le grandezze che vengono utilizzate per calcolare l'indice di prestazione della linea di trasmissione PVI, mediante il quale si va a discriminare tra le varie configurazioni possibili della linea di trasmissione quella che assicura la migliore prestazione dal punto di vista vibrazionale.

Capitolo 5

Analisi MTB su modello con traverse cedevoli

Tutte le attività svolte finora ed esposte nei capitoli precedenti hanno come fine ultimo valutare l'influenza della cedevolezza del telaio, nello specifico delle traverse, sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione, in questo capitolo verrà esposta la procedura di simulazione e la conseguente modalità di analisi dei dati risultati, indicando quali sono le grandezze più importanti da tenere in considerazione e definendo i PVI, negli ultimi paragrafi verranno esposti i risultati per i veicoli analizzati e le relative conclusioni.

5.1 Procedura di simulazione e gestione dei dati

La procedura di simulazione e la gestione dei risultati ottenuti sfrutta la sinergia tra 3 diversi software, i quali vengono fatti comunicare tra loro mediante documenti di testo .txt, questi ultimi sono comodamente leggibili sia dal software multibody AdamsCar che dal software per analizzare i dati Matlab. In figura 5.1 è schematizzata la procedura completa. Avendo a disposizione i dati di input, contenenti le specifiche di velocità angolare, coppie, angoli dei tronchi e rigidezze flessionali delle traverse è possibile impostare manualmente il modello per la simulazione, si rende necessario inoltre un file di testo contenente le stringhe da far leggere ad AdamsCar per esportare i risultati. A simulazione completata si esportano i dati in formato .txt, siccome le grandezze considerate sono molteplici risulta insufficiente utilizzare un solo documento di testo contenente tutte le informazioni, per questa ragione se ne creano 8, ognuno dei quali contiene 5 grandezze. Questi 8 documenti vengono dati in pasto al software Matlab il quale provvederà a processarli mediante appositi script, siccome sono state analizzate 38 grandezze per ogni simulazione i codici implementati hanno raggiunto dimensioni dell'ordine delle $3000 \div 3500$

righe. I risultati ottenuti dall'elaborazione mediante Matlab vengono ancora una volta esportati sotto forma di .txt per poi essere finalmente inseriti all'interno di un foglio Excel all'interno del quale verranno fatte la apposite considerazioni.

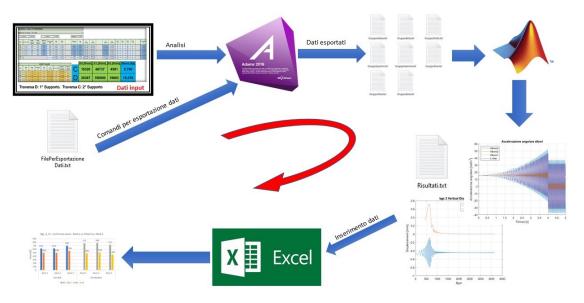


Figura 5.1: Procedura di calcolo e valutazione

Per quanto riguarda i dati di input, conoscendo il modello del veicolo ed il passo è possibile sapere quali traverse sono state montate e di conseguenza le rigidezze flessionali da inserire nel modello, i valori di angoli e lunghezze dei tronchi sono funzione della manovra che si vuole simulare e vengono resi noti medianti fogli Excel.

Nelle figure successive sono presentati a titolo di esempio i dati di input necessari a effettuare le simulazioni multibody:

• In figura 5.2 sono contenuti tutti i dati relativi all'assetto della linea di trasmissione, tramite i quali è possibile impostare il modello MTB per le simulazioni. Come accennato in precedenza si nota che al variare della manovra oltre a cambiare i valori di coppia e velocità angolare cambiano i valori degli angoli Gamma e Tau, inoltre cambia la lunghezza del terzo albero in quanto è presente un tratto telescopico. In alto è presente la designazione della sospensione, in questo caso una balestra, tramite un apposito modello MTB per la sospensione posteriore è possibile valutare l'angolo Tau in funzione della coppia transitante, della rigidezza della balestra e del carico sul ponte posteriore "Rear Load", questa procedura è effettuata esternamente prima dell'analisi MTB vera e propria. Oltre ad essere presenti alcune quote geometriche relative al posizionamento del giunto di collegamento tra cambio e primo tronco X - Joint A e Z - Joint A, sono presenti i rapporti al cambio "Gear Ratio" e il rapporto al

ponte posteriore: $RAR\ STD$. Nella sesta colonna è presente il carico sull'asse posteriore, è da notare l'importante differenza tra le manovre "M" a pieno carico e le manovre "V" a vuoto. In fine all'estrema destra della tabella sono presenti gli angoli "Phi" rappresentanti le fasature tra le forcelle nel caso di giunti cardanici, se invece è presente il giunto in gomma è inserita la sigla "RJ"

Parabol	arabolica - 2 lame - PN 500335461																	
Relative to	lelative to: S1 = 0mm / S2 = 0mm																	
X - J	X - Joint A 675,000 Z - Joint A					73,900			RAR STD	3,308								
Run	Gear ratio	Shaft torque [Nm]	Shaft speed [rpm]	Wheel Torque [Nm]	Rear load [kg]	Alfa [°]	Beta [°]		Gamma [°]	Tau [°]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	Lp [mm]	Phi1	Phi2 [°]	Phi3	Phi4 [°]
M1	5,375	2100	600	6947	2879	5,000	6,190		1,111	8,090	656,300	685,670	1193,173	254,870	RJ	0	90	0
M3	2,041	845	1470	2795	2795	5,000	6,190		1,565	6,406	656,300	685,670	1192,449	254,870	RJ	0	90	0
M6	0,791	250	4600	827	2633	5,000	6,190		1,772	5,627	656,300	685,670	1192,210	254,870	RJ	0	90	0
V1	5,375	2100	600	6947	1067	5,000	6,190		5,281	8,706	656,300	685,670	1179,565	254,870	RJ	0	90	0
V3	2,041	845	1470	2795	1039	5,000	6,190		5,829	6,926	656,300	685,670	1179,580	254,870	RJ	0	90	0
V6	0,791	250	4600	827	928	5,000	6,190		6,091	6,090	656,300	685,670	1179,719	254,870	RJ	0	90	0
MS					-	5,000	6,190		1,860	5,300	656,300	685,670	1192,130	254,870	RJ	0	90	0
VS					-	5,000	6,190		6,200	5,740	656,300	685,670	1179,800	254,870	RJ	0	90	0

Figura 5.2: Dati input - Configurazione completa driveline

• In figura 5.3 sono riportate le rigidezze flessionali delle traverse che sostengono i supporti albero, questi valori vanno inseriti nelle proprietà dei bushing simulanti la rigidezza delle traverse, mentre la massa della traversa va inserita tra le proprietà dell'elemento "Dummy" (figura 4.1)

	KX [N/mm]	KY [N/mm]	KZ [N/mm]	Massa [Kg]	
G	4079	22417	2085	5,189	
Н	6848	9000	2271	5,744	

Figura 5.3: Dati input - rigidezze flessionali traverse supporti albero

• Dopo aver impostato il modello con i dati presenti nelle 2 figure precedenti si può procedere a lanciare le 6 simulazioni MultiBody, passando da una manovra all'altra si modificano manualmente i soli valori presenti in Figura 5.4, in quanto gli altri rimangono costanti, è da notare che la simulazione ha in input la coppia e la velocità angolare del motore e non quella degli alberi di trasmissione. Come accennato in precedenza le simulazioni vengono eseguite facendo seguire alla velocità angolare del motore una rampa di 4 secondi con coppia costante, dopodiché si mantiene il sistema a regime per un ulteriore secondo. Le rampe seguite sono quelle riportate in figura 4.24.

SCRIPT VALUES											
Run	Gamma [°]	Tau [°]	L3 [mm]	Gear ratio	Engine torque [Nmm]	Engine speed [rpm]					
M1	1,111	8,090	1193,173	5,375	390698	3225					
M3	1,565	6,406	1192,449	2,041	414013	3000					
M6	1,772	5,627	1192,210	0,791	316056	3639					
V1	5,281	8,706	1179,565	5,375	390698	3225					
V3	5,829	6,926	1179,580	2,041	414013	3000					
V6	6,091	6,090	1179,719	0,791	316056	3639					

Figura 5.4: Dati input - Script values

Considerando che lo scopo dell'attività è quello di capire se la cedevolezza del telaio possa influire sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione per ogni veicolo analizzato sono state eseguite 18 simulazioni con 3 modelli diversi:

- 1. Modello 1: Modello MTB Di base con telaio infinitamente rigido (non modellizzato)
- 2. Modello 2: Modello MTB modificato introducendo traverse molto rigide K=1e6N/mm
- 3. Modello 3: Modello MTB con traverse aventi cedevolezza calcolata tramite analisi FEM

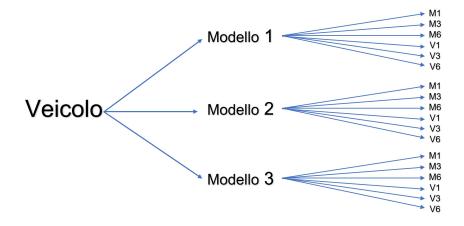


Figura 5.5: Schema simulazioni effettuate

Il confronto con tra Mod.1 e Mod.2 serve a verificare che non ci siano comportamenti anomali e a prevalidare il modello, come esposto nel capitolo 4, mentre il confronto tra Mod.1 o Mod.2 e Mod.3 serve a valutare la presenza di eventuali variazioni dovute alla cedevolezza delle traverse.

5.2 Modalità di analisi dati

Siccome il fenomeno in analisi è di natura vibratoria bisogna definire le grandezze che lo caratterizzano e le modalità tramite le quali vengono ricavati i risultati numerici. Le oscillazioni sono comunemente definite tramite valore medio, ampiezza e frequenza, quest'ultima grandezza risulterà essere poco influente nelle valutazioni effettuate in quanto il suo valore è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione degli alberi ed inoltre ha valore costante durante la fase di mantenimento nelle condizioni di regime. Il valore medio similmente risulterà essere poco rilevante in quanto non è la componente media o statica dell'eccitante a generare rumore e trepidazioni. La grandezza più importante risulta quindi essere l'ampiezza dell'oscillazione e a lei che si attribuiscono le rumorosità e le vibrazioni percepite dai conducenti prima e poi rilevate sperimentalmente. Lo script Matlab elaborato durante le attività è in grado di valutare per ognuna delle grandezze rilevate queste 3 caratteristiche del segnale, ma per le considerazioni appena esposte le principali valutazioni verteranno sulle sole ampiezze del segnale. Siccome il fenomeno vibratorio in questione è modulato da più armoniche che si sommano si ritroveranno diverse ampiezze sul medesimo segnale, nel seguito sono esposte una serie di figure con lo scopo di indicare la "Chiave di lettura" per i successivi risultati numerici esposti. Si ricorda che nelle manovre in prima marcia le frequenze di rotazione raggiunte dagli alberi non sono abbastanza alte da raggiungere i circa 24Hz di frequenza di risonanza dei supporti, dunque non si assiste a repentini aumenti e successive rapide diminuzioni delle grandezze in quanto non si raggiunge la frequenza di risonanza.

A titolo di esempio si riporta l'andamento dell'accelerazione verticale dell'elemento "Dummy" relativo al primo supporto albero per una manovra M6, figura 5.6. Si possono distinguere 2 ampiezze prevalenti, quella della risonanza durante il transitorio (a sinistra) e quella a regime (a destra). Per quanto riguarda l'ampiezza della risonanza il codice Matlab è stato formulato in modo tale da calcolare tutte le ampiezze tra un massimo ed il successivo minimo e di restituire come risultato l'ampiezza massima riscontrata, inoltre è possibile stabilire gli intervalli temporali per effettuare le valutazioni in maniera modulare cambiando 2 parametri del codice. In figura 5.7 è possibile vedere in arancione l'andamento dell'ampiezza del segnale, inoltre è possibile valutare il valore di ampiezza massima picco-picco durante la risonanza e la velocità di rotazione del motore al quale avviene.

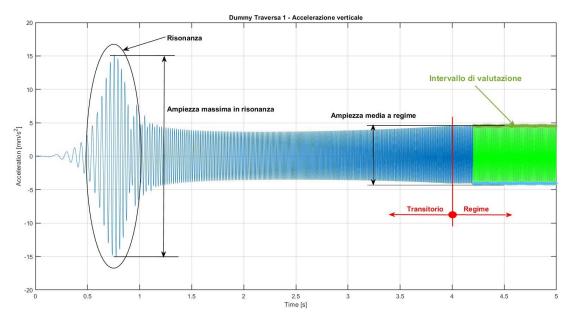


Figura 5.6: Chiave di lettura per la valutazione delle ampiezze

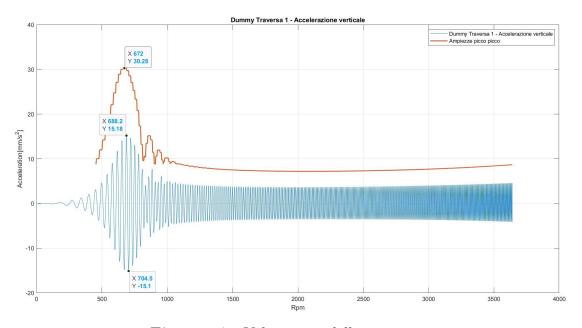


Figura 5.7: Valutazione delle risonanze

Per quanto riguarda il calcolo dell'ampiezza a regime la gestione è stata più complessa infatti gli andamenti riscontrati sono stati molteplici, ognuno dei quali ha richiesto un adattamento del codice Matlab per poter correttamente valutare l'ampiezza o più comunemente le ampiezze presenti. Ricordando l'effetto del modo

proprio del gruppo Motopropulsore e la non omocineticità dei giunti si possono già distinguere almeno 2 armoniche, da queste considerazioni nasce il dubbio su quale considerare come ampiezza nelle valutazioni e nei confronti numerici. In figura 5.8 è riportato l'andamento della forza verticale sul primo supporto per una manovra in sesta marcia, si nota nel dettaglio sulla destra la presenza di 2 armoniche distinte una a bassa frequenza relativa al modo proprio del motopropulsore ed una ad alta frequenza relativa alla non omocineticità dei cardani, per le valutazioni numeriche presenti nei paragrafo relativo all'esposizione dei risultati si è tenuto conto in maniera cautelativa della sola Ampiezza totale, anche se il codice è in grado di calcolare anche l'ampiezza della seconda armonica.

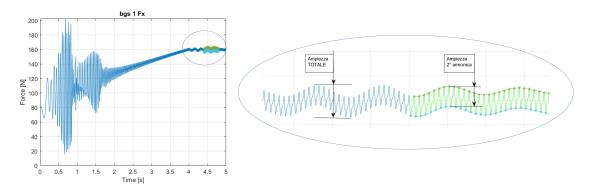


Figura 5.8: Dettaglio andamento a regime

A testimonianza della molteplicità di andamenti riscontrati al variare delle manovre analizzate, nelle prossime figure si presentano per la medesima grandezza, forza verticale sui sopporti le ampiezze considerate. Per brevità non si riportano tutti gli andamenti incontrati ma si specifica che la fase di messa a punto del codice Matlab ha richiesto parecchio tempo per essere completata, l'obbiettivo era quello di avere un unico codice in grado di gestire qualsiasi andamento presente, dal più semplice come quello in figura 5.9 al più complesso figura 5.15 in cui si palesa un ulteriore ampiezza che per comodità è stata chiamata 3°Armonica anche se ha stessa frequenza della seconda.

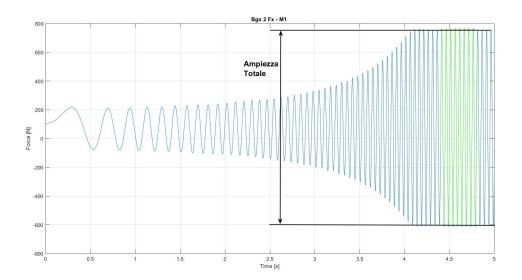


Figura 5.9: Forza verticale 1° supporto - Manovra M1

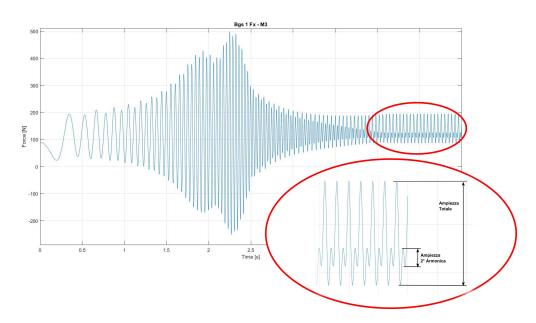


Figura 5.10: Forza verticale 1°
supporto - Manovra M $\!3$

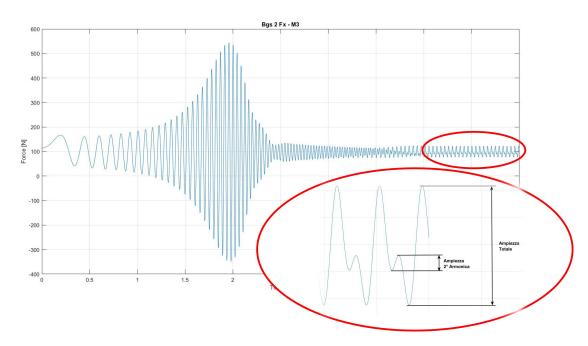


Figura 5.11: Forza verticale 2°supporto - Manovra M3

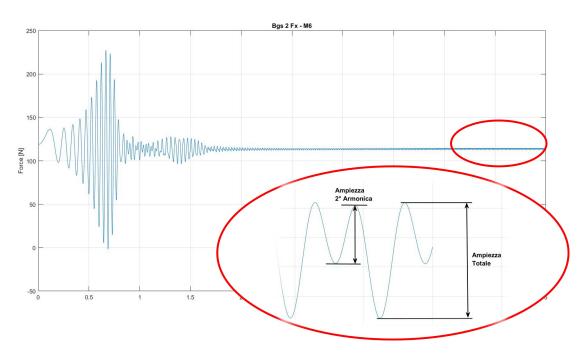


Figura 5.12: Forza verticale 2°
supporto - Manovra M $\!6$

Il calcolo vero e proprio delle ampiezze è stato svolto con modalità differenti a seconda del tipo di andamento riscontrato:

1. Effetto modo proprio Motopropulsore evidente: Per le grandezze che hanno andamenti in cui si ha un'armonica portante e un'armonica modulante (2° Armonica) che si genera a cavallo della portante, andamenti simili a quelli delle figure 5.8 e 5.15. Questo tipo di andamenti si presentano quasi esclusivamente per le manovre in sesta marcia e solo per le grandezze relative al primo supporto, infatti il modo proprio del motopropulsore non influenza in maniera percepibile le grandezze rilevate sul secondo supporto.

Per questi segnali si calcola l'ampiezza totale mediante la funzione "FindPeaks" del toolbox "Signal Processing" di Matlab che permette di rilevare e inserire in 2 vettori i massimi ed i minimi presenti nel segnale analizzato, rispettivamente asterischi gialli e viola di figura 5.13 se poi si applica nuovamente la funzione "FindPeaks" ai vettori che contengono i massimi e i minimi dell'andamento analizzato si possono estrarre i massimi tra i massimi (pallini rossi) e i minimi tra i minimi (Pallini blu), facendo la sottrazione tra la media dei valori dei massimi dei massimi (pallini rossi) e la media dei minimi dei minimi (pallini blu) è possibile calcolare l'ampiezza totale media della grandezza analizzata. Per il calcolo della seconda armonica si può procedere in maniera simile andando a fare la sottrazione tra la media dei massimi dei massimi (pallini rossi) e la media dei massimi dei minimi (pallini azzurri), oppure facendo la sottrazione tra la media dei Minimi dei massimi (pallini grigi) e la media dei Minimi dei minimi (pallini blu).

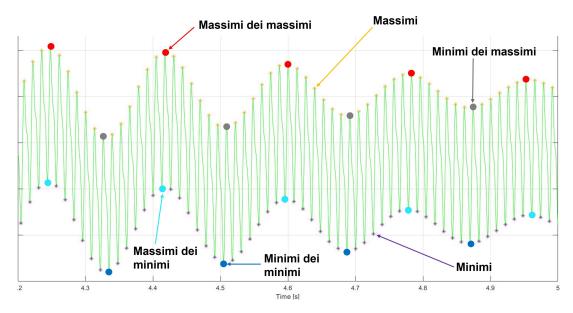


Figura 5.13: Calcolo Ampiezze - Modalità 1 - "FindPeaks"

Esiste però un altro metodo che si avvale dell'utilizzo di 2 polinomi interpolanti, il polinomio dei massimi e il polinomio dei minimi, i quali inviluppano l'andamento analizzato nell'intervallo voluto interpolando rispettivamente tutti i massimi e tutti i minimi, figura 5.14. Per calcolare l'ampiezza della 2°Armonica si sono valutati sia il polinomio dei massimi sia il polinomio dei minimi in corrispondenza delle ascisse dei soli massimi, così facendo si è risolto il problema del diverso numero di punti di interpolazione per i 2 polinomi, avendo ora a disposizione i valori del polinomio dei minimi in corrispondenza delle ascisse dei massimi è possibile eseguire una serie di sottrazioni punto-punto pari al numero di massimi interpolati, mediando i risultati delle sottrazioni si ricava l'ampiezza media della seconda armonica. Se per la valutazione dell'ampiezza totale l'intervallo considerato era $4.2s \div 5s$ per la valutazione della 2°Armonica si utilizza un intervallo temporale più piccolo $4.4s \div 4.8s$ così facendo si possono usare polinomi interpolanti di grado più basso.

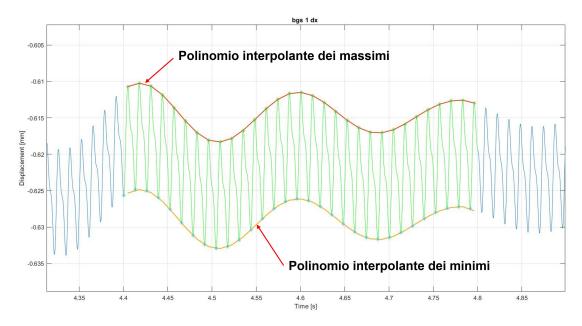


Figura 5.14: Calcolo Ampiezza 2ºArmonica - Modalità 1 - Polinomi interpolanti

In generale per le valutazioni di ampiezza per la 2°Armonica si è preferita la procedura mediante polinomi interpolanti in quanto più rapida, e sufficiente infatti impostare il grado del polinomio all'inizio del codice per ottenere il valore dell'ampiezza, mentre con la procedura che utilizza la funzione "Find-Peaks" si rendeva necessario controllare per ogni andamento analizzato che i punti fossero presi correttamente.

2. Effetto modo proprio Motopropulsore evidente con presenza di 3°Armonica: Per le grandezze che hanno andamenti in cui si ha un'armonica portante e 2 armonica modulanti (2° Armonica e 3 ° Armonica) che si generano a cavallo della portante. Questo tipo di grandezze ha andamenti come quelli in figura 5.15, che rappresenta un dettaglio nella fase a regime per la forza trasversale sul primo supporto albero in una manovra M6. La presenza della cosiddetta 3° Armonica e molto rara e si presenta solo in pochissime analisi per lo spostamento trasversale e per la forza trasversale sul primo supporto (Bgs1 Dy e Bgs1 Fy), in ogni caso i valori di ampiezza delle sollecitazioni in sesta marcia sono quasi sempre trascurabili quindi le considerazioni su questi valori non sono particolarmente importanti, ma a livello di procedura di calcolo la presenza della terza armonica mandava in tilt il codice Matlab, dunque si sono aggiunte una serie di righe di codice che permettessero il trattamento di questi andamenti. Per il calcolo dell'ampiezza totale e dell'ampiezza della seconda armonica si è usata la medesima procedura indicata nella Modalità 1 mentre per rilevare l'ampiezza della terza armonica si è effettuata la sottrazione tra la media dei minimi tra i massimi (Punti rossi) di figura 5.15 e la media tra i massimi dei minimi (punti blu).

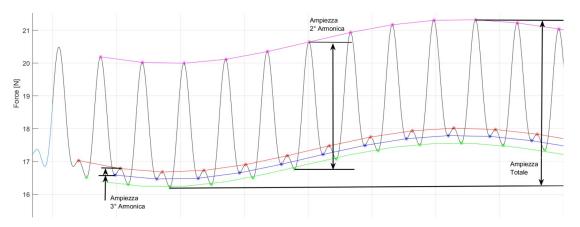


Figura 5.15: Dettaglio andamento a regime - terza armonica

Si è potuta usare questa proceduta perchè dalle analisi è emerso che le ampiezze della seconda e terza armonica si mantengono costanti per tutto l'intervallo di valutazione o più genericamente in tutta la fase di mantenimento a regime, mentre l'ampiezza totale tende a diminuire in quanto viene smorzato il modo proprio del gruppo motopropulsore come si nota chiaramente in figura 5.8, 5.13 e in figura 5.14.

3. Effetto modo proprio Motopropulsore NON evidente: Per le grandezze che hanno andamenti in cui non si percepisce l'oscillazione dovuta al modo proprio del gruppo motopropulsore, quindi a differenza dei 2 casi precedenti, nell'intervallo di valutazione considerato l'ampiezza totale risulterà essere costante invece che decrescente. Questo tipo di grandezze hanno andamenti come quelli nelle figure. 5.9 5.10 5.11 e 5.11 e risulteranno essere non solo i più frequenti ma anche i più importanti in quanto caratterizzano i segnali per tutte le manovre in prima e terza marcia. In queste manovre i valori di coppia sono molto alti dunque i valori di forze pulsanti sui supporti risulteranno essere di 1 o 2 ordini di grandezza maggiori rispetto a quelli rilevari nelle manovre in sesta marcia. Siccome non è percepibile il modo proprio del gruppo motopropulsore le ampiezze totali e della 2°Armonica risulteranno essere costanti, è allora possibile utilizzare la funzione "FindPeaks" di Matlab per valutarle seguendo una procedura molto simile a quella esposta nella Modalità 1.

In riferimento alla figura 5.9 in cui si percepisce una solo ampiezza il calcolo effettuato per l'ampiezza totale e per l'ampiezza della seconda armonica restituiranno il medesimo valore, per effettuarlo basterà sottrarre alla media dei massimi la media dei minimi.

Per gli andamenti come quelli delle figure 5.10 5.11 e 5.12 in cui si notano chiaramente 2 ampiezze si seguirà una procedura di calcolo molto simile a quella esposta nella *Modalità 1* ma con un passaggio in meno per il calcolo dell'ampiezza totale.

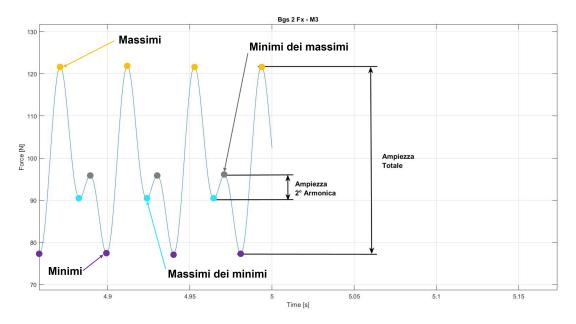


Figura 5.16: Calcolo Ampiezze - Modalità 3 - "FindPeaks"

Facendo riferimento alla figura 5.16 si può calcolare l'ampiezza totale come sottrazione tra la media dei massimi (Pallini Gialli) e la media dei minimi (Pallini Viola), mentre per il calcolo dell'ampiezza della 2° Armonica si prende in considerazione la media dei minimi tra i massimi (Pallini Grigi) e la media dei massimi tra i minimi (Pallini Azzurri).

Come accennato in precedenza tutte le valutazioni numeriche ed i risultati esposti saranno relativi, alla solo ampiezza totale in quanto rappresenta la condizione più cautelativa, le ampiezze della seconda armonica sono state rilevate ed inserite nei fogli Excel. Per le ampiezze del terzo ordine si è elaborato lo script Matlab ma non si sono valutate, sia perché poco rilevanti sia perché compaiono in un ridottissimo numero di grandezze e nelle sole manovre in sesta marcia, manovre che risulteranno essere le meno importanti dal punto di vista delle sollecitazioni sui supporti, visti i bassi livelli di coppia transitanti, ma saranno le più problematiche dal punto di vista delle accelerazioni angolari degli alberi viste le elevate velocità di rotazione raggiunte.

Terminata questa fase di messa a punto del codice Matlab, si è ottenuto uno strumento tramite il quale agendo sui parametri di input per la gestione dei dati, si possono trattare andamenti di qualsiasi tipo e ottenere la grandezze volute.

I parametri di input sul quale è possibile fare un tuning prima di analizzare i segnali sono: i tempi che individuano gli intervalli di valutazione in risonanza e a regime, la modalità di calcolo delle ampiezze (Modalità 1, 2 o 3) e se si utilizzano i polinomi interpolanti si può scegliere il grado del polinomio. Infine per alcune simulazioni in sesta marcia per il veicolo 35C si sono riscontrati degli andamenti non fisici dovuti a degli spikes numerici, degli errori di integrazione riscontrati tipicamente negli andamenti delle accelerazioni angolari, si è reso quindi necessaria andare a filtrare i segnale con il comando Matlab "Medfilt1". Questo filtraggio richiedeva in input oltre che il segnale da filtrare anche il numero di punti sul quale effettuare la media per rimuovere gli spikes, questo numero di punti, se necessario veniva definito insieme agli altri parametri di input indicati.

5.3 PVI - Propeller shaft vibration index

Come accennato nel capitolo precedente le grandezze analizzate sono molteplici, si sono valutate:

- Le accelerazioni angolari dei 3 alberi e dell'albero di ingresso ponte
- Gli spostamenti nelle 3 direzioni dei 2 supporti albero
- Le accelerazioni verticali dei 2 supporti albero
- Le forze nelle 3 direzioni dei 2 supporti albero

- Lo spostamento verticale degli elementi "Dummy" delle traversa
- L'accelerazione verticale degli elementi "Dummy" delle traversa
- La forza verticale degli elementi "Dummy" delle traversa

Appare chiaro che andare a fare valutazioni considerando tutte le grandezze può rivelarsi molto complicato, per questa ragione nei risultati esposti nei paragrafi successivi si farà riferimento solamente ad alcune di queste grandezze, in ogni caso, nonostante si restringa il campo ad una limitata cerchia di segnali da considerare risulta più comodo avere un unico indice che esprima il comportamento vibrazionale della linea di trasmissione, a questo scopo sono stati introdotti a livello aziendale i PVI: Propeller-Shaft Vibration Index, questi indici condensano in un unico valore numerico il comportamento NVH della trasmissione sia in termini di sollecitazioni sui supporti sia in termini di accelerazioni angolari degli alberi. Il modello MTB semplificato è nato con lo scopo di utilizzare questo tipo di indici per andare a ricercare la condizione di miglior comportamento vibrazionale, scegliendola in funzione del valori di PVI più bassi riscontrati, le attività di ottimizzazione si basavano dunque sulla ricerca dei parametri caratteristici dell'assetto della driveline come angoli, spessori e fasature delle forcelle che potessero ridurre al minimo i valori dei PVI.

Andando a valutare l'influenza della cedevolezza del telaio sul comportamento della linea di trasmissione si sono fatte considerazioni anche su i PVI, i quali vengono calcolati per ogni analisi, quindi per ogni manovra testata, si distinguono in PVI_F relativi alle ampiezze delle forze sui supporti e in PVI_A relativi alle accelerazioni angolari degli alberi.

$$PVI_F_{manovra_i} = \left\{ \sum_{i=1}^{k-1} \left[\left(\frac{\Delta F x_i}{limite} \right)^{exp} \right] + \sum_{i=1}^{k-1} \left[\left(\frac{\Delta F y_i}{limite} \right)^{exp} \right] \right\} \cdot \frac{1}{2 \cdot (k-1)} \quad (5.1)$$

$$PVI_A_{manovra_i} = \left\{ \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{\Delta \dot{\omega}_i}{limite} \right)^{exp} + \left(\frac{\Delta \dot{\omega} p_i}{limite} \right)^{exp} \right] \right\} \frac{1}{\cdot (k+1)}$$
 (5.2)

Con:

- ΔFx_i Ampiezza picco-picco della forza verticale sul supporto i-esimo
- ΔFy_i Ampiezza picco-picco della forza trasversale sul supporto i-esimo
- $\Delta \dot{\omega}_i$ Ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale del tronco i-esimo
- $\Delta \omega p_i$ Ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale dell'albero di ingresso/interno al ponte posteriore

• k Numero di alberi della trasmissione escluso albero del cambio di velocità e albero di ingresso ponte, in tutte le analisi svolte k = 3 (veicoli con 3 tronchi)

Nella eq. 5.1 è definito il PVI relativo alle forze sui supporti mentre nell'eq. 5.2 quello relativo alle accelerazioni angolari degli alberi. Nelle formule si nota a denominatore la grandezza "limite" il valore numerico del limite corrisponde ai valori di accettabilità fondati sull'esito di prove oggettive e soggettive su diverse configurazioni veicolari e di trasmissione. Tali valori saranno soggetti a revisione quando il numero di configurazioni provate ne consentirà la modifica. I valori attualmente utilizzati, coerenti con le soglie di accettabilità presenti anche in letteratura [4], sono 140 N per le forze, per le accelerazioni angolari sono pari a 400 rad/s^2 per le manovre in prima e terza marcia e 1000 rad/s^2 per le manovre in sesta marcia. Avendo definito i valori di soglia al di sopra del quale il comportamento della linea di trasmissione potrebbe essere problematico, si possono definire gli esponenti che compaiono nelle equazioni dei PVI:

$$exp = 2$$
 $se: \frac{\Delta F_{(Xi/Yi)}}{limite} > 1$ $oppure \frac{\Delta \dot{\omega}_{(i/Pi)}}{limite} > 1$ (5.3)

$$exp = 1/2$$
 $se: \frac{\Delta F_{(Xi/Yi)}}{limite} < 1$ $oppure \frac{\Delta \dot{\omega}_{(i/Pi)}}{limite} < 1$ (5.4)

Gli esponenti così definiti tendono ad incrementare il valore del PVI mettendo in risalto se una o più grandezze sono superiori ai valori di soglia perchè vengono elevati al quadrato, viceversa se la grandezza è inferiore al valore limite ne viene estratta la radice quadrata riducendone il peso nel PVI.

In definitiva vista la definizione di questi indici, se i valori ottenuti sono inferiori al **Valore Target** pari a 1 si può considerare soddisfacente il comportamento vibrazionale della linea di trasmissione in quanto le eccitanti hanno valori di ampiezza inferiori ai limiti imposti, viceversa se i PVI risulteranno maggiori dell'unità vorrà dire che almeno una grandezza risulterà essere fuori i limiti di soglia imposti e di conseguenza il comportamento NVH della driveline potrebbe non essere soddisfacente

Per concludere si specifica che i valori di ampiezza picco-picco delle grandezze all'interno dei PVI sono da riferirsi all'*Ampiezza picco-picco Totale* se il PVI in questione è quello a regime, mentre si parla di *Ampiezza picco-picco Massima* in risonanza se il PVI in questione è relativo alla risonanza, condizione ad oggi non considerata nella procedura aziendale di ottimizzazione della configurazione degli alberi di trasmissione.

5.4 Risultati

I risultati esposti sono relativi alle analisi effettuate su 2 veicoli, il veicolo **35C** a ruote gemellate con passo 3520mm ed il veicolo **35S** con ruote singole e passo 352mm. Per quest'ultimo veicolo si sono analizzate 3 diverse configurazioni della driveline, la prima detta *M.Y. 2016* la seconda detta *Allungata* e la terza detta *Indebolita*. Nella tabella 5.1 è riportato l'elenco dei veicoli e configurazioni analizzate e rispettive traverse sui supporti, la nomenclatura delle traverse fa riferimento al capitolo 3.

ID	Veicolo	Configurazione	Traverse			
			Supp.1	Supp.2		
1	35C MT P.3520 3T Para 180HP	RJ+3T	D	C		
2	35S MT P.3520 3T Para 180HP	RJ+3T M.Y. 2016	H	G		
3	35S MT P.3520 3T Para 180HP	RJ+3T Allungata	В	G		
4	35S MT P.3520 3T Para 180HP	RJ+3T Indebolita	H	G		

Tabella 5.1: Riassunto Veicoli e configurazioni analizzate

Per comodità, nel seguito la combinazione di veicolo e configurazione analizzata verranno definiti tramite l'ID che li contraddistinguono. Per quanto riguarda le analisi sui veicoli ID 2,3 e 4 conviene fare alcune precisazioni facendo riferimento alla figura 5.17 prima di iniziare a esporre i risultati.

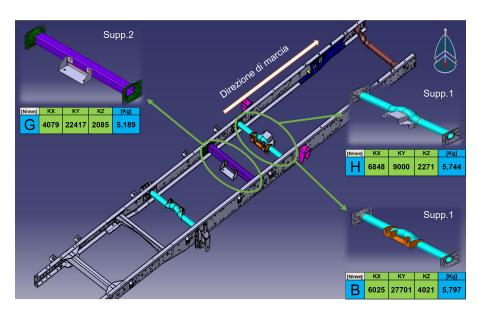


Figura 5.17: Dettaglio Telaio veicolo 35S - ID 2 ID3 ID4

Il veicolo ID3 differisce dal Veicolo ID2 in quanto si è arretrato rispetto alla direzione di marcia il posizionamento del primo supporto albero di circa 160mm, infatti guardando la tabella 5.1 si nota come siano state utilizzate 2 traverse differenti per il primo supporto, facendo questa modifica si è allungato il primo tronco della linea di trasmissione e si sono ridotti i disallineamenti tra gli alberi, inoltre usando traverse differenti si hanno sensibili variazioni delle rigidezze flessionali del modello. Il dettaglio del primo supporto albero nel veicolo ID2 e ID3 e presentato in figura 5.18.

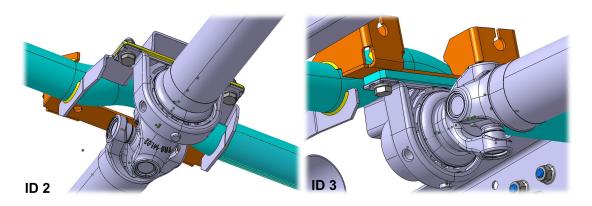


Figura 5.18: Dettaglio primo supporto ID2 e ID3

Il solo confronto tra veicolo ID2 e ID3 però è risultato poco fruibile in quanto oltre a variare la rigidezza delle traverse sono cambiati anche le caratteristiche di assetto della linea di trasmissione, angoli e lunghezze dei tronchi, per questa ragione si è effettuata un ulteriore analisi: Veicolo ID4 "Indebolita" il quale ha il medesimo assetto della driveline rispetto all'ID3 ma per il primo supporto si sono inseriti i valori di rigidezza del ID2 (Traversa H). Quest'ultimo confronto tra ID3 e ID4 permette di fare valutazioni in merito al solo effetto della variazione delle rigidezze flessionali a partita di assetto della linea di trasmissione. L'ID4 è stato detto indebolito perché rispetto all'ID3 utilizzando la traversa H invece che la traversa B si hanno valori di rigidezza molto diversi, rigidezza verticale quasi dimezzata e rigidezza trasversale ridotta a circa un terzo.

Come evidenziato in precedenza i risultati esposti richiamano solo un numero limitato di grandezze e sono presentati sotto forma di istogrammi per poter percepire le differenze in termini di ampiezze picco-picco delle eccitanti più facilmente, inoltre verranno esposti i risultati in termini di PVI e il confronto tra gli andamenti più significativi. In fine si ricorda che per ogni ID si sono fatte simulazioni su 3 modelli (paragrafo 5.1)

5.4.1 Veicolo 35C - ID1

Il primo veicolo analizzato è il $35\mathrm{C}$ - ID1 del quale si riportano le immagini di telaio e i dettagli sui i 2 supporti albero

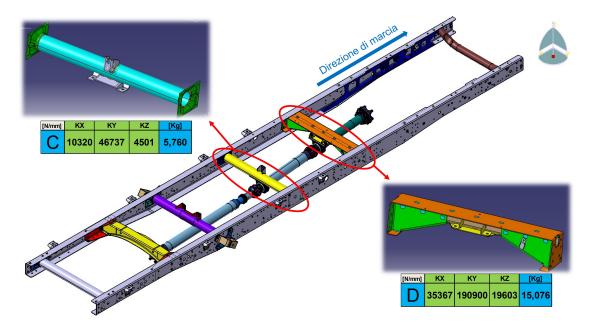


Figura 5.19: Telaio e traverse Veicolo 35C - ID1

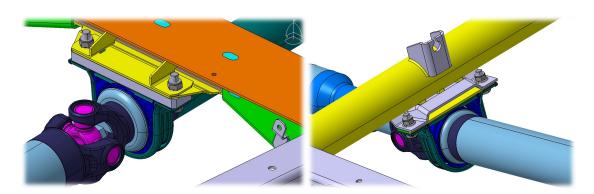


Figura 5.20: Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa D - Destra: Supp.2 Traversa C

Dalle immagini delle traverse e dai relativi valori di rigidezza si nota come questi 2 elementi siano profondamente diversi, la traversa C è composta da un tubo una staffa e 2 flange, mentre la traversa D è un insieme di lamiere piegate e saldate. Appare evidente quindi come il comportamento flessionale dei 2 corpi sia molto

diverso, in particolare si pone attenzione alla rigidezza verticale KZ che risulta essere circa 5 volte maggiore nella traversa D che in quella C, in ambito aziendale la traversa D viene soprannominata scatolata, vista la sua conformazione e funge da vincolo per la sospensione anteriore nei veicoli a ruote gemellate.

Le prime valutazioni sono state effettuate sulle **accelerazioni angolari** degli alberi, in figura 5.21 è possibile vedere la conformazione tipica degli andamenti di accelerazione angolare. Di seguito si riportano gli istogrammi ritraenti i valori di ampiezza picco-picco a regime per i 3 tronchi costituenti la linea di trasmissione e per l'albero di ingresso/interno al ponte posteriore, successivamente si riporta la tabella con i valori di ampiezza picco-picco, figura 5.26.

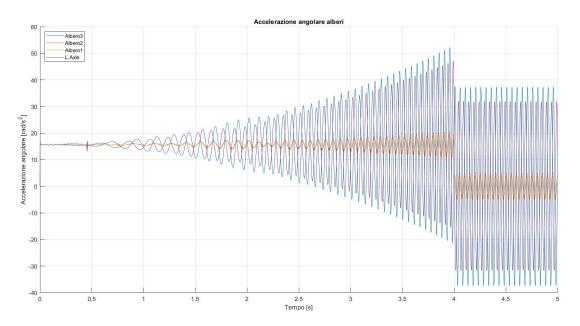


Figura 5.21: 35C - ID1 - Accelerazione angolare alberi - Andamenti M1

La sorta di "Cono" delle accelerazioni angolari che si vede fino al quarto secondo di simulazione è dovuto all'accelerazione del sistema secondo le rampe di figura 4.24, dal quarto secondo in poi le ampiezze si mantengono costanti in quanto il modo proprio del motopropulsore non ha effetti su queste variabili cinematiche. Appare già chiaro da questo grafico che le accelerazioni angolari assumono valori molto diversi anche se tutti e 4 i tratti ruotano alla stessa velocità; inoltre per il veicolo 35C si sono riscontrati alcuni spikes numerici che hanno inficiato i valori riscontrati in alcune manovre soprattutto quelle in sesta marcia. Dagli istogrammi e dalle relative variazioni percentuali indicate si può notare come sia limitata l'influenza della rigidezza delle traverse sui valori di accelerazione angolare, infatti per quasi tutti i casi (ad esclusione delle manovre in cui erano presenti spikes numerici) le barre sono praticamente alla stessa altezza per la medesima manovra.

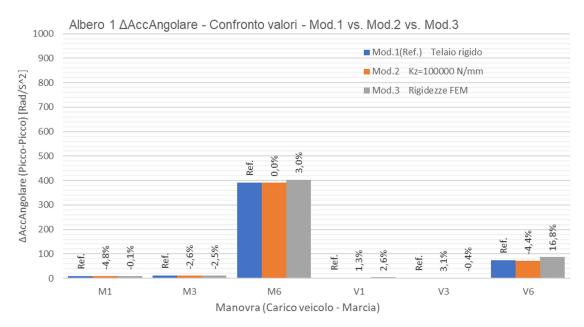


Figura 5.22: 35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 1

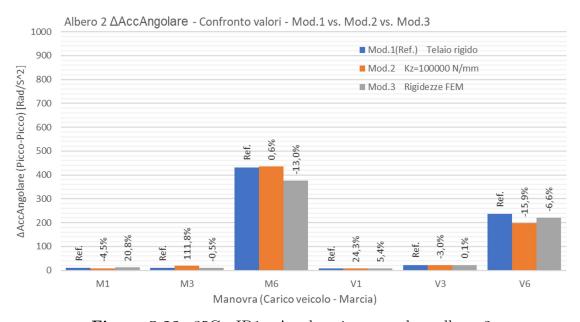


Figura 5.23: 35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 2

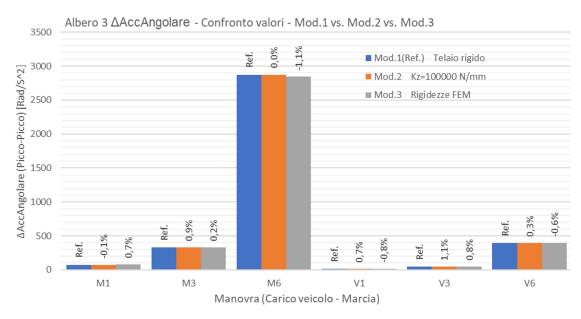


Figura 5.24: 35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 3

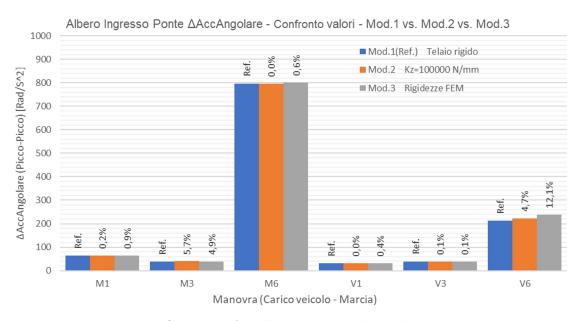


Figura 5.25: 35C - ID1 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte

Alb	Albero 1 - $\Delta \dot{w} \ [rad/s^2]$ (Picco-Picco)									
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	8,7	8,3	8,7	-4,8%	-0,1%					
M3	11,0	10,7	10,7	-2,6%	-2,5%					
M6	390,9	390,9	402,5	0,0%	3,0%					
V1	3,5	3,6	3,6	1,3%	2,6%					
V3	1,7			3,1%	-0,4%					
V6	74,6	71,3	87,1	-4,4%	16,8%					
Alb	ero 2 - ∆w	$[rad/s^2]$ (F	Picco-Picco	o)						
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	9,7	9,3	11,7	-4,5%	20,8%					
M3	9,7	20,6	9,7	111,8%	-0,5%					
M6	432,0	434,8	375,9	0,6%	-13,0%					
V1	7,1	8,8	7,5	24,3%	5,4%					
V3	22,7	22,0	22,7	-3,0%	0,1%					
V6	235,8	198,2	220,3	-15,9%	-6,6%					
Alb	ero3-∆w	$[rad/s^2]$ (F	Picco-Picco)						
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	74,6	74,6	75,1	-0,1%	0,7%					
M3	329,9	333,0	330,4	0,9%	0,2%					
M6	2875,6	2875,7	2845,1	0,0%	-1,1%					
V1	12,9	13,0	12,8	0,7%	-0,8%					
V3	44,8	45,3	45,1	1,1%	0,8%					
V6	394,5	395,7	392,0	0,3%	-0,6%					
Alb	ero ingresso	/interno po	onte - Δw	[rad/s ²] (Picco-Picc	•					
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	63,4	63,6	64,0	0,2%	0,9%					
M3	37,5	39,6	39,3	5,7%	4,9%					
M6	797,1	797,3	802,0	0,0%	0,6%					
V1	31,9	31,9	32,0	0,0%	0,4%					
V3	39,3	39,3	39,3	0,1%	0,1%					
V6	213,0	223,0	238,7	4,7%	12,1%					

Figura 5.26: 35C - ID1 - Accelerazione angolare alberi - Valori

Dalla tabella in figura 5.26 si nota come ad eccezione delle manovre in sesta marcia i valori di ampiezza si mantengano ampiamente al di sotto la soglia stabilita, tramite la colorazione delle celle si possono individuare la variazioni più significative, alcune percentuali del secondo albero però potrebbero essere fuorvianti in quanto

i valori sono fortemente affetti da spikes numerici. Considerazioni più precise in merito all'influenza delle rigidezza delle traverse sulle accelerazioni angolari verranno effettuate per i veicolo 35S per il quale non si sono presentati evidenti o problematici spikes numerici.

Oltre alle accelerazioni angolari, risultano di rilevante importanza le forze scaricate sui supporti, sia sugli elementi simulanti i cuscinetti volventi dei center bearings: Bgs1 e Bgs2 sia quelle sugli elementi simulanti le traverse "Dummy". A questo proposito si devono fare alcune precisazioni in quanto il sistema di riferimento con il quale si sono calcolate le rigidezze nel CATIA differisce da quello di alcuni elementi in AdamsCar, nella tabella 5.2 sono presentate le conversioni da utilizzare per poter comprendere le grandezze negli istogrammi seguenti.

Veicolo Reale	SR Catia V5	SR AdamsCar Globale	Traverse	Bgs1 e Bgs2
Longitudinale	X	X	X	Z
Trasversale	Y	Y	Y	Y
Verticale	Z	Z	Z	X

Tabella 5.2: Conversione sistemi di riferimento elementi e software

Gli istogrammi presentati riportano le forze verticali e trasversali sul primo e secondo cuscinetto volvente dei center bearings, rispettivamente Bgs_1_Fx, Bgs_1_Fy, Bgs_2_Fx, Bgs_2_Fy, mentre in figura 5.27 è presentato il confronto relativo alla manovra M1 per la grandezza Bgs_2_Fx per la quale si hanno variazioni di ampiezza picco-picco del 12.6%, relativamente alla figura 5.31.

In figura 5.28 è presentato il confronto per la forza verticale sul Dummy simulante la seconda traversa in relazione al secondo istogramma di figura 5.33, il confronto è relativo al modello 2, quello con traverse aventi rigidezze di 1e5 N/mm e in questo caso masse dei Dummies di 10 Kg, ed il modello 3 avente massa e rigidezza calcolati al fem, non si potrebbe fare il confronto con il modello 1 in quanto non sono modellizzate le traverse e quindi non sono presenti i Dummies. Oltre a evidenziare la differenza di ampiezza picco-picco pari a circa 14.5% si nota un diverso valor medio, circa 40N, questa differenza è imputabile alla diversa massa associata al Dummy che passa da 10Kg nel modello 2 a 5.76Kg (Traversa C) nel modello 3, la differenza di massa è di 4.24Kg che moltiplicato per l'accelerazione di gravità $9.81m/s^2$ restituisce circa 40N.

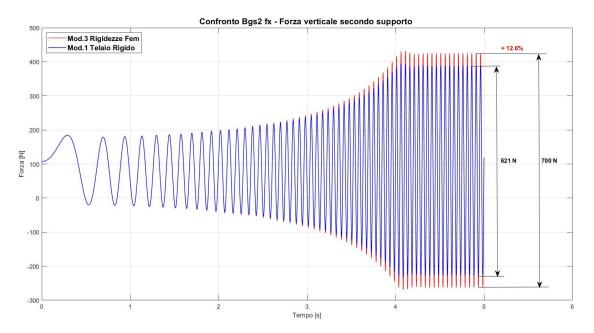


Figura 5.27: 35C - ID1 - Bgs_1_Fx - Forza verticale sul primo supporto

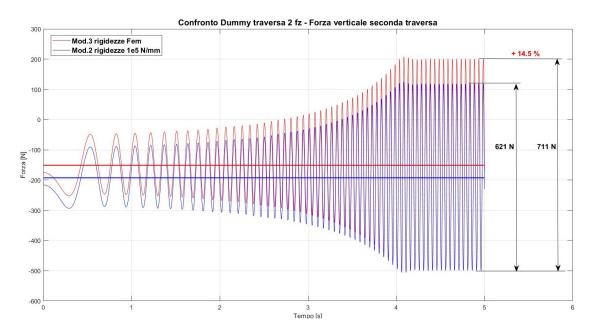


Figura 5.28: 35C - ID1 - Dummy 2 - Forza verticale sulla seconda traversa

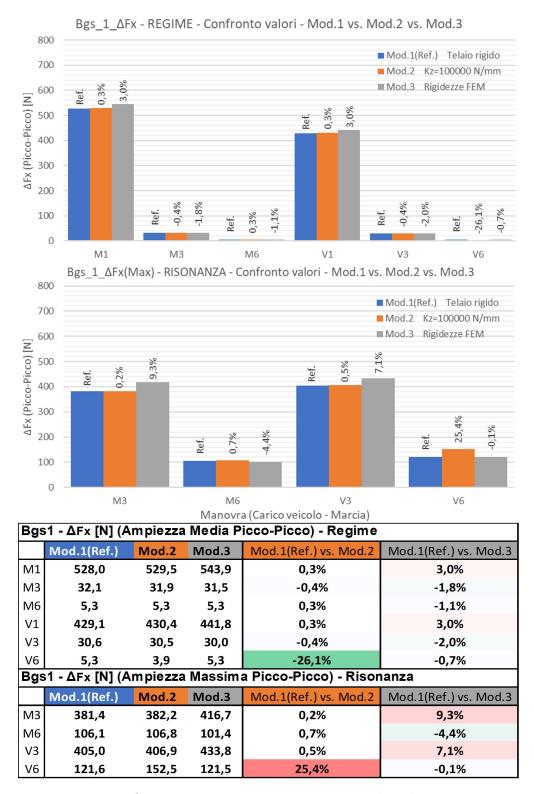


Figura 5.29: 35C - ID1 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto

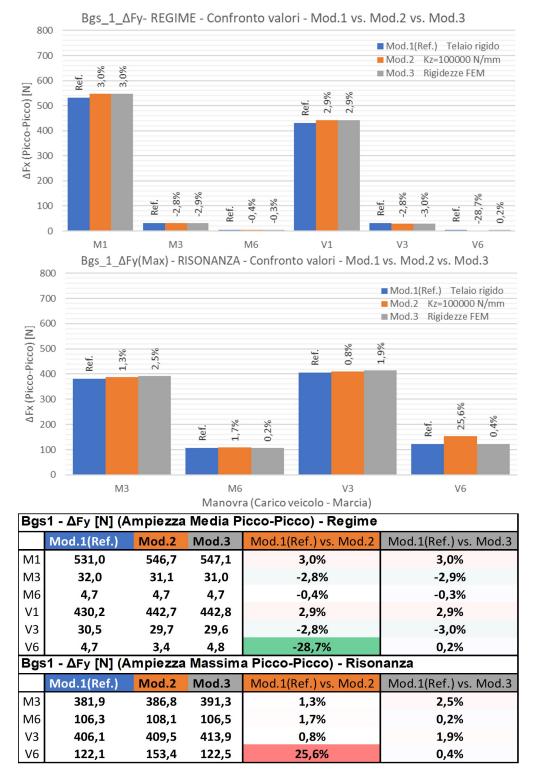


Figura 5.30: 35C - ID1 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto

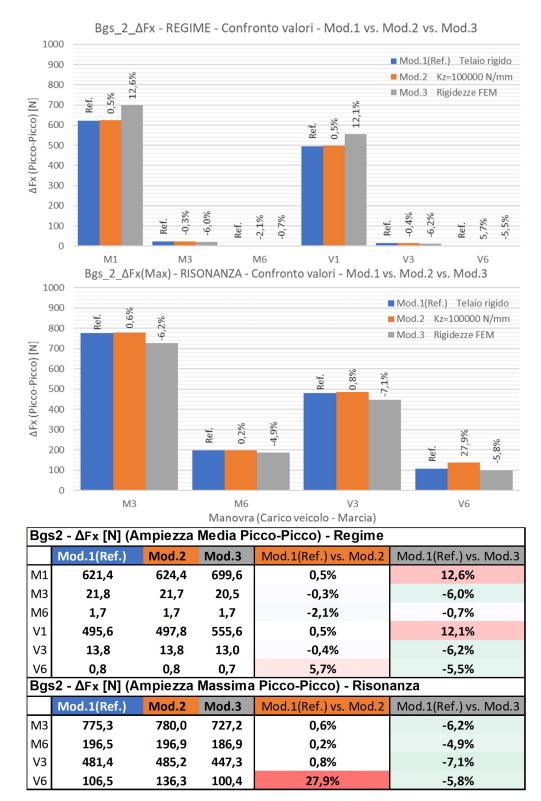


Figura 5.31: 35C - ID1 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto 91

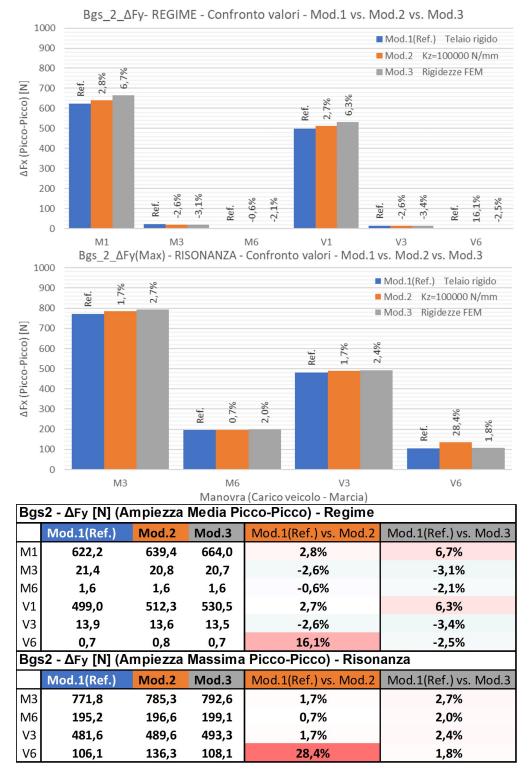


Figura 5.32: 35C - ID1 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto

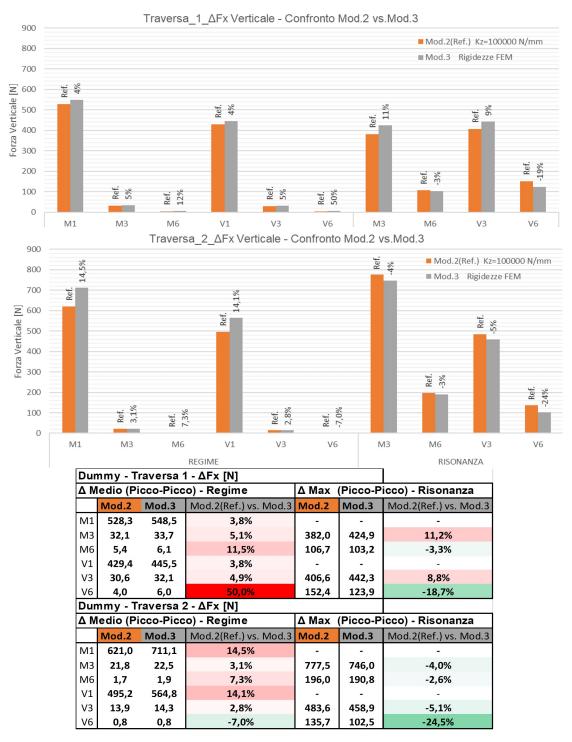


Figura 5.33: 35C - ID1 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale

Nonostante le problematiche riscontrate con gli spikes numerici e considerando il codice Matlab per l'analisi dati non ultimato in questa fase, è comunque possibile fare alcune considerazioni generali. Si nota come, per le manovre in prima marcia, nelle quali i valori di coppia transitante sugli alberi sono importanti, si evidenziano aumenti non trascurabili delle sollecitazioni sui supporti, in particolare la sollecitazione verticale, che aumenta del 12.6% per il secondo supporto nella manovra M1 figura 5.31. La medesima grandezza aumenta solo del 3% per il primo supporto, questa differenza è imputabile alle diverse rigidezze delle traverse, infatti l'aumento di sollecitazione del 3% deriva dall'elevata rigidezza in direzione verticale della traversa "C" avendo rigidezza verticale di solo Kz=4501 genera un aumento di ampiezza picco-picco della sollecitazione del 12.6%. Le analoghe considerazioni possono essere fatte per le forze verticali sul primo e secondo Dummies figura 5.33.

In generale si può dire che introdurre nel modello la cedevolezza delle traverse ha effetti rilevanti solamente se i valori di coppia transitanti sulla driveline sono consistenti, manovre in prima marcia, per le altre 2 manovre gli aumenti sono di pochi punti percentuale. Un'ulteriore considerazione può essere fatta prendendo in esame i valori di ampiezza massima in risonanza, come si vede dagli istogrammi, non sono riportate le manovre M1 e V1 in quanto non si presentano risonanze nelle simulazioni svolte in prima marcia, è però interessante notare come le ampiezze massime in risonanza nelle manovre in terza marcia abbiano valori confrontabili o addirittura maggiori di quelli rilevati a regime in prima marcia nonostante la netta diminuzione di coppia transitante sugli alberi (1°marcia =2100Nm, 3°marcia=845Nm figura 5.2). Queste risonanze potrebbero talvolta dare problemi nel caso in cui il veicolo rimanga per un prolungato intervallo di tempo al regime di rotazione necessario ad eccitare i modi dei 2 supporti albero, circa 22 o 24 Hz.

Dal punto di vista della progettazione o dell'ottimizzazione della trasmissione rimane utile trasporre le evidenze riscontrate negli istogrammi all'interno dei parametri riassuntivi del comportamento vibrazionale della driveline, per fare ciò sono stati calcolati i PVI per i 3 modelli analizzati in tutte le manovre, figura 5.34. Dalla colorazione rossa delle caselle si evidenzia se il valore di PVI è maggiore della soglia di accettabilità posta a 1, come precedentemente esposto le manovre in sesta marcia sono le più critiche dal punto di vista delle accelerazioni torsionali, le manovre in prima marcia sono le più critiche dal punto di vista delle sollecitazioni sui supporti a regime, mentre le manovre in terza marcia sono le più critiche per quanto riguarda le sollecitazioni sui supporti in risonanza. Non sono stati calcolati i PVI in risonanza per le accelerazioni angolari perchè non si evidenziano effetti delle risonanze su queste grandezze. Guardando la tabella dall'alto in basso si nota come l'effetto della cedevolezza delle traverse sia percepito a livello di PVI solamente se quest'ultimo ha valore maggiore di 1, infatti i valori non superiori alla soglia limite (Valori non in rosso) rimangono circa costanti passando da un modello all'altro.

Analogamente a quanto detto prima si nota che come i PVI_F(Risonanza) relativi alle manovre in terza marcia abbiano valori confrontabili se non maggiori di quelli in prima marcia a regime. In fine si nota come i PVI per le manovre in prima marcia aumentino passando dal modello 1 al modello 3 a testimoniare l'aumento di sollecitazione esposto mediante gli istogrammi nelle pagine precedenti.

							-				
						MODELLO	1		PVI_A	PVI_F	PVI_F
								IM	(REGIME)	(REGIME)	
									[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1
								M1	0,29	17,02	NO
								M3	0,39	0,44	18,98
								M6	4,60	0,15	1,41
								V1	0,18	11,02	NO
								V3	0,25	0,39	10,11
<u> </u>								V6	0,56	0,13	0,90
	MODELLO 2								PVI_A (A	PVI_F	PVI_F
Cupporto 1		10		Supporto 2		10		IM	REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
Supporto 1	Massa[Kg]		10		Massa [Kg]		40		[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1
KX [N/mm]	1,00E+08	FX_Damp	10	KX [N/mm]	1,00E+08	FX_Damp	10	M1	0,19	17,57	NO
KY [N/mm]	1,00E+08	FY_Damp	10	KY [N/mm]	1,00E+08	FY_Damp	10	M3	0,41	0,43	19,40
KZ [N/mm]	100000	FZ_Damp	10	KZ [N/mm]	100000	FZ_Damp	10	M6	2,42	0,15	1,43
KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08			KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp		V1	0,12	11,37	NO
KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08			KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp		V3 V6	0,24	0,39	10,31
KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08 MODELLO 3	1Z_Damp	1,00E+04	KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	Vb	0,39	0,12	1,09
	MODELLOS								PVI_A (A	PVI_F	PVI_F
Supporto 1	M [K-]	15.08	D	Supporto 2	M [K-1	5.76	С	IM	REGIME) [-]≤1	(REGIME) [-] ≤ 1	(RISONANZA) [-] ≤ 1
	Massa [Kg]	-			Massa [Kg]	,	175 A				
KX [N/mm]	35367	FX_Damp	10	KX [N/mm]	10320	FX_Damp	10	M1	0,29	19,46	NO
KY [N/mm]	190900	FY_Damp	10	KY [N/mm]	46737	FY_Damp	10	M3	0,39	0,43	18,92
KZ [N/mm]	19603	FZ_Damp	10	KZ [N/mm]	4501	FZ_Damp	10	M6	2,65	0,15	1,38
KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	V1	0,18	12,52	NO
KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	V3	0,25	0,38	10,24
KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp		V6	0,56	0,13	0,90
	a do	P					5				

Figura 5.34: 35C - ID1 - PVI

5.4.2 Veicolo 35S M.Y. 2016 - ID2

Seguendo le modalità con le quali si sono esposti i risultati per il veicolo 35C si prosegue l'esposizione con il veicolo 35S nella prima configurazione analizzata, *ID* 2. Di seguito si riportano le immagini relative a telaio e supporti albero.

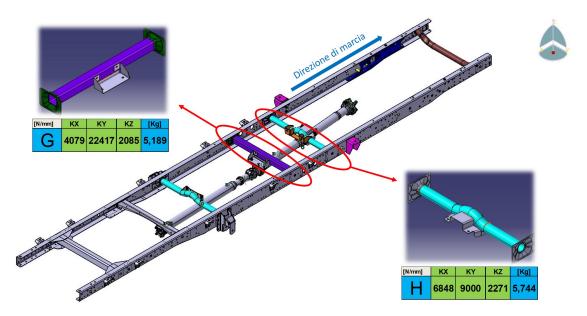


Figura 5.35: Telaio e traverse Veicolo 35S - ID2

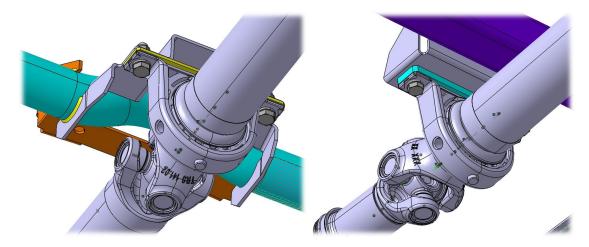


Figura 5.36: Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa H - Destra: Supp.2 Traversa G

Per questo veicolo, i valori di rigidezza, nello specifico quella verticale non sono

troppo distanti tra loro, inoltre risultano essere molto minori rispetto a quelli rilevati per i veicoli 35C, ci si aspetta dunque influenze sulle sollecitazioni più marcate. Di seguito si riportano le figure relative alle accelerazioni angolari degli alberi.

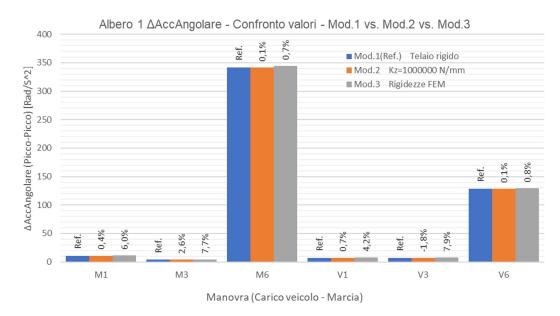


Figura 5.37: 35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 1

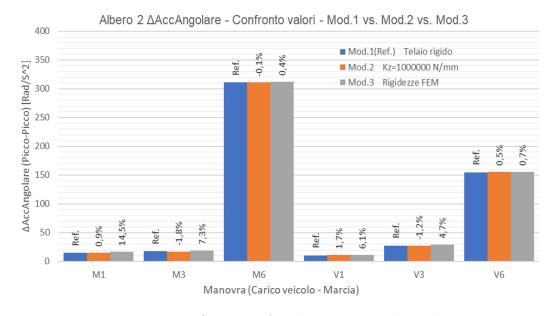


Figura 5.38: 35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 2

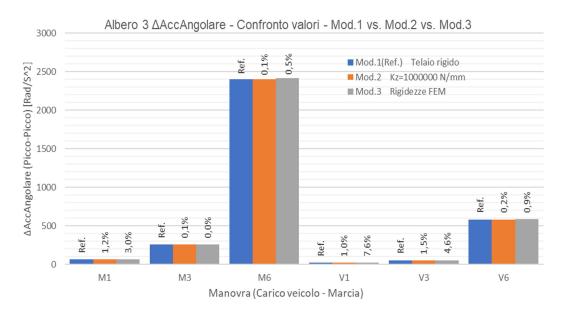


Figura 5.39: 35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 3

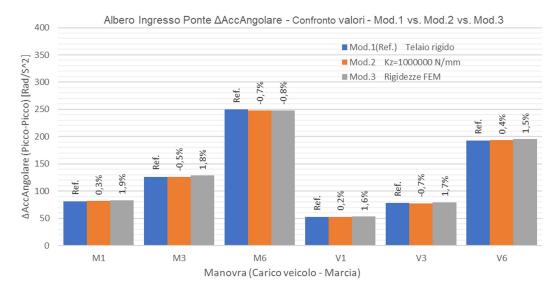


Figura 5.40: 35S - ID2 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte

Alb	ero 1 - Δŵ	$[rad/s^2]$	Picco-Pi	cco)					
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3				
M1	10,9	11,0	11,6	0,4%	6,0%				
M3	4,0	4,1	4,3	2,6%	7,7%				
M6	341,6	341,9	344,0	0,1%	0,7%				
V1	7,4	7,4	7,7	0,7%	4,2%				
V3	7,1	7,0	7,7	-1,8%	7,9%				
V6	128,5	128,7	129,5	0,1%	0,8%				
Alb	Albero 2 - $\Delta w \ [rad/s^2]$ (Picco-Picco)								
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3				
M1	14,5	14,6	16,6	0,9%	14,5%				
M3	17,2	16,9	18,5	-1,8%	7,3%				
M6	310,9	310,7	312,3	-0,1%	0,4%				
V1	10,5	10,7	11,1	1,7%	6,1%				
V3	27,4	27,0	28,7	-1,2%	4,7%				
V6	154,5	155,3	155,6	0,5%	0,7%				
Alb	ero 3 - ∆w	$[rad/s^2]$	Picco-Pi	cco)	2 2/3/00 2 S				
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3				
M1	64,5	65,3	66,5	1,2%	3,0%				
M3	257,0	257,3	257,1	0,1%	0,0%				
M6	2402,1	2403,5	2415,2	0,1%	0,5%				
V1	21,4	21,6	23,0	1,0%	7,6%				
V3	53,1	53,9	55,5	1,5%	4,6%				
V6	583,7	584,8	589,0	0,2%	0,9%				
Alb				Δw $[rad/s^2]$ (Picco-F					
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3				
M1	81,4	81,7	83,0	0,3%	1,9%				
M3	126,4	125,8	128,7	-0,5%	1,8%				
M6	249,6	247,9		-0,7%	-0,8%				
V1	52,4	52,5	53,3	0,2%	1,6%				
V3	78,0	77,5	79,4	-0,7%	1,7%				
V6	192,6	193,5	195,4	0,4%	1,5%				

Figura 5.41: 35S - ID2 - Accelerazione angolare alberi - Valori

Dall'analisi dei risultati si nota come sia limitatissima l'influenza della cedevolezza delle traverse sulle accelerazioni angolari, la manovra più problematica risulta essere quella in sesta marcia a pieno carico, dove si hanno valori oltre la soglia di accettabilità. Alcune variazioni percentuali potrebbero essere fuorvianti in quanto

i valori assoluti ad esse collegate sono di trascurabile entità (Albero 2, Manovre M1, M3 e M6). Per le manovre in cui i valori assoluti di ampiezza picco-picco dell'accelerazione angolare sono consistenti non si assiste a importanti variazioni passando da un modello con telaio rigido ad un modello con telaio cedevole.

Facendo riferimento al capitolo 3 si nota come i valori di rigidezza delle traverse per questo veicolo siano i più bassi tra tutti quelli analizzati. Dalle considerazioni generali proposte nel paragrafo precedente si può intuire come le variazioni di ampiezza delle sollecitazioni saranno più marcate. Si presenta però anche un comportamento particolare riguardante le ampiezze massime picco-picco in risonanza della forza verticale sui supporti nelle manovre in terza marcia, questa grandezza tende a decrescere in maniera importante se nel modello viene introdotta la cedevolezza delle traverse, con variazioni che possono raggiungere quasi il 30%, questo comportamento non si verifica però per le forze in direzione trasversale Fy. In figura 5.42 si riporta l'andamento nel tempo della forza verticale sul secondo supporto Bgs_2_Fx nella manovra M3 per la quale si ha una diminuzione di ampiezza massima picco-picco in risonanza pari a circa il 27% e una diminuzione di circa il 36.6% a regime in riferimento all'istogramma di figura 5.45.

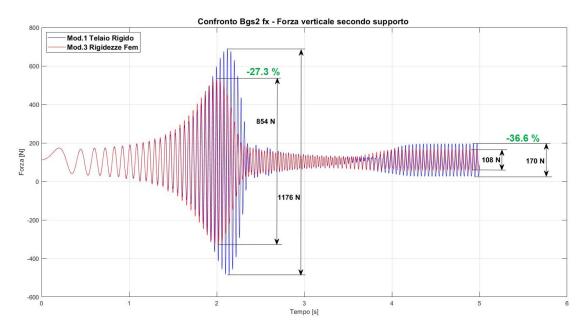


Figura 5.42: 35S - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto

Dagli istogrammi riportati nel seguito si notano gli importanti aumenti di sollecitazione sui supporti nelle manovre in prima marcia, il confronto tra gli andamenti della grandezza nei 3 modelli analizzati sono del tutto simili a quelli della figura 5.27.

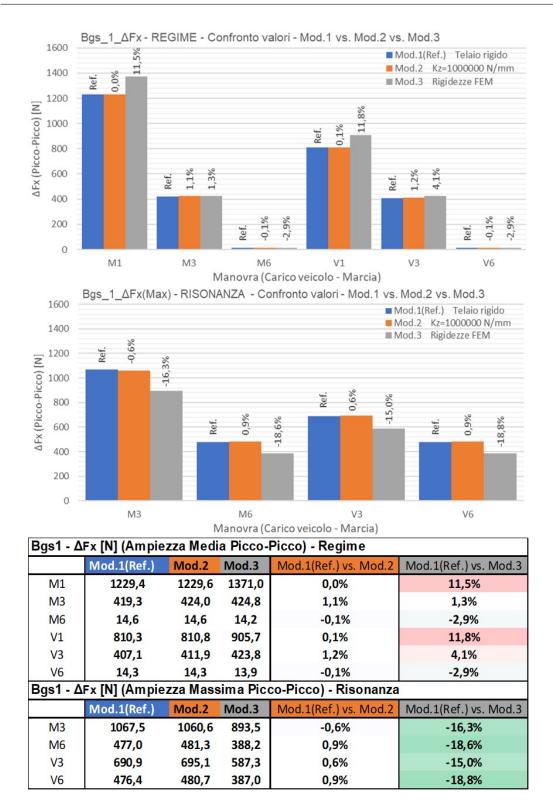


Figura 5.43: 35S - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto

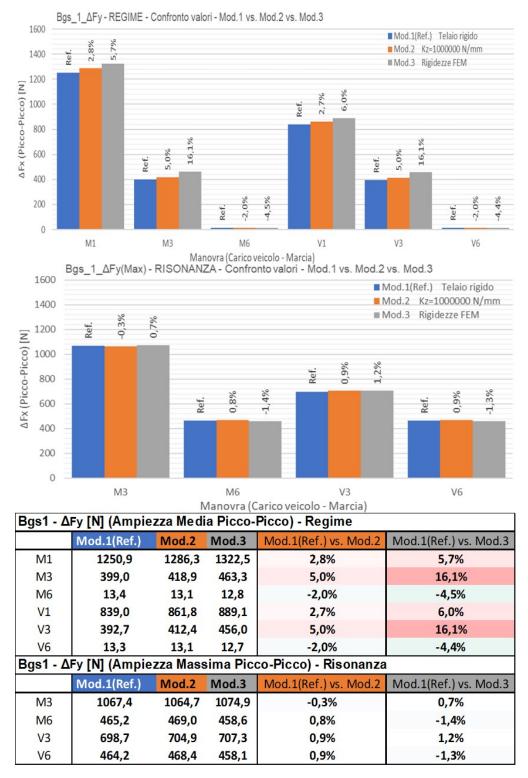


Figura 5.44: 35S - ID2 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto

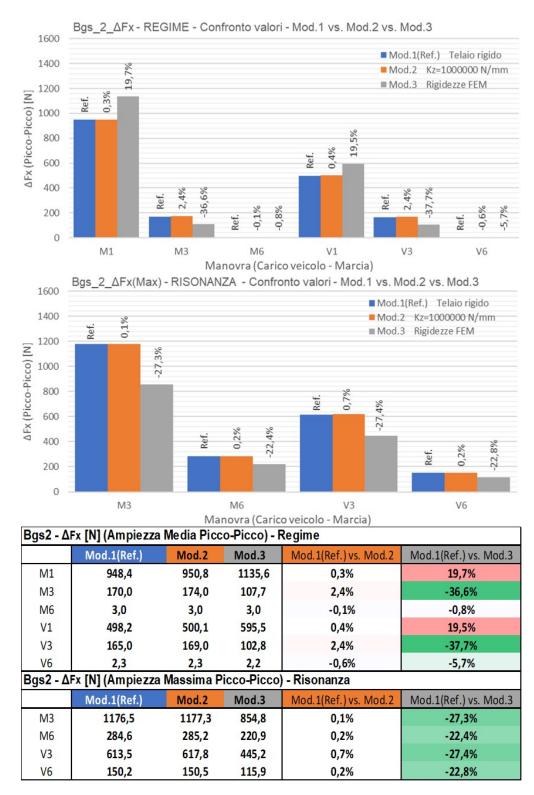


Figura 5.45: 35S - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto

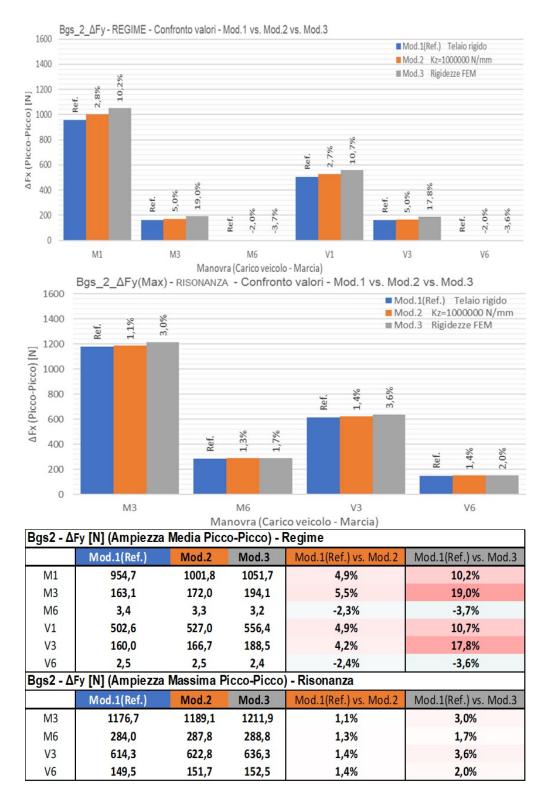


Figura 5.46: 35S - ID2 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto

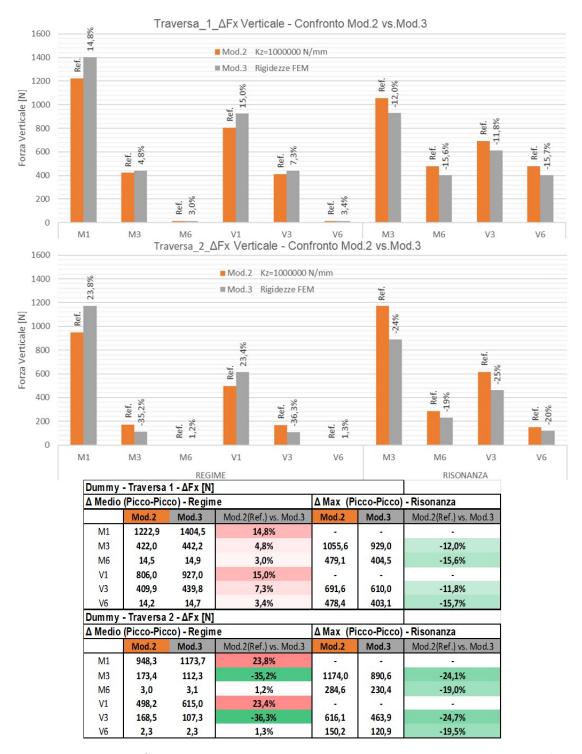


Figura 5.47: 35S - ID2 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale

Dagli istogrammi proposti e dalle relative tabelle si nota la ben più marcata influenza delle traverse sui valori di ampiezza delle sollecitazioni rispetto al veicolo ID1, anche per questo veicolo all'aumentare della coppia transitante sugli alberi gli aumenti di sollecitazione sono più marcati, come dimostrano i risultati per le manovre in prima marcia, in cui si hanno aumenti fino al 19.7% per la forza verticale sul secondo supporto, figura 5.45, questi aumenti importanti sono imputabili ad un basso valore di rigidezza verticale della seconda traversa $Kz=2085\ N/mm$ e si ripercuotono anche sui valori di ampiezza picco-picco della forza verticale sui Dummies, le quali raggiungono aumenti di oltre il 23%. Anche per le sollecitazioni trasversali si presentano aumenti importanti di sollecitazione soprattutto nelle manovre in terza marcia. Per le sollecitazioni trasversali non ci sono variazioni sensibili di ampiezza massima picco-picco in risonanza, mentre non sono trascurabili le variazioni per le sollecitazioni in direzione verticale che in generale in risonanza tendono a diminuire, questo tipo di diminuzione si paleserà anche per i successivi veicoli analizzati.

Queste influenze sono percepibili anche andando a leggere dall'alto verso il basso la tabella dei PVI riportata in figura 5.48. Passando dal modello 1 al modello 3 si nota come aumentino i valori dei PVI F a regime mentre quelli in risonanza tendono ad abbassarsi. Non ci sono invece sensibili variazioni sui PVI A relativi alle accelerazioni angolari a riconferma della limitata influenza della cedevolezza del telaio su questa grandezza. In generale, confrontando i PVI per l'ID2 con quelli dell'ID1 (figura 5.34) si nota come per le sollecitazioni siano molto più alti, quasi doppi, infatti il veicolo in questione è tra i più problematici della gamma proposta, con trepidazioni fortemente percepite dagli autisti e riscontrate durante alcune prove sperimentali e testing in pista. Si specifica però che i PVI così elevati in prima marcia potrebbero essere un limite del modello in quanto l'angolo τ (figura 2.1) dell'albero ingresso ponte viene mantenuto costante e pari al valore massimo associato alla massima coppia transitante sulla trasmissione per tutta la manovra, mentre in realtà dovrebbe diminuire di valore subito dopo lo spunto. Inoltre essendo la manovra in prima marcia con dinamica molto elevata il disturbo dovuto alle trepidazioni spesso non ha tempo di svilupparsi visto il ridotto intervallo di tempo con il quale si movimenta il veicolo utilizzando il primo rapporto, potrebbe essere problematico invece nel caso di percorsi in salita in cui il si usa più spesso e per più tempo la prima marcia. Dalle prove su pista è risultata particolarmente problematica la manovra in terza marcia riscontrando elevata rumorosità e vibrazioni, in questo caso i PVI rappresentano bene questo disturbo avendo valori circa 5 o 6 volte superiori alla soglia di accettabilità proposta pari a 1, inoltre si nota come introducendo la cedevolezza delle traverse questi valori tendano ad aumentare passando da 4.98 per il modello 1 a 5.74 per il modello 3 con un aumento di circa il 15% per la manovra M3.

						MODELLO	1		PVI_A	PVI_F	PVI_F
								IM	(REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
									[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1
								M1	0,30	62,34	NO
								М3	0,42	4,98	64,38
								M6	1,85	0,23	7,73
								٧1	0,22	23,74	NO
								V3	0,30	4,75	21,93
								V6	0,49	0,22	6,22
	MODELLO 2		60						PVI_A	PVI_F	PVI_F
C	9.3	F 744		C		F 400	1	IM	(REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
Supporto 1	Massa [Kg]	5,744		Supporto 2	Massa [Kg]	5,189			[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1
KX [N/mm]	1,00E+08	FX_Damp	10	KX [N/mm]	1,00E+08	FX_Damp	10	M1	0,30	64,72	NO
KY [N/mm]	1,00E+08	FY_Damp	10	KY [N/mm]	1,00E+08	FY_Damp	10	М3	0,42	5,29	64,52
KZ [N/mm]	1000000	FZ_Damp	10	KZ [N/mm]	1000000	FZ_Damp	10	M6	1,85	0,23	7,85
KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08			KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	V1	0,22	24,59	NO
KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08			KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	V3	0,30	5,05	22,31
KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	V6	0,49	0,22	6,33
8	MODELLO 3								PVI_A	PVI_F	PVI_F
Supporto 1	Massa [Kg]	5,744	н	Supporto 2	Massa [Kg]	5,189	G	IM	(REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
					4079	,		N41	[-]≤1 0,31	[-]≤1	[-]≤1
KX [N/mm]	6848	FX_Damp	10000	KX [N/mm]		FX_Damp	10	M1	112.00000	76,84	NO
KY [N/mm]	9000	FY_Damp		KY [N/mm]	22417	FY_Damp	10	М3	0,42	5,74	52,97
KZ [N/mm]	2271	FZ_Damp		KZ [N/mm]	2085	FZ_Damp	10	M6	1,87	0,23	6,29
KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08			KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	V1	0,23	29,02	NO
KrotY [Nmm/rad]				KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	V3	0,31	5,61	18,47
KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	V6	0,49	0,22	3,62
					*						

Figura 5.48: 35S - ID2 - PVI

5.4.3 Veicolo 35S Allungata - ID3

Siccome il veicolo ID2 presentava problemi rilevanti di vibrazione e rumorosità dovuta ai fenomeni vibratori della linea di trasmissione, è stato proposto di effettuare le analisi sul comportamento vibrazionale anche sul veicolo ID3, nel quale, come accennato in precedenza si è arretrato il primo supporto di circa 160mm allungando quindi il primo albero della trasmissione e riducendo i disallineamenti tra i tronchi. I miglioramenti ottenuti sono considerevoli e sono testimoniati dai valori di sollecitazione minori riscontrati. Seguendo la medesima modalità con cui si sono esposti i risultati salienti per i veicoli ID1 e ID2 si presenta prima lo schema del telaio e relativi dettagli su i 2 supporti, figura 5.49 e 5.50 successivamente gli istogrammi e le relative tabelle riassuntive anche per il veicolo ID3.

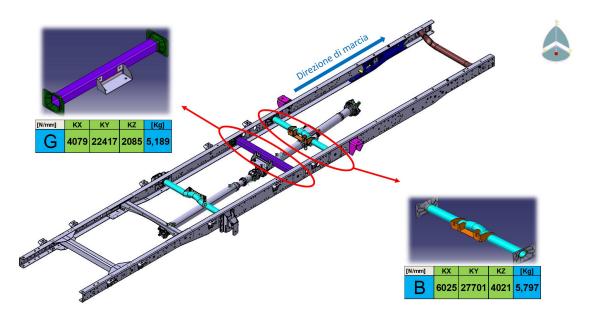


Figura 5.49: Telaio e traverse Veicolo 35S - ID3

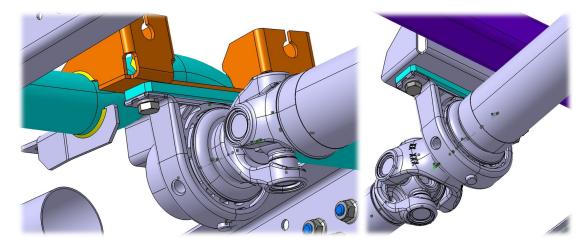


Figura 5.50: Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa B - Destra: Supp.2 Traversa G

Come si vede dalla figura 5.50 per arretrare il primo supporto è bastato montare una staffa dal lato opposto del tubo (Staffa arancione), la quale avendo un minor sbalzo ed essendo più rigida viste le numerose saldature interne conferisce una rigidezza verticale ben maggiore di quella della staffa H, infatti si passa da 2271 N/mm per la staffa H a 4021 N/mm per la staffa G.

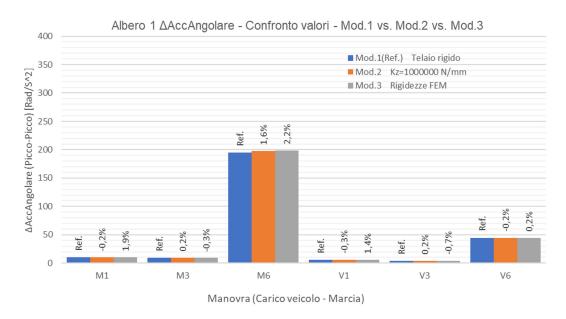


Figura 5.51: 35S - ID3 - Accelerazione angolare albero 1

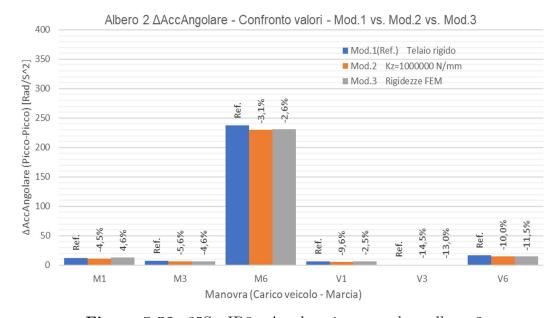


Figura 5.52: 35S - ID3 - Accelerazione angolare albero 2

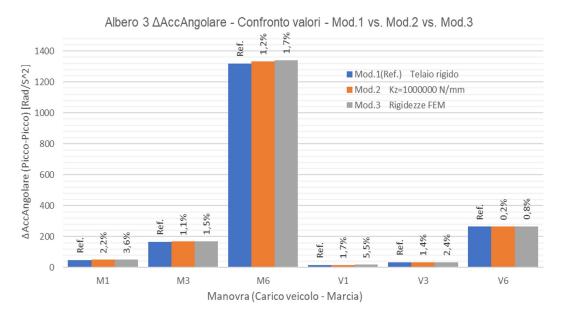


Figura 5.53: 35S - ID3 - Accelerazione angolare albero 3

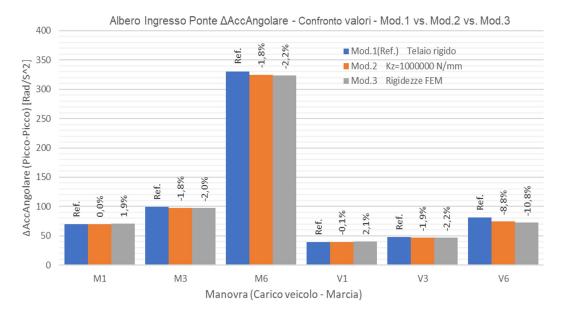


Figura 5.54: 35S - ID3 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte

Albe	ero1 - ∆w	$[rad/s^2]$	Picco-Pi	cco)	10
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3
M1	10,0	10,0	10,2	-0,2%	1,9%
M3	9,3	9,3	9,3	0,2%	-0,3%
M6	194,7	197,8	198,9	1,6%	2,2%
V1	5,7	5,6	5,7	-0,3%	1,4%
V 3	4,0	4,1	4,0	0,2%	-0,7%
V 6	44,7	44,6	44,8	- <mark>0,2</mark> %	0,2%
Albe	ero 2 - ∆wi	$[rad/s^2]$	Picco-Pi	cco)	
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3
M1	12,1	11,5	12,6	-4,5%	4,6%
M3	7,0	6,6	6,6	-5,6%	-4,6%
M6	237,5	230,2	231,4	-3,1%	- <mark>2,6</mark> %
V1	6,2	5,6	6,1	-9,6%	-2,5%
V3	1,0	0,9	0,9	-14,5%	-13,0%
V 6	16,5	14,8	14,6	-10,0%	-11,5%
Albe	ero3 - ∆w	$[rad/s^2]$	Picco-Pi	cco)	
88	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3
M1	49,7	50,7	51,5	2,2%	3,6%
M3	167,4	169,2	169,9	1,1%	1,5%
M6	1318,2	1333,6	1340,6	1,2%	1,7%
V1	17,0	17,3	18,0	1,7%	5,5%
V3	34,6	35,1	35,4	1,4%	2,4%
V6	264,1	264,7	266,3	0,2%	0,8%
Albe				$w [rad/s^2]$ (Picco-P	100 000 000 000 000 000 000 000 000 000
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3
M1	69,6	69,6	70,9	0,0%	1,9%
M3	99,1	97,4	97,1	-1,8%	-2,0%
M6	330,6	324,7	323,2	-1,8%	-2,2%
V1	39,4	39,4	40,2	-0,1%	2,1%
V3	47,6	46,7	46,6	-1,9%	-2,2 %
V 6	81,3	74,1	72,5	-8,8%	-10,8%

Figura 5.55: 35S - ID3 - Accelerazione angolare alberi - Valori

Confrontando i risultati in tabella con quelli per il veicolo ID2 si nota che i valori assoluti delle ampiezze di accelerazione angolare decrescono in maniera importante, ma questo decremento è legato esclusivamente alla diversa configurazione angolare ed in maniera trascurabile alla rigidezza maggiore della prima traversa rispetto al veicolo ID2.

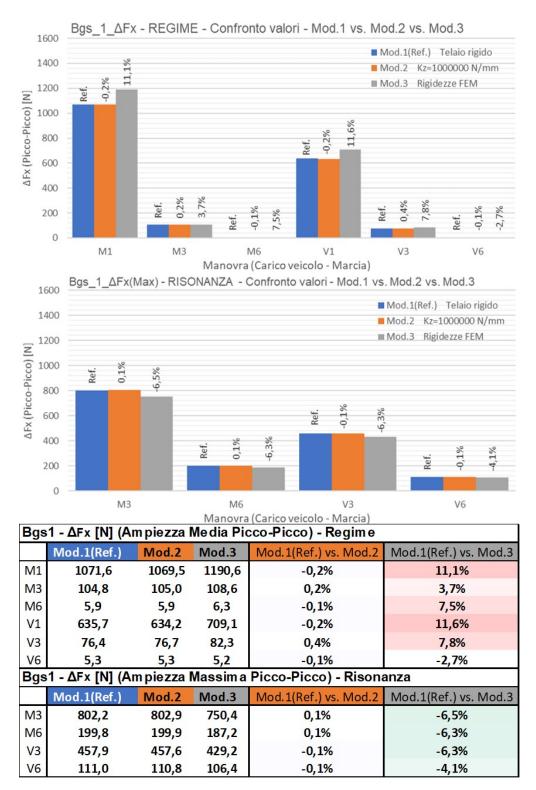


Figura 5.56: 35S - ID3 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto

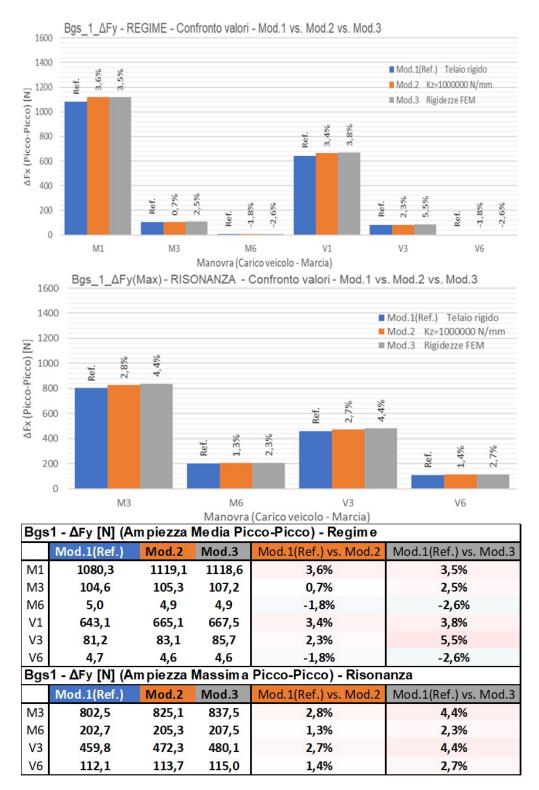


Figura 5.57: 35S - ID3 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto

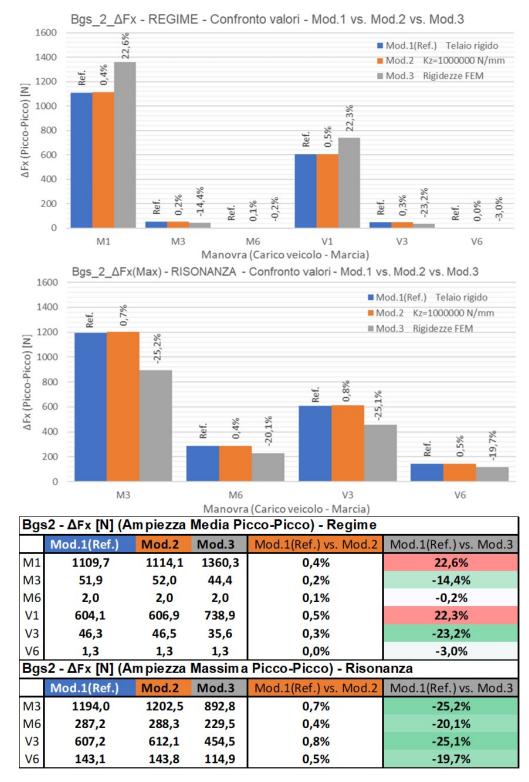


Figura 5.58: 35S - ID3 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto

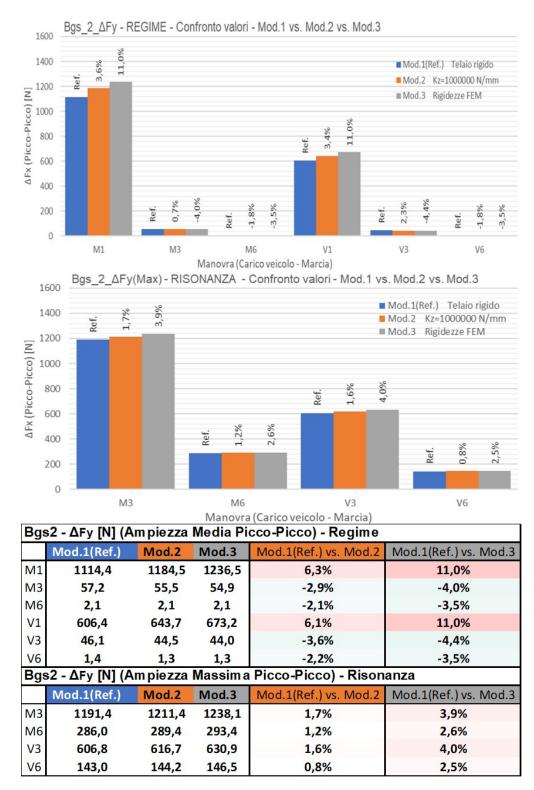


Figura 5.59: 35S - ID3 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto

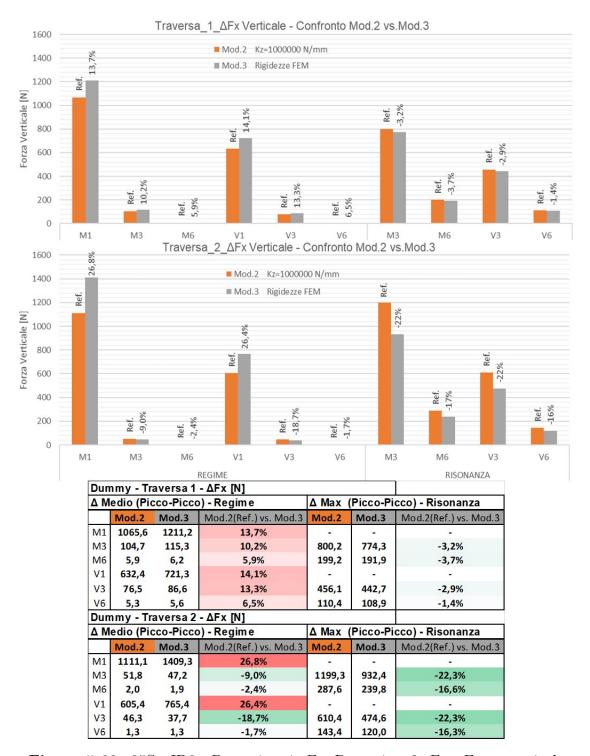


Figura 5.60: 35S - ID3 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale

Dai risultati proposti si nota come le influenze delle traverse abbiano all'incirca il medesimo peso percentuale confronto con i risultati per il veicolo ID2, è interessante però notare come i valori assoluti delle sollecitazioni siano diversi sopratutto per le manovre in terza marcia, si passa da oltre 400N di sollecitazione verticale sul primo supporto (Bgs_1_Fx) per la manovra ID2-M3 a poco più di 100 N per la medesima manovra sul veicolo ID3, queste variazioni sono frutto quasi esclusivamente della diversa configurazione della linea di trasmissione. Confrontando le tabelle riassuntive dei PVI per questi 2 veicoli, rispettivamente figura 5.48 per ID2 e figura 5.61 per ID3 si nota come variando la configurazione della linea di trasmissione sia stato eliminato il problema con i PVI_A in sesta marcia e quello dei PVI_F in terza marcia, mentre per la prima marcia non ci sono variazioni considerevoli.

						MODELLO	1		PVI_A	PVI_F	PVI_F
							_	IM	(REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
									[-] ≤ 1	[-] ≤ 1	[-] ≤ 1
								M1	0,28	61,08	NO
								M3	0,36	0,74	52,71
								M6	0,81	0,16	3,13
								V1	0,19	19,77	NO
								V3	0,20	0,66	14,77
								V6	0,28	0,14	0,84
	MODELLO 2								PVI_A (A	PVI_F	PVI_F
<u>e</u>			1					IM	REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
Supporto 1	Massa [Kg]	5,80		Supporto 2	Massa [Kg]	5,189			[-] ≤ 1	[-] ≤ 1	[-] ≤ 1
KX [N/mm]	1,00E+08	FX Damp	10	KX [N/mm]	1,00E+08	FX Damp	10	M1	0,28	64,29	NO
KY [N/mm]	1,00E+08	FY Damp	10	KY [N/mm]	1,00E+08	FY Damp	10	M3	0,36	0,74	54,07
KZ [N/mm]	1000000	FZ_Damp	10	KZ [N/mm]	1000000	FZ_Damp	10	M6	0,82	0,16	3,18
KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	KrotX [Nmm/rad]	1,00E+08	TX_Damp	1,00E+04	V1	0,19	20,76	NO
KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	KrotY [Nmm/rad]	1,00E+08	TY_Damp	1,00E+04	V3	0,20	0,66	15,15
KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	KrotZ [Nmm/rad]	1,00E+08	TZ_Damp	1,00E+04	V6	0,28	0,14	0,85
	MODELLO 3			- 120					PVI_A (A	PVI_F	PVI_F
Supporto 1	Massa [Kg]	5,80	В	Supporto 2	Macca [Kn]	5,189	G	IM	REGIME)	(REGIME)	(RISONANZA)
KX [N/mm]				KX [N/mm]	4079			M1	[-] ≤ 1 0,28	[-] ≤ 1 77,14	[-]≤1
	6025	FX_Damp	10			FX_Damp	10				NO
KY [N/mm]	27701	FY Damp	10	KY [N/mm]	22417	FY Damp	10	M3	0,36	0,74	45,85
								7////			
KZ [N/mm]	4021	FZ_Damp	10	KZ [N/mm]	2085	FZ_Damp	10	M6	0,82	0,16	2,77
KrotX [Nmm/rad]	4021 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp	10 1,00E+04	KZ [N/mm] KrotX [Nmm/rad]	2085 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp	10 1,00E+04	M6 V1	0,82 0,19		2,77 NO
KrotX [Nmm/rad] KrotY [Nmm/rad]	4021 1,00E+08 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp TY_Damp	10 1,00E+04 1,00E+04	KZ [N/mm] KrotX [Nmm/rad] KrotY [Nmm/rad]	2085 1,00E+08 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp TY_Damp	10 1,00E+04 1,00E+04		0,82 0,19 0,20	0,16 24,84 0,65	NO 13,00
KrotX [Nmm/rad]	4021 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp TY_Damp	10 1,00E+04 1,00E+04	KZ [N/mm] KrotX [Nmm/rad]	2085 1,00E+08 1,00E+08	FZ_Damp TX_Damp	10 1,00E+04 1,00E+04	V1	0,82 0,19	0,16 24,84	NO

Figura 5.61: 35S - ID3 - PVI

Appare chiaro che fare considerazioni su veicoli in cui cambiano sia rigidezze delle traverse che assetto della trasmissione possa essere complesso, a questo scopo si è cercato di separare i 2 effetti facendo alcuni confronti tra i 2 veicoli sulle principali grandezze in gioco, tralasciando le accelerazioni angolari. Il primo confronto è stato fatto sulle forze verticali agenti sui Dummies ed è presentato in figura 5.62.

I colori delle colonne, arancione e grigio richiamano quelli degli istogrammi, mentre il verde ed il rosa indicano i 2 IDs, in bianco sono presentati i valori numerici delle ampiezze picco-picco in N. Le colonne arancioni calcolano la variazione tra i 2 IDs per il modello 2, quello con valori di rigidezza delle traverse molto alte, mentre la colonna grigia calcola la variazione percentuale tra i 2 IDs per il modello 3, quello con rigidezze calcolate tramite FEM, valutando la differenza tra le percentuali nelle colonne arancioni e grigie si può separare il contributo dovuto alla modifica di assetto della trasmissione da quello relativo alla variazione di rigidezza della prima traversa. Nel caso in cui le due % fossero le stesse o molto vicine vorrebbe dire che tutto l'effetto è dato dalla diversa configurazione della driveline, mentre se le percentuali sono sensibilmente diverse è presente un effetto della cedevolezza delle traverse non trascurabile.

	DUMM	Υ 1 - ΔF	orza Ve	rticale	REGIMI	E [N]	DUMMY 2 - ΔForza Verticale				REGIME [N]	
	ID 2		ID 3		ID 2 Vs. ID 3		ID 2		ID 3		ID 2 Vs. ID 3	
	Mod.2	Mod.3	Mod.2	Mod.3	Mod.2	Mod.3	Mod.2	Mod.3	Mod.2	Mod.3	Mod.2	Mod.3
M1	1223	1405	1066	1211	-13%	-14%	948	1174	1111	1409	17%	20%
M3	422	442	105	115	-75%	-74%	173	112	52	47	-70%	-58%
M6	15	15	6	6	-59%	-58%	3	3	2	2	-35%	-37%
V1	806	927	632	721	-22%	-22%	498	615	605	765	22%	24%
V3	410	440	76	87	-81%	-80%	168	107	46	38	-72%	-65%
V6	14	15	5	6	-63%	-62%	2	2	1	1	-43%	-45%

Figura 5.62: 35S - Confronto ID 2 Vs. ID 3 - Forza Verticale Dummies

Tralasciando le manovre in sesta marcia, le quali hanno valori di sollecitazione del tutto trascurabili si può notare come in prima marcia le percentuali siano praticamente le medesime, quindi anche essendoci importanti influenze sui valori assoluti di sollecitazione da parte delle traverse (oltre il 23%, figure 5.47 e 5.60) la diminuzione di sollecitazione da ID2 e ID3 non è legata alla differenza di rigidezza della prima traversa (Rigidezza verticale quasi doppia) ma alla diversa configurazione della driveline.

Analoghe considerazioni possono essere fatte valutando le sollecitazioni verticali e trasversali su i 2 supporti albero, come esposto in figura 5.63, i confronti in questo caso sono stati fatti tra il modello 1 (Modello di base con telaio non modellizzato/infinitamente rigido) colonna Blu e modello 3 Colonna Grigia. Confrontando i valori percentuali si nota anche in questo caso che la diminuzione di sollecitazione

passando dall'ID2 all'ID3 è quasi esclusivamente merito della diversa configurazione della linea di trasmissione ed in trascurabile parte dovuta alla diversa rigidezza della prima traversa.

	Bgs_1	- ΔFx Ve	rticale		REGIME [N] Bgs_1 - ΔFy Trasv			asversa	sversale REGIME [E [N]	
	ID 2		ID 3		ID 2 Vs. ID 3		ID 2		ID 3		ID 2 Vs. ID 3	
	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3
M1	1229	1371	1072	1191	-13%	-13%	1251	1323	1080	1119	-14%	-15%
M3	419	425	105	109	-75%	-74%	399	463	105	107	-74%	-77%
M6	15	14	6	6	-60%	-55%	13	13	5	5	-62%	-62%
V1	810	906	636	709	-22%	-22%	839	889	643	667	-23%	-25%
V3	407	424	76	82	-81%	-81%	393	456	81	86	-79%	-81%
V6	14	14	5	5	-63%	-63%	13	13	5	5	-65%	-64%

	Bgs_2 -	ΔFx Ve	rticale		REGIMI	REGIME [N] Bgs_2 - ΔFy Trasversale				e	REGIME [N]	
	ID 2	2 ID 3		ID 2 Vs. ID 3		ID 2		ID 3		ID 2 Vs. ID 3		
	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3	Mod.1	Mod.3
M1	948	1136	1110	1360	17%	20%	955	1052	1114	1237	17%	18%
M3	170	108	52	44	-69%	-59%	163	194	57	55	-65%	-72%
M6	3	3	2	2	-35%	-35%	3	3	2	2	-36%	-36%
V1	498	596	604	739	21%	24%	503	556	606	673	21%	21%
V3	165	103	46	36	-72%	-65%	160	188	46	44	-71%	-77%
V6	2	2	1	1	-44%	-43%	3	2	1	1	-46%	-46%

Figura 5.63: 35S - Confronto ID 2 Vs. ID 3 - Sollecitazioni Supporti

Per isolare il solo effetto delle diverse rigidezze delle traverse si è effettuata un ulteriore analisi quella sul veicolo ID 4.

5.4.4 Veicolo 35S Indebolito - ID4

Per l'ID4 non esiste in realtà un disegno, per questa analisi si è semplicemente utilizzato l'assetto della linea di trasmissione del veicolo ID3 e si sono sostituite le rigidezze della prima traversa, da quelle della traversa B a quelle della traversa H, figura 5.17, la quale ha rigidezza verticale quasi dimezzata e rigidezza trasversale ridotta a circa un terzo, per questa ragione l'ID4 è stato definito "Indebolito". Si riporta per completezza la tabella riassuntiva con i valori delle accelerazioni angolari omettendo i consueti 4 istogrammi, mentre si riportano i risultati completi in merito alle sollecitazioni sui supporti e sui Dummies in quanto verranno effettuati confronti numerici con gli omologhi risultati per il veicolo ID3.

Albe	ero 1 - Δw	$[rad/s^2]$ (F	Picco-Pic	co)	y					
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	10,0	10,0	10,3	-0,2%	3,0%					
M3	9,3	9,3	9,3	0,2%	-0,3%					
M6	194,7	197,8	197,3	1,6%	1,3%					
V1	5,7	5,6	5,8	-0,3%	2,4%					
V3	4,0	4,1	4,0	0,2%	-1,0%					
V6	44,7	44,6	44,8	-0,2%	0,3%					
Albe	Albero 2 - Δw [rad/s ²] (Picco-Picco)									
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	12,1	11,5	13,2	-4,5%	9,2%					
M3	7,0	6,6	6,5	-5,6%	-7,2%					
M6	237,5	230,2	228,8	-3,1%	-3,7%					
V1	6,2	5,6	6,3	-9,6%	1,7%					
V3	1,0	0,9	0,9	-14,5%	-8,1%					
V6	16,5	14,8	15,4	-10,0%	-6,5%					
Albe	ero3-∆w	$[rad/s^2]$	Picco-Pic	co)	2					
3	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	49,7	50,7	52,0	2,2%	4,6%					
M3	167,4	169,2	169,2	1,1%	1,1%					
M6	1318,2	1333,6	1332,3	1,2%	1,1%					
V1	17,0	17,3	18,5	1,7%	8,7%					
V3	34,6	35,1	35,2	1,4%	1,7%					
V6	264,1	264,7		0,2%	0,8%					
Albe			onte - △	\dot{w} [rad/s^2] (Picco-Pi	icco)					
	Mod.1(Ref.)	Mod.2	Mod.3	Mod.1(Ref.) vs. Mod.2	Mod.1(Ref.) vs. Mod.3					
M1	69,6	69,6	71,4	0,0%	2,6%					
M3	99,1	97,4	98,0	-1,8%	-1,2%					
M6	330,6	324,7	323,9	-1,8%	-2,0%					
V1	39,4	39,4	40,5	-0,1%	2,7%					
V3	47,6	46,7	47,1	-1,9%	-1,2%					
V6	81,3	74,1	75,0	-8,8%	-7,8%					

Figura 5.64: 35S - ID4 - Accelerazione angolare alberi - Valori

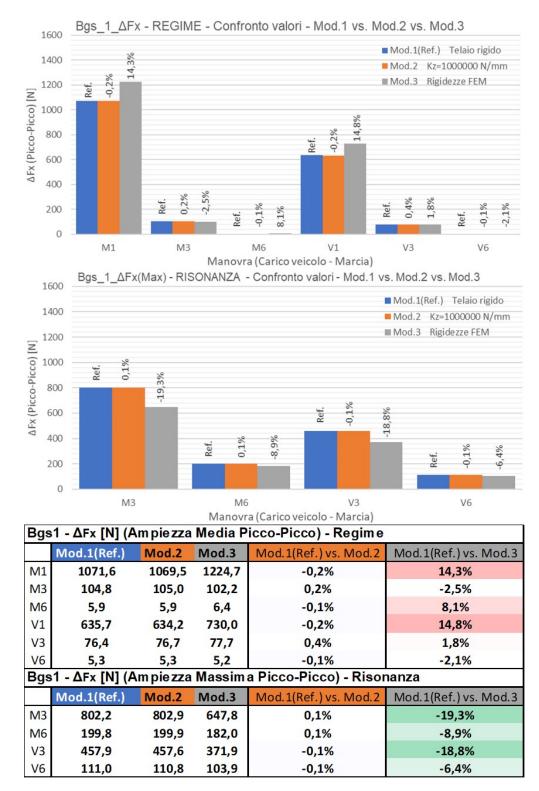


Figura 5.65: 35S - ID4 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto

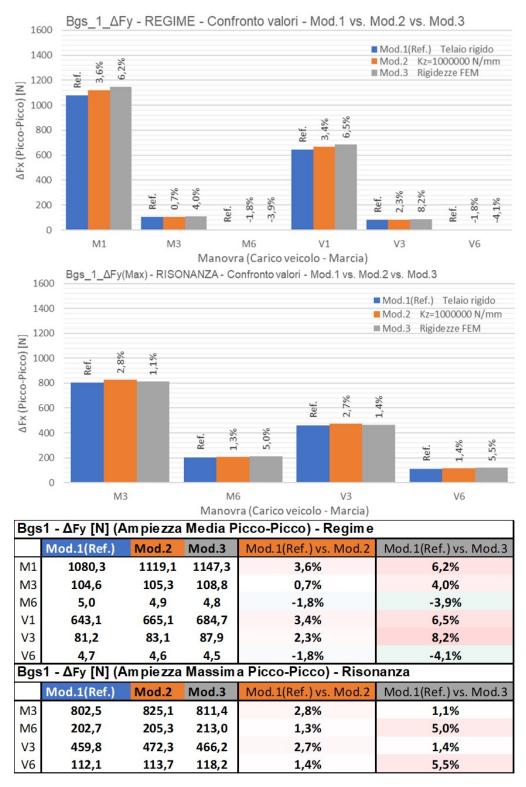


Figura 5.66: 35S - ID4 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto

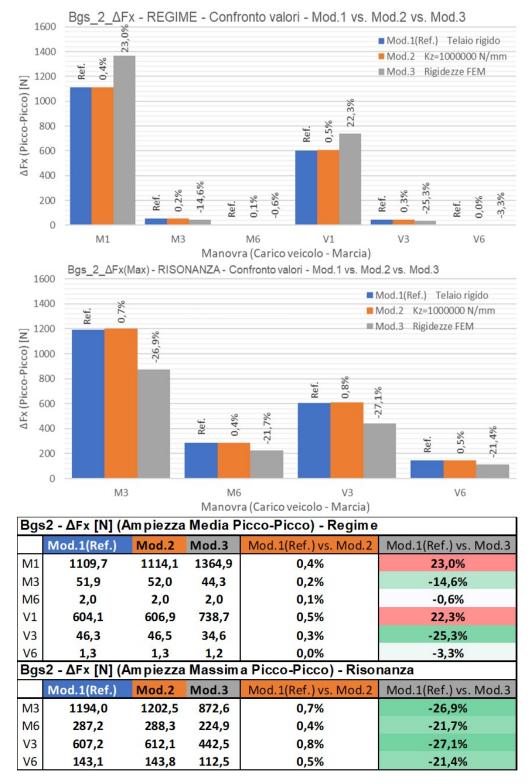


Figura 5.67: 35S - ID4 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto

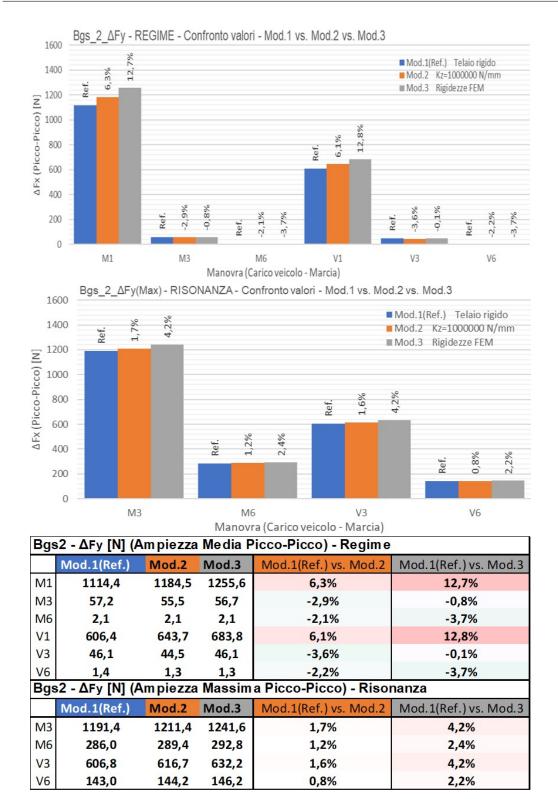


Figura 5.68: 35S - ID4 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto

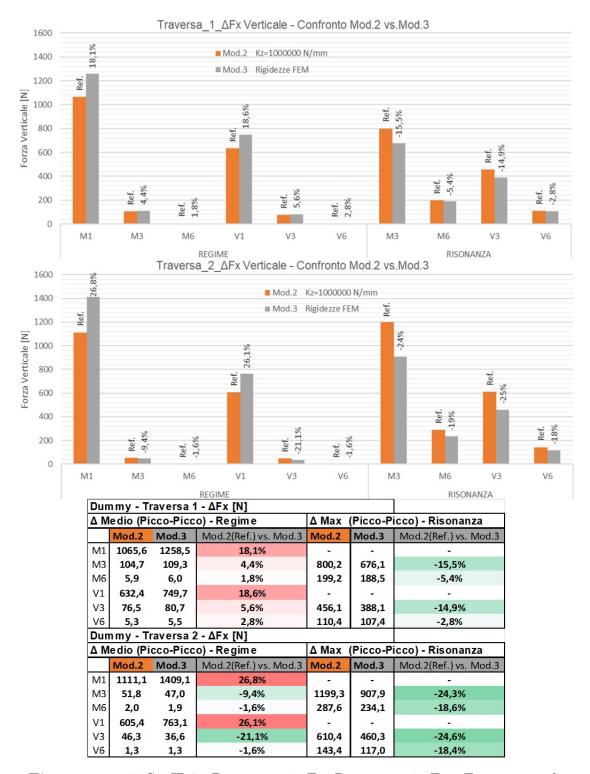


Figura 5.69: 35S - ID4 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale

Dopo aver esposto i risultati relativi alle analisi svolte sul veicolo ID4 si possono fare alcune considerazioni in merito alle variazioni sui risultati dovute alla diversa rigidezza della prima traversa, nella figura 5.71 è disponibile un confronto numerico sulle sollecitazioni agenti sul primo e secondo supporto. Nella prima colonna in bianco sono riportati i valori ottenuti sul modello 1 essi saranno i medesimi per il veicolo ID3 e ID4 in quanto hanno la stessa configurazione per la linea di trasmissione. Nelle prime 2 colonne rosa e azzurre sono invece presentati i valori assoluti riscontranti sul modello 3, quello con traverse cedevoli, nelle seconde 2 colonne rosa e azzurre sono invece presentate le variazioni percentuali tra modello 1 e modello 3, già tramite queste due percentuali è possibile stabilire il peso relativo delle rigidezze traversa, per esempio, confrontando la prima riga, relativa alla forza verticale sul primo supporto in prima marcia, si può notare come le due percentuali siano diverse, +11% per l'ID3, +14.3% per l'ID4, quindi per questa manovra se si utilizza la traversa B (Kz=4021 N/mm) a sostegno del primo supporto si ottiene un aumento dell'ampiezza di sollecitazione pari a +11.1% mentre se si utilizza la traversa H (Kz=2271 N/mm) si ottiene un aumento più considerevole raggiungendo il +14.3\%. Nell'ultima colonna invece si riporta il confronto percentuale sul modello 3 per i 2 IDs.

In generale le variazioni esposte nella colonna grigia non superano mai il 6%, ad indicare una proporzionalità molto ridotta tra incremento di sollecitazioni e le rigidezze delle traverse. In breve: sono necessarie elevatissime variazioni di rigidezza per avere marcate variazioni di sollecitazione. Per le manovre in prima marcia, che sono le più problematiche dal punto di vista delle sollecitazioni, nonostante la rigidezza verticale della prima traversa sia quasi dimezzata la variazione tra i risultati del modello 3 per i 2 IDs non supera i 3 punti percentuale.

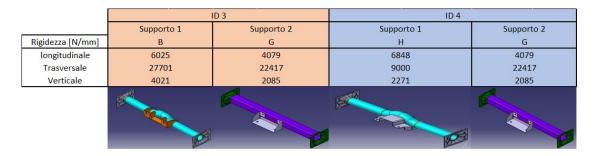


Figura 5.70: 35S - ID3 Vs. ID4 - Elenco Traverse

	Bgs_1 - ΔFx Ve	rticale	REGIME [N	N]		ii ii
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	
	Mod.1	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1072	1191	1225	11,1%	14,3%	2,9%
M3	105	109	102	3,7%	-2,5%	-5,9%
M6	6	6	6	7,5%	8,1%	0,5%
V1	636	709	730	11,6%	14,8%	3,0%
V3	76	82	78	7,8%	1,8%	-5,5%
V6	5	5	5	-2,7%	-2,1%	0,6%
	Bgs_1 - ΔFy Tr	asversale	REGIME [N	N]		
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	
	Mod.1	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1080	1119	1147	3,5%	6,2%	2,6%
M3	105	107	109	2,5%	4,0%	1,5%
M6	5	5	5	-2,6%	-3,9%	-1,4%
V1	643	667	685	3,8%	6,5%	2,6%
V3	81	86	88	5,5%	8,2%	2,6%
V6	5	5	4	-2,6%	-4,1%	-1,5%
	Bgs_2 - ΔFx Ve	rticale	REGIME [N	1]		
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	65 55
	Mod.1	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1110	1360	1365	22,6%	23,0%	0,3%
M3	52	44	44	-14,4%	-14,6%	-0,2%
M6	2	2	2	-0,2%	-0,6%	-0,3%
V1	604	739	739	22,3%	22,3%	0,0%
V3	46	36	35	-23,2%	-25,3%	-2,8%
V6	1	1	1	-3,0%	-3,3%	-0,3%
	Bgs_2 - ΔFy Tra	asversale	REGIME [N	N]		
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	
	Mod.1	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1114	1237	1256	11,0%	12,7%	1,5%
M3	57	55	57	-4,0%	-0,8%	3,4%
M6	2	2	2	-3,5%	-3,7%	-0,2%
V1	606	673	684	11,0%	12,8%	1,6%
V3	46	44	46	-4,4%	-0,1%	4,6%
V6	1	1	1	-3,5%	-3,7%	-0,2%

 $\bf Figura~5.71:~35S$ - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Sollecitazioni sui supporti

Le stesse considerazioni che sono state fatte in merito alle forze sui supporti possono essere fatte considerando le sollecitazioni verticali sulle traverse, come esposto in figura 5.72, anche per queste grandezze si può notare la minima proporzionalità tra la rigidezza della traversa e l'aumento di sollecitazione. Infine è interessante notare come le variazioni tendano ad estinguersi ma non ad annullarsi se si considera il secondo Dummy o il secondo supporto albero. Quindi andare a modificare una traversa ha ripercussioni percepite non solo dalla traversa stessa ma anche dall'altra.

	Dummy 1 - ΔFz	Verticale	REGIME [N	N]		
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	3
	Mod.2	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1066	1211	1259	13,7%	18,1%	3,9%
M3	105	115	109	10,2%	4,4%	-5,2%
M6	6	6	6	5,9%	1,8%	-3,9%
V1	632	721	750	14,1%	18,6%	3,9%
V3	76	87	81	13,3%	5,6%	-6,8%
V6	5	6	5	6,5%	2,8%	-3,4%
	Dummy 2 - ΔFz	Verticale	REGIME [N			
	ID 3 - ID4	ID 3	ID 4	ID 3	ID 4	
	Mod.2	Mod.3	Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.1 vs. Mod.3	Mod.3 vs Mod.3
M1	1111	1409	1409	26,8%	26,8%	0,0%
M3	52	47	47	-9,0%	-9,4%	-0,4%
M6	2	2	2	-2,4%	-1,6%	0,9%
V1	605	765	763	26,4%	26,1%	-0,3%
V3	46	38	37	-18,7%	-21,1%	-3,0%
V6	1	1	1	-1,7%	-1,6%	0,2%

Figura 5.72: 35S - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Sollecitazioni sui Dummies

Per completezza si riporta in figura 5.73 anche il confronto sui PVI, ovviamente per il modello 1 e 2 visto che gli IDs 3 e 4 hanno lo stesso assetto per la driveline ci sarebbero stati gli stessi valori, dunque si sono omessi, mentre per il modello 3 si notano leggere variazioni soprattutto in prima marcia, ma comunque di piccola entità.

				t _e	1			
			ID 3					
M		PVI_A (A REGIME)	PVI_F (REGIME)	PVI_F (RISONANZA)				
0		[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1				
D	M1	0,28	61,08	NO				
	M3	0,36	0,74	52,71				
	M6	0,81	0,16	3,13				
	V1	0,19	19,77	NO				
1	V3	0,20	0,66	14,77				
	V6	0,28	0,14	0,84				
М		PVI_A (A REGIME)	PVI_F (REGIME)	PVI_F (RISONANZA)	1			
О		[-]≤1	[-]≤1	[-]≤1				
D	M1	0,28	64,29	NO				
	М3	0,36	0,74	54,07				
	M6	0,82	0,16	3,18				
	V1	0,19	20,76	NO				
2	V3	0,20	0,66	15,15				
_	V6	0,28	0,14	0,85			ID 4	
М		PVI_A (A REGIME)	PVI_F (REGIME)	PVI_F (RISONANZA)	П	PVI_A (A REGIME)	PVI_F (REGIME)	PVI_F (RISONANZA
0		[-] ≤ 1	[-] ≤ 1	[-] ≤ 1		[-] ≤ 1	[-] ≤ 1	[-] ≤ 1
D	M1	0,28	77,14	NO	M1	0,28	79,79	NO
	МЗ	0,36	0,74	45,85	МЗ	0,36	0,73	43,13
	M6	0,82	0,16	2,77	M6	0,82	0,16	2,74
	V1	0,19	24,84	NO	V1	0,19	25,70	NO
3	V3	0,20	0,65	13,00	V3	0,20	0,65	12,13
	V6	0,28	0,14	0,89	V6	0,28	0,14	0,89

Figura 5.73: 35S - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Confronto PVI

Capitolo 6

Validazione modello tramite confronto con dati sperimentali

Dopo aver constatato la presenza di influenze sui parametri NVH da parte delle caratteristiche di rigidezza delle traverse telaio, si vuole in questo capitolo analizzare se il modello sviluppato, nonostante le forti approssimazioni introdotte, possa restituire risultati attendibili per giustificare i fenomeni riscontrati durante le analisi. Per fare ciò si ricorre all'utilizzo di dati sperimentali rilevati durante prove in pista su un veicolo strumentato. Le rilevazioni su veicolo comprendono la time history di velocità angolare motore e rilievi accelerometrici provenienti da sensori fissati sulle traverse che sostengono l'albero di trasmissione figura, 6.1.



Figura 6.1: Veicolo strumentato - Accelerometro 1° Traversa - Accelerometro 2° Traversa

Il veicolo in questione è un Iveco Daily in allestimento Van con passo 3520mm, cambio manuale a 6 rapporti e motore diesel 4 cilindri da 125Kw(170Cv) @3500rpm,

l'assetto della linea di trasmissione è quello analizzato nel capitolo precedente designato come ID3 per la manovra M1, i dati acquisiti durante le prove in pista sono relativi ad una manovra "APMDN1": una rapida accelerazione a piena mandata con successiva decelerata normale (senza l'utilizzo del freno motore), in prima marcia. Purtroppo per il veicolo testato non sono disponibili le rilevazioni di coppia transitante sulla trasmissione in quanto non sono stati installati estensimetri per il rilevamento della stessa. Come ampiamente esposto nel capitolo 5 gli input per il lancio delle simulazioni in ambiente MTB devono comprendere oltre che i dati di assetto della trasmissione, il profilo di velocità e la coppia transitante sugli alberi, per far fronte alla mancanza di quest'ultima si utilizza il rilevamento effettuato sullo stesso veicolo con stesso cambio e allestimento ma con albero di trasmissione diverso. Il motore è fisicamente lo stesso ma con Dateset ECU (Engine Control Unit) aggiornato che comporta caratteristiche motore leggermente diverse in quanto la potenza nominale sviluppata passa da 125Kw a 132Kw. L'utilizzo di questa coppia che nel seguito verrà detta "Ausiliaria" pone di per se un'incertezza sul risultato ottenuto ma si è deciso di utilizzarla ugualmente in quanto le rilevazioni di velocità angolare nei 2 veicoli durante la medesima manovra erano molto simili, si è però provveduto a traslare i profili temporali per farli coincidere. Nel seguito verranno indicate come "Ausiliarie" le grandezze relative all'altro veicolo, quello di cui si dispone dei valori di coppia rilevata sulla linea di trasmissione, mentre verranno dette "Proprie" le grandezze relative al veicolo in esame. In figura 6.2 sono riportate gli andamenti delle grandezze necessarie al lancio della simulazione in ambiente MTB prima e dopo la traslazione di 0.06s.

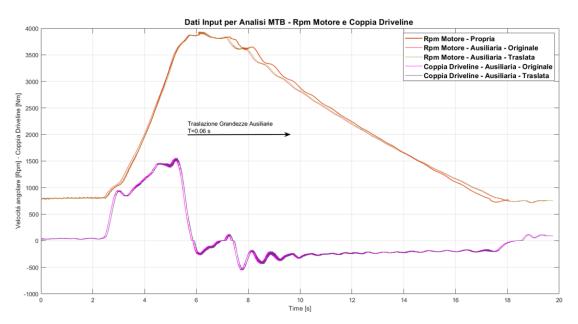


Figura 6.2: Grandezze Input per analisi MTB

Nelle prime simulazioni di prova si sono rilevati tempi di calcolo eccessivamente lunghi raggiungendo anche le 2 ore per una simulazione con durata 14s, per questa ragione si è reso necessario il ricampionamento e la riduzione delle cifre significative per il dato di Coppia sulla driveline, infatti il segnale era stato campionato con frequenza di circa 6400Hz e 7 cifre significative dopo la virgola, utilizzando il comando "Resample" di Matlab è stato possibile ricampionare il segnale a 200Hz, dopodichè si è effettuato un "Medfiltraggio" per avere il segnale più pulito possibile, inoltre si è ridotto il numero di cifre significative dopo la virgola a 4. In figura 6.3 sono visibili i passaggi relativi alla gestione del segnale grezzo di coppia Ausiliaria appena esposti.

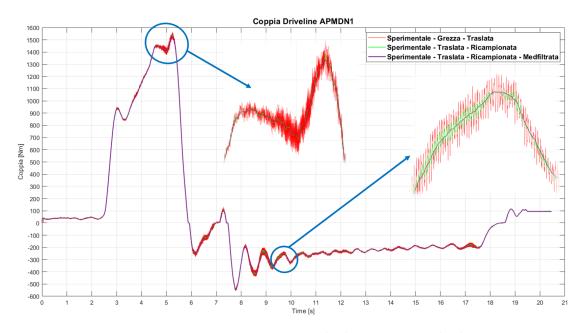


Figura 6.3: Ricampionamento e MedFiltraggio segnale di coppia

Manipolando il dato sperimentale in questa maniera si sono ridotti sensibilmente i tempi di calcolo assestandosi a circa 10/15 minuti per una simulazione di 14s. Dopo aver lanciato le simulazioni la validazione del modello consisterà nell'andare a confrontare i rilievi accelerometrici ricavati sul veicolo strumentato con le accelerazioni restituite dal modello MTB in corrispondenza dei medesimi punti. Siccome gli accelerometri sono stati posizionati in corrispondenza delle 2 traverse, figura 6.1 le accelerazioni del modello MTB da confrontare sono quelle dei 2 Dummies, nello specifico si è preferito fare valutazioni in merito all'accelerazione in direzione verticale perché ha ampiezze di oscillazione maggiori dunque agevola il confronto. I dati sperimentali disponibili per le accelerazioni verticali su prima e seconda traversa sono presentati nelle seguenti 2 figure 6.4,6.5, per agevolare la comprensione si sono riportati sulle medesime immagini gli andamenti della coppia sulla driveline

e della velocità angolare motore.

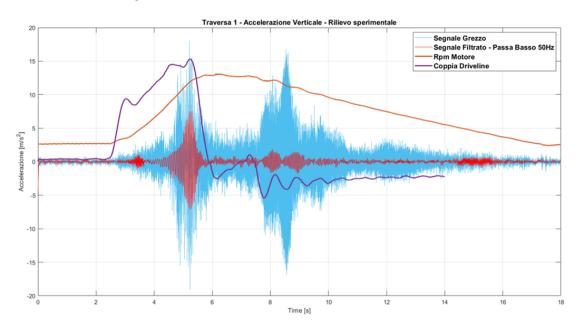


Figura 6.4: Rilievo accelerometrico 1° traversa

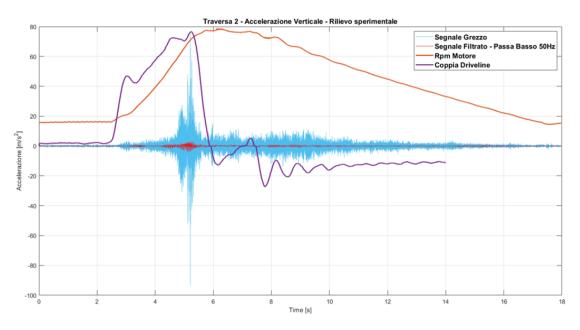


Figura 6.5: Rilievo accelerometrico 2° traversa

Nelle 2 figure oltre al segnale grezzo rappresentato in azzurro è presente in rosso il segnale filtrato, si è reso necessario l'utilizzo di un filtro sia per eliminare il

rumore ad alta frequenza presente, sia per rimuovere i fenomeni che non possono essere riprodotti dal modello MTB. Come specificato nel capitolo 2 il modello di driveline utilizzato considera il motore come un attuatore ideale, senza quindi avere elementi al suo interno che si muovono di moto alterno, risulta allora impossibile simulare tutti i fenomeni vibratori che si presentano durante il funzionamento di un motore a 4T, come le forze centrifughe e le forze alterne. Saranno proprio queste forze alterne che daranno luogo alla componente vibratoria detta "Secondo ordine motore" presente in maniera importante all'interno del segnale grezzo. Per andare a scegliere la frequenza di taglio di 50Hz oltre la quale si vuole eliminare il contenuto in frequenza, si sono fatte una serie di considerazioni che tengono presente le frequenze di risonanza dei supporti, ben rappresentabili dal modello MTB e le frequenze rappresentanti le forze alterne motore, il cosiddetto "Secondo ordine motore" non rappresentabili dal modello MTB. Nel seguito distingueremo le frequenze legate alla velocità di rotazione degli alberi come "Ordine albero" e quelle legate alla velocità di rotazione del motore come "Ordine motore". A titolo di esempio si riportano in tabella i valori di frequenza relativi agli ordini elencati, ricordando che in prima marcia il rapporto di trasmissione al cambio è di 5.375, e che la massima velocità di rotazione del motore è circa 3950 rpm.

Freq. [HZ]	1°Ord. Albero	2°Ord. Albero	1°Ord. Motore	2°Ord. Motore
3950 rpm	12	24	66	132

Tabella 6.1: Frequenze albero e motore

Per andare a popolare la tabella si ricorda che la frequenza con la quale ruota l'albero motore è pari alla velocità di rotazione in rpm divisa per 60, così facendo si ottiene il 1°Ord. Motore, se poi questa grandezza viene moltiplicata per 2 si ottiene il 2°Ord. Motore. Facendo riferimento al capitolo 1, nella stessa maniera è possibile calcolare la frequenza con la quale ruotano gli alberi ricordandosi di dividere la velocità angolare motore per il rapporto di trasmissione.

Per ogni valore di velocità angolare motore è possibile ricavare una tabella come quella esposta, la quale ci può dare indicazioni in merito alle frequenze che possiamo incontrare facendo una trasformata di Fourier su un determinato intervallo di tempo al quale corrisponde un determinato intervallo di velocità angolare. Infatti sono state eseguite una serie di FFT dei segnali accelerometrici grezzi negli intervalli temporali di principale interesse, con lo scopo di capire quali contenuti in frequenza fossero presenti e se quest'ultimi fossero rappresentabili dal modello MTB.

In definitiva si è deciso di filtrare a 50Hz per andare a eliminare il 1°ed il 2° Ord. Motore nelle zone di risonanza, le quali rappresentano gli intervalli più rappresentativi per andare a fare il confronto tra i dati sperimentali e quelli derivanti dall'analisi MTB. Nelle 2 figure successive sono presentati i segnali accelerometrici

filtrati a 50Hz

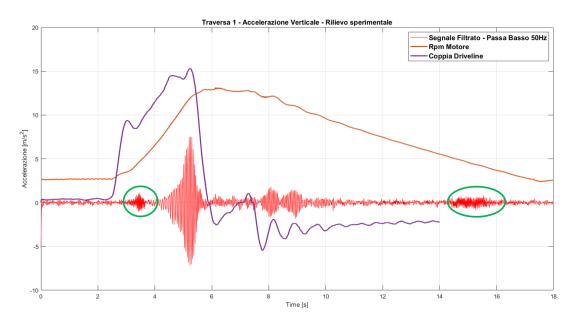


Figura 6.6: Rilievo accelerometrico Filtrato 50Hz 1°traversa

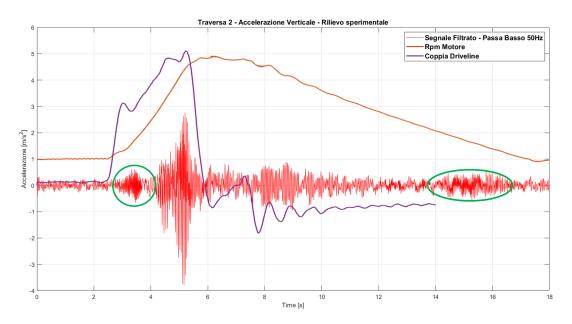


Figura 6.7: Rilievo accelerometrico Filtrato 50Hz 2°traversa

A livello qualitativo è ancora possibile percepire la presenza del 2°Ord. Motore notando zone di colore rosso più scure di altre, negli intervalli $3 \div 4s$ e $14 \div 16s$,

facendo delle FFT in questi intervalli si sono rilevate frequenze tra i $40 \div 50 Hz$ relative proprio al 2° ordine motore, dunque il confronto tra i dati sperimentali e quelli derivanti da modello MTB in queste zone non deve essere preso in considerazione. Con le caratteristiche di rigidezza e smorzamento di figura 6.8 relative agli elementi Bushing del modello MTB, simulanti le traverse ed i supporti albero ed utilizzati nelle analisi esposte nel capitolo 5, sono stati confrontati in figura 6.9 i dati sperimentali con i risultati della simulazione.

Supporti albero	Traversa 1 - B	Traversa 2 - G
\$ [MDI_HEADER] FILE_TYPE = 'lbf' FILE_VERSION = 4.0 FILE_FORMAT = 'ASCII' \$	FILE_TYPE = 'lbf' FILE_VERSION = 4.0	FILE_VERSION = 4.0
[UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'	[UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'	<pre>[UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'</pre>
[FX_DATA] K_VALUES = 257.0 C_VALUES = 0.1832	[FX_DATA] K_VALUES = 6025 C_VALUES = 10	[FX_DATA] K_VALUES = 4079 C_VALUES = 10
[FY_DATA] K_VALUES = 257.0 C_VALUES = 0.1832 \$		[FY_DATA] K_VALUES = 22417 C_VALUES = 10 \$
[FZ_DATA] K_VALUES = 45.0 C_VALUES = 0.045		FZ_DATA] K_VALUES = 2085 C_VALUES = 10
[TX_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325 \$	[TX_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 10E4	TX_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 10E4
[TY_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325		[TY_DATA] K_VALUES = 1000000000.0 C_VALUES = 10E4
[TZ_DATA] K_VALUES = 10.0 C_VALUES = 0.1		[TZ_DATA] K_VALUES = 1000000000.0 C_VALUES = 10E4

Figura 6.8: Rigidezze e smorzamenti Iniziali Bushings supporti albero e traverse

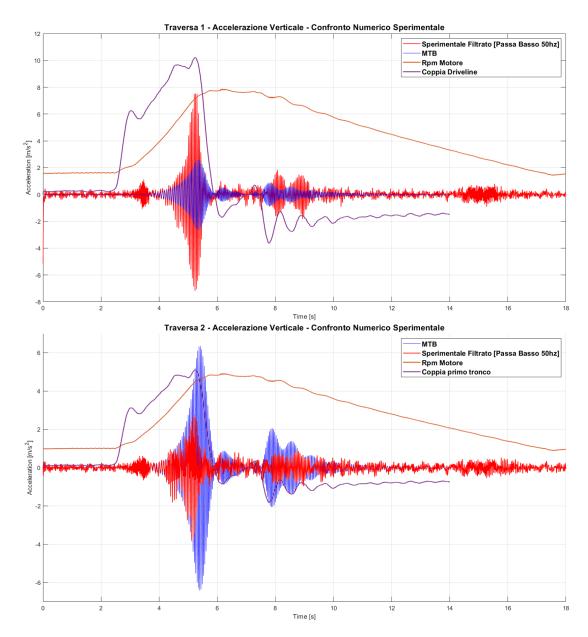


Figura 6.9: Confronto Numerico-Sperimentale Iniziale

Appare chiaro dalla figura 6.9 che i 2 risultati, pur evidenziando chiare analogie, come le risonanza dell'intervallo $4 \div 6s$ e gli altri 2 lobi di risonanza in prossimità dell'intervallo $8 \div 10s$, sono tuttavia sensibilmente diversi; infatti le ampiezze di oscillazione sono troppo basse per la prima traversa mentre sono troppo alte per la seconda. Dopo aver preso atto di questi andamenti si sono lanciate una serie di analisi allo scopo di valutare l'influenza dei valori di smorzamento e rigidezza

utilizzato nel modello MTB.

Si è constatato che: Diminuendo lo smorzamento sulla prima traversa è stato possibile aumentarne le ampiezze di oscillazione. Aumentando lo smorzamento sulla seconda traversa si riduce l'ampiezza di oscillazione della stessa. Si sono fatti anche lievi variazioni sulla rigidezza verticale (Fx) dei center bearing ed in fine si è variata la rigidezza verticale relativa alla prima traversa. Il "Tuning è risultato molto complesso in quanto variando un parametro relativo ad una traversa se ne percepiscono le conseguenze anche sull'altra e viceversa, cercando una soluzione di compromesso che non andasse ad alterare gli smorzamenti dei center bearings si è giunti alle caratteristiche dei Bushing riportate in figura 6.10. I corrispondenti confronti numerico-sperimentali sono presentati in figura 6.11

Supporto 1	Supporto 2	Traversa 1 - B	Traversa 2 - G
MDI_HEADER FILE_TYPE = 'lbf' FILE_VERSION = 4.0 FILE_FORMAT = 'ASCII'	FILE_VERSION = 4.0	F	FILE_TYPE = 'lbf' FILE_VERSION = 4.0 FILE_FORMAT = 'ASCII'
[UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'	UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'	UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'	[UNITS] LENGTH = 'mm' ANGLE = 'degrees' FORCE = 'newton' MASS = 'kg' TIME = 'second'
[FX_DATA] K_VALUES = 185 C_VALUES = 0.1832	[FX_DATA] K_VALUES = 200.0 C_VALUES = 0.1832	[FX_DATA] K_VALUES = 6025 C_VALUES = 5	[FX_DATA] K_VALUES = 4079 C_VALUES = 16
[FY_DATA] K_VALUES = 257 C_VALUES = 0.1832	[FY_DATA] K_VALUES = 257 C_VALUES = 0.1832	[FY_DATA] K_VALUES = 27701 C_VALUES = 5	[FY_DATA] K_VALUES = 22417 C_VALUES = 16
[FZ_DATA] K_VALUES = 45.0 C_VALUES = 0.045	[FZ_DATA] K_VALUES = 45.0 C_VALUES = 0.045	[FZ_DATA] K_VALUES = 2500 C_VALUES = 5	[FZ_DATA] K_VALUES = 2085 C_VALUES = 16
[TX_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325	[TX_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325	[TX_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 5000	[TX_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 16000
[TY_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325	[TY_DATA] K_VALUES = 325.0 C_VALUES = 0.325	[TY_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 5000	[TY_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 16000
[TZ_DATA] K_VALUES = 10.0 C_VALUES = 0.1	[TZ_DATA] K_VALUES = 10.0 C_VALUES = 0.1	[TZ_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 5000	[TZ_DATA] K_VALUES = 100000000.0 C_VALUES = 16000

Figura 6.10: Rigidezze e smorzamenti Finali Bushings supporti albero e traverse

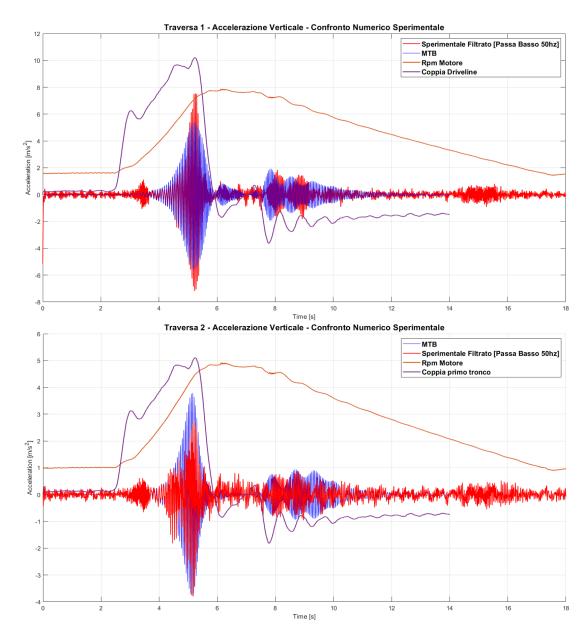


Figura 6.11: Confronto Numerico-Sperimentale Finale

Dai risultati ottenuti con i nuovi parametri si può notare la migliore corrispondenza tra dati sperimentali e i risultati ottenuti a seguito del Tuning sul modello MTB, sia in termini di ampiezze, sia in termini di posizionamento delle risonanze. Si potrebbero fare ulteriori prove per migliorare il fitting ma risulterebbero fuori luogo considerando che lo scopo è quello di capire se il modello possa dare risultati quantomeno attendibili nonostante le forti semplificazioni introdotte.

Capitolo 7

Conclusioni e Sviluppi futuri

La presente attività è relativa all'analisi di eventuali limiti applicativi dell'attuale procedura di calcolo ed ottimizzazione degli alberi di trasmissione utilizzata dall'ingegneria Iveco dei veicoli commerciali leggeri, ed in particolare è relativa all'analisi dell'influenza della rigidezza telaio, in primis delle sue traverse che sostengono i supporti albero, sul comportamento vibrazionale della linea di trasmissione.

Dopo aver preso confidenza con i fenomeni vibratori presenti e con la morfologia della linea di trasmissione, si sono effettuate delle analisi agli elementi finiti sulle traverse per stimare la cedevolezza al vincolo percepita dai center bearing che sostengono la linea di trasmissione. I risultati hanno evidenziato un range di variabilità delle caratteristiche di rigidezza flessionale delle traverse abbastanza ampio, con variazioni fino ad 1 ordine di grandezza per la rigidezza più importante, quella verticale.

Partendo dal modello MTB utilizzato nella procedura di calcolo, che risulta molto semplificato in quanto considera il telaio infinitamente rigido, si sono introdotte le cedevolezze delle traverse calcolate tramite FEM all'interno del modello, mediante l'utilizzo di Bushings. Dopo aver "prevalidato" il nuovo modello confrontando i risultati relativi a simulazioni con rigidezze molto alte e simulazioni sul modello di base, si è eseguita una campagna di indagine per capire se l'introduzione di queste cedevolezze possa influire sul comportamento vibrazionale della trasmissione.

Per analizzare i dati relativi alle analisi MTB svolte in ambiente ADAMS CAR è stata messa a punto una procedura semiautomatica che permettesse l'estrazione dei dati dal software MTB per poi essere processati tramite il software MATLAB. Tramite Matlab è stato possibile creare un codice di calcolo che permettesse l'analisi automatica delle principali grandezze di interesse come accelerazioni angolari degli alberi, spostamenti, accelerazioni e forze sui supporti albero e sulle traverse. Il

codice così formulato permette di fare considerazioni sia sulle ampiezze di oscillazione a regime sia sulle ampiezze di oscillazione presenti durante il passaggio su una risonanza nel transitorio. I valori restituiti dal codice di calcolo vengono poi inseriti in maniera semiautomatica all'interno di un foglio Excel andando a concludere la procedura.

I risultati ottenuti indicano che la cedevolezza del telaio non ha effetti sui valori di ampiezza relativi alle accelerazioni angolari e nemmeno sugli indicatori sintetici corrispondenti, mentre si sono palesati aumenti anche consistenti delle componenti dinamiche delle forze agente sui supporti e sulle traverse per le manovre in prima marcia, con aumenti anche del 20% per analisi con traverse molto cedevoli, l'ampiezza di sollecitazione tende ad aumentare al diminuire della rigidezza della traversa ma con sensibilità molto ridotta, si sono riscontrati anche comportamenti non intuitivi in terza marcia, nei quali l'introduzione di una cedevolezza al vincolo produce una sensibile diminuzione di sollecitazione. Questo comportamento potrebbe essere dovuto alle forti approssimazioni presenti nel modello, infatti, la traversa è stata introdotta all'interno del sistema MTB come elemento puntiforme con massa concentrata e rigidezza statica, mentre è chiaro che la traversa reale ha una distribuzione di massa nello spazio ben definita e che la rigidezza considerata non può rappresenta al meglio in comportamento dinamico della traversa stessa viste le alte frequenze con il quale viene eccitata. In generale si può però affermare che all'aumentare della coppia transitante sugli alberi di trasmissione e al diminuire della rigidezza della traversa la variazione della componente dinamica di sollecitazione è più marcata.

L'ultima attività ha riguardato il confronto tra i risultati provenienti dal modello MTB con quelli sperimentali derivanti da un veicolo strumentato e testato in pista, nonostante i problemi a monte inerenti la mancanza del dato di coppia si sono comunque effettuati dei confronti dai quali appaiono quantomeno attendibili i risultati relativi all'influenza delle traverse sul comportamento NVH della trasmissione. Tutte le attività svolte finora avevano come scopo quello di capire se ci fossero influenze da parte del telaio sul comportamento dinamico della trasmissione. Nonostante il modello fortemente semplificato, si sono notate influenze non trascurabili, sopratutto in prima e terza marcia.

Gli ulteriori sviluppi prevedono, come primo step, la sostituzione degli elementi a parametri concentrati simulanti le traverse (Bushings e Dummies) con le traverse vere e proprie, ricorrendo ad elementi in formato .mnf(i) quali contengono le matrici di massa e rigidezza del corpo reale) per considerare un comportamento dinamico delle traverse più realistico.

Il secondo step prevede l'inserimento del modello MTB dell'intero telaio tramite files .mnf che comprendessero oltre alle traverse anche i longheroni telaio, nonché l'allestimento veicolo (furgonatura, cassone od altro) che normalmente viene fissato rigidamente al telaio stesso.

Quest'ultima attività, vista l'estensione della gamma Daily e la molteplicità dei sui allestimenti, non è intesa come reale sviluppo della procedura di calcolo ed ottimizzazione degli alberi di trasmissione (tale procedura diventerebbe infatti troppo complicata, lunga e dispendiosa) ma come termine di paragone per la valutazione in merito ad efficacia ed efficienza di procedure più semplificate, con gradi di approssimazione maggiori. L'obbiettivo finale sarebbe quello di valutare le influenze sul comportamento della trasmissione da parte di tutto ciò che è fissato allo chassis.

1.1 1.2 1.3	Trasmissione a 3 tronchi su telaio	2 3 4
1.4 1.5	Giunto in gomma RJ e collegamento al cambio di velocità In alto: Accelerazione angolare albero 2 - In basso:FFT della fase a regime	5 6
1.6 1.7 1.8 1.9 1.10	Grandezze cinematiche a monte e a valle di un giunto cardanico [4] Definizione dell'angolo Torsionale equivalente [4]	8 9 10 11
	albero	12
2.1 2.2 2.3 2.4	Linea di trasmissione a 3T per veicolo commerciale leggero Iveco Supporto a sveglia	13 15 16 17
2.5 2.6	Subsystem Linea di Trasmissione	17 18
2.7 2.8 2.9	Caratteristiche Bushing RJ in formato grafico e tabulare Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio Giunto Cardanico Subsystem Linea di Trasmissione - Dettaglio tratto scorrevole terzo	19 20
2.102.11	albero	20 21 22
2.123.1	Subsystem Gruppo Attuatori	2325

3.2	Passo mesh di saldatura - Passo 0.25mm in alto - Passo 1mm in basso	27
3.3	Errore locale saldature - Carico longitudinale (X)	28
3.4	Errore locale in corrispondenza di saldature - Carico verticale (Z) .	29
3.5	Traversa scatolata e relative saldature	30
3.6	Traversa D - Dettaglio mesh staffa e carichi applicati	30
3.7	Traversa D - Dettaglio vincolo	31
3.8	Sistema di riferimento - configurazione di vincolo e di carico	32
3.9	Superfici di applicazione vincoli in verde, carichi in rosso	33
3.10	Deformata con spostamenti in direzione verticale (Z)	34
3.11	Piano di taglio per rilevamento spostamenti	34
3.12	Rilevamento spostamenti - visualizzazione vettoriale - componente	
	verticale	35
3.13	Tabella elaborazione spostamenti e calcolo rigidezza	36
3.14	Rigidezze flessionali traverse	37
4.1	Schematizzazione implementazione cedevolezza traverse	39
4.2	Modello AdamsCar Modificato	40
4.3	Forza Verticale sul primo supporto - Rosso: Smorzamento originale	
	/ Blu: Smorzamento nuovo	41
4.4	Spostamento Verticale sul primo supporto - Rosso: Smorzamento	
	originale / Blu: Smorzamento nuovo	41
4.5	Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 2	42
4.6	Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 3	42
4.7	Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 4	43
4.8	Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 5	43
4.9	Analisi modale - Gruppo motopropulsore - Modo 6	43
4.10	Smorzamenti bushing tassello cambio	44
4.11	Effetto disturbo del modo proprio motopropulsore in funzione della	
	marcia analizzata	45
4.12	Analisi modale - 2° Supporto albero - Modo 7	46
	Analisi modale - 2° Supporto albero - Modo 8	46
4.14	Analisi modale - 1° Supporto albero - Modo 9	47
4.15	Analisi modale - 1° Supporto albero - Modo 10	47
	Analisi modale - RJ - Modo 13	47
4.17	Analisi modale - RJ - Modo 14	47
4.18	Analisi modale - Dummy 2 - Modo 13	50
	Analisi modale - Dummy 2 - Modo 18	50
	Analisi modale - Dummy 1 - Modo 19	50
	Analisi modale - Dummy 1 - Modo 20	51
	Analisi modale - Dummy 2 - Modo 23	51
4.23	Analisi modale - Dummy 1 - Modo 24	51

4.24	Profilo di velocità angolare per le manovre in prima, terza e sesta
4.05	marcia
	Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 1
	Albero 1 - Confronto numerico completo
	Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 2
	Albero 2 - Confronto numerico completo
	Manovra M1 - Accelerazione angolare albero 3
	Albero 3 - Confronto numerico completo
	Manovra M1 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte
	Albero ingresso ponte - Confronto numerico completo
	BGS 1 Fx - Confronto numerico completo
4.34	Manovra M3 - BGS 1 Dx - Spostamento verticale primo supporto
	albero
	Manovra M3 - BGS 1 Fx - Forza verticale primo supporto albero
4.36	Manovra M6 - BGS 1 Dx - Spostamento verticale primo supporto
	albero
	Manovra M3 - BGS 1 Fx - Forza verticale primo supporto albero
	BGS 2 Fx - Confronto numerico completo
4.39	Manovra M3 - BGS 2 Dx - Spostamento verticale secondo supporto
	albero
	Manovra M3 - BGS 2 Fx - Forza verticale secondo supporto albero
4.41	Manovra M6 - BGS 2 Dx - Spostamento verticale secondo supporto
4 40	albero
4.42	Manovra M6 - BGS 2 Fx - Forza verticale secondo supporto albero 6
5.1	Procedura di calcolo e valutazione
5.2	Dati input - Configurazione completa driveline
5.3	Dati input - rigidezze flessionali traverse supporti albero
5.4	Dati input - Script values
5.5	Schema simulazioni effettuate
5.6	Chiave di lettura per la valutazione delle ampiezze
5.7	Valutazione delle risonanze
5.8	Dettaglio andamento a regime
5.9	Forza verticale 1°supporto - Manovra M1
	Forza verticale 1°supporto - Manovra M3
	Forza verticale 2°supporto - Manovra M3
	Forza verticale 2° supporto - Manovra M6
	Calcolo Ampiezze - Modalità 1 - "FindPeaks"
	Calcolo Ampiezza 2°Armonica - Modalità 1 - Polinomi interpolanti
	Dettaglio andamento a regime - terza armonica
	Calcolo Ampiezze - Modalità 3 - "FindPeaks"
-	COLCOLO ILLII PIOLICO INICOGNITICO O I UNO INCIDENTE CONTROL IN INCIDENT

5.17	Dettaglio Telaio veicolo 35S - ID 2 ID3 ID4	80
5.18	Dettaglio primo supporto ID2 e ID3	81
5.19	Telaio e traverse Veicolo 35C - ID1	82
5.20	Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa D - Destra: Supp.2	
	Traversa C	82
5.21	$35\mathrm{C}$ - ID1 - Accelerazione angolare alberi - Andamenti M1 \ldots	83
5.22	35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 1	84
5.23	35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 2	84
5.24	35C - ID1 - Accelerazione angolare albero 3	85
5.25	35C - ID1 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte	85
5.26	35C - ID1 - Accelerazione angolare alberi - Valori	86
5.27	35C - ID1 - Bgs_1_Fx - Forza verticale sul primo supporto	88
5.28	$35\mathrm{C}$ - ID1 - Dummy 2 - Forza verticale sulla seconda traversa	88
5.29	35C - ID1 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto	89
5.30	35C - ID1 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto	90
5.31	35C - ID1 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto	91
5.32	$35\mathrm{C}$ - ID1 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto $$	92
5.33	$35C$ - ID1 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale $$	93
5.34	35C - ID1 - PVI	95
	Telaio e traverse Veicolo 35S - ID2	96
5.36	Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa H - Destra: Supp.2	
	${\rm Traversa}\ G\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\$	96
	35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 1	97
5.38	35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 2	97
5.39	35S - ID2 - Accelerazione angolare albero 3	98
5.40	35S - ID2 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte	98
5.41	35S - ID2 - Accelerazione angolare alberi - Valori	99
5.42	$35S$ - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto	100
5.43	35S - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto	101
	$35S$ - ID2 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto	
5.45	$35S$ - ID2 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto	103
5.46	$35\mathrm{S}$ - ID2 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto	104
5.47	35S - ID2 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale	105
	35S - ID2 - PVI	
	Telaio e traverse Veicolo 35S - ID3	108
5.50	Dettaglio traverse - Sinistra: Supp.1 Travesa B - Destra: Supp.2	
	${\rm Traversa}\ G\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\$	108
5.51	$35S$ - $ID3$ - Accelerazione angolare albero $1 \dots \dots \dots$	109
5.52	$35S$ - $ID3$ - Accelerazione angolare albero 2 $\ \ldots$ \ldots \ldots \ldots	109
5.53	35S - ID3 - Accelerazione angolare albero 3	110
5.54	35S - ID3 - Accelerazione angolare albero ingresso ponte	110

5.55	$35S$ - ID3 - Accelerazione angolare alberi - Valori $\ \ldots \ \ldots \ \ldots \ 111$
	35S - ID3 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto 112
5.57	$35S$ - ID3 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto 113
5.58	$35S$ - ID3 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto 114
5.59	$35\mathrm{S}$ - $\mathrm{ID}3$ - $\mathrm{Bgs}_2_\mathrm{Fy}$ - Forza trasversale sul secondo supporto 115
5.60	$35S$ - ID3 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale $$ 116
	35S - ID3 - PVI
5.62	35S- Confronto ID 2 Vs. ID 3 - Forza Verticale Dummies 118
5.63	$35S$ - Confronto ID 2 Vs. ID 3 - Sollecitazioni Supporti $\ \ldots \ \ldots \ 119$
5.64	$35S$ - ID4 - Accelerazione angolare alberi - Valori $\ \ldots \ \ldots \ \ldots \ 120$
5.65	35S - ID4 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul primo supporto 121
	$35S$ - ID4 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul primo supporto 122
5.67	$35S$ - ID4 - Bgs_2_Fx - Forza verticale sul secondo supporto 123
	$35\mathrm{S}$ - ID4 - Bgs_2_Fy - Forza trasversale sul secondo supporto 124
	$35S$ - ID4 - Dummies_1_Fx, Dummies_2_Fx - Forza verticale $$ 125
	35S - ID3 Vs. ID4 - Elenco Traverse
5.71	35S - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Sollecitazioni sui
	supporti
5.72	$35\mathrm{S}$ - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Sollecitazioni sui
	Dummies
5.73	$35\mathrm{S}$ - ID3 Vs. ID4 - Sensibilità rigidezza traverse - Confronto PVI $$. 129
6.1	Veicolo strumentato - Accelerometro 1° Traversa - Accelerometro 2°
0.1	Traversa
6.2	Grandezze Input per analisi MTB
6.3	Ricampionamento e MedFiltraggio segnale di coppia
6.4	Rilievo accelerometrico 1° traversa
6.5	Rilievo accelerometrico 2º traversa
6.6	Rilievo accelerometrico Filtrato 50Hz 1°traversa
6.7	Rilievo accelerometrico Filtrato 50Hz 2°traversa
6.8	Rigidezze e smorzamenti Iniziali Bushings supporti albero e traverse136
6.9	Confronto Numerico-Sperimentale Iniziale
6.10	Rigidezze e smorzamenti Finali Bushings supporti albero e traverse 138
6.11	Confronto Numerico-Sperimentale Finale

Elenco delle tabelle

3.1	Configurazione di vincolo per analisi FEM	•				32
	Riassunto Veicoli e configurazioni analizzate Conversione sistemi di riferimento elementi e software					
6.1	Frequenze albero e motore					134

Bibliografia

- [1] Marco Di Pietro. Indagini numerico sperimentali sul comportamento dinamico di una linea di trasmissione di un veicolo commerciale leggero. Politecnico di Torino, 2019 (cit. alle pp. 1, 4, 7, 11, 12, 14, 19).
- [2] Stefano De martino. Studio con metodi multibody dell'influenza delle caratteristiche di sospensioni posteriori Hotchkiss sul comportamento dinamico della trasmissione di un veicolo commerciale leggero. Politecnico di Torino, 2019 (cit. alle pp. 1, 9).
- [3] G. Jacazio e B. Piombo. *Meccanica apllicata alla macchine Vol.2 LA trasmissione del moto*. Torino: Levrotto e Bella, 1992 (cit. a p. 3).
- [4] SAE AE-07 Chapter 3. Universal joint and driveshaft design manual. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1981 (cit. alle pp. 3, 7–11).