



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

A.A. 2020/2021

Sessione di Laurea Ottobre 2021

Analisi numerica e sperimentale delle caratteristiche elastocinematiche delle sospensioni di un veicolo commerciale leggero

Relatori:

prof. Enrico Galvagno
prof. Mauro Velardocchia
ing. Antonio Tota

Candidato:

Andrea Candela

Tutor aziendale (*IVECO SPA*):

ing. Alberto Voglino

Sommario

La seguente tesi ha come scopo quello di condurre un'analisi dei principali parametri relativi alle sospensioni e allo sterzo di un veicolo commerciale leggero per andare ad indagare gli effetti che questi hanno sulla dinamica complessiva del veicolo, attraverso la simulazione mediante il software multibody Adams/Car. Partendo dalla descrizione dei modelli Adams/Car forniti e dalla consultazione bibliografica riguardante le configurazioni di sospensione da esso utilizzate, si è andato successivamente ad effettuare un confronto tra i risultati ottenuti dalle simulazioni delle prove di sospensione e i dati ricavati dalle prove sperimentali forniti. Questo ha permesso di estendere l'indagine ed andare ad analizzare il significato e l'effetto che le caratteristiche della sospensione e dello sterzo hanno sulla dinamica dell'intero veicolo. È stato così inoltre possibile fornire un primo approccio per l'ottimizzazione del modello, attraverso le analisi di sensitività svolte si è andato a studiare in quale modo la variazione di alcuni parametri potesse portare ad una migliore taratura del modello. Infine, l'analisi è stata rivolta al sistema di sterzo, in particolare si è indagata l'influenza della servoassistenza, della rigidità dello sterzo e del rapporto di sterzo sulla dinamica complessiva del veicolo e sono stati confrontati i dati simulati con i dati delle prove sperimentali riguardanti lo sterzo, andando ad analizzare la variazione del comportamento a seguito dell'attivazione dei diversi modelli di attrito implementati su Adams/Car.

Confidentiality agreement

This report contains some information which are not intended for publication. The content of this work cannot be published or transmitted to third parties without an explicit written authorization from Iveco

Ringraziamenti

Desidero fare un ringraziamento speciale a tutte le persone che mi hanno supportato ed aiutato durante l'intero percorso universitario e nello svolgimento di questa tesi che è stata per me fonte di grande crescita tecnica e personale.

Ringrazio il Prof. Enrico Galvagno per avermi dato l'opportunità di svolgere questo progetto di tesi e per avermi seguito con disponibilità, professionalità e gentilezza durante tutta l'attività. Un ringraziamento al Prof. Mauro Velardocchia e all'Ing. Antonio Tota per la fiducia datami e per il loro supporto. Un grazie speciale all'Ing. Lorenzo Mancardi e all'Ing. Luca Zerbato per il tempo che mi hanno dedicato, per i consigli e per l'aiuto che mi hanno dato.

Un ringraziamento all'IVECO S.p.A., in particolare all'Ing. Alberto Voglino e all'Ing. Vittorio Dal Col per avermi permesso di prendere parte a questo progetto estremamente stimolante e formativo seguendomi con pazienza e disponibilità nell'avanzamento dell'attività di tesi.

Un grazie di cuore alla mia famiglia, ai miei genitori per avermi sempre supportato in ogni modo, ai miei nonni per avermi sempre accolto con tutto il calore possibile e a mio fratello Alessandro per essere stato da sempre una guida, un complice ed un amico in tutti questi anni.

Infine, un ringraziamento ai miei amici, per tutti i momenti felici passati insieme e per essere stati al mio fianco rendendo questi anni ancora più indimenticabili. Grazie a chi c'è sempre stato e a chi è sempre con me, siete la ragione per cui vale la pena dare sempre il meglio.

INDICE

1. Introduzione	3
1.1 Descrizione del modello Adams/Car	3
1.1.1 Modello sospensione anteriore	3
1.1.2 Modello sospensione posteriore	7
1.1.3 Modello di veicolo intero	9
1.2 Richiami teorici sulle sospensioni in analisi.....	10
1.2.1 Quadrilatero trasversale.....	10
1.2.2 Assale rigido	12
2. Confronto tra dati sperimentali e dati simulati prove di sospensione	15
2.1 Descrizione ed influenza dei parametri di simulazione.....	15
2.1.1 Sistemi di riferimento	16
2.1.2 Campanatura.....	16
2.1.3 Convergenza	20
2.1.4 Anti-dive, Anti-lift e Anti-squat	27
2.2 Prove cinematiche di sospensione	34
2.2.1 Scuotimento simmetrico	35
2.2.2 Scuotimento asimmetrico	42
2.2.3 Confronto rigidzze verticali e rigidzze a rollio	50
2.2.4 Prova di sterzata	53
2.3 Prove di compliance della sospensione	59
2.3.1 Carico statico laterale	60
2.3.2 Carico statico longitudinale.....	67
2.3.3 Momento di allineamento.....	70
3. Analisi di sensitività della rigidzza della barra di torsione dello sterzo 73	
3.1 Influenza della rigidzza della barra di torsione sulle prove cinematiche di sospensione	74
3.2 Influenza della rigidzza della barra di torsione sulle prove compliance di sospensione.....	76
4. Analisi del sistema di sterzo.....	81
4.1 Variazione del rapporto pignone-cremagliera	81

4.2	Influenza della rigidità della barra di torsione sulla dinamica del veicolo.....	85
4.3	Effetto della servoassistenza sulla dinamica del veicolo.....	91
4.4	Analisi prove di rientro volante e confronto con i dati sperimentali	96
4.4.1	Confronto dati simulati con dati sperimentali nelle prove di rientro volante.....	96
4.4.2	Effetto dell'attivazione dei modelli di attrito sul rientro del volante	100
4.4.3	Influenza della rigidità della barra di torsione sulle prove di rientro volante	103
4.5	Confronto tra angolo di sterzo cinematico calcolato e simulato.....	105
4.5.1	Variazione del rapporto di sterzo al variare della velocità	110
4.6	Calcolo della rigidità di sterzo.....	112
4.7	Errore di trasmissione dei giunti cardanici della colonna di sterzo	117
4.7.1	Variazione angolo di fasatura delle forcelle relative all'albero intermedio.....	123
Conclusioni.....		131
Bibliografia.....		133

1. Introduzione

1.1 Descrizione del modello Adams/Car

L'Iveco Daily 35S è un veicolo commerciale leggero a trazione posteriore con ruote singole sull'assale posteriore, la modellazione e le considerazioni successive fanno riferimento ad una configurazione a pieno carico del veicolo, ovvero con una massa complessiva pari a 3480 kg che risulta essere la condizione di carico più gravosa.

I modelli relativi al Daily 35S forniti sono composti dai tre assembly di sospensione anteriore, sospensione posteriore e veicolo intero con i relativi subsystem.

1.1.1 Modello sospensione anteriore

Per quanto riguarda il sistema di sospensione anteriore l'Iveco Daily 35S in analisi adotta una configurazione a quadrilatero trasversale con l'utilizzo di un'unica molla a balestra trasversale che ricopre contemporaneamente il ruolo di barra antirollio e di elemento elastico primario della sospensione, nota con il nome di Iveco Quad-Leaf.

Il modello assembly di sospensione anteriore è composto dal subsystem relativo alla sospensione, dal subsystem di sterzo e dal subsystem della molla a balestra trasversale come è possibile vedere nella Figura 1.1.

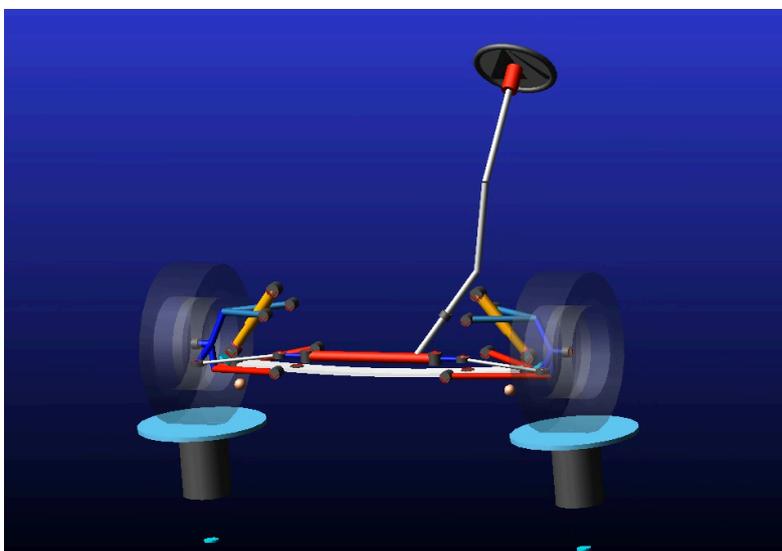


Figura 1.1: Assembly della sospensione anteriore in Adams/Car composto dal subsystem di sospensione, da quello di sterzo e dalla molla a balestra trasversale.

A livello di modello Adams/Car il subsystem relativo a questa sospensione è composto dai bracci che costituiscono la geometria del quadrilatero trasversale, dal montante, dagli ammortizzatori e dalla molla a balestra monolama posta trasversalmente.

Come è possibile notare nella Figura 1.2, i link che costituiscono il quadrilatero sono collegati ad un'estremità al telaio attraverso l'utilizzo di boccole elastiche mentre dall'altro lato i bracci oscillanti superiore ed inferiore sono collegati al montante tramite un giunto sferico.

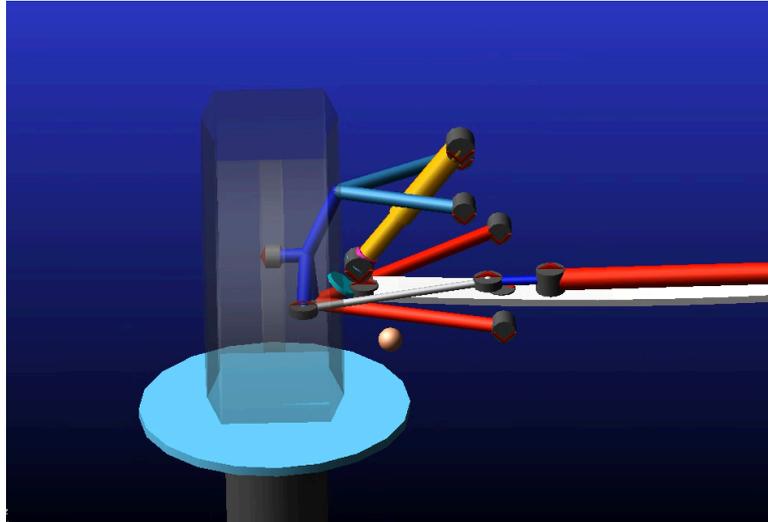


Figura 1.2: Dettaglio del subsystem di sospensione anteriore del modello Adams/Car.

Il montante è poi ancora collegato al tirante di sterzo attraverso una boccia e si collega al perno fuso mediante un giunto sferico, una boccia che ne determina l'elasticità e un vincolo di perpendicolarità. Le connessioni del montante vengono riassunte nello schema della Figura 1.3 ricavato dalla *graphical topology* del modello Adams/Car. Il perno fuso è a sua volta collegato con la ruota attraverso una cerniera ed un attuatore che ha la funzione di bloccaggio del cuscinetto.

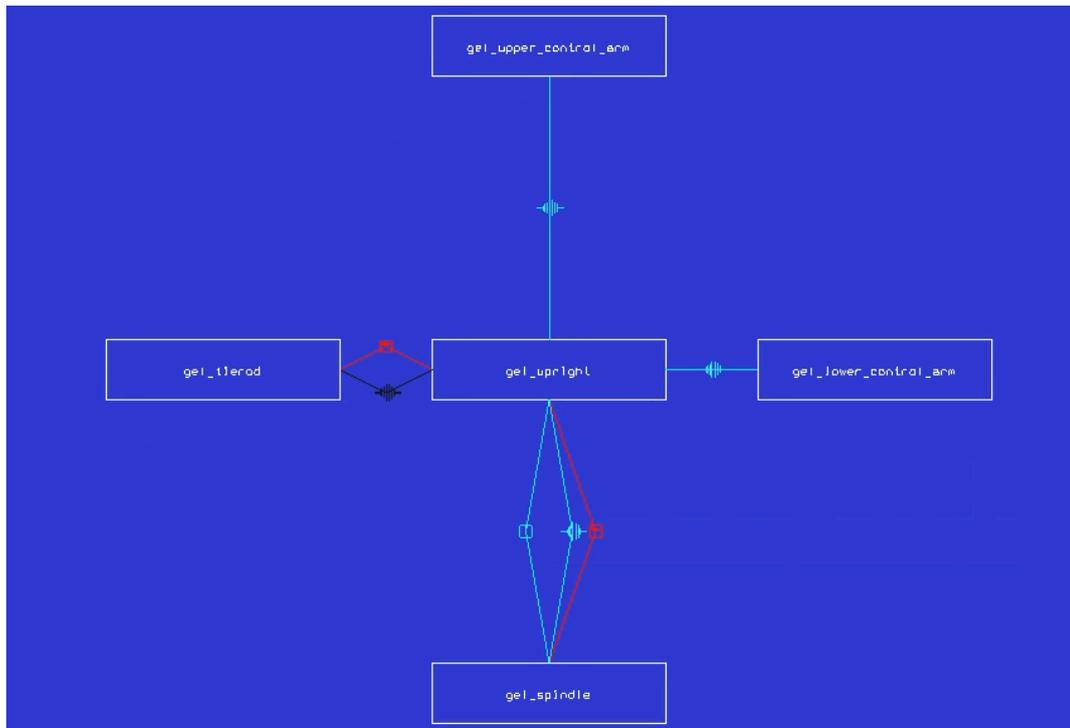


Figura 1.3: Schema delle connessioni e dei vincoli relativi al montante della sospensione anteriore nel modello Adams/Car.

La molla a balestra trasversale è modellata in modo non lineare e risulta quindi essere discretizzata in 20 parti diverse per ogni lato che sono collegate ciascuna con la successiva partendo dal centro e muovendosi verso l'estremità. Le parti agli estremi della molla sono collegate al braccio oscillante inferiore attraverso una boccola, mentre un singolo elemento per ogni lato all'incirca poco oltre la metà del lato della balestra, oltre ad essere collegato all'elemento precedente e a quello successivo, è vincolato al telaio del veicolo attraverso una boccola che corrisponde ai supporti della molla a balestra.

Gli ammortizzatori sono collegati ad un'estremità con il braccio oscillante inferiore e all'altra estremità al telaio in entrambi i casi mediante l'utilizzo di una boccola, presentano inoltre i relativi tamponi di finecorsa per la compressione e per l'estensione.

Per quanto riguarda invece il subsystem visibile nella Figura 1.4 relativo allo sterzo la parte relativa al volante è collegata al primo elemento della colonna di sterzo attraverso un giunto cilindrico, successivamente le tre diverse sezioni della colonna di sterzo sono connesse attraverso dei giunti omocineticici che è possibile però andare a sostituire in modo immediato con giunti cardanici. Il tratto inferiore della colonna di sterzo è collegato al pignone attraverso una cerniera e una boccola che corrisponde alla rigidità della barra di torsione dello sterzo. A valle del pignone è presente l'accoppiamento pignone-

cremagliera con il relativo rapporto di riduzione che permette alla cremagliera di traslare scorrendo all'interno del suo alloggiamento rispetto al quale è vincolata con un giunto di traslazione.

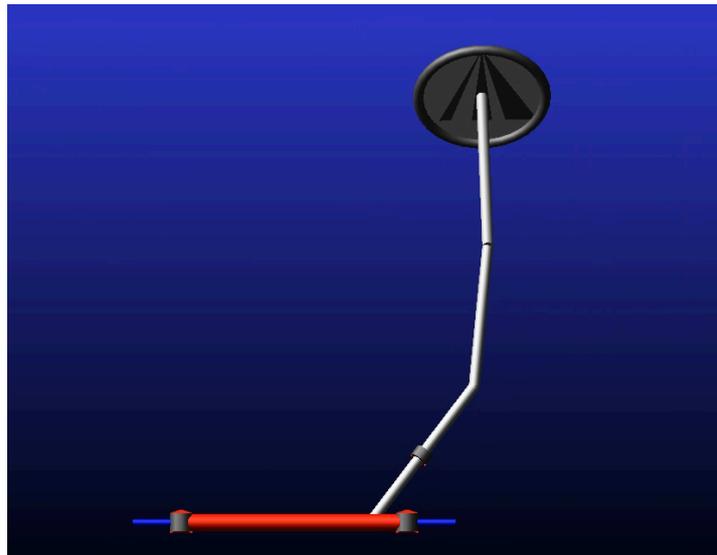


Figura 1.4: Dettaglio del subsystem di sterzo nel modello Adams/Car.

Le estremità della cremagliera saranno collegate attraverso una boccia ai tiranti di sterzo nel momento in cui il subsystem viene inserito nell'assembly della sospensione anteriore. Lo sterzo dell'Iveco Daily 35S utilizzato nelle successive analisi utilizza una servoassistenza idraulica che in Adams/Car viene modellizzata attraverso l'applicazione di un vettore forza sulla cremagliera il cui modulo e verso vengono calcolati come prodotto tra il dato dell'area del pistone su cui si interfaccia l'olio e la pressione di servoassistenza. La pressione di servoassistenza viene ricavata da una mappa 1D associata ad un property file in funzione della coppia agente sulla barra di torsione che replica la curva caratteristica di servoassistenza data dal fornitore.

Nel modello di sterzo è inoltre possibile andare ad attivare diversi modelli di attrito che vengono implementati su Adams/Car attraverso dei vettori di forza o coppia. La modellazione di questi attriti viene implementata attraverso la funzione STEP il cui scopo è quello di fornire una funzione segno con un'interpolazione polinomiale di terzo grado per evitare le discontinuità che sarebbero introdotte nell'utilizzo di quest'ultima. L'attrito è quindi modellato in funzione della velocità relativa traslazionale o rotazionale come una funzione composta da due tratti costanti opposti che corrispondono alla forza o coppia di attrito uniti tra loro dal tratto di interpolazione polinomiale come riportato nella Figura 1.5.

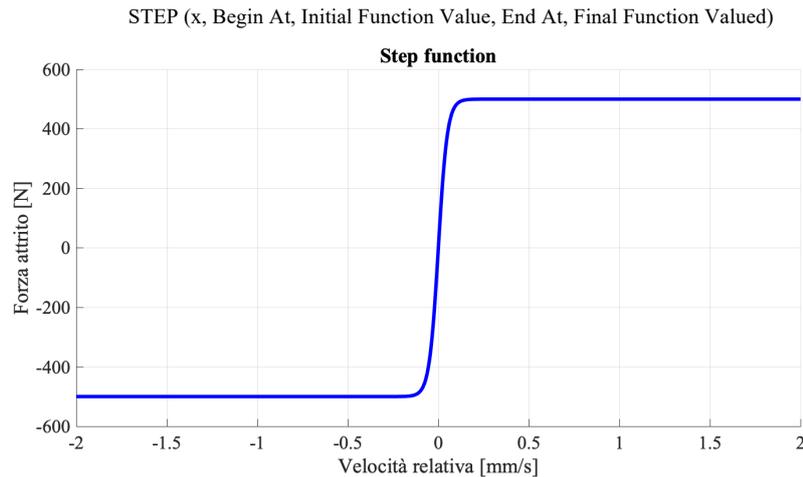


Figura 1.5: Esempio di andamento della funzione STEP utilizzata nella modellazione delle forze e coppie di attrito.

I modelli di attrito attivabili sono quelli di attrito Coulombiano, viscoso, a forza costante e a coppia costante, i cui parametri e coefficienti possono essere modificati attraverso il relativo property file.

La coppia di attrito costante viene applicata sul primo elemento della colonna di sterzo mentre l'attrito di forza costante, viscoso e Coulombiano sono implementati con un vettore di forza agente sulla cremagliera.

1.1.2 Modello sospensione posteriore

La sospensione posteriore del veicolo in analisi è composta da un assale rigido su cui è alloggiato il differenziale con l'utilizzo di molle a balestra monolama longitudinali come elemento elastico di sospensione. L'assale rigido è costituito da una scatola centrale, che contiene la coppia conica ed il differenziale, su cui si inseriscono i bracci del ponte che all'estremità supportano i cuscinetti del mozzo e su cui si impegnano tramite un collegamento dentato i semiassi che, dall'altra parte, sono collegati ai solari del differenziale. A livello di modellazione Adams/Car è possibile vedere l'assembly nella Figura 1.6 che è formato dal subsystem della sospensione, da quello delle molle a balestra e dalla barra antirollio.

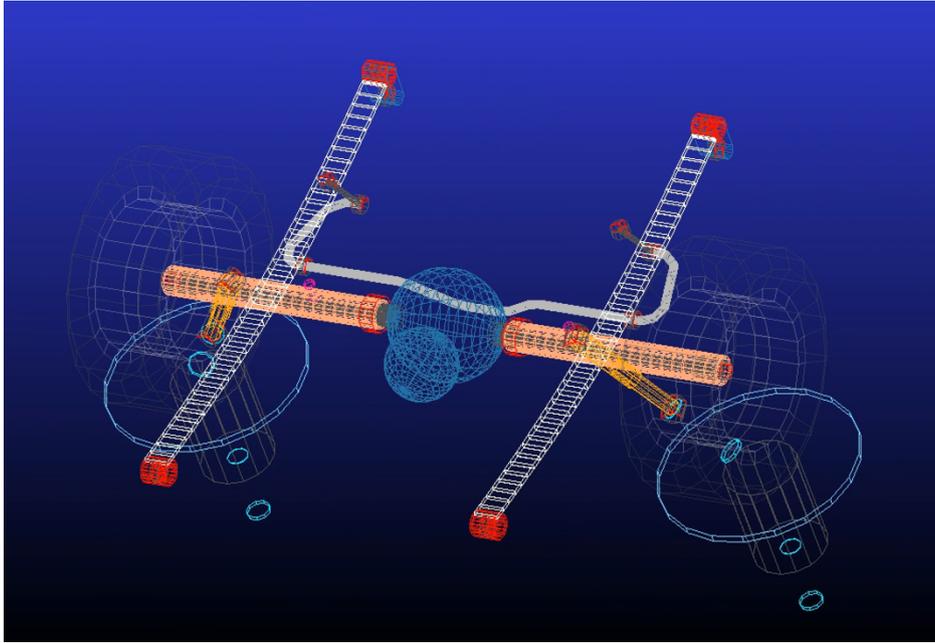


Figura 1.6: Assembly della sospensione posteriore del modello Adams/car.

È possibile notare come il modello Adams/Car utilizza una configurazione che non fa pieno riferimento a quella che sia la componentistica realmente utilizzata nell'assale rigido ma viene utilizzata una schematizzazione differente ai fini dell'implementazione. Il subsystem di sospensione è formato dall'assale rigido modellato come "trave" cava non lineare diviso in diverse sotto parti le cui estremità sono da un lato vincolata con un incastro al differenziale e dal lato opposto collegata con un giunto sferico e una boccola al perno fuso. Il perno fuso è a sua volta collegato alla ruota attraverso un vincolo di cerniera con l'utilizzo di un attuatore che ha funzione di bloccaggio del cuscinetto, al semiasse con un vincolo omocinetico e inoltre mantiene un vincolo di perpendicolarità rispetto al differenziale. Le connessioni del perno fuso vengono riassunte nello schema della Figura 1.7 ricavato dalla *graphical topology* del modello Adams/Car. Il semiasse dall'altra estremità utilizza un vincolo omocinetico rispetto al giunto tripode che viene successivamente collegato all'uscita del differenziale attraverso un vincolo traslazionale. Sono inoltre presenti gli elementi smorzanti collegati da un lato all'assale rigido e dall'altro al telaio del veicolo.

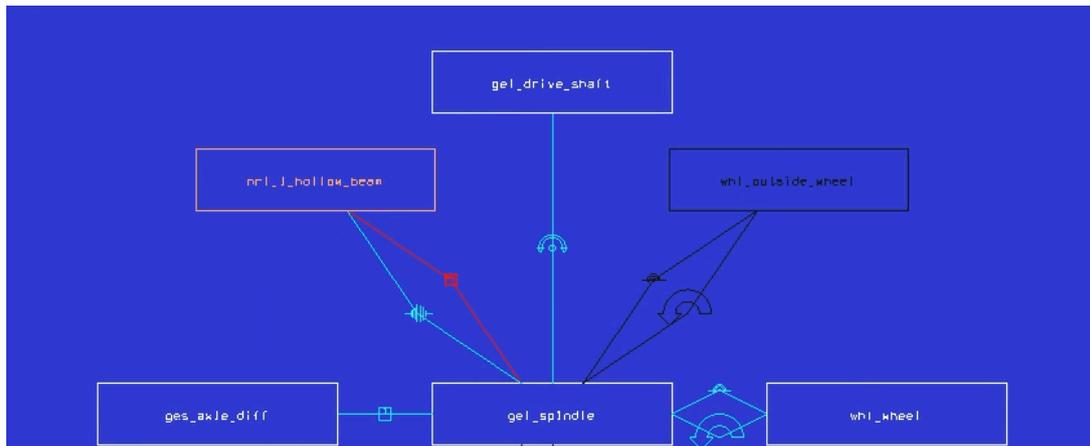


Figura 1.7: Schema delle connessioni e dei vincoli relativi al perno fuso della sospensione posteriore nel modello Adams/Car.

Le molle a balestre sono invece modellizzate in modo non lineare e risultano quindi essere suddivise in diverse sotto parti, sono collegate al telaio alle due estremità in prossimità dell'occhiello e del biscottino attraverso un giunto a cerniera e una boccola su ciascuna delle parti, mentre vengono vincolate con un incastro all'assale rigido.

La barra antirollio è anch'essa modellata con una suddivisione in diverse sotto parti, è collegata alle due estremità attraverso delle boccole alle bielle che a loro volta sono collegate al telaio sempre mediante l'utilizzo di boccole. Anche la connessione della barra con l'assale rigido nei due punti di attacco avviene attraverso delle boccole.

1.1.3 Modello di veicolo intero

Il modello di veicolo intero visibile nella Figura 1.8 è formato dai subsystem precedentemente descritti che compongono gli assembly della sospensione posteriore ed anteriore a cui si aggiungono quelli relativi al powertrain, al body del veicolo e i modelli relativi alle ruote.

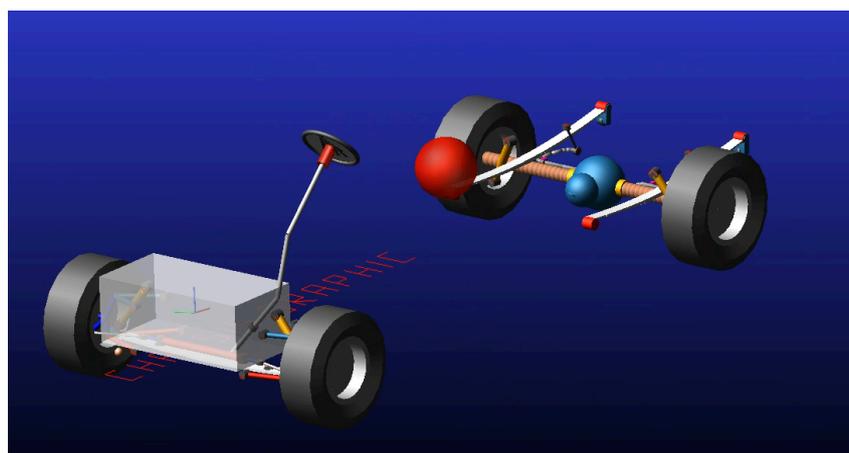


Figura 1.8: Assembly di veicolo intero del modello Adams/car.

1.2 Richiami teorici sulle sospensioni in analisi

L'importanza nella progettazione delle sospensioni risiede nel fatto che sono una componente fondamentale per il miglioramento dell'handling, della tenuta di strada, del comfort e della sicurezza di un veicolo. Le sospensioni hanno principalmente due compiti:

- assicurare il contatto ruota-terreno agendo sulla distribuzione di forze scambiate tra questi per le diverse configurazioni di carico e di dinamica del guidatore in modo tale da garantire la guidabilità e la tenuta del veicolo.
- porsi come interfaccia tra le sollecitazioni dovute alle irregolarità stradali e la relativa trasmissione al veicolo, assorbendo e riducendo gli urti per garantire il comfort del guidatore e ridurre le vibrazioni.

Caratteristica fondamentale delle sospensioni dei veicoli commerciali è quella di garantire il corretto funzionamento con un'escursione notevole di carico, in particolare sull'assale posteriore dove il rapporto tra massa a pieno a carico e massa a vuoto è di un ordine di grandezza superiore rispetto a quello delle automobili. Le tipologie di sospensioni più usate su questi veicoli sono l'assale rigido con l'utilizzo di molle a balestra o di sospensione pneumatiche per quanto riguarda la sospensione posteriore e il quadrilatero trasversale o lo schema MacPherson per quanto riguarda la sospensione anteriore.

Nell'Iveco Daily 35S in analisi le soluzioni adottate sono quelle di quadrilatero trasversale con molla a balestra trasversale sull'assale anteriore e assale rigido con molle a balestra sul posteriore. Si riportano quindi brevemente alcuni cenni teorici ottenuti dall'analisi bibliografica sulle configurazioni delle sospensioni adottate nel veicolo in analisi in modo da poter avere una migliore comprensione dei risultati ottenuti nelle simulazioni delle diverse prove.

1.2.1 Quadrilatero trasversale

La sospensione a quadrilatero trasversale o *double wishbone* è una soluzione che trova applicazione sia nel settore delle automobili in berline di lusso e macchine sportive che in quello dei veicoli commerciali leggeri. Questa sospensione è composta da una coppia di bracci triangolari (noti come *wishbone*) posizionati uno inferiormente e uno superiormente, ciascuno con due punti di collegamento sullo chassis e uno sul montante.

A livello di caratteristiche cinematiche di sospensione essendo che la dimensione del braccio superiore è generalmente minore di quello inferiore si ha un buon recupero di campanatura che è uno dei vantaggi principali di questa sospensione, la quale consente anche un design ottimale degli altri parametri elastocinematici. Con una buona progettazione è possibile variare l'angolo di camber durante l'escursione in modo che rimanga il più possibile costante rispetto al terreno. Generalmente sulle vetture è maggiormente diffusa la configurazione a quadrilatero alto, con braccio superiore posto sopra lo pneumatico. La configurazione a quadrilatero basso, dove il braccio superiore è posto ad una distanza minore rispetto a quello inferiore, permette di diminuire l'altezza del pianale ed è per questo una variante spesso adottata nei veicoli commerciali leggeri. Sull'Iveco Daily la distanza tra i bracci è sensibilmente minore per poter posizionare gli attacchi del braccio superiore all'altezza dei longheroni telaio.

I bracci della sospensione compiono sia funzione strutturale che di guida della ruota, mentre l'ammortizzatore non ha funzione di componente strutturale e di conseguenza presenta una bassa isteresi. Variando la lunghezza e la disposizione dei bracci è inoltre possibile variare il centro di rollio e quello di beccheggio andando ad ottimizzare il comportamento di anti-dive e anti-lift della sospensione su cui sono montati. È presente una discreta modifica della dimensione della carreggiata durante la corsa della sospensione. L'alto numero di giunti e boccole può però influire negativamente sugli angoli caratteristici delle ruote a causa di deformazioni permanenti della gomma delle boccole portando a un consumo non uniforme dello pneumatico. La rigidità longitudinale può essere inoltre compromessa ad alti carichi frenanti [1].

Nella Figura 1.9 viene mostrato come alle forze laterali sviluppate nel punto di contatto ruota-terreno durante la percorrenza di una curva si oppongano quelle dei vincoli nei punti di attacco al telaio della sospensione. È possibile quindi capire come la distanza tra il braccio superiore e quello inferiore debba essere la più grande possibile al fine di ottenere piccole forze trasferite al corpo del veicolo e alle boccole della sospensione con conseguente deformazione della gomma di cui sono composte [2].

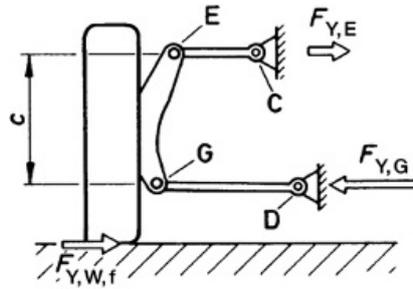


Figura 1.9: Diagramma di corpo libero di una sospensione a quadrilatero trasversale sottoposta ad un carico laterale agente nel punto di contatto ruota-terreno [2].

Caratteristica particolare della sospensione utilizzata nel veicolo in analisi è quella di aver come elemento elastico primario non delle molle elicoidali ma una molla a balestra monolama posta trasversalmente che svolge contemporaneamente anche il compito di barra antirollio grazie all'accoppiamento sui due lati opposti della carreggiata della molla a balestra su ampi supporti che ne permettono la rotazione. In caso di scuotimento asimmetrico quando una delle ruote di un assale tende a salire per effetto del rollio la porzione centrale della molla a balestra che risiede tra i supporti genera un momento opposto che porta alla riduzione del movimento di rollio. Il risultato è che lo scuotimento di una ruota da un lato della sospensione dipende dalla deformazione dell'altro lato, l'ammontare di effetto antirollio ottenibile dipende dalla distanza dei due supporti e dalla loro rigidità oltre che dalla distanza tra il punto di applicazione del carico sull'estremità balestra e l'appoggio della stessa su telaio, cioè la dimensione del braccio. Poiché la somma dei bracci balestra e dell'interasse degli appoggi è sostanzialmente fissa, aumentare l'interasse appoggi significa diminuire il braccio balestra che comporta un aumento della rigidità verticale sospensione e, in misura ancora maggiore, un aumento della rigidità a rollio della sospensione. Questa configurazione ha il vantaggio di spostare inferiormente il baricentro essendo la molla a balestra montata in posizione bassa.

1.2.2 Assale rigido

Le sospensioni ad assale rigido sono sospensioni dipendenti ovvero le ruote dello stesso assale sono connesse in modo rigido tra loro. Queste sospensioni non vengono generalmente usate nei veicoli passeggeri ma trovano ampia applicazione per i veicoli commerciali leggeri dove è necessario trasportare un carico che ha una massa importante

rispetto a quella del veicolo stesso o nei veicoli *off-road*. L'assale rigido ha il vantaggio di essere una sospensione economica, semplice e di permettere un'usura più regolare dello pneumatico, infatti dal punto di vista cinematico queste sospensioni garantiscono un recupero totale di camber al rollio, caratteristica che risulta essere vantaggiosa in quanto permette di avere le ruote sempre perpendicolari al terreno non avendo quindi variazioni delle forze laterali scambiate tra ruota e terreno per effetto della campanatura durante una curva [1]. Non ci sono inoltre variazioni apprezzabili della carreggiata e della convergenza che tendono quindi a rimanere costanti al variare del carico agente sull'asse e della corsa delle sospensioni. La semi-carreggiata, invece, tende ad avere variazioni notevoli soprattutto con balestre aventi bassa rigidità laterale o con dispositivi di guida del ponte come la barra di Panhard. La deformazione laterale della balestra contribuisce generalmente a un comportamento più sovrasterzante del veicolo [2].

L'assale rigido ha come svantaggi di avere un'elevata massa non sospesa che influenza negativamente la dinamica del veicolo, di alzare il pianale di carico a causa dell'ingombro verticale elevato, di avere un limitato potenziale di ottimizzazione elastocinematica essendo le ruote dello stesso assale vincolate rigidamente tra loro e di avere una variazione del carico verticale agente sulle ruote in funzione della coppia motrice se la coppia conica è inglobata nell'assale [3]. Presentano inoltre bassa elasticità longitudinale, bassa rigidità al rollio dovuta in parte alla minor distanza tra gli elementi elastici rispetto ad una sospensione indipendente che può però essere compensata adeguatamente dall'utilizzo di una barra antirollio.

L'assale rigido relativo al veicolo in analisi si trova in una configurazione che utilizza esclusivamente molle a balestra longitudinali che in questo caso oltre alla funzione di elemento elastico primario svolgono anche la funzione di supporto e di guida in quanto si oppongono alle forze in tutte e tre le direzioni e alle coppie motrici e frenanti. È altrimenti possibile trovare assali rigidi che introducono link appositi a svolgere la funzione di supporto longitudinale e laterale al fine di migliorare il comportamento elastocinematico della sospensione di cui l'esempio più noto è quello della barra di Panhard [4].

Nei veicoli commerciali l'assale rigido viene spesso accoppiato a molle a balestra che rispetto alle molle elicoidali hanno il vantaggio di ripartire i carichi al telaio in modo che siano meno concentrati e di svolgere anche la funzione strutturale e di guida che evita

l'utilizzo di link aggiuntivi di supporto. Per contro, però, hanno una rigidità elevata e scarse prestazioni ad alte velocità e su strade sconnesse, soprattutto per le molle a balestra multilama dove l'attrito interno peggiora il comportamento di isteresi della sospensione che va ad influenzare negativamente il comfort [5] [6] [7]. Essendo le molle a balestra principalmente sollecitate a flessione possono essere catalogate come molle di flessione per il cui approccio di calcolo analitico degli sforzi e delle deformazioni per le diverse tipologie di molle si rimanda a [8].

2. Confronto tra dati sperimentali e dati simulati prove di sospensione

I modelli Adams/Car precedentemente descritti vengono ora utilizzati per effettuare diverse simulazioni di prove di sospensione al fine di andare a confrontare i risultati ottenuti da queste con i dati sperimentali forniti del veicolo in analisi. La comparazione tra dati sperimentali e simulati è una parte fondamentale per andare ad analizzare la confrontabilità di questi due e per poter quindi successivamente comprendere meglio dove il modello richieda una successiva taratura dei parametri utilizzati. È importante tenere in considerazione fin da subito che le simulazioni di sospensione ottenute tramite il software Adams/Car procedono in modo statico, ovvero con una velocità nulla tra uno stato e l'altro, i grafici dei risultati non riportano quindi isteresi nelle loro caratteristiche. I dati sperimentali invece, per quanto le prove siano svolte con variazioni molto lente al fine di essere quasi statiche, riportano andamenti con comportamenti di isteresi. La differenza associata a questi comportamenti non deve quindi essere imputata ad una mancanza di confrontabilità o di taratura del modello, ma al diverso metodo di approccio con cui vengono affrontate le prove. È infatti possibile anche in Adams/Car attraverso le simulazioni di sospensione dinamiche usare come sollecitazioni in input funzioni sinusoidali a bassa frequenza in modo da andare ad evidenziare i cicli di isteresi anche nei risultati delle simulazioni del modello.

2.1 Descrizione ed influenza dei parametri di simulazione

Prima di procedere con la descrizione delle prove di sospensione e commentare i risultati ottenuti vengono riportati alcune definizioni, metodologie di calcolo e l'effetto sulla dinamica del veicolo di alcuni dei principali parametri che verranno analizzati nelle simulazioni. In questo modo è possibile andare a comprendere meglio il significato che assumono i risultati delle diverse simulazioni e capire come alcuni parametri caratteristici delle sospensioni siano fondamentali per la determinazione del comportamento dinamico complessivo del veicolo.

2.1.1 Sistemi di riferimento

I sistemi di riferimento principali utilizzati da Adams/car nel calcolo dei parametri caratteristici sono principalmente due: l'ISO-C (TYDEX C) e l'ISO-W (TYDEX W) che corrispondono rispettivamente ad un sistema di riferimento con origine sul centro della ruota e ad un sistema di riferimento con origine sul centro dell'orma di contatto.

Per quanto riguarda il TYDEX C, che ha origine sul centro della ruota, la direzione dell'asse delle X è parallela alla strada e giace sul piano della ruota, la direzione dell'asse Y è normale al piano meridiano della ruota ed è quindi parallela all'asse di rotazione della ruota ed infine l'asse Z è perpendicolare all'asse X e all'asse Y come è visibile nella Figura 2.1. Il TYDEX W ha invece origine nel punto di contatto ruota-terreno con asse delle X che giace sul piano stradale lungo l'intersezione di quest'ultimo con il piano meridiano della ruota, asse Z che è perpendicolare al piano stradale con verso positivo rivolto verso l'alto e asse Y che giace sul piano stradale ed è perpendicolare all'asse X e all'asse Z come indicato nella Figura 2.2. In conclusione, i sistemi di riferimento utilizzati per il calcolo dei parametri e per l'applicazione delle forze corrispondono a delle terne destrorse rispettivamente centrate sul centro ruota e sul punto di contatto ruota-terreno.

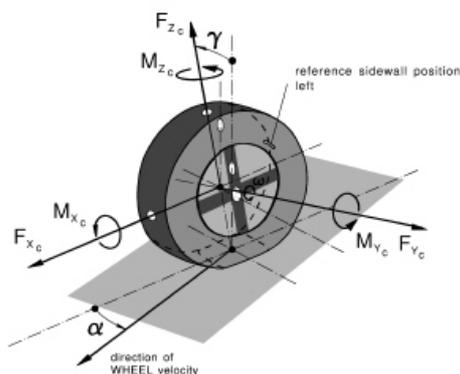


Figura 2.1: Sistema di riferimento ISO-C (TYDEX C) con origine sul centro ruota utilizzato in Adams/car.

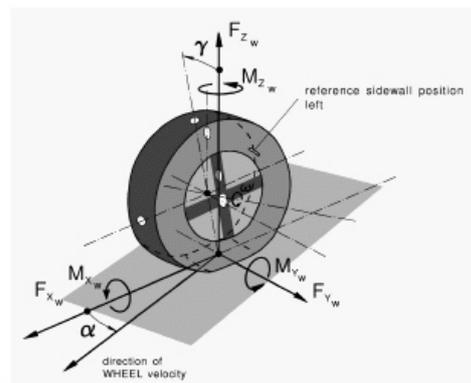


Figura 2.2: Sistema di riferimento ISO-W (TYDEX W) con origine sul punto di contatto ruota-terreno utilizzato in Adams/car.

2.1.2 Campanatura

L'angolo di *camber* o campanatura è l'angolo che il piano meridiano della ruota passante per il centro ruota forma con l'asse verticale del veicolo come visibile nella Figura 2.3 [9]. È positivo quando la sommità delle ruote punta verso l'interno del veicolo ed è viceversa negativo se la sommità delle ruote è rivolta verso l'esterno del veicolo.

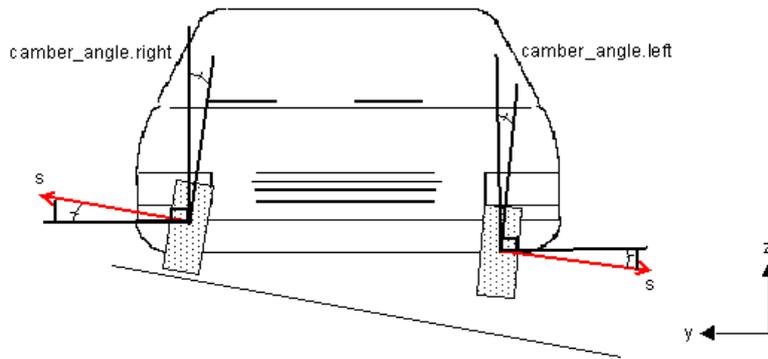


Figura 2.3: Schema della definizione utilizzata in Adams/car per l'angolo di camber.

L'angolo di camber è responsabile del relativo contributo di forza laterale generato a terra noto come *camber thrust* che può essere presente anche quando lo pneumatico ha un angolo di deriva nullo. Il nome *camber thrust* viene quindi utilizzato per distinguerlo dal contributo delle forze laterali in curva generate esclusivamente dall'angolo di deriva degli pneumatici. La somma di questi due contributi corrisponde alla forza laterale totale sviluppata durante la percorrenza di una curva. Negli autoveicoli il *camber thrust* è generalmente minore delle forze dovute all'angolo di deriva soprattutto quando l'angolo di camber ha un valore circa uguale a quello dell'angolo di deriva.

Il *camber thrust* è una funzione del carico verticale applicato e può essere considerato lineare con esso, ha inoltre una forte dipendenza dallo pneumatico in considerazione. Il suo punto di applicazione sull'orma di contatto ruota-terreno è in avanti rispetto al centro di quest'ultima, motivo per cui viene generato un momento attorno all'asse Z che però ha un modulo che lo rende generalmente trascurabile [2].

Questa forza ha verso dalla parte in cui è inclinata la ruota, nei motoveicoli è il contributo prevalente di generazione di forza laterale ruota-terreno rispetto a quello dovuto all'angolo di deriva, in quanto gli angoli di camber raggiunti possono essere sensibilmente maggiori, mentre negli autoveicoli tende ad avere un'importanza molto minore [10].

Viene ora indagata l'influenza che una variazione di camber statico ha sulle forze laterali generate e quindi l'effetto finale di questa variazione sulla dinamica del veicolo al fine di avere una maggiore comprensione di quello che avviene variando l'impostazione statica delle sospensioni e contemporaneamente per dare un'idea degli effetti che può avere una

variazione di campanatura dovuta a un recupero di camber durante la corsa di compressione ed estensione delle sospensioni.

A questo scopo vengono effettuate delle simulazioni di veicolo intero di ramp steer a 60km/h in 3^a marcia con una rampa di angolo volante pari a 10°/s andando a variare la campanatura di $\pm 1^\circ$ sull'assale anteriore di cui vengono riportati e discussi i risultati.

Dalla caratteristica della forza laterale sviluppata dall'assale F_y in funzione dell'accelerazione laterale a_y della Figura 2.4 si evidenzia come una variazione della campanatura non va a modificare le forze laterali a parità di accelerazione laterale, di conseguenza possiamo quindi ragionare a parità di forza laterale generata nei diversi casi.

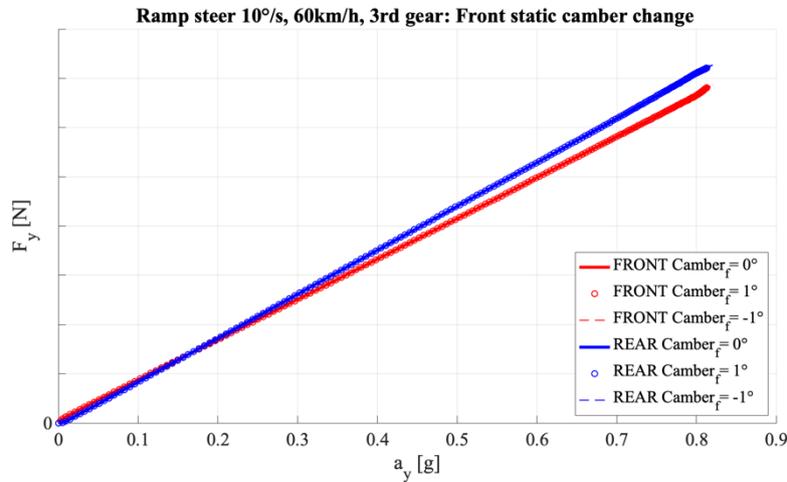


Figura 2.4: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di campanatura all'anteriore.

Nella Figura 2.5 vengono analizzati gli angoli di deriva medi dell'assale anteriore e posteriore α_{FRONT} e α_{REAR} in funzione dell'accelerazione laterale che sono così calcolati:

$$\alpha_{FRONT} = \frac{\alpha_{FRONTLEFT} + \alpha_{FRONTRIGHT}}{2} \quad \alpha_{REAR} = \frac{\alpha_{REARLEFT} + \alpha_{REARRIGHT}}{2} \quad (2.1)$$

mentre nella Figura 2.6 viene diagrammato, in funzione degli angoli di deriva medi dell'assale corrispondente, l'andamento delle forze laterali dell'assale anteriore F_{YFRONT} e posteriore F_{YREAR} che possono essere ricavate sommando la forza laterale delle relative ruote come segue.

$$F_{YFRONT} = F_{YFRONTLEFT} + F_{YFRONTRIGHT} \quad F_{YREAR} = F_{YREARLEFT} + F_{YREARRIGHT} \quad (2.2)$$

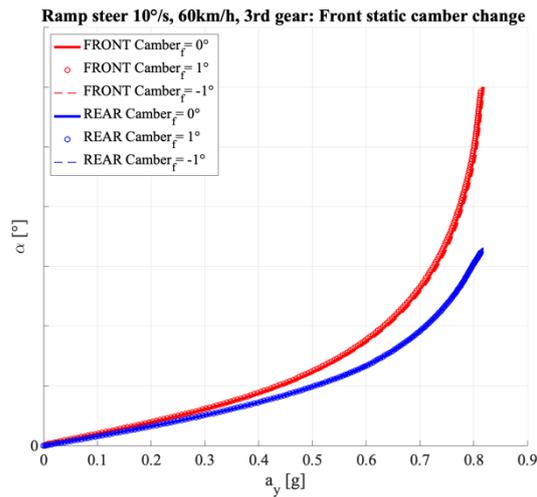


Figura 2.5: Andamento dell'angolo di deriva medio dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di campanatura all'anteriore.

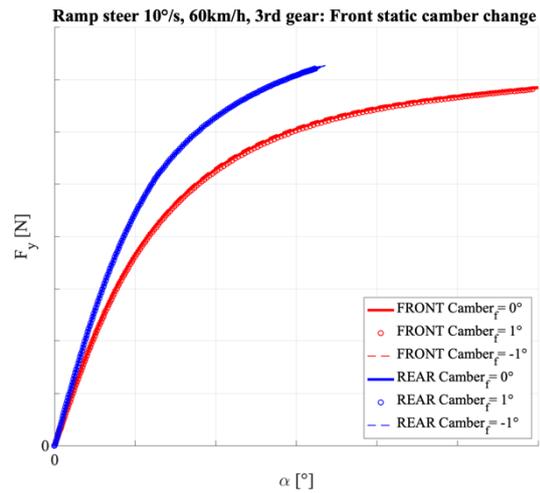


Figura 2.6: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'angolo di deriva medio dell'assale per una variazione di campanatura all'anteriore.

È possibile notare come l'assale che non è interessato dalla variazione di campanatura non presenta variazioni significative in nessuna delle due caratteristiche, mentre per l'assale anteriore si può notare come c'è, per una campanatura statica positiva, un leggero aumento dell'angolo di deriva dell'assale anteriore a pari accelerazione laterale accompagnato da una diminuzione della forza laterale di quell'assale a pari angolo di deriva. Il contrario avviene per una campanatura negativa sull'assale anteriore, in entrambi i casi però si vede che le variazioni sono minime.

Viene quindi diagrammato nella Figura 2.7 l'andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale dove è possibile notare come la variazione di campanatura statica positiva porta ad un veicolo più sottosterzante mentre una campanatura negativa influisce in modo meno sottosterzante sul comportamento del veicolo. La differenza è più marcata ad alte accelerazioni laterali nonostante rimanga quantitativamente contenuta.

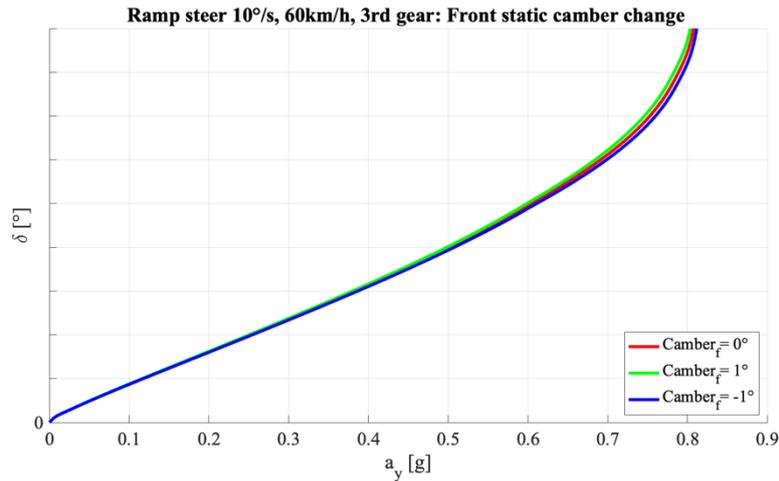


Figura 2.7: Andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare della campanatura delle ruote dell'assale anteriore.

Similmente a quanto fatto per la sospensione anteriore è possibile ripetere la stessa analisi andando però a variare l'angolo di campanatura statica del posteriore. Gli effetti ottenuti sono analoghi ai precedenti: l'assale non interessato dalla variazione di campanatura non presenta variazioni significative, mentre per l'assale posteriore anche in questo caso è presente un leggero aumento dell'angolo di deriva dell'assale a pari accelerazione laterale per una campanatura statica positiva accompagnato da una diminuzione della forza laterale di quell'assale a pari angolo di deriva. Di conseguenza l'effetto di una campanatura statica positiva al posteriore sarà quello di rendere il comportamento del veicolo più sovrasterzante, mentre una campanatura statica negativa andrà nella direzione opposta.

In conclusione, una variazione di campanatura negativa determina un incremento di forza laterale a parità di angolo di deriva sull'assale interessato dalla variazione. Perciò, una tale variazione sull'anteriore riduce il sottosterzo mentre sul posteriore lo aumenta. L'entità della variazione è comunque piuttosto limitata, rispetto a quanto avviene andando a modificare l'angolo di convergenza statica.

2.1.3 Convergenza

L'angolo di convergenza o *toe* è l'angolo tra l'asse longitudinale del veicolo e la linea di intersezione formata dal piano delle ruote e il piano X-Y del veicolo. È positivo se la parte anteriore della ruota punta verso l'interno del veicolo come schematizzato nella Figura 2.8 [9].

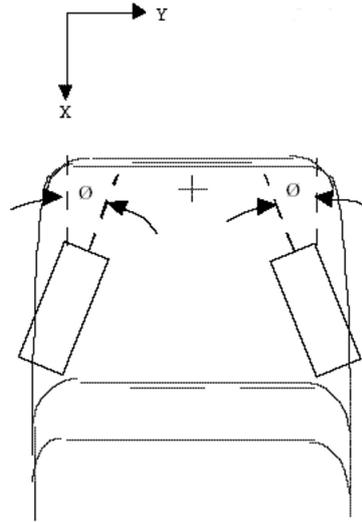


Figura 2.8: Schema della definizione di angolo di convergenza positivo in Adams/Car.

Il parametro di angolo di convergenza è estremamente utile nella valutazione del comportamento dinamico del veicolo in quanto va ad influire sia sugli angoli di deriva e quindi sulle forze laterali generate dagli pneumatici che sul rapporto di sterzo.

Analogamente a quanto svolto precedentemente per la campanatura vengono indagati gli effetti sulla dinamica del veicolo al variare della convergenza statica. In questo caso, a tale scopo viene prima proposta un'impostazione analitica di un calcolo semplificato che è basata sulle ipotesi di bassi trasferimenti di carico laterali e che considera condizioni di pura dinamica laterale.

Come prima cosa si consideri che l'effetto che una convergenza statica di *toe in* (convergenza positiva) di un assale ha sugli angoli di deriva è:

$$\begin{cases} \alpha_{inner} = \alpha_n - \alpha_{toe-in} \\ \alpha_{outer} = \alpha_n + \alpha_{toe-in} \end{cases} \quad (2.3)$$

l'angolo di deriva della ruota esterna, quindi, aumenta di una quantità pari al *toe in* mentre l'angolo di deriva della ruota interna diminuisce della medesima quantità. Sotto le ipotesi del modello indicate è possibile quindi andare a scrivere quanto segue.

$$F_{y,assale} = \left(C_0 + \Delta F_Z \frac{\partial C}{\partial F_Z} \right) (\alpha_n + \alpha_{toe-in}) + \left(C_0 - \Delta F_Z \frac{\partial C}{\partial F_Z} \right) (\alpha_n - \alpha_{toe-in}) \quad (2.4)$$

$$F_{y,assale} = 2C_0\alpha_n + 2\alpha_{toe-in}\Delta F_Z \frac{\partial C}{\partial F_Z} > F_{y,assale,\alpha_{toe-in}=0} = 2C_0\alpha_n \quad (2.5)$$

Dove C_0 indica la rigidezza di deriva dell'assale, ΔF_Z i trasferimenti di carico laterale, α_n l'angolo di deriva con convergenza statica nulla e α_{toe-in} la convergenza statica imposta.

La derivata parziale $\frac{\partial C}{\partial F_Z}$ risulta essere positiva poiché la rigidezza di deriva di una ruota, almeno inizialmente a bassi trasferimenti di carico, aumenta con l'aumentare del carico verticale agente su di essa come è possibile vedere nella Figura 2.9 [1]. Se la rigidezza di deriva fosse costante al variare del carico verticale la convergenza non avrebbe alcun effetto sulla forza laterale dell'assale.

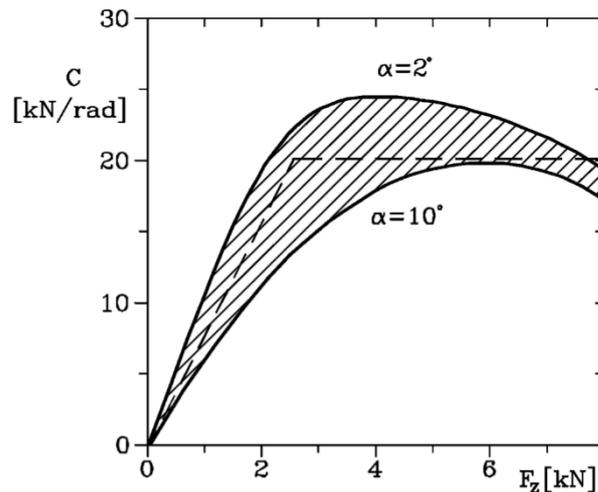


Figura 2.9: Andamento della rigidezza di deriva di uno pneumatico al variare del carico verticale.

La convergenza statica positiva porta quindi ad un aumento della forza laterale generata dall'assale, di conseguenza la rigidezza di deriva dell'assale in toe in aumenta in funzione del trasferimento di carico.

Per andare a verificare questo effetto della convergenza statica sul comportamento più o meno sottosterzante del veicolo tramite simulazione si effettua ora una prova di ramp steer di $10^\circ/s$ in 3ª marcia a 60km/h variando la convergenza statica sia all'anteriore che successivamente al posteriore di $\pm 1^\circ$ e se ne analizzano i risultati.

Dopo avere applicato una variazione di convergenza statica all'anteriore si può vedere dalla caratteristica della forza laterale sviluppata dall'assale F_y in funzione dell'accelerazione laterale a_y riportata nella Figura 2.10 come una variazione della convergenza non va a modificare in modo significativo le forze laterali a parità di

accelerazione laterale, di conseguenza possiamo quindi ragionare a parità di forza laterale generata.

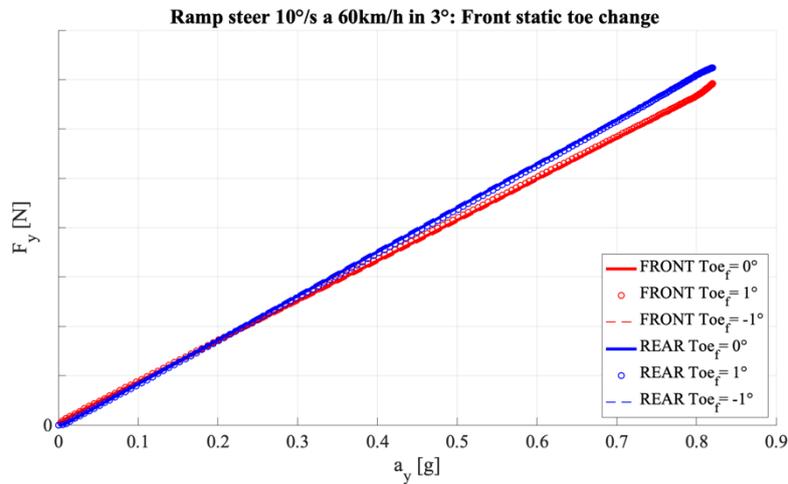


Figura 2.10: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di convergenza all'anteriore.

Nella Figura 2.11 vengono analizzati gli angoli di deriva medi dell'assale anteriore e posteriore calcolati con l'equazione (2.1) in funzione dell'accelerazione laterale, mentre nella Figura 2.12 viene diagrammato l'andamento delle forze laterali dell'assale calcolate con l'equazione (2.2) in funzione degli angoli di deriva medi dell'assale corrispondente.

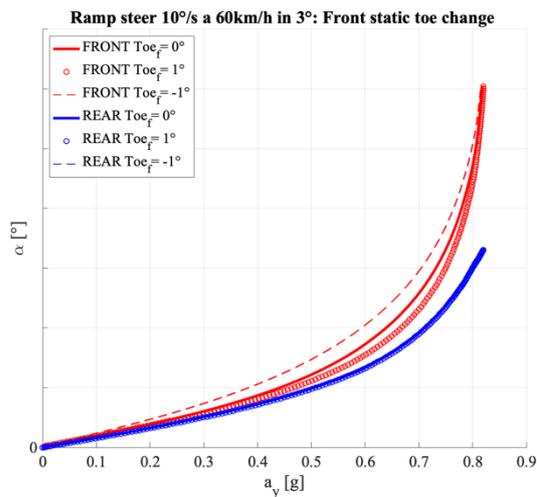


Figura 2.11: Andamento dell'angolo di deriva medio dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di convergenza all'anteriore.

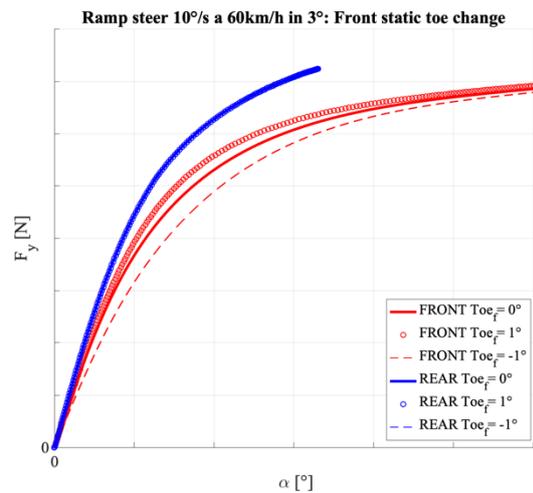


Figura 2.12: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'angolo di deriva medio dell'assale per una variazione di convergenza all'anteriore.

È possibile notare come l'assale che non è interessato dalla variazione di convergenza non presenta variazioni significative in nessuna delle due caratteristiche, mentre per

l'assale anteriore si può notare come ci sia, per una convergenza statica positiva, una diminuzione dell'angolo di deriva dell'assale anteriore a pari accelerazione laterale accompagnato da un aumento della forza laterale di quell'assale a pari angolo di deriva. Per una convergenza statica negativa si ottiene invece esattamente il risultato opposto.

Utilizzando ora l'equazione di sottosterzo derivata dall'utilizzo del modello a bicicletta

$$\delta - \delta_0 = \alpha_F - \alpha_R \quad (2.6)$$

è possibile notare come a parità di forza laterale F_y con una convergenza positiva all'anteriore si riduca α_F e di conseguenza è ragionevole aspettarsi un comportamento meno sottosterzante del veicolo. A verifica di questo viene quindi diagrammato nella Figura 2.13 l'andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale dove è possibile notare come la variazione di convergenza statica positiva porta ad un veicolo meno sottosterzante mentre una convergenza negativa influisce in maniera più sottosterzante sul comportamento del veicolo.

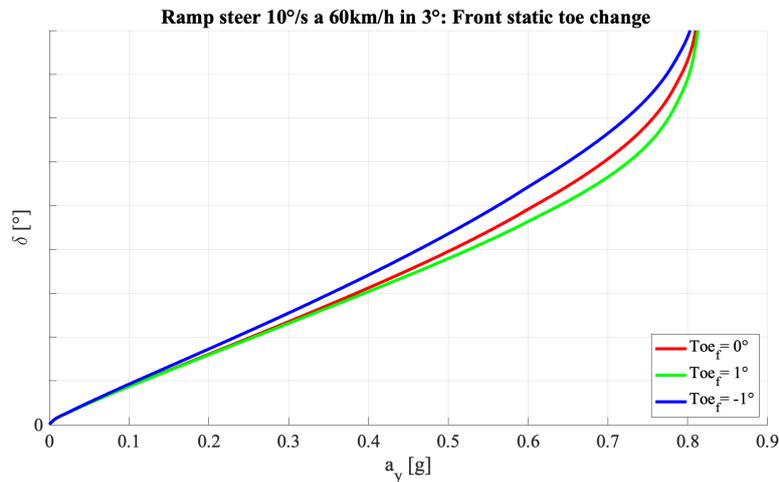


Figura 2.13: Andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare della convergenza statica delle ruote dell'assale anteriore.

In conclusione, la variazione di convergenza statica di $\pm 1^\circ$ sulle ruote dell'assale anteriore va ad influenzare in modo determinante il comportamento dinamico laterale del veicolo, in particolare:

- una variazione di convergenza positiva (toe in) sull'anteriore porta ad una diminuzione del comportamento sottosterzante del veicolo.

- una variazione di convergenza negativa (toe out) sull'anteriore porta ad un aumento del comportamento sottosterzante del veicolo.

Viene ora svolta la stessa analisi per una variazione di convergenza sulle ruote dell'assale posteriore, analogamente a quanto visto nel caso precedente dalla caratteristica di forza laterale sviluppata dall'assale F_y in funzione dell'accelerazione laterale a_y visibile nella Figura 2.14 si evidenzia come una variazione della convergenza non va a modificare in modo significativo le forze laterali a parità di accelerazione laterale, di conseguenza possiamo quindi ragionare a parità di forza laterale generata.

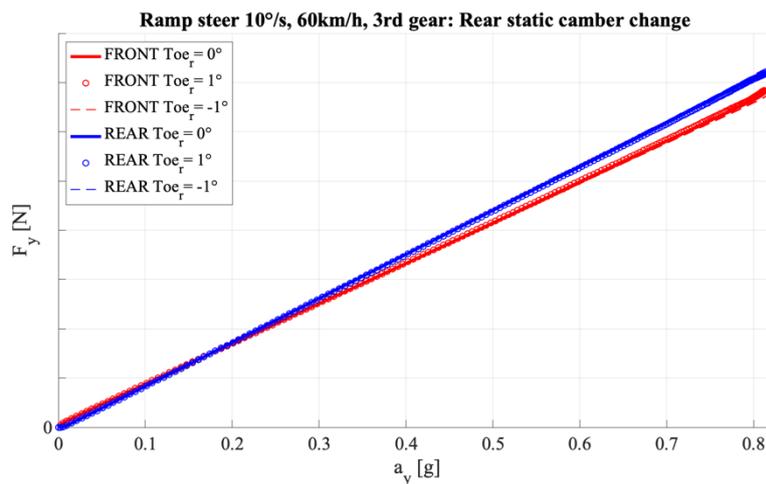


Figura 2.14: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di convergenza al posteriore.

Analogamente al caso precedente nella Figura 2.15 vengono analizzati gli angoli di deriva medi dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale, mentre nella Figura 2.16 vengono diagrammati l'andamento delle forze laterali dell'assale in funzione degli angoli di deriva medi.

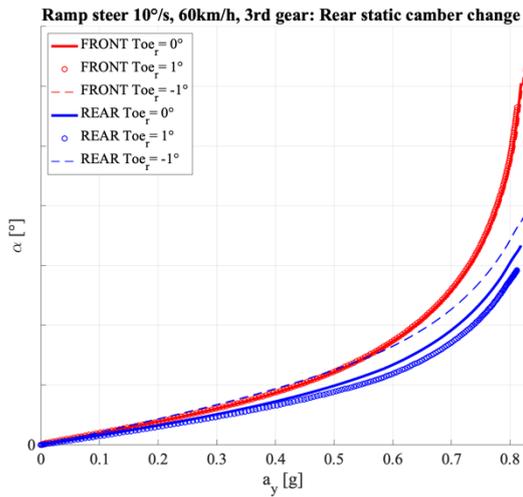


Figura 2.15: Andamento dell'angolo di deriva medio dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'accelerazione laterale per una variazione di convergenza al posteriore.

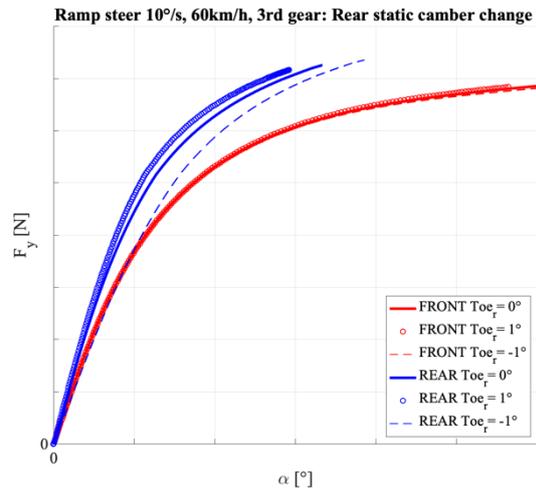


Figura 2.16: Andamento della forza laterale dell'assale anteriore e posteriore in funzione dell'angolo di deriva medio dell'assale per una variazione di convergenza al posteriore.

Analogamente a quanto osservato precedentemente anche in questo caso è possibile notare come l'assale che non è interessato dalla variazione di convergenza non presenta variazioni significative in nessuna delle due caratteristiche, mentre per l'assale posteriore si può notare come ci sia, per una convergenza statica positiva, una diminuzione dell'angolo di deriva dell'assale posteriore a pari accelerazione laterale accompagnato da un aumento della forza laterale di quell'assale a pari angolo di deriva. Per una convergenza statica negativa si ottiene invece esattamente il risultato opposto.

Dall'equazione di sottosterzo (2.4) è possibile notare come a parità di forza laterale F_y con una convergenza positiva al posteriore si riduca α_R e di conseguenza è ragionevole aspettarsi un comportamento più sottosterzante del veicolo. A verifica di questo viene quindi diagrammato nella Figura 2.17 l'andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale dove è possibile notare come la variazione di convergenza statica positiva porta ad un veicolo più sottosterzante mentre una convergenza negativa influisce in maniera meno sottosterzante sul comportamento del veicolo.

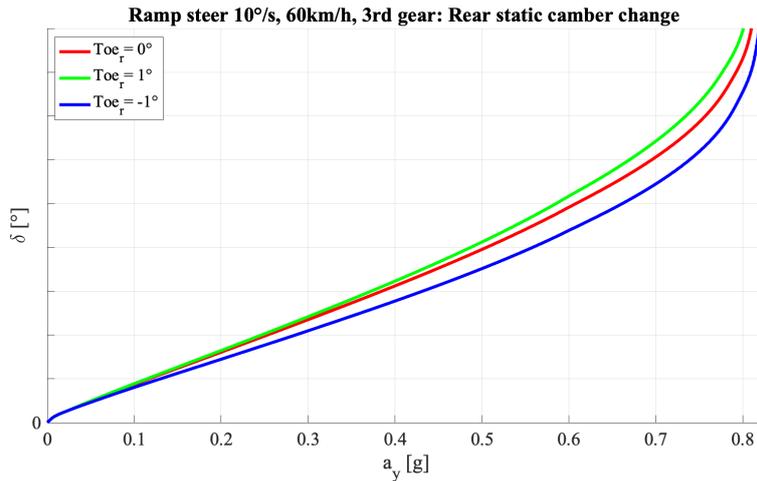


Figura 2.17: Andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare della convergenza statica delle ruote dell'assale posteriore.

In conclusione, la variazione di convergenza statica di $\pm 1^\circ$ sulle ruote dell'assale posteriore va ad influenzare in modo determinante il comportamento dinamico laterale del veicolo, in particolare:

- una variazione di convergenza positiva (toe in) sul posteriore porta ad un aumento del comportamento sottosterzante del veicolo.
- una variazione di convergenza negativa (toe out) sul posteriore porta ad una diminuzione del comportamento sottosterzante del veicolo.

2.1.4 Anti-dive, Anti-lift e Anti-squat

L'anti-dive, l'anti-lift e l'anti-squat sono degli utili ed efficaci parametri per una rapida valutazione delle caratteristiche della dinamica longitudinale di un veicolo in trazione e in frenata. Per analizzare in modo preliminare questi parametri può essere utile riferirsi ad un modello di sospensione anteriore a bracci longitudinali equivalente incernierata sul telaio nel punto P che coincide con il centro di beccheggio della sospensione come mostrato nella Figura 2.18.

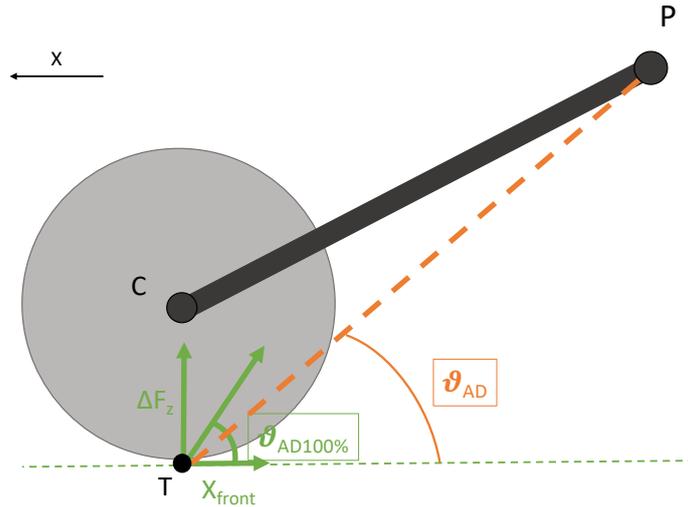


Figura 2.18: Schema di una sospensione anteriore a bracci longitudinali equivalente.

Considerando ora le forze agenti su un veicolo durante una frenata come nel diagramma di corpo libero della Figura 2.19 [11] dove non compaiono le azioni stazionarie verticali dovuti all'azione gravitazionale è possibile ricavare il valore del trasferimento di carico longitudinale ΔF_z .

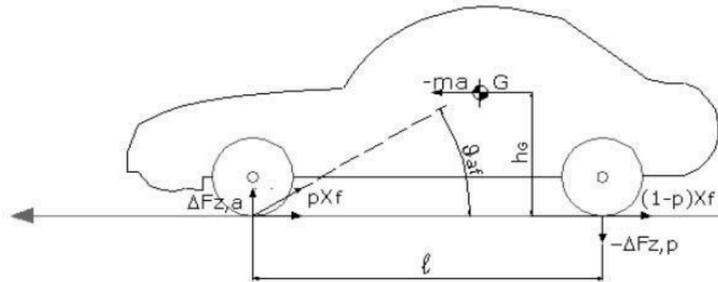


Figura 2.19: Diagramma di corpo libero del modello di un veicolo in frenata.

Dall'equilibrio alla rotazione del veicolo attorno al centro dell'orma di contatto tra ruota posteriore e terreno si ricava:

$$\Delta F_z = \frac{m\ddot{x}h_g}{l} \quad (2.7)$$

dove m rappresenta la massa del veicolo, h_g l'altezza del baricentro, \ddot{x} la decelerazione dovuta alla frenata, l il passo del veicolo e con p si indica la ripartizione percentuale della forza frenante all'avantreno. Tornando ora al modello di una sospensione anteriore a

bracci equivalenti è possibile definire la tangente dell'angolo $\theta_{AD_{100\%}}$ corrispondente ad un anti-dive pari al 100% come il rapporto tra il trasferimento di carico longitudinale ΔF_z e la forza longitudinale all'avantreno X_{front} .

$$tg(\theta_{AD_{100\%}}) = \frac{\Delta F_z}{X_{front}} = \frac{m\ddot{x}h_g}{l} = \frac{h_g}{pl} \quad (2.8)$$

Si noti come se la somma vettoriale risultante delle forze agenti sulla ruota ΔF_z e X_{front} a cui corrisponde l'angolo $\theta_{AD_{100\%}}$ ha la stessa direzione della retta PT nella Figura 2.18 si ha una forza resistente unicamente fornita dal braccio longitudinale. In questo caso non si ha quindi un contributo equilibrante dato dal gruppo molla-ammortizzatore, ma la forza frenante e il trasferimento di carico all'anteriore si scaricano in modo rigido sul telaio del veicolo. Se invece la direzione del braccio longitudinale non coincide con quella della risultante delle forze agenti sulla ruota per raggiungere l'equilibrio delle forze è necessario un contributo di forza verticale dato dal gruppo molla-ammortizzatore che viene generato dal moto relativo di affondamento della massa non sospesa verso la massa sospesa, in questo modo la deformazione elastica della molla dà il contributo di forza che va a bilanciare l'equilibrio e il veicolo affonda di conseguenza durante la frenata.

Prendendo come riferimento il modello a bracci longitudinali equivalente la percentuale di antidive di una sospensione anteriore può quindi essere definita come:

$$\%AD_{front} = 100 \frac{tg(\theta_{AD})}{tg(\theta_{AD_{100\%}})} = 100 \frac{pl}{h_G} tg(\theta_{AD}) \quad (2.9)$$

dove l'angolo θ_{AD} rappresenta l'angolo di inclinazione della retta PT rispetto al terreno come mostrato nella Figura 2.18.

Per la sospensione posteriore vale un discorso analogo per quanto riguarda il parametro di anti-lift, ovvero il comportamento alla tendenza di innalzamento del posteriore della vettura in frenata, di cui se ne può calcolare la percentuale come nel caso precedente sostituendo alla ripartizione di frenata anteriore quella posteriore che è pari a $1 - p$.

$$\%AL_{rear} = 100 \frac{(1-p)l}{h_G} tg(\theta_{AL}) \quad (2.10)$$

Considerando invece un veicolo durante un'accelerazione di modulo pari a \ddot{x} si fa riferimento al parametro di anti-lift della sospensione anteriore e di anti-squat della

sospensione posteriore che possono essere calcolati in modo analogo a prima utilizzando rispettivamente il valore della forza di trazione generata dall'assale anteriore X_{front_acc} e posteriore X_{rear_acc} , con il parametro q che indica la ripartizione percentuale di trazione dell'assale anteriore.

$$tg(\theta_{AL100\%}) = \frac{\Delta F_Z}{X_{front_acc}} = \frac{\frac{m\ddot{x}h_g}{l}}{qm\ddot{x}} = \frac{h_g}{ql} \quad (2.11)$$

$$tg(\theta_{AS100\%}) = \frac{\Delta F_Z}{X_{rear_acc}} = \frac{\frac{m\ddot{x}h_g}{l}}{(1-q)m\ddot{x}} = \frac{h_g}{(1-q)l} \quad (2.12)$$

$$\%AL_{front} = 100 \frac{tg(\theta_{AL})}{tg(\theta_{AL100\%})} = 100 \frac{ql}{h_G} tg(\theta_{AL}) \quad (2.13)$$

$$\%AS_{rear} = 100 \frac{tg(\theta_{AS})}{tg(\theta_{AS100\%})} = 100 \frac{(1-q)l}{h_G} tg(\theta_{AS}) \quad (2.14)$$

Risulta essere quindi chiaro da queste definizioni come per un veicolo a trazione anteriore il parametro di anti-squat della sospensione posteriore sia sempre nullo in quanto non è presente una forza longitudinale di trazione su quell'assale ma esclusivamente la componente verticale dovuta ai trasferimenti di carico. Allo stesso modo il parametro di anti-lift della sospensione anteriore in un veicolo a trazione posteriore sarà quindi sempre nullo o non definito.

Vengono ora analizzate le definizioni e le metodologie di calcolo relative a questi parametri utilizzati dal software Adams/Car [9]. La percentuale di anti-dive in frenata per una sospensione anteriore e di anti-lift per una sospensione posteriore sono il rapporto tra la deformazione verticale della sospensione generata dalle forze e i momenti frenanti e la deformazione causata dal trasferimento di carico. Durante una frenata la deformazione della sospensione causata dal trasferimento di carico può in parte essere contrastata dalla deformazione della sospensione sottoposta alle forze dell'azione frenante.

Per le sospensioni anteriori viene considerato come anti-dive braking positivo quando le deformazioni causate dalle azioni frenanti tendono a portare in espansione la sospensione mentre per le sospensioni posteriori si considera l'anti-lift braking positivo quando le

deformazioni causate dalle azioni frenanti tendono a portare in compressione la sospensione. L'anti-lift acceleration della sospensione anteriore è considerato positivo quando le deformazioni causate dalle azioni di trazione tendono a portare in compressione la sospensione, invece l'anti-squat acceleration della sospensione posteriore è considerato positivo quando le deformazioni causate dalle azioni di trazione tendono a portare in estensione la sospensione.

Per quanto riguarda Adams/Car il parametro di *anti-dive* tiene ora conto di una sospensione cedevole non a bracci longitudinali. Procedendo al calcolo di questo parametro per una sospensione anteriore, note le forze frenanti sull'area di contatto ruota-terreno sinistra e destra dell'assale anteriore come:

$$F_{x_l} = F_{x_r} = m\ddot{x}_p \quad (2.15)$$

viene calcolato il momento frenante al quale la sospensione reagisce a causa delle forze frenanti riportate sul centro ruota attraverso il raggio sotto carico della ruota R_c .

$$M_{x_l} = F_{x_l} \cdot R_c \quad (2.16)$$

$$M_{x_r} = F_{x_r} \cdot R_c \quad (2.17)$$

Il trasferimento di carico longitudinale sull'assale anteriore è descritto nella (2.7), ripartendolo equamente sulla ruota sinistra e destra si ottiene:

$$\Delta F_{z_l} = m \frac{\ddot{x}h_G}{2pl} \quad (2.18)$$

$$\Delta F_{z_r} = m \frac{\ddot{x}h_G}{2pl} \quad (2.19)$$

Si introduce ora la *compliance matrix* che è definita dalle derivate parziali degli spostamenti rispetto alle forze o momenti applicati al centro ruota e di cui è possibile vederne la struttura nella Figura 2.20 [9].

$$\left\{ \begin{array}{l} X \text{ left wheel} \\ Y \text{ "} \\ Z \text{ "} \\ AX \text{ "} \\ AY \text{ "} \\ AZ \text{ "} \\ X \text{ right wheel} \\ Y \text{ "} \\ Z \text{ "} \\ AX \text{ "} \\ AY \text{ "} \\ AZ \text{ "} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} C(1,1), C(1,2)\dots C(1,12) \\ C(2,1), C(2,2)\dots C(2,12) \\ C(3,1), C(3,2)\dots C(3,12) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ C(7,1) \\ C(8,1) \\ C(9,1), C(9,2) \\ \dots \\ \dots \\ C(12,1), C(12,2)\dots C(12,12) \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} FX \text{ left wheel} \\ FY \text{ "} \\ FZ \text{ "} \\ TX \text{ "} \\ TY \text{ "} \\ TZ \text{ "} \\ FX \text{ right wheel} \\ FY \text{ "} \\ FZ \text{ "} \\ TX \text{ "} \\ TY \text{ "} \\ TZ \text{ "} \end{array} \right\}$$

Figura 2.20: Struttura della compliance matrix C 12x12 utilizzata da Adams/Car.

In un sistema assunto come lineare la matrice C può essere usata per predire gli spostamenti a fronte delle forze in input come:

$$\{\Delta X\} = [C]\{\Delta F\} \quad (2.20)$$

con questo approccio il generico elemento c_{ij} della matrice C è lo spostamento lungo il grado di libertà i a fronte dell'applicazione di una forza unitaria lungo il grado di libertà j .

Si procede ora con il calcolo della deformazione della sospensione lungo l'asse z causata dalle forze e dai momenti frenanti moltiplicando per ogni forza e momento agente sul centro ruota il relativo elemento della compliance matrix applicando la sovrapposizione degli effetti:

$$z_{B_l} = F_{x_l} \cdot C(3,1) + F_{x_r} \cdot C(3,7) + M_{x_l} \cdot C(3,5) + M_{x_r} \cdot C(3,11) \quad (2.21)$$

$$z_{B_r} = F_{x_l} \cdot C(9,1) + F_{x_r} \cdot C(9,7) + M_{x_l} \cdot C(9,5) + M_{x_r} \cdot C(9,11) \quad (2.22)$$

Analogamente la deformazione della sospensione lungo l'asse z causata dal trasferimento di carico longitudinale è:

$$z_{T_l} = \Delta F_{z_l} \cdot C(3,3) + \Delta F_{z_r} \cdot C(3,9) + \frac{\Delta F_{z_l}}{K_t} \quad (2.23)$$

$$z_{T_r} = \Delta F_{z_l} \cdot C(9,3) + \Delta F_{z_r} \cdot C(9,9) + \frac{\Delta F_{z_r}}{K_t} \quad (2.24)$$

dove K_t rappresenta la rigidità radiale dello pneumatico, in questo modo si tiene anche conto del contributo dato dalla deformazione elastica di quest'ultimo.

È ora possibile calcolare la percentuale di antidive della sospensione anteriore come:

$$\%AD_{Front_l} = 100 \cdot \frac{Z_{B_l}}{Z_{T_l}} \quad (2.25)$$

$$\%AD_{Front_r} = 100 \cdot \frac{Z_{B_r}}{Z_{T_r}} \quad (2.26)$$

Analogamente si può calcolare l'anti-lift in frenata della sospensione posteriore sostituendo alla ripartizione in frenata sull'anteriore p quella sul posteriore pari a 1-p e, procedendo con la relativa compliance matrix, si ottiene come risultato finale la seguente definizione.

$$AL_{Rear_l} = 100 \cdot \frac{Z_{B_l}}{Z_{T_l}} \quad (2.27)$$

$$AL_{Rear_r} = 100 \cdot \frac{Z_{B_r}}{Z_{T_r}} \quad (2.28)$$

Per quanto riguarda l'anti-lift in accelerazione di una sospensione anteriore o l'*anti-squat* in accelerazione di una sospensione posteriore le definizioni sono analoghe a quelle precedenti. In questo caso però, alla deformazione lungo l'asse z dovuta alle forze di trazione sull'area di contatto bisogna sommare anche il contributo di deformazione dovuto alla coppia motrice applicata all'assale z_d , che risulta nulla in caso di sospensioni totalmente indipendenti, o altrimenti può essere calcolata come segue:

$$z_{D_l} = VT_l \cdot C(3,1) + VT_r \cdot C(3,7) + TO_l \cdot C(3,5) + TO_r \cdot C(3,11) \quad (2.29)$$

$$z_{D_r} = VT_l \cdot C(9,1) + VT_r \cdot C(9,7) + TO_l \cdot C(9,5) + TO_r \cdot C(9,11) \quad (2.30)$$

dove VT rappresenta la forza verticale applicata sull'area di contatto ruota-strada a causa della coppia motrice applicata in input al differenziale e TO rappresenta la coppia sinistra e destra in uscita dal differenziale che sono rispettivamente calcolate come:

$$VT_l = -VT_r = R_c \left| F_{x_l} + F_{x_r} \right| \cdot \frac{1}{\tau_{axle} \cdot t} = \frac{TI}{t} \quad (2.31)$$

$$TO_l = -R_c \cdot F_{x_l} \quad (2.32)$$

$$TO_r = -R_c \cdot F_{x,r} \quad (2.33)$$

con TI che è la coppia in ingresso al differenziale, τ_{axle} che è il rapporto di trasmissione al ponte e t che corrisponde alla carreggiata. Una volta ricavati tutti i contributi di deformazione è possibile andare a calcolare la percentuale di anti-lift per una sospensione anteriore o di anti-squat per una sospensione posteriore in trazione come:

$$AL_{Front_l} = AS_{Rear_l} = 100 \cdot \frac{z_{B_l} + z_{D_l}}{z_{T_l}} \quad (2.34)$$

$$AL_{Front_r} = AS_{Rear_r} = 100 \cdot \frac{z_{B_r} + z_{D_r}}{z_{T_r}} \quad (2.35)$$

2.2 Prove cinematiche di sospensione

Vengono ora analizzati i risultati ottenuti dalle simulazioni delle principali prove cinematiche di sospensione e confrontati con i dati sperimentali forniti. Le prove cinematiche in analisi sono quello di scuotimento simmetrico, asimmetrico e le prove di sterzata. Nelle prove di scuotimento vengono confrontati i dati simulati con quelli sperimentali per quanto riguarda i parametri di campanatura, convergenza, variazione della posizione del centro ruota in direzione X e variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno in direzione Y. Questi parametri sono tutti riportati in funzione dello scuotimento, che è considerato come la variazione della posizione del centro ruota lungo la direzione verticale Z e che assume valori positivi quando si ha una compressione della sospensione e valori negativi per un'estensione della sospensione.

Nelle prove di sterzata viene invece applicato un angolo volante con convenzione di segno positiva per una sterzata verso sinistra e si analizzano, oltre ai parametri di campanatura e convergenza, gli spostamenti del centro ruota in entrambe le direzioni X e Y.

2.2.1 Scuotimento simmetrico

Le prove di scuotimento simmetrico (*parallel wheel travel*) sono delle prove fondamentali per una valutazione del comportamento delle sospensioni e del veicolo per quanto riguarda la dinamica longitudinale. Come input di questa prova è necessario fornire unicamente gli estremi della corsa di compressione ed estensione dello scuotimento della sospensione. Tutte le grandezze vengono riportate in funzione del parametro di *wheel travel* che corrisponde al moto relativo della massa non sospesa verso la massa sospesa del centro ruota lungo la direzione Z, con associata la convenzione di segno secondo la quale a *wheel travel* positivi corrisponde una compressione della sospensione mentre a valori negativi corrisponde un'estensione della sospensione.

Sospensione anteriore

Nella Figura 2.21 viene diagrammato l'andamento dell'angolo di campanatura in funzione dello scuotimento verticale della ruota sinistra e destra nel confronto dei dati tra simulato e sperimentale, come è possibile notare il recupero di camber è negativo per una corsa di compressione della sospensione mentre è positivo per una corsa di estensione. A livello di confrontabilità dei dati si ha una buona attinenza tra modello e sperimentale.

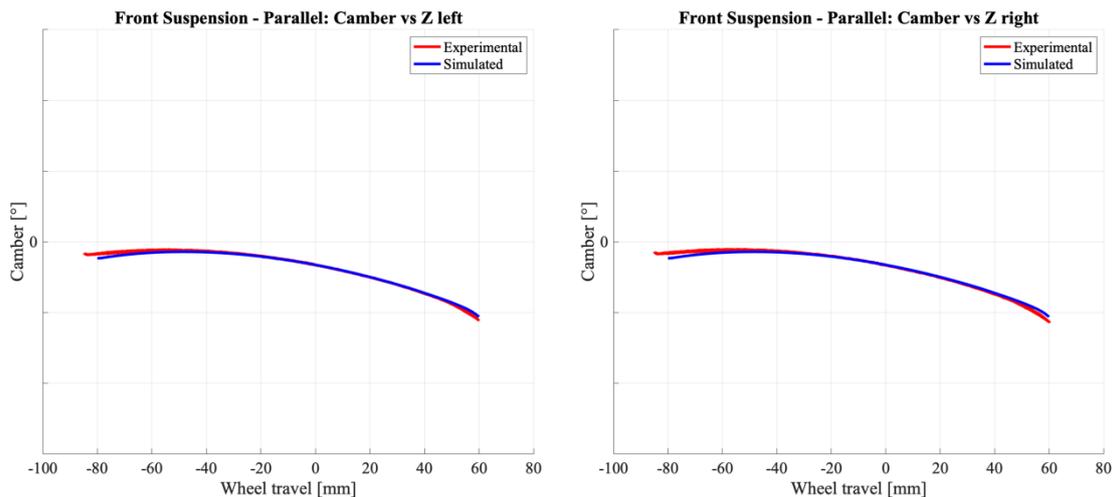


Figura 2.21: Angolo di campanatura ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale in una prova di scuotimento simmetrico della sospensione anteriore.

Per quanto riguarda l'angolo di convergenza nella Figura 2.22 viene riportato il relativo andamento per la sospensione anteriore nello scuotimento parallelo: è possibile vedere come in questo caso la confrontabilità tra dati simulati e sperimentali non risulta essere

ottima anche se la differenza di andamento e quantitativa è di un ordine di grandezza molto limitato. A livello di caratteristiche dinamiche del veicolo si osservi come a fronte di una corsa di compressione si ha, per il dato sperimentale, una variazione di convergenza negativa su entrambe le ruote, corrispondente ad un toe out, mentre per un'estensione della sospensione si ha una variazione di convergenza positiva per entrambe le ruote. In una prova di scuotimento simmetrico è importante che le variazioni di convergenza abbiano lo stesso segno tra ruota sinistra e destra per una stessa corsa di compressione o di estensione altrimenti, in caso di segni opposti, si otterrebbe una sterzata in dinamica longitudinale, ad esempio nell'incontro di un dosso o di un ostacolo, dovuta alla sola corsa della sospensione, comportamento che non è assolutamente desiderabile. I dati simulati mostrano invece una variazione di convergenza molto meno marcata al variare dello scuotimento con una variazione di andamento notevole in prossimità dei tamponi di finecorsa.

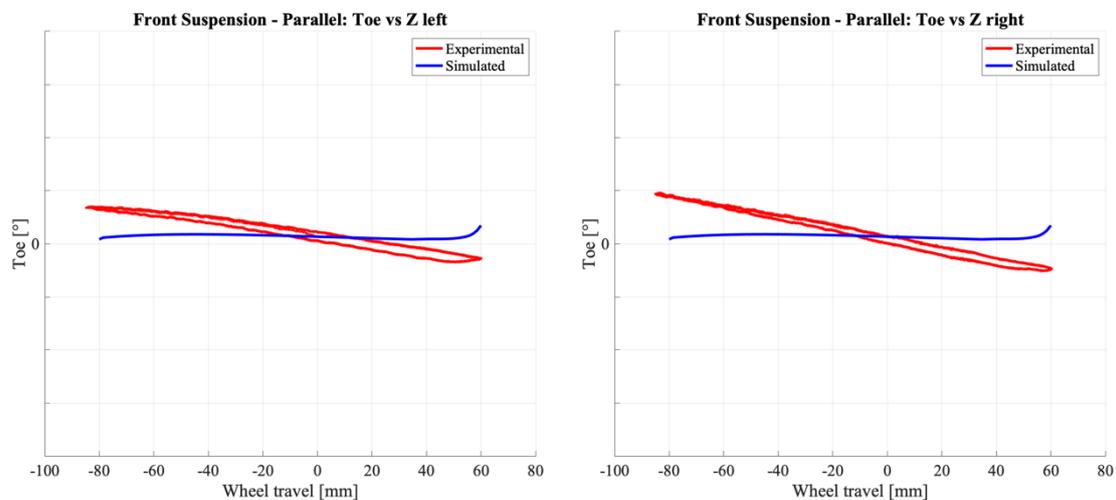


Figura 2.22: Angolo di convergenza ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione anteriore.

Nelle Figura 2.23 e Figura 2.24 vengono mostrati rispettivamente gli andamenti della variazione della posizione del centro ruota lungo la direzione X e della variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y. La convenzione di segno per le variazioni di passo, ovvero gli spostamenti lungo X, è positiva quando il centro ruota si muove verso il posteriore del veicolo. Per gli spostamenti lungo l'asse Y invece è considerato come spostamento positivo uno spostamento verso destra rispetto al senso di marcia. La confrontabilità tra dati sperimentali e simulati è ottima in tutte le caratteristiche e le differenze sono di un ordine di grandezza trascurabile. Si può notare

come per una corsa di compressione il centro ruota tende ad arretrare lungo la direzione X mentre i punti di contatto in direzione Y tendono ad andare verso l'esterno del veicolo in direzione quindi di un aumento della carreggiata che è di discreta intensità come caratteristico per il quadrilatero trasversale.

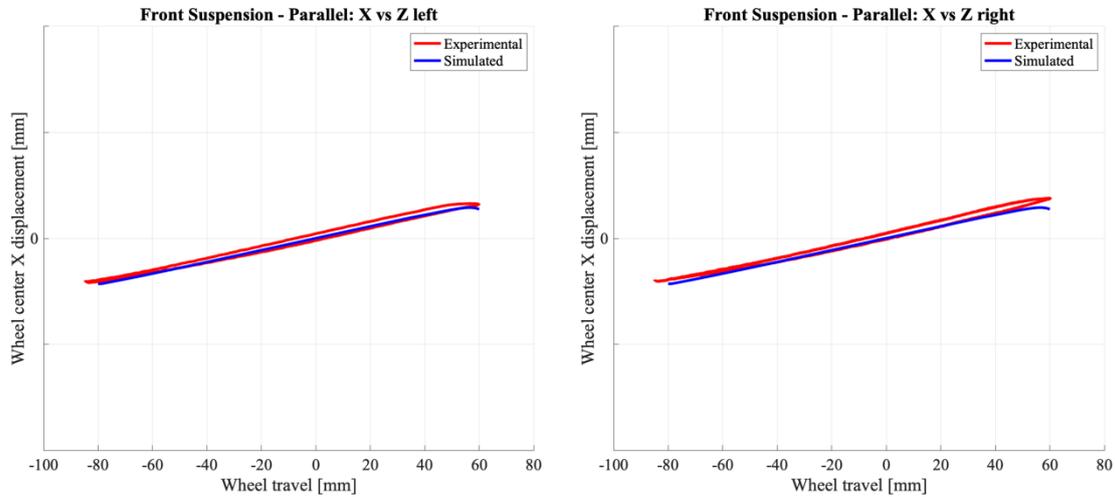


Figura 2.23: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione anteriore.

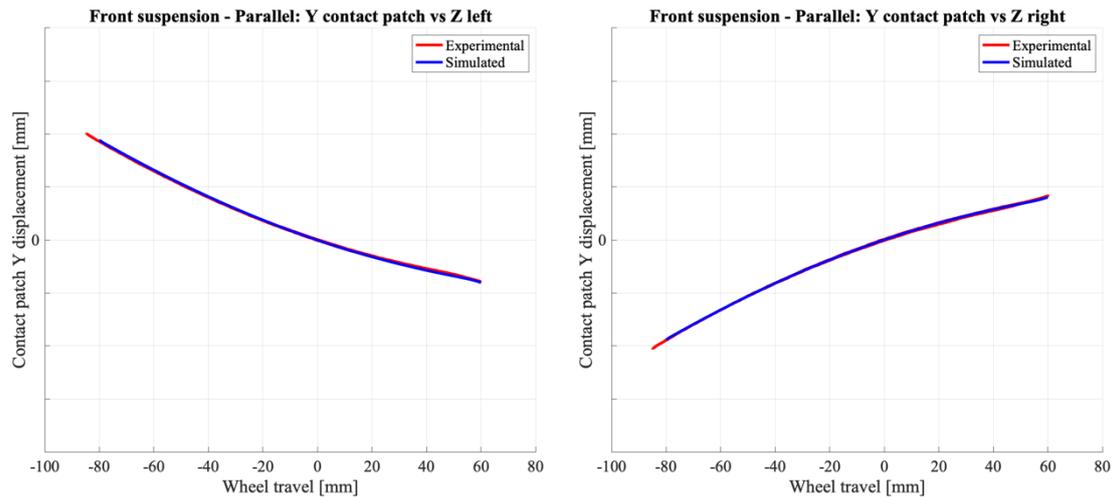


Figura 2.24: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in direzione Y in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione anteriore.

Una caratteristica estremamente utile da valutare nelle prove di scuotimento è quella di cedevolezza verticale della sospensione che indica quanto vale il carico verticale della ruota sulla strada a fronte di un certo scuotimento verticale della ruota valutata sul centro ruota e quindi corrisponde alla rigidità della sospensione valutata a livello di ruota che lavora sulla parte di comfort. Nella Figura 2.25 viene riportato l'andamento della caratteristica di cedevolezza verticale della sospensione anteriore ovvero lo scuotimento

verticale lungo Z in funzione del carico verticale applicato sul centro ruota, è possibile notare come anche in questo caso al di là dell'andamento del ciclo di isteresi dei dati sperimentali ci sia un'ottima corrispondenza tra modello e sperimentale. È inoltre possibile osservare come in prossimità del raggiungimento dei finecorsa la pendenza della caratteristica varia velocemente e tende ad appiattirsi quando questi vengono raggiunti.

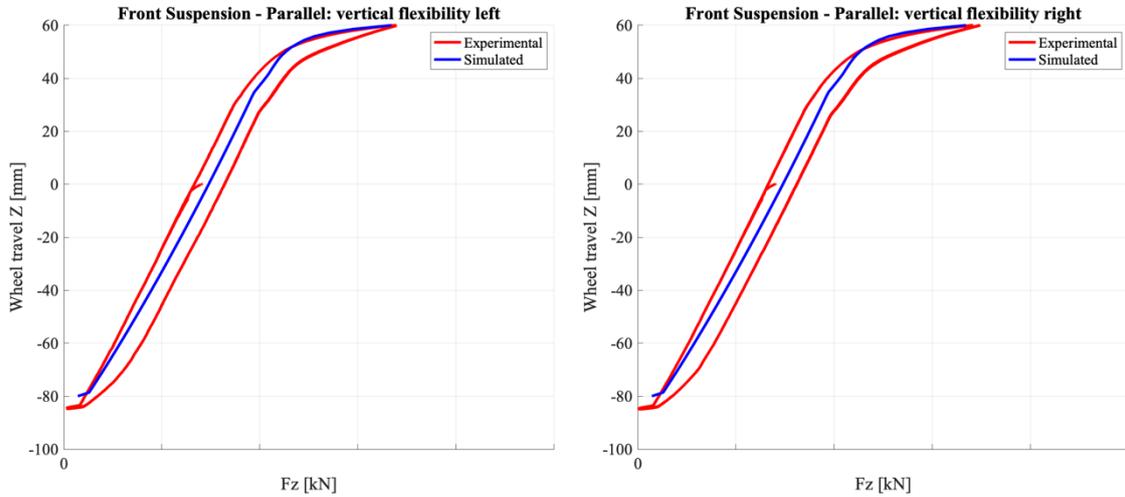


Figura 2.25: cedevolezza verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione anteriore.

Sospensione posteriore

Nella Figura 2.26 viene diagrammato l'andamento dell'angolo di campanatura in funzione dello scuotimento verticale della ruota sinistra e destra nel confronto dei dati tra simulato e sperimentale per la sospensione posteriore, come è possibile notare la variazione di camber ha un andamento circa lineare con pendenza negativa rispetto allo scuotimento, ad una compressione della sospensione sarà quindi associata una diminuzione del camber. A livello di confrontabilità dei dati si ha un'ottima attinenza tra modello e sperimentale, le differenze quantitative tra i due andamenti sono di un ordine di grandezza trascurabile per quanto riguarda la campanatura.

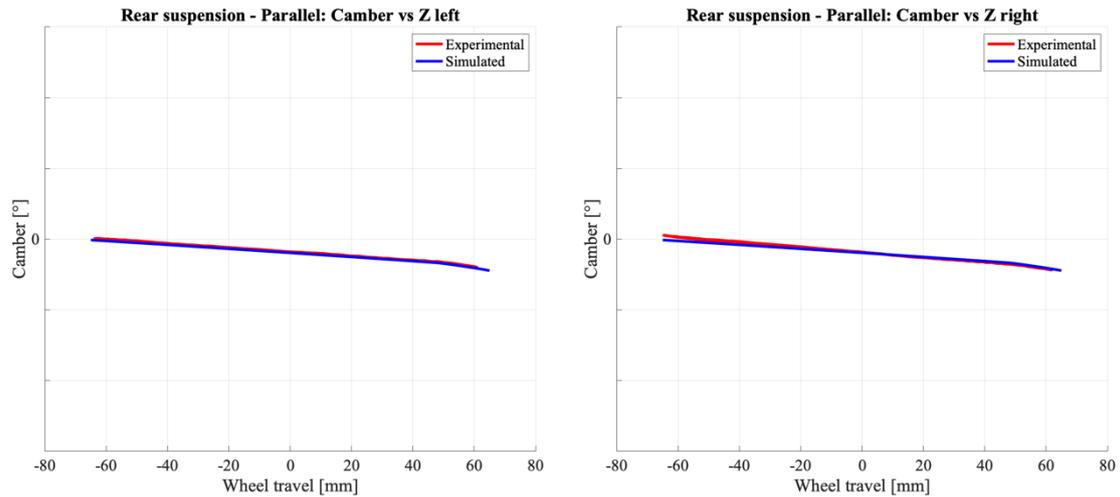


Figura 2.26: Angolo di campanatura ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale in una prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

Per quanto riguarda l'angolo di convergenza nella Figura 2.27 viene riportato il relativo andamento per la sospensione posteriore nello scuotimento parallelo, anche in questo caso l'andamento dei dati sperimentali è confrontabile con quello dei risultati ottenuti dalla simulazione. È possibile osservare che la variazione di convergenza in questa prova è circa nulla: si può quindi avere riscontro attraverso la simulazione di una delle proprietà descritte precedentemente nell'analisi bibliografica riguardante i parametri elastocinematici degli assali rigidi, ovvero la caratteristica di questa sospensione di mantenere costante il valore di convergenza al variare della corsa di compressione ed estensione.

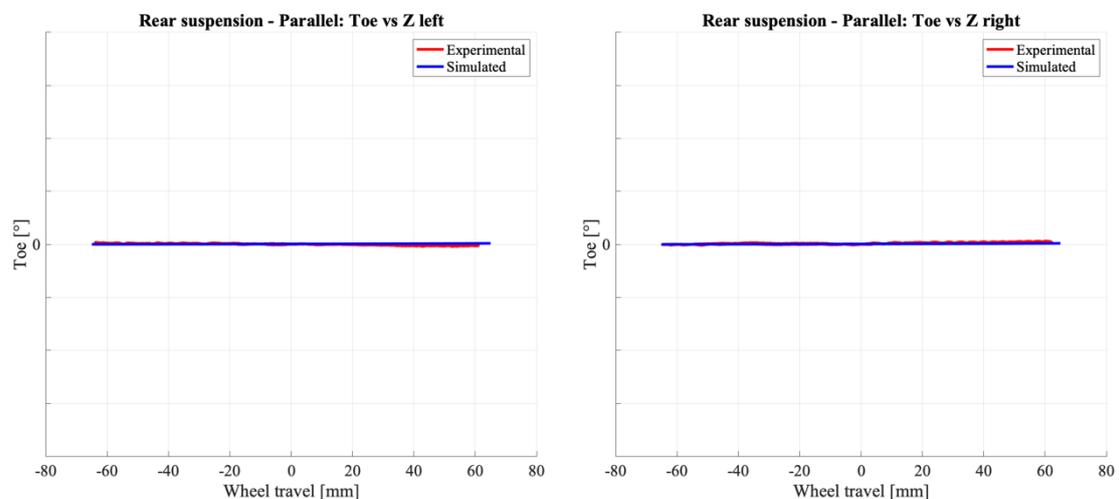


Figura 2.27: Angolo di convergenza ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione posteriore.

Nelle Figura 2.28 e Figura 2.29 vengono mostrati rispettivamente gli andamenti della variazione della posizione del centro ruota lungo la direzione X e della variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y. Si ricorda che la convenzione di segno per le variazioni di passo, ovvero gli spostamenti lungo X, è positiva quando il centro ruota indietreggia rispetto al veicolo. Per gli spostamenti lungo l'asse Y invece è nuovamente considerato come spostamento positivo uno spostamento verso destra rispetto al senso di marcia. La confrontabilità tra dati sperimentali e simulati è buona in tutte le caratteristiche e le differenze sono di un ordine di grandezza trascurabile, si può notare come per una corsa di compressione il centro ruota tenda ad avanzare lungo la direzione X mentre i punti di contatto in direzione Y tendono ad andare verso l'esterno del veicolo in direzione quindi di un aumento della carreggiata. È possibile notare come la variazione di carreggiata sia in questo caso molto contenuta, se ad esempio confrontata con quella precedentemente ottenuta per la sospensione anteriore a quadrilatero trasversale, quindi anche in questo caso è possibile andare ad osservare quanto descritto dall'analisi bibliografia relativa all'assale rigido che descrive la variazione della carreggiata dell'assale come circa costante in funzione alla corsa della compressione.

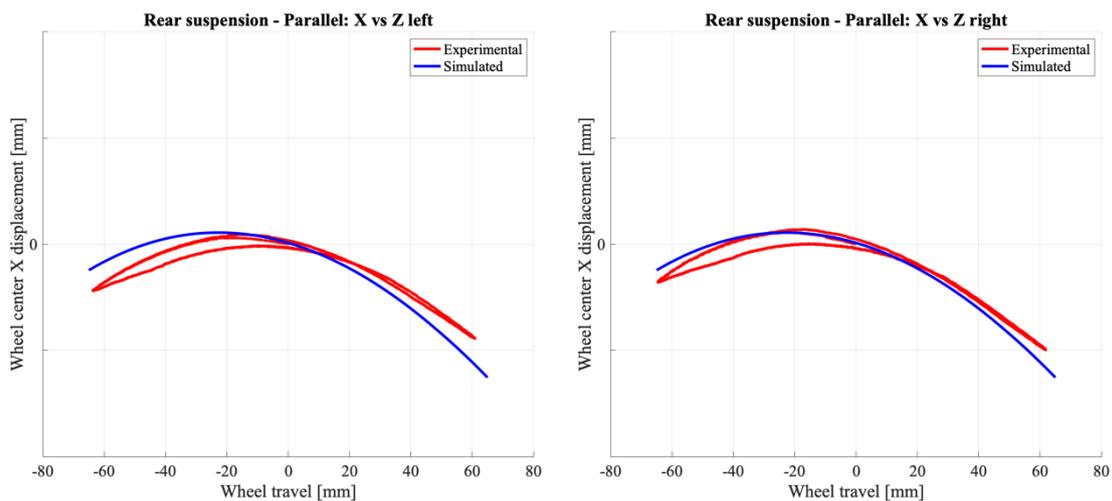


Figura 2.28: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione posteriore.

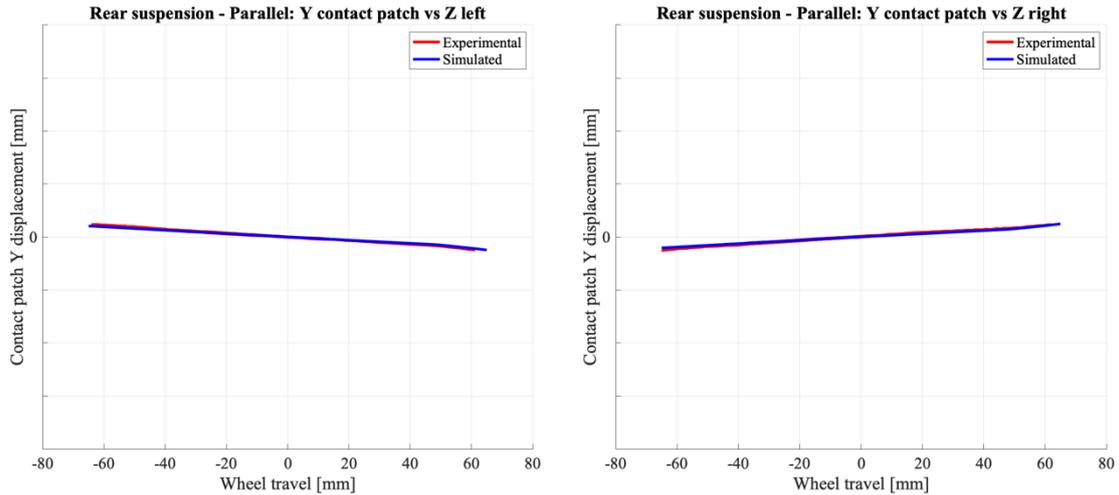


Figura 2.29: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in direzione Y in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione posteriore.

Per quanto riguarda la cedevolezza verticale valutata al centro ruota della sospensione posteriore in Figura 2.30 viene riportato l'andamento dello scuotimento verticale in direzione Z in funzione del carico verticale applicato al centro ruota. Anche in questo caso al di là del ciclo di isteresi dei dati sperimentali, che risulta comunque essere molto limitato, è possibile notare come la confrontabilità dei dati tra modello e sperimentale sia ottima. La caratteristica di cedevolezza ha un andamento fortemente lineare con variazione della pendenza in prossimità del raggiungimento dei tamponi di finecorsa.

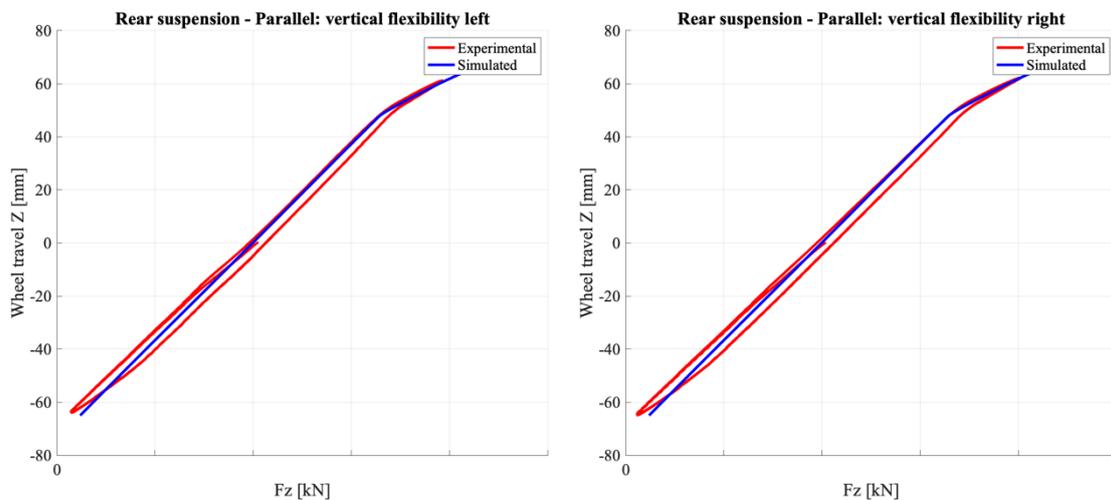


Figura 2.30: cedevolezza verticale nella prova di scuotimento simmetrico della sospensione posteriore.

2.2.2 Scuotimento asimmetrico

Le prove di scuotimento asimmetrico (*opposite wheel travel*) sono delle prove fondamentali per una valutazione del comportamento delle sospensioni e del veicolo per quanto riguarda l'handling e la dinamica laterale dove le ruote sono appunto sollecitate in modo asimmetrico. Come input di questa prova è necessario fornire unicamente gli estremi della corsa di compressione ed estensione dello scuotimento della sospensione, le ruote verranno sollecitate in modo opposto tra destra e sinistra al fine di ottenere lo scuotimento asimmetrico. Anche in questo caso le grandezze vengono riportate in funzione del parametro di *wheel travel* che corrisponde al moto relativo della massa non sospesa verso la massa sospesa del centro ruota lungo la direzione Z, con associata la convenzione di segno secondo la quale a *wheel travel* positivi corrisponde una compressione della sospensione mentre a valori negativi corrisponde un'estensione della sospensione. Nello scuotimento asimmetrico è possibile considerare un *wheel travel* positivo (corrispondente ad una corsa di compressione della sospensione) come la ruota più caricata, ovvero quella esterna, durante la percorrenza di una curva a fronte del trasferimento di carico laterale che si verifica, mentre un *wheel travel* negativo si riferisce quindi alla ruota in estensione che è interno curva, meno carica.

Le caratteristiche che si riferiscono ad un parametro relativo alla ruota sinistra sono riportate in funzione dello scuotimento della ruota sinistra, mentre quelle relative alla ruota destra sono riportate in funzione dello scuotimento della ruota destra.

Sospensione anteriore

Nella Figura 2.31 viene diagrammato l'andamento dell'angolo di campanatura in funzione dello scuotimento verticale della ruota sinistra e destra nel confronto dei dati tra simulato e sperimentale. Come è possibile notare la variazione di camber è negativa per una corsa di compressione della sospensione mentre è positiva per una corsa di estensione. A livello di confrontabilità dei dati non si ha un'attinenza perfetta tra modello e sperimentale: si evidenzia come la caratteristica sperimentale ha una maggiore variazione di campanatura in funzione dello scuotimento rispetto a quella simulata e l'ordine di grandezza dell'angolo non è totalmente trascurabile. Si noti inoltre come il quadrilatero trasversale abbia un buon recupero di camber durante lo scuotimento asimmetrico.

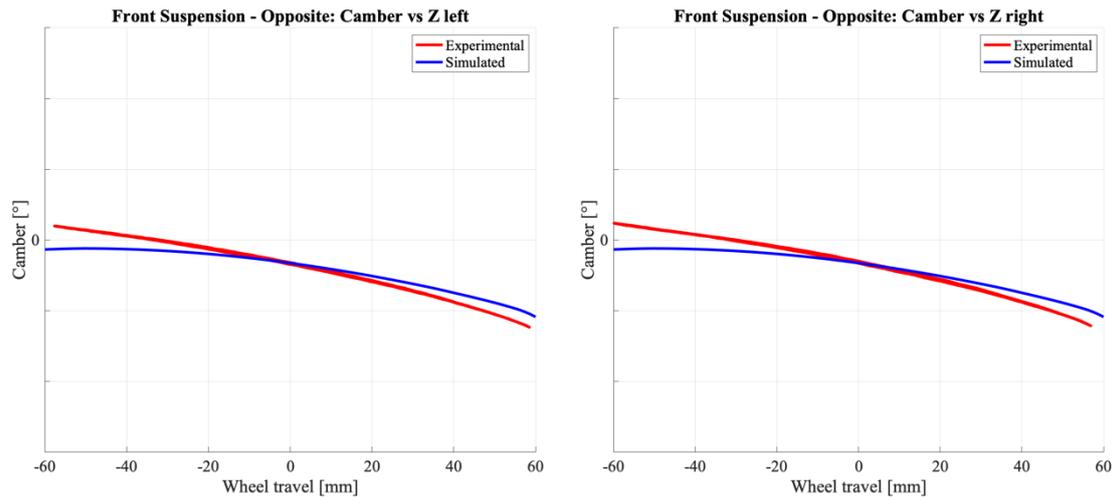


Figura 2.31: Angolo di campanatura ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale in una prova di scuotimento asimmetrico della sospensione anteriore.

Per quanto riguarda l'angolo di convergenza nella Figura 2.32 viene riportato il relativo andamento per la sospensione anteriore nello scuotimento asimmetrico, è possibile vedere come anche in questo caso la confrontabilità tra dati simulati e sperimentali non risulti essere perfetta, la differenza di andamento e quantitativa risulta comunque essere di un ordine di grandezza molto limitato. L'analisi della convergenza nelle prove di scuotimento asimmetrico è fondamentale per determinare come la cinematica della sospensione vada a variare quest'ultima e quale sia quindi l'effetto sul comportamento del veicolo che si ottiene, come analizzato nell'analisi di variazione di convergenza statica precedentemente riportata.

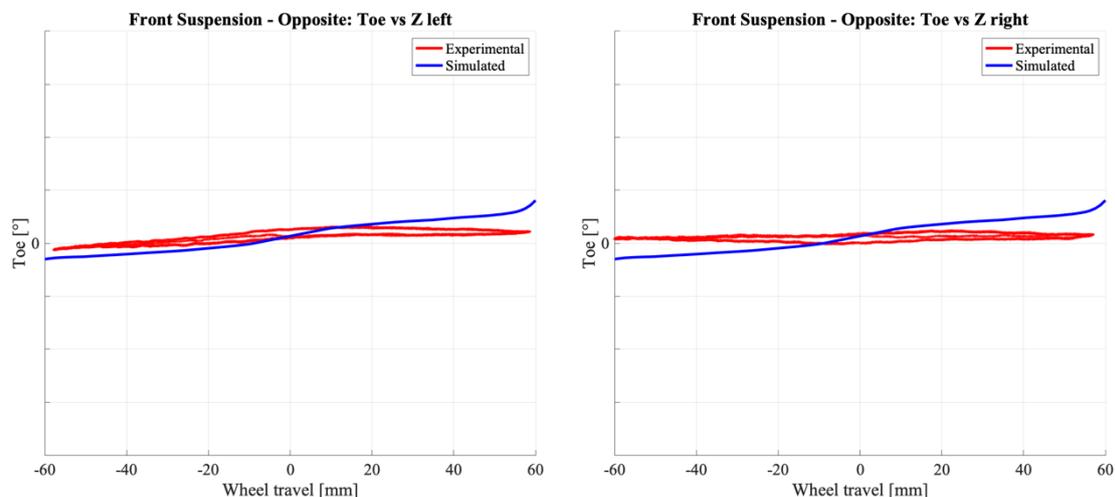


Figura 2.32: Angolo di convergenza ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione anteriore.

A livello di andamento si osservi come per uno scuotimento positivo che corrisponde alla ruota esterno curva più carica si ha un aumento della convergenza, mentre la ruota interno curva meno carica vede una diminuzione della convergenza. La variazione di convergenza, quindi, ha segno opposto tra una ruota e l'altra durante una curva, questo equivale ad avere una variazione dell'angolo di sterzo delle ruote a pari angolo volante per il solo effetto cinematico della sospensione e di conseguenza anche una variazione del rapporto di sterzo che influisce sulla dinamica del veicolo. Nel caso particolare la variazione di convergenza è tale da aumentare per la ruota esterno curva e diminuire per quella interno curva quindi l'effetto finale è quello di andare ad aumentare l'angolo di sterzo medio delle ruote dell'assale anteriore, aumentando quindi il rapporto di sterzo e rendendo il veicolo complessivamente più sovrasterzante.

Nelle Figura 2.33 e Figura 2.34 vengono mostrati rispettivamente gli andamenti della variazione della posizione del centro ruota lungo la direzione X e della variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y. Analogamente a prima la convenzione di segno per le variazioni di passo, ovvero gli spostamenti lungo X, è positiva quando il centro ruota indietreggia rispetto al veicolo. Per gli spostamenti lungo l'asse Y invece è considerato come spostamento positivo uno spostamento verso destra rispetto al senso di marcia. La confrontabilità tra dati sperimentali e simulati non è ottima in queste caratteristiche, le differenze non sono comunque di un ordine di grandezza elevato e possono quindi essere trascurate. Si noti come a livello di simulazione per una corsa di compressione il centro ruota tenda ad arretrare lungo la direzione X, mentre a livello sperimentale la posizione non sembra variare in modo significativo. Per quanto riguarda lo spostamento dei punti di contatto in direzione Y, questi tendono ad andare verso l'esterno del veicolo in direzione, anche in questo caso, di un aumento della carreggiata che è di discreta intensità come caratteristico per il quadrilatero trasversale.

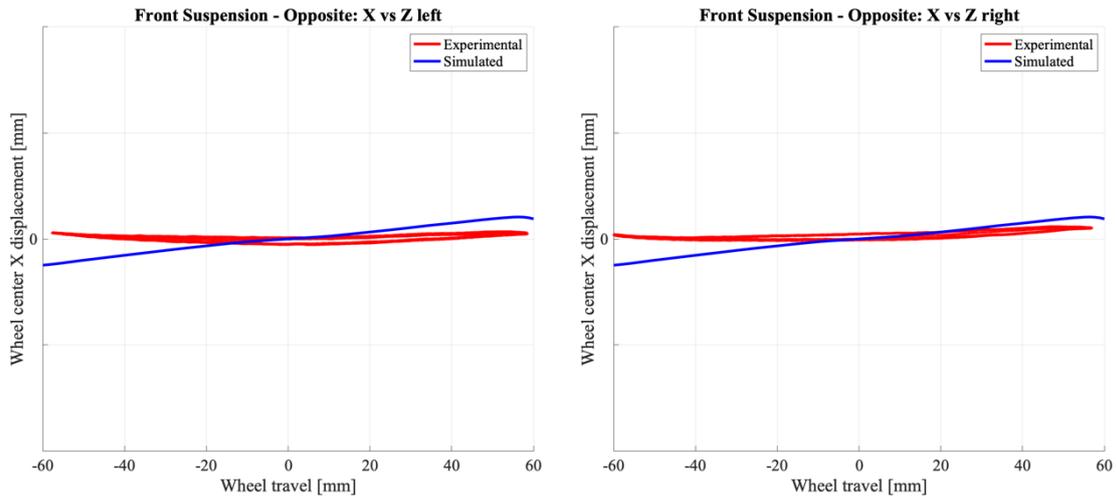


Figura 2.33: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione anteriore.

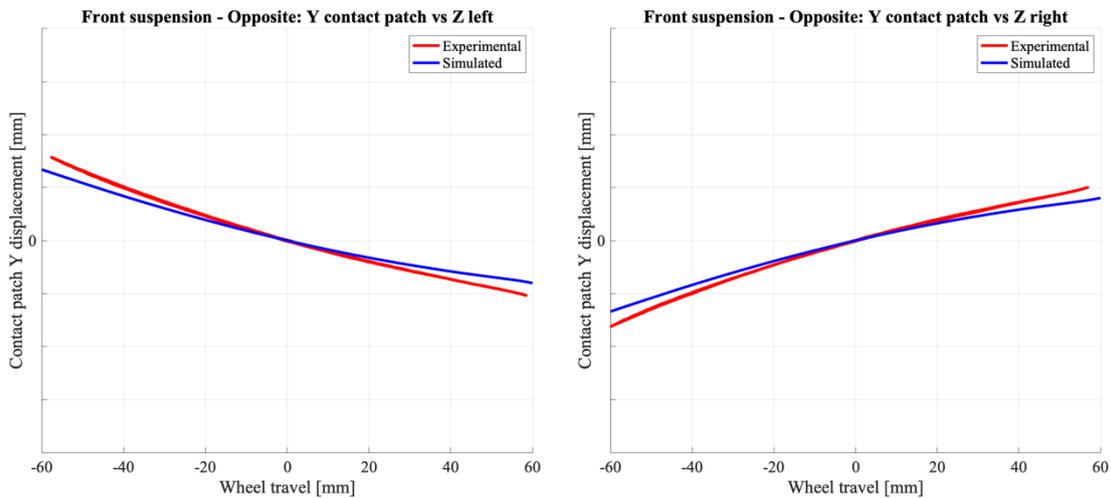


Figura 2.34: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione anteriore.

Viene ora valutata una caratteristica fondamentale per l'handling del veicolo che è quella di cedevolezza al rollio della sospensione. Nella Figura 2.35 viene riportato l'andamento della caratteristica di cedevolezza al rollio della sospensione anteriore come lo scuotimento verticale lungo Z in funzione del carico verticale applicato sul centro ruota, è possibile notare come anche in questo caso al di là dell'andamento del ciclo di isteresi dei dati sperimentali ci sia una buona corrispondenza tra modello e sperimentale.

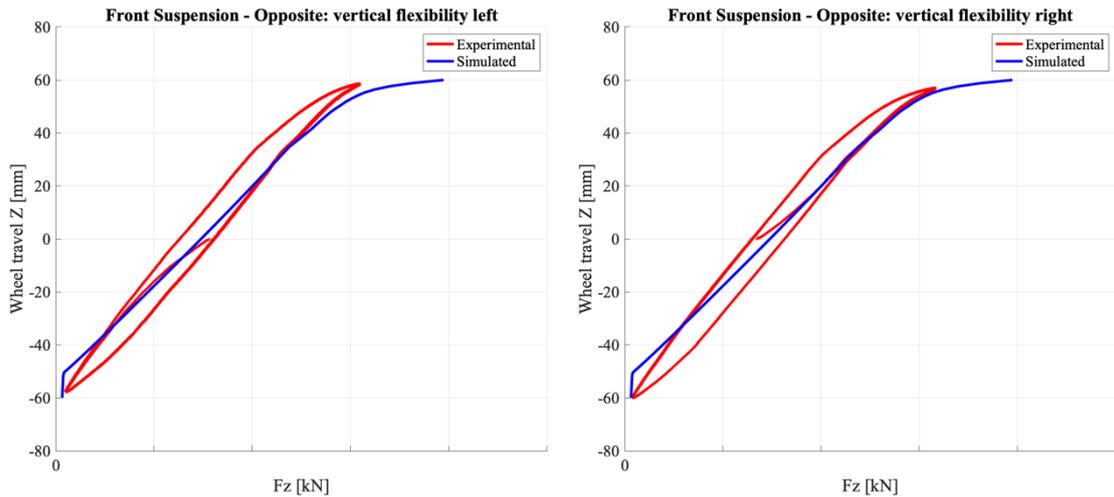


Figura 2.35: cedevolezza verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione anteriore.

Sospensione posteriore

Nella Figura 2.36 viene diagrammato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione dello scuotimento verticale della ruota sinistra e destra nel confronto dei dati tra simulato e sperimentale per la sospensione posteriore. Come è possibile notare la variazione di camber ha un andamento lineare con pendenza negativa rispetto allo scuotimento: ad una compressione della sospensione sarà quindi associata una diminuzione del camber. Si osserva inoltre che il recupero di camber ha un'entità di variazione elevata. A livello di confrontabilità dei dati si ha un'ottima attinenza tra modello e sperimentale.

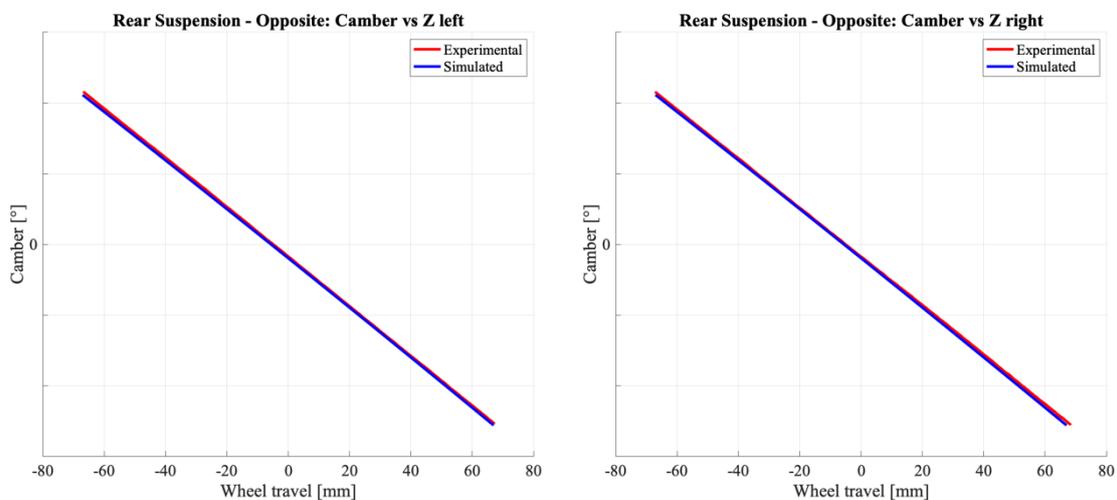


Figura 2.36: Angolo di campanatura ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale in una prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

Nella Figura 2.37 si riportano ora gli andamenti ottenuti dalla simulazione dell'angolo di campanatura che, come noto, è definito come l'angolo che il piano meridiano della ruota passante per il centro ruota forma con l'asse verticale, a confronto con l'angolo di rollio della sospensione che è invece calcolato come l'angolo che l'asse verticale del veicolo forma con la perpendicolare al piano stradale. Viene riportato solo l'andamento della ruota destra in quanto analogo a quanto avviene per la ruota sinistra.

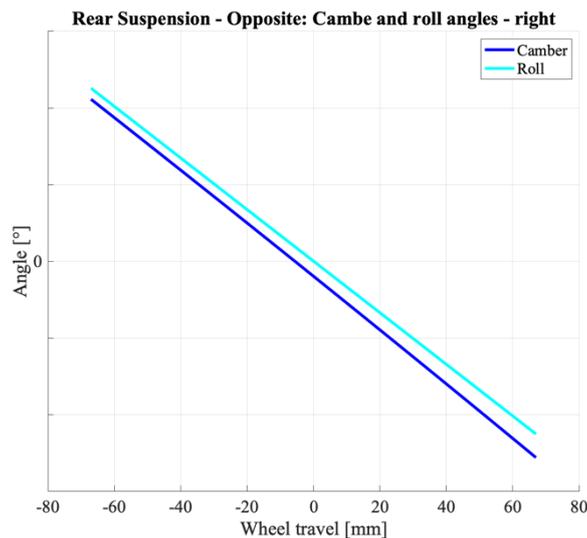


Figura 2.37: Confronto tra angolo di campanatura e angolo di rollio destri in funzione dello scuotimento verticale in una prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

Dal confronto di queste due caratteristiche è possibile andare a valutare quale sia l'angolo di inclinazione che il piano meridiano della ruota passante per il centro ruota ha con la perpendicolare al piano stradale. In particolare, la differenza tra le due rette mostra quale sia l'angolo di inclinazione della ruota rispetto alla strada durante la corsa di compressione ed estensione della sospensione: come è possibile notare la differenza tra le due risulta essere minima durante tutto lo scuotimento, questo implica che le ruote sono circa sempre perpendicolari al terreno a meno di un angolo molto piccolo. Questa caratteristica di perpendicolarità al terreno grazie a un recupero totale di camber rispetto all'angolo di rollio che è stata mostrata dalla simulazione è una delle proprietà cinematiche fondamentali dell'assale rigido descritte in precedenza nell'analisi bibliografica che in questo modo è possibile riscontrare direttamente grazie al modello Adams/Car.

Per quanto riguarda l'angolo di convergenza nella Figura 2.38 viene riportato il relativo andamento per la sospensione posteriore, in questo caso l'andamento dei dati sperimentali ha un'ottima confrontabilità con quanti ricavato dalle simulazioni, le differenze sono minime e di un ordine di grandezza che è trascurabile. Anche in questo caso la variazione di convergenza dell'assale rigido lungo l'intera corsa di compressione ed estensione risulta comunque essere di un'entità limitata come caratteristica tipica della tipologia di sospensione.

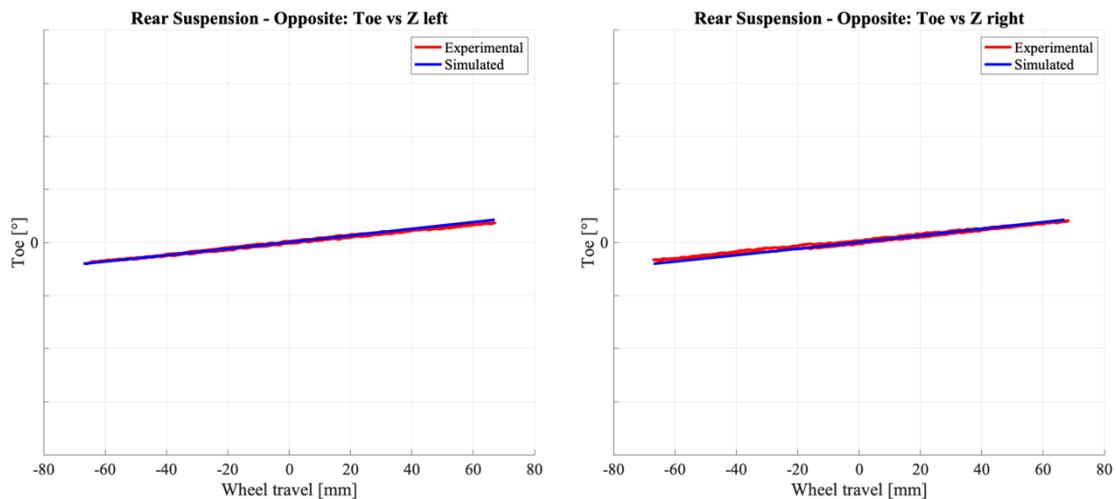


Figura 2.38: Angolo di convergenza ruota sinistra e destra in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

A livello di andamento si osservi come per uno scuotimento positivo che corrisponde alla ruota esterno curva più carica si ha un aumento della convergenza, mentre la ruota interno curva meno carica vede una diminuzione della convergenza. La variazione di convergenza, quindi, ha segno opposto tra una ruota e l'altra durante una curva, questo equivale ad avere una variazione dell'angolo di deriva medio dell'assale, nel caso particolare la variazione di convergenza è tale da aumentare per la ruota esterno curva e diminuire per quella interno curva quindi l'effetto finale è quello di andare ad aumentare l'angolo di deriva medio delle ruote dell'assale posteriore. Utilizzando l'equazione di sottosterzo (2.6) a parità di forza generata dall'assale si avrà quindi un angolo di deriva medio dell'assale posteriore minore rendendo il veicolo complessivamente più sottosterzante. Viste le considerazioni precedenti sulla sospensione anteriore è possibile concludere che per il solo effetto cinematico la sospensione anteriore dà un contributo sovrasterzante al veicolo mentre la sospensione posteriore dà un contributo sottosterzante al veicolo che quindi tendono a bilanciarsi.

Nelle Figura 2.39 e Figura 2.40 vengono mostrati rispettivamente gli andamenti della variazione della posizione del centro ruota lungo la direzione X e della variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y. La confrontabilità tra dati sperimentali e simulati è buona in tutte le caratteristiche e le differenze sono di un ordine di grandezza trascurabile, si può notare come per una corsa di compressione il centro ruota tenda ad avanzare lungo la direzione X mentre i punti di contatto in direzione Y tendono ad andare verso l'esterno del veicolo in direzione quindi di un aumento della carreggiata.

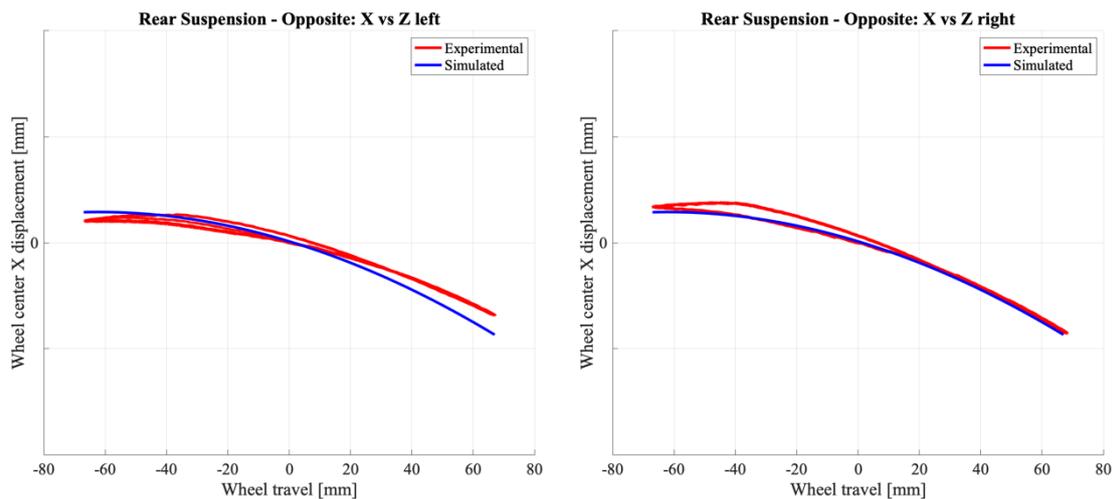


Figura 2.39: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

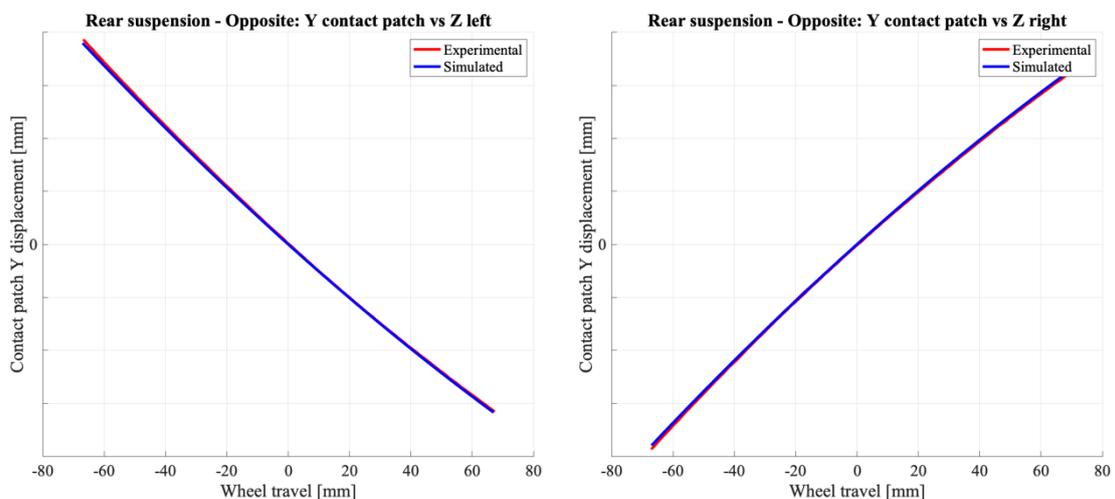


Figura 2.40: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

Per quanto riguarda la cedevolezza al rollio valutata al centro ruota della sospensione posteriore in Figura 2.41 viene riportato l'andamento dello scuotimento verticale in direzione Z in funzione del carico verticale applicato al centro ruota. Anche in questo caso al di là del ciclo di isteresi dei dati sperimentali, che risulta comunque essere molto limitato, è possibile notare come la confrontabilità dei dati tra modello e sperimentale sia buona. La caratteristica di cedevolezza ha un andamento fortemente lineare.

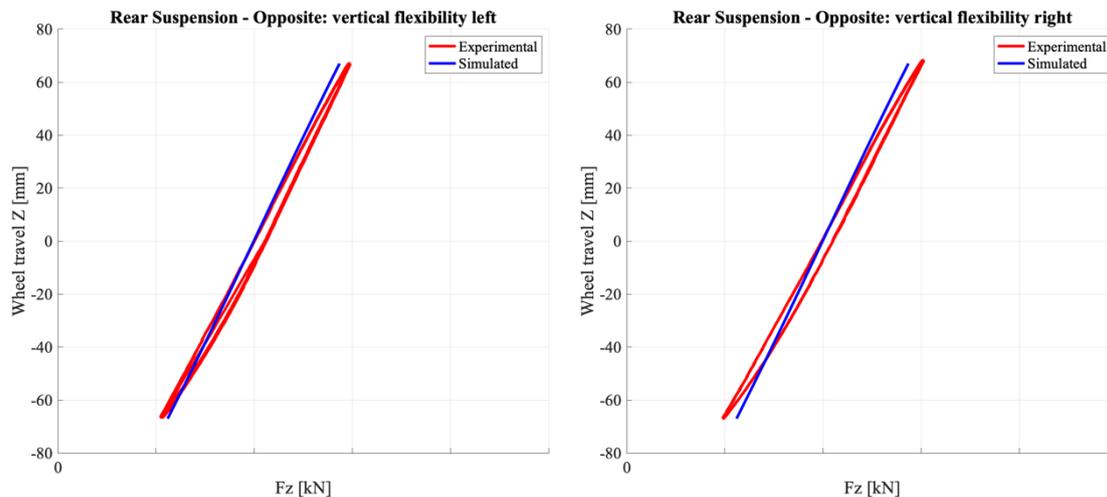


Figura 2.41: cedevolezza verticale nella prova di scuotimento asimmetrico della sospensione posteriore.

2.2.3 Confronto rigidzze verticali e rigidzze a rollio

Come descritto in precedenza dalle prove di simulazione di scuotimento è possibile andare a valutare le cedevolezza o le rigidzze verticali e a rollio. La rigidzza in una prova di scuotimento simmetrico è la rigidzza della sospensione valutata a livello di ruota che lavora sulla parte di comfort, mentre in una prova di scuotimento asimmetrico si valutano le rigidzze a rollio legate all'handling.

Nella Figura 2.42 e Figura 2.43 viene riportato il confronto tra la rigidzza calcolata per la prova di scuotimento simmetrico e quella calcolata per lo scuotimento asimmetrico rispettivamente per la sospensione anteriore e per la sospensione posteriore. In tutte queste caratteristiche vengono riportati i parametri che fanno riferimento esclusivamente alla ruota sinistra in quanto la ruota destra presenta caratteristiche analoghe a quelle presentate.

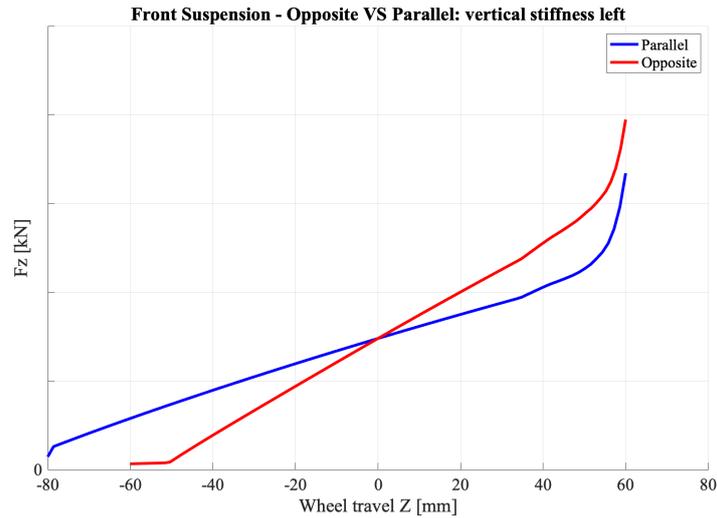


Figura 2.42: Confronto tra le rigidzze calcolate nella prova di scuotimento simmetrico e nella prova di scuotimento asimmetrico per una sospensione anteriore.

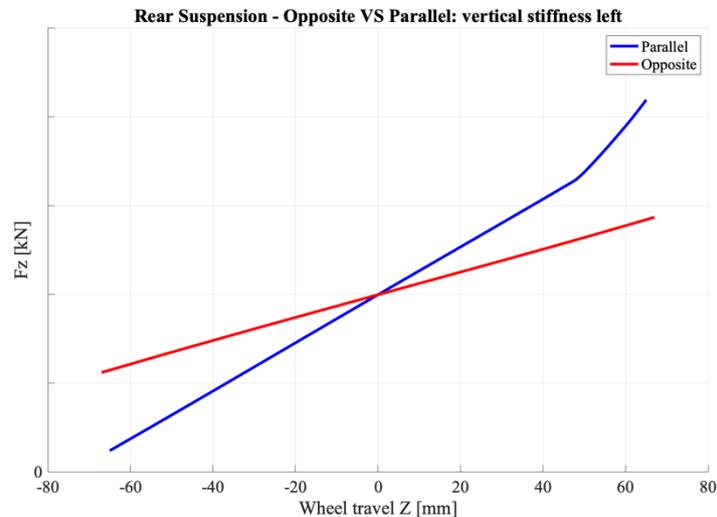


Figura 2.43: Confronto tra le rigidzze calcolate nella prova di scuotimento simmetrico e nella prova di scuotimento asimmetrico per una sospensione posteriore.

La differenza tra i risultati delle prove di scuotimento simmetrico ed asimmetrico evidenzia bene la caratteristica di dipendenza o indipendenza di una sospensione: se le sospensioni fossero completamente indipendenti avrei la stessa caratteristica in entrambe le prove in quanto mi basterebbe analizzare il singolo centro ruota. Nella sospensione anteriore analizzata la presenza della molla a balestra trasversale crea un collegamento che va a rendere le caratteristiche della sospensione più disaccoppiate rendendo la sospensione meno indipendente.

Il comportamento desiderato in queste caratteristiche è quello di avere una rigidezza in opposite maggiore per avere un miglior comportamento in handling riducendo di conseguenza il rollio e un comportamento meno rigido in parallel dove le molle sono

tarate per il comfort e quindi devono essere più cedevoli. Si noti come, mentre la sospensione anteriore rispetta questa caratteristica, l'assale rigido posteriore ha una rigidità minore nello scuotimento asimmetrico rispetto allo scuotimento simmetrico. Questa bassa rigidità al rollio della sospensione posteriore è una caratteristica tipica dell'assale rigido con molle a balestra, nonostante la presenza di una barra antirollio non si riesce ad aumentarla ancora in modo notevole, si può quindi andare a compensare questo comportamento con un aumento generale della rigidità delle molle a balestra dell'assale, dovendo anche considerare il fatto che quest'ultime non possono essere troppo cedevoli per quanto riguarda il vincolo di massima escursione a pieno carico.

Nella Figura 2.44 vengono invece confrontate le rigidità al rollio ottenute dalla prova di scuotimento asimmetrico per la sospensione anteriore e la sospensione posteriore.

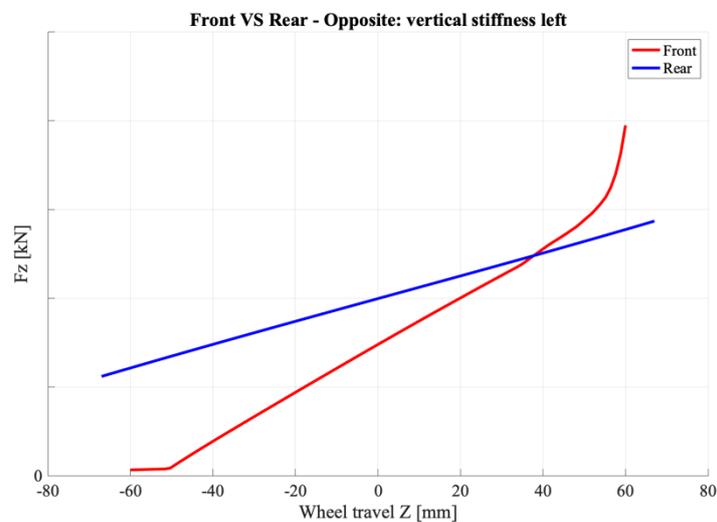


Figura 2.44: Confronto rigidità al rollio tra sospensione anteriore e posteriore.

Essendo le caratteristiche circa lineari è possibile calcolare dal grafico un valore di rigidità costante pari al coefficiente angolare della rispettiva retta considerando gli scuotimenti compresi in un intervallo tra ± 20 mm, è così possibile osservare come la rigidità a rollio della sospensione anteriore sia all'incirca pari al doppio di quella relativa alla sospensione posteriore. Di conseguenza, durante la percorrenza di una curva, ci saranno più trasferimenti di carico laterale sull'assale anteriore con l'effetto di andare a ridurre la rigidità di deriva media di quell'assale e dare conseguentemente un comportamento più sottosterzante al veicolo.

Nella Figura 2.45 si analizza la rigidità a rollio per una prova di scuotimento asimmetrico per la sospensione posteriore in presenza ed in assenza di barra antirollio in modo da potere valutare l'effetto della sua presenza o meno sulla rigidità a rollio del veicolo.

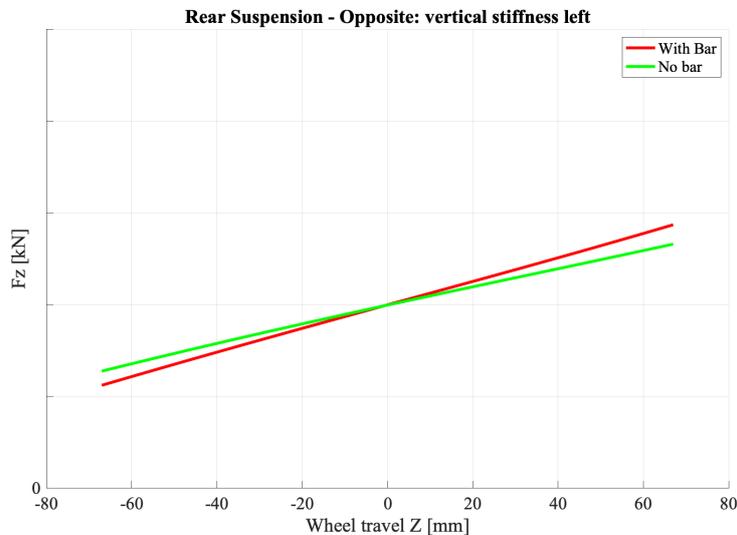


Figura 2.45: Confronto rigidità a rollio della sospensione posteriore con e senza barra antirollio.

Si noti come la presenza della barra aumenta la rigidità della sospensione ma in modo non marcato, è possibile calcolare i valori di rigidità dei due casi in modo analogo a quanto fatto precedentemente. Il valore di rigidità al rollio della sospensione con l'aggiunta della barra antirollio aumenta circa del 23%.

2.2.4 Prova di sterzata

La prova di sterzata è una prova che valuta la variazione dei parametri di sospensione per effetto cinematico dovuto alla sterzata stessa. Questa prova di simulazione richiede in input solamente gli estremi del campo di angoli volante che si vuole andare ad analizzare, la convenzione di segno associa ad angoli volante positivi una sterzata verso sinistra e ad angoli volante negativi una sterzata verso destra.

Analogamente a quanto fatto per le prove di scuotimento viene effettuato il confronto tra l'andamento dei principali parametri della sospensione ottenuti dalle prove di simulazione del modello Adams/Car con i dati sperimentali forniti.

Nella Figura 2.46 vengono riportate rispettivamente le caratteristiche dell'angolo di campanatura della ruota sinistra e della ruota destra in funzione dell'angolo volante fornito in input alla simulazione. È possibile notare come il segno del recupero di camber

è opposto tra ruota destra e ruota sinistra e si inverte anche a seconda del verso della sterzata. A livello di confrontabilità dei dati la sovrapposizione tra simulato e sperimentale risulta essere migliore per la ruota sinistra, mentre per la ruota destra si evidenzia come ci sia una differenza che diventa più marcata ad alti angoli volante, questo è dovuto al fatto che lo sterzo reale presenta delle asimmetrie che il modello Adams/Car non va invece a replicare, infatti i due andamenti simulati sono perfettamente simmetrici.

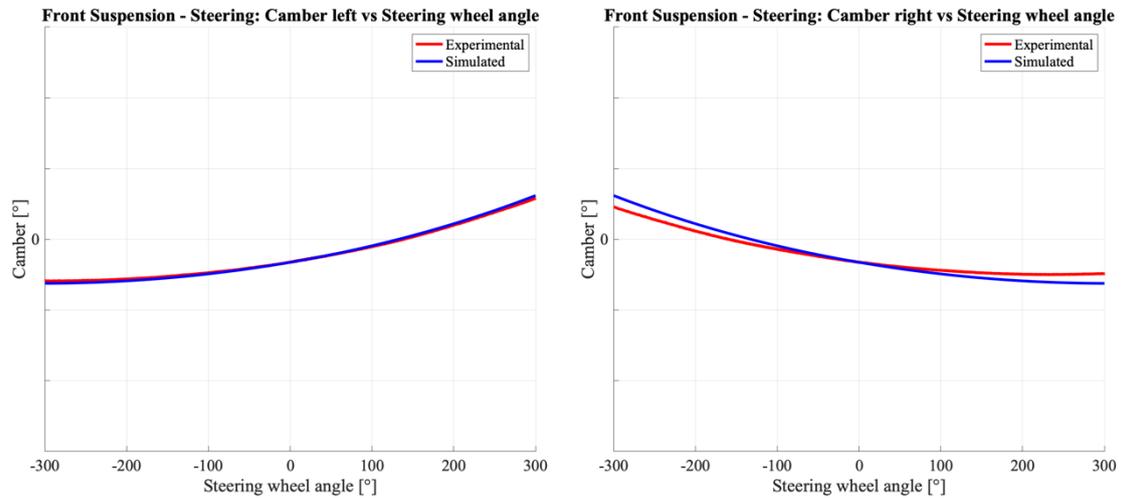


Figura 2.46: Angolo di campanatura sinistro e destro in funzione dell'angolo volante nella prova di sterzata.

Nella Figura 2.47 è tracciato l'andamento dell'angolo di sterzo alle ruote sinistra e destra della sospensione anteriore al variare dell'angolo volante. A livello di segni, per angoli volante positivi, che corrispondono ad una sterzata verso sinistra, si può osservare come la ruota sinistra ha angoli di sterzo negativi e la ruota destra ha angoli di sterzo positivi, in quanto questi ultimi seguono la convenzione di segno dell'angolo di convergenza. le ruote sono quindi effettivamente entrambe orientate per una curva verso sinistra nel caso in esempio descritto.

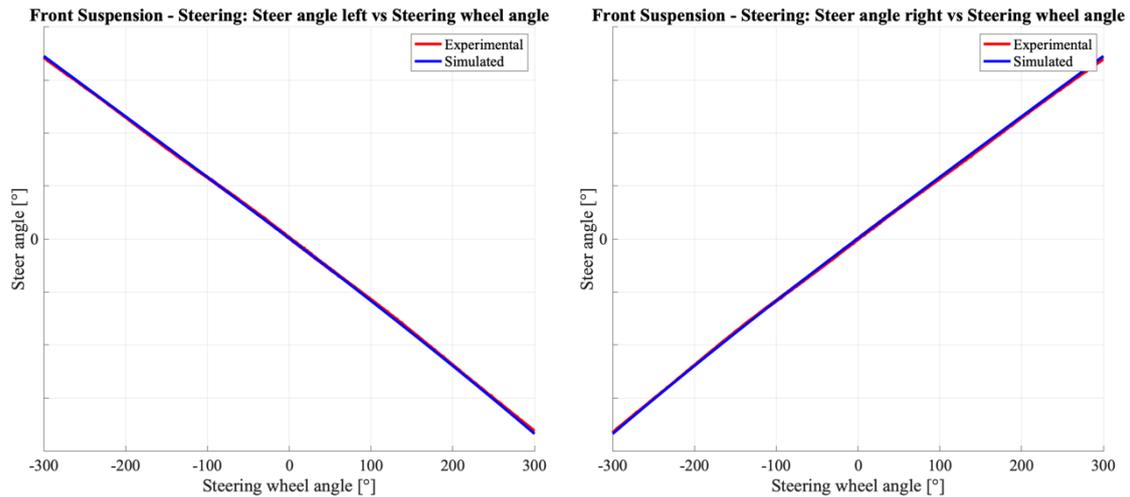


Figura 2.47: Angolo di sterzo alle ruote sinistro e destro in funzione dell'angolo volante nella prova di sterzata.

Nonostante i dati sperimentali e simulati sembrano avere un'ottima confrontabilità dai grafici riportati, effettuando un ingrandimento delle caratteristiche come nella Figura 2.48 si può notare come specialmente per angoli volante crescenti ci sia uno scostamento di un ordine di grandezza tale da poter avere una minima influenza sulla dinamica del veicolo.

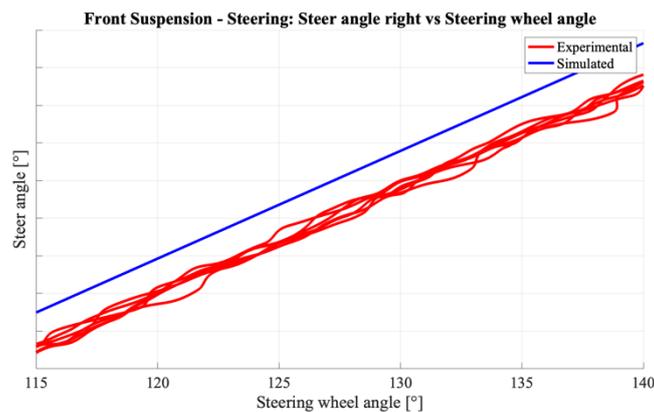


Figura 2.48: Ingrandimento della caratteristica di angolo di sterzo alle ruote destro in funzione dell'angolo volante nella prova di sterzata.

La caratteristica di angolo di sterzo alle ruote in funzione dell'angolo volante è estremamente utile perché permette di andare a calcolare il rapporto di sterzo effettivo del veicolo e andare ad osservare la relativa variazione che questo ha all'interno dell'intervallo di angoli volante considerati nella prova di sterzata cinematica. Si definisce come rapporto di sterzo il seguente rapporto:

$$RS = \frac{\text{Angolo volante}}{\text{Angolo di sterzo alle ruote}} \quad (2.36)$$

nella Figura 2.49 viene riportato l'andamento del rapporto di sterzo così calcolato in funzione dell'angolo volante. Vengono qui inoltre messi a confronto i diversi rapporti di sterzo calcolati utilizzando come angolo di sterzo alle ruote quello della ruota sinistra, quello della ruota destra e quello medio delle due ruote.

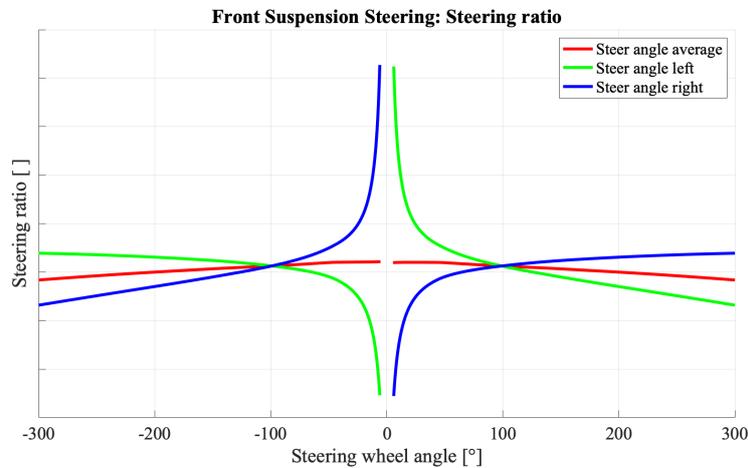


Figura 2.49: Rapporto di sterzo al variare dell'angolo volante in una prova di sterzata.

La sterzata cinematica di Ackermann comporta un angolo di sterzo maggiore per la ruota interno curva, di conseguenza un rapporto di sterzo minore sulla ruota interna. Per angoli volante positivi la curva effettuata è a sinistra: si noti come per una manovra dove gli angoli volante sono alti e quindi le velocità sono basse, come ad esempio durante un parcheggio, venga rispettata la condizione dettata da Ackermann con il rapporto di sterzo sinistro minore di quello destro essendo in questo caso in una condizione di sterzata più simile a quella cinematica. Per bassi angoli volante invece l'andamento è opposto a questo, l'inversione di tendenza avviene per valori di circa 100° .

Tornando al confronto dei dati sperimentali con quelli simulati nella prova di sterzata cinematica, nella Figura 2.50 si riportano gli andamenti della variazione di posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y in funzione della variazione di posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione X per la ruota sinistra e per la ruota destra. Si può notare come in questo caso la confrontabilità dei dati è buona, lo scostamento è di un ordine di grandezza che può essere trascurato.

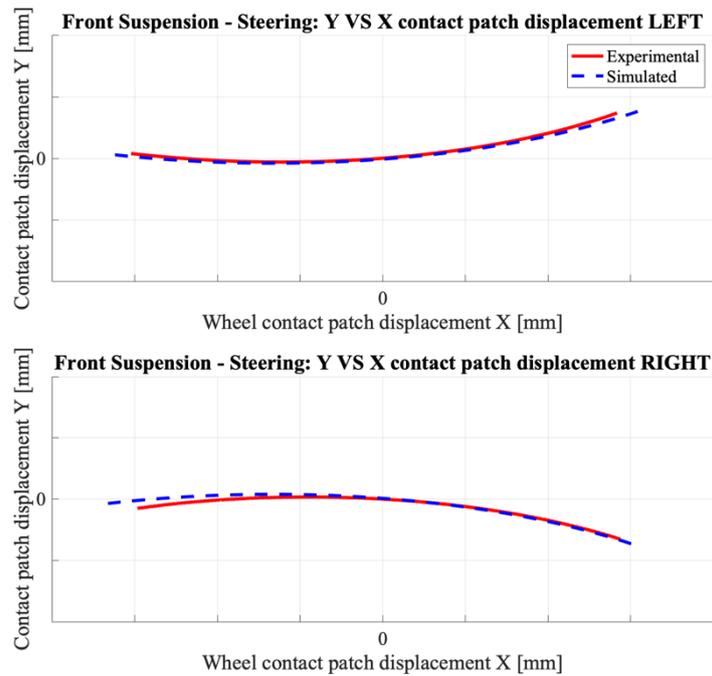


Figura 2.50: variazione di posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione Y in funzione della variazione di posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo la direzione X nella prova di sterzata.

Nella Figura 2.51 viene riportata la caratteristica del feeling di sterzo nella prova di sospensione cinematica, ovvero l'andamento della coppia al volante in funzione dell'angolo volante. Come è possibile notare in questo caso, la presenza di ciclo di isteresi così esteso per i dati sperimentali rende il confronto con le caratteristiche simulate non adeguato in quante quest'ultime vengono eseguite in modo statico.

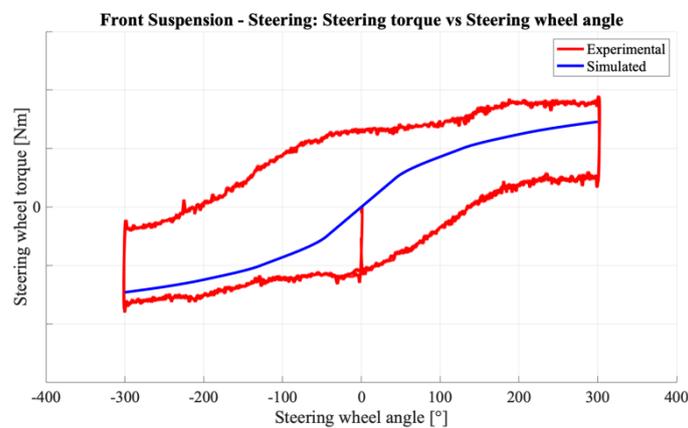


Figura 2.51: Coppia al volante in funzione dell'angolo volante in una prova di sterzata cinematica.

Per valutare meglio il grafico di feeling di sterzo ottenuto dalla simulazione e confrontarlo con gli andamenti sperimentali misurati è quindi necessario usare una prova di sospensione dinamica, ovvero una prova in cui viene fatto variare l'angolo volante nell'intervallo di $\pm 300^\circ$ ma seguendo una funzione sinusoidale a bassa frequenza.

Attraverso l'utilizzo di una simulazione non statica è possibile, applicando un modello di attrito, ricavare la forma di un ciclo di isteresi anche per i dati simulati e quindi poterli andare a confrontare con gli andamenti ottenuti dai dati sperimentali. Nella seguente analisi è stato usato un input di angolo volante sinusoidale alla frequenza di 0.1 Hz e sono stati attivati singolarmente i modelli di attrito viscoso, attrito Coulombiano, attrito a forza costante ed attrito a coppia costante implementati nel modello Adams/Car. I valori utilizzati per stabilire i coefficienti non hanno una valutazione di senso fisico ma sono stati considerati in modo tale che il modello di simulazione avesse la maggior confrontabilità con i dati sperimentali attivando singolarmente un solo modello di attrito alla volta. Si ricorda che la coppia di attrito costante viene applicata sul primo elemento della colonna di sterzo mentre l'attrito di forza costante, viscoso e Coulombiano sono implementati con un vettore di forza agente sulla cremagliera. Nella Figura 2.52 vengono riportati i risultati ottenuti dalla seguente prova di sterzata dinamica per i diversi modelli di attrito ed è quindi possibile andare ad osservare la forma del ciclo di isteresi generata da quest'ultimi.

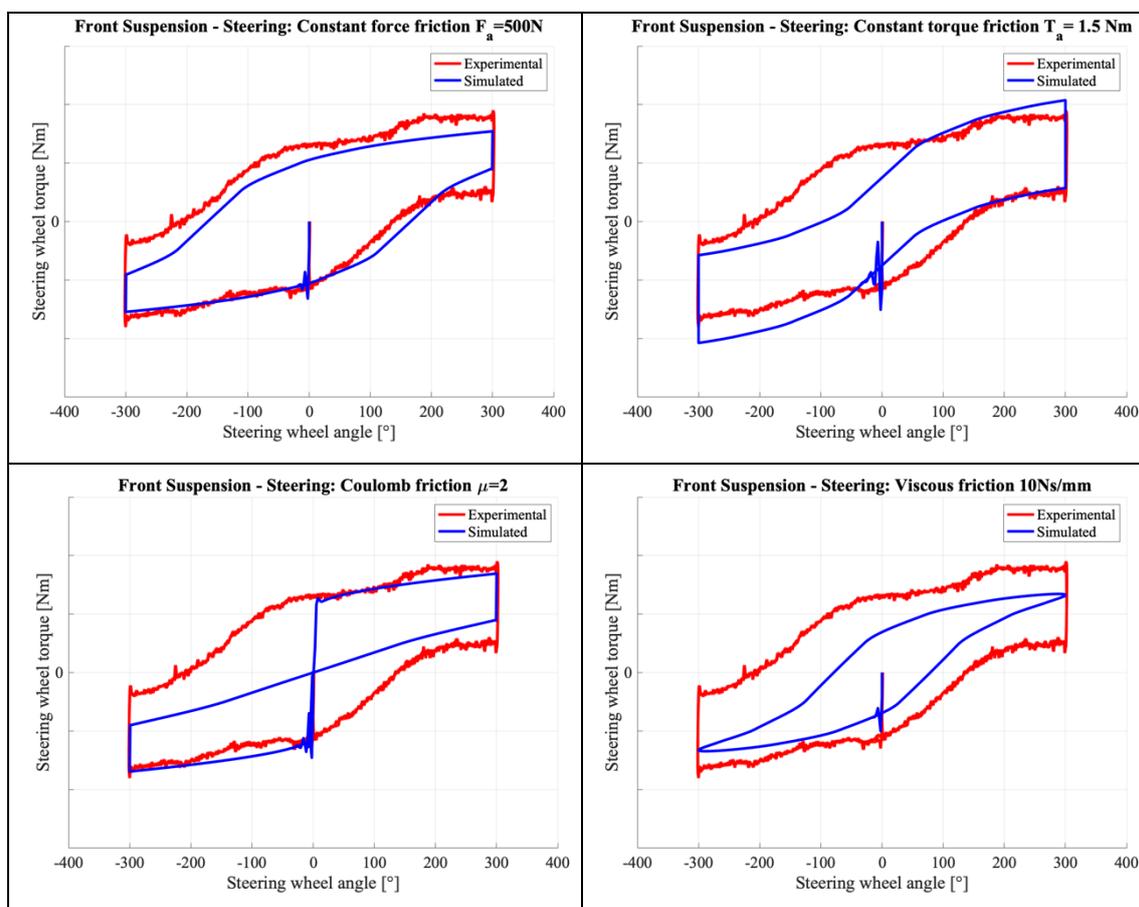


Figura 2.52: Andamenti della coppia al volante in funzione dell'angolo volante rispettivamente per i singoli modelli di attrito a coppia costante, a forza costante, Coulombiano e viscoso in una prova di sterzata dinamica.

Viene ora svolta la medesima prova e lo stesso confronto con i dati sperimentali della curva di feeling di sterzo ma questa volta attivando contemporaneamente più modelli di attrito in modo da avere una miglior taratura del simulato rispetto allo sperimentale come riportato nella Figura 2.53. In particolare, sono stati attivati il modello di attrito a coppia costante con un valore di coppia pari a 1Nm, il modello di attrito a forza costante con un valore di forza di 150N e il modello di attrito viscoso utilizzando un coefficiente di attrito viscoso pari a 5Ns/mm.

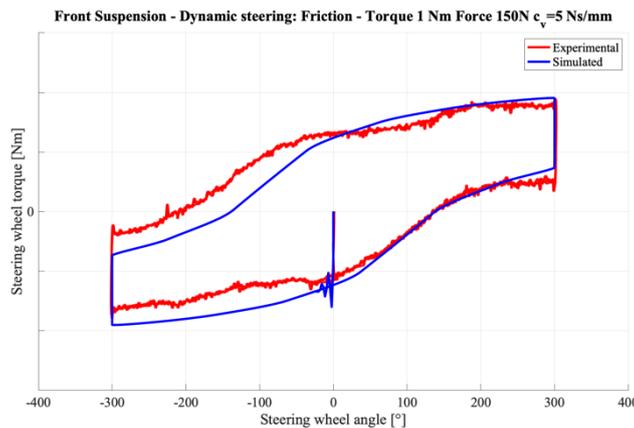


Figura 2.53: Curva del feeling di sterzo con attivazione simultanea di diversi modelli di attrito in una prova di sterzata dinamica.

2.3 Prove di compliance della sospensione

Le prove di compliance della sospensione consistono nell'applicazione di un carico statico per andare a simulare le forze e le coppie a cui sono tipicamente sollecitate le sospensioni durante la normale operatività del veicolo al fine di andare a valutare la variazione dei parametri caratteristici che si ha per effetto della cedevolezza delle sospensioni. Le prove in analisi sono quelle di applicazione di un carico laterale, applicazione di un carico frenante e di trazione ed infine di applicazione di un momento di allineamento. L'andamento dei parametri di sospensione analizzati viene generalmente tracciato in funzione del carico applicato in modo che sia possibile individuare la variazione che il parametro ha all'interno dell'intervallo di forza o momento considerato. Si analizzano ora i risultati ottenuti dalle simulazioni delle principali prove di compliance della sospensione anteriore e posteriore e li si confronta con i dati sperimentali forniti.

2.3.1 Carico statico laterale

Le prove di applicazione di un carico statico laterale consistono nell'applicazione di una forza lungo la direzione Y applicata sul punto di contatto ruota-terreno secondo il sistema di riferimento ISO-W. La convenzione di segno è quindi quella di avere un carico positivo se la forza ha verso a sinistra considerando come riferimento il guidatore. La prova di carico statico laterale ha quindi lo scopo di andare a simulare l'effetto sulla sospensione che è causato dalle forze laterali che sono generate durante la percorrenza di una curva del veicolo. È possibile andare ad applicare il carico singolarmente sulla ruota sinistra o sulla ruota destra oppure andare ad applicarlo su entrambe le ruote contemporaneamente. Essendo i risultati della simulazione per il modello Adams/Car in analisi simmetrici per quanto riguarda l'applicazione della forza singolarmente sulla ruota sinistra o destra, sono qui riportati esclusivamente quelli ottenuti applicando il carico alla ruota sinistra.

Sospensione anteriore

Andando ad analizzare l'andamento dell'angolo di campanatura in funzione del carico laterale applicato nella Figura 2.54, si può notare come la variazione di camber è più marcata per la ruota sinistra a cui è applicato il carico mentre la ruota destra risente unicamente della dipendenza da quest'ultima, infatti in questo caso l'angolo di campanatura rimane circa costante. Se si confronta l'andamento dei dati simulati con quelli sperimentali si può vedere come ci sia un'ottima corrispondenza tra questi. Si noti come per la ruota sinistra applicando un carico positivo, che corrisponde quindi ad una curva verso sinistra, si ha una diminuzione dell'angolo di campanatura. Se si applicasse il carico solamente alla ruota destra si otterrebbe che per un carico positivo si ha un aumento della campanatura sulla ruota destra di entità analoga a quanto avviene per la ruota sinistra nei grafici riportati e una diminuzione all'incirca trascurabile su quella sinistra non caricata.

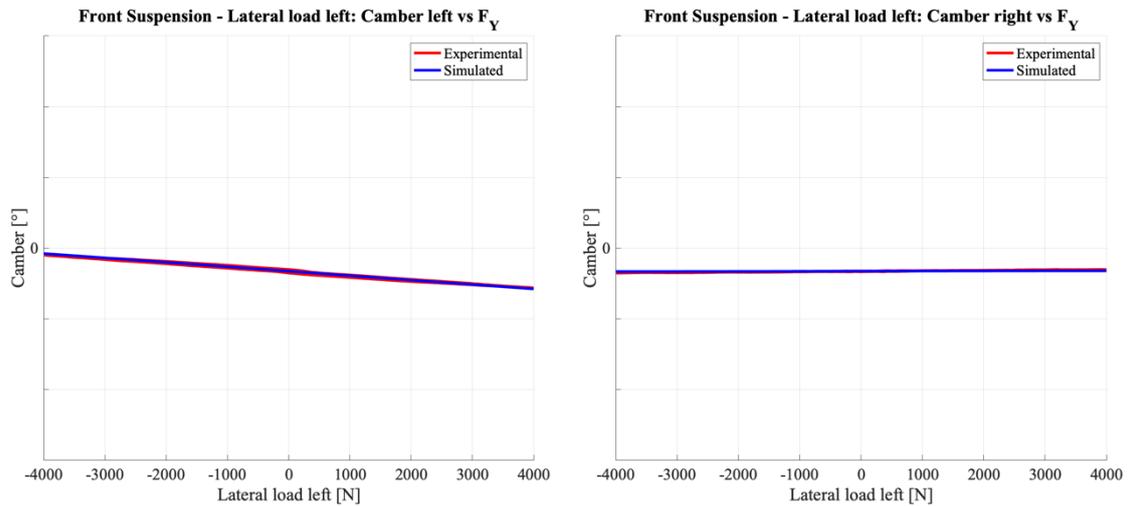


Figura 2.54: Angolo di campanatura sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione anteriore.

Nella Figura 2.55 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del carico applicato. In questo caso si può vedere come la confrontabilità tra i dati sperimentali e quelli simulati non è perfetta, lo scostamento risulta comunque essere di un ordine di grandezza limitato. Bisogna però evidenziare come il range di valori di carico laterale utilizzati non sono pienamente caratteristici di quello che avviene nella normale operatività del veicolo dove vengono raggiunti valori di forza laterale in curva decisamente più elevati di quelli usati nella prova di sospensione. È quindi necessario considerare che lo scostamento tra dati sperimentali e simulati può diventare maggiore se si considera un carico laterale di modulo più alto.

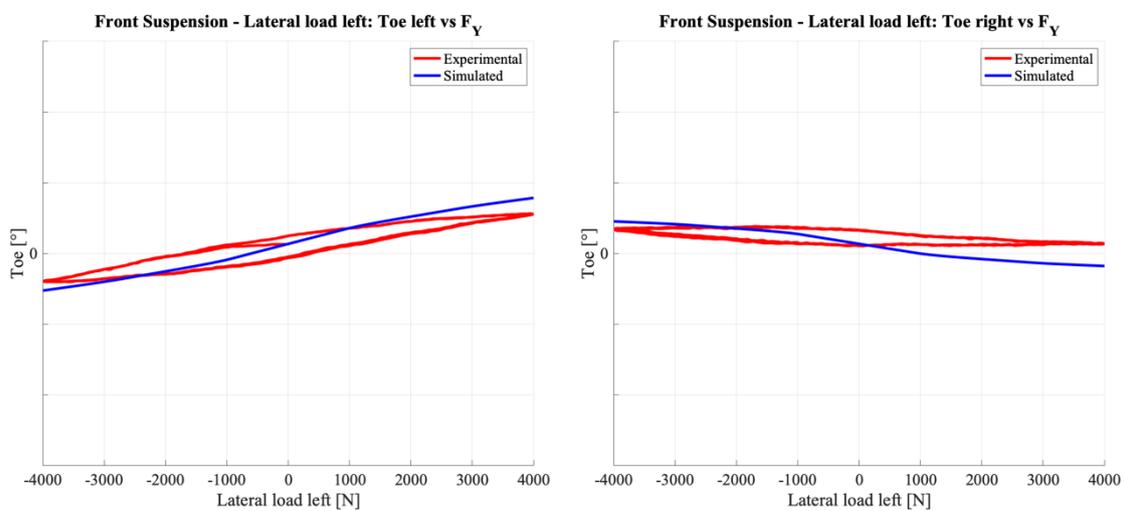


Figura 2.55: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione anteriore.

Per andare ad indagare l'effetto che questa variazione dell'angolo di convergenza dovuta alla cedevolezza della sospensione ha sul comportamento dinamico del veicolo conviene riferirsi ad una prova di applicazione del carico laterale contemporaneamente su entrambe le ruote poiché più rappresentativa delle forze che vengono attualmente generate tra pneumatico e terreno durante la percorrenza di una curva del veicolo. Si riporta quindi nella Figura 2.56 l'andamento della variazione di convergenza in funzione del carico applicato in queste condizioni e, non dovendo effettuare il confronto con i dati sperimentali, si utilizza ora un intervallo di carico più significativo delle reali forze laterali scambiate in curva dal veicolo.

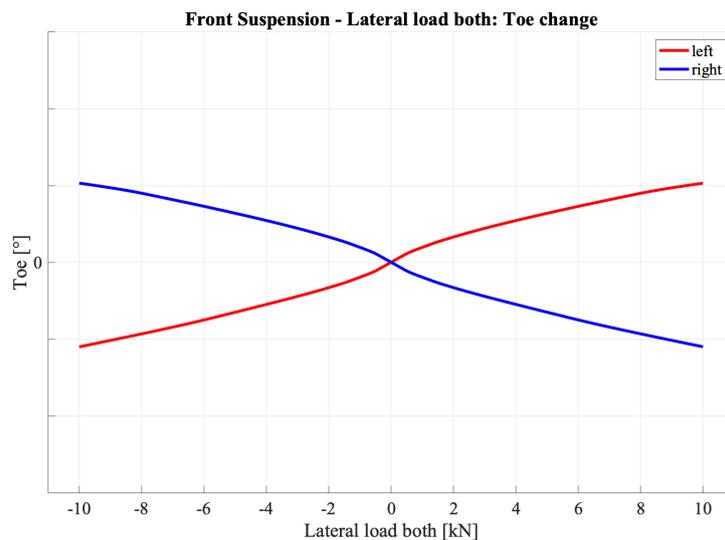


Figura 2.56: Variazione di convergenza sinistra e destra in funzione del carico laterale applicato contemporaneamente ad entrambe le ruote, sospensione anteriore.

Osservando quello che avviene nel semipiano di ascisse positive corrispondente ad un carico laterale con verso a sinistra e quindi riconducibile alla percorrenza di una curva a sinistra si può vedere come la convergenza sulla ruota sinistra interno curva aumenti mentre la convergenza sulla ruota destra che è quella più caricata essendo quella esterno curva diminuisca. La cedevolezza della sospensione anteriore ha quindi l'effetto complessivo di andare a diminuire l'angolo di sterzo alle ruote medio dell'assale anteriore andando di conseguenza ad aumentare il rapporto di sterzo, conseguentemente il veicolo avrà un comportamento più sottosterzante.

Per quanto riguarda la variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo Y nella Figura 2.57 si può osservare come non ci sia perfetta corrispondenza tra dati

simulati e sperimentali, in particolare sulla ruota destra sulla quale non è applicato il carico. Il modello sembra quindi avere una variazione minore della posizione in funzione del carico rispetto a quanto rilevato sperimentalmente. Applicando una forza laterale positiva anche alla ruota destra si avrebbe su di essa una variazione della posizione del punto di contatto identica a quanto avviene ora nella ruota sinistra. Di conseguenza andando a considerare, per esempio, il semipiano con ascisse positive, la dimensione della carreggiata complessivamente non varierebbe anche se i punti di contatto tenderebbero a traslare entrambi verso sinistra (spostamenti negativi).

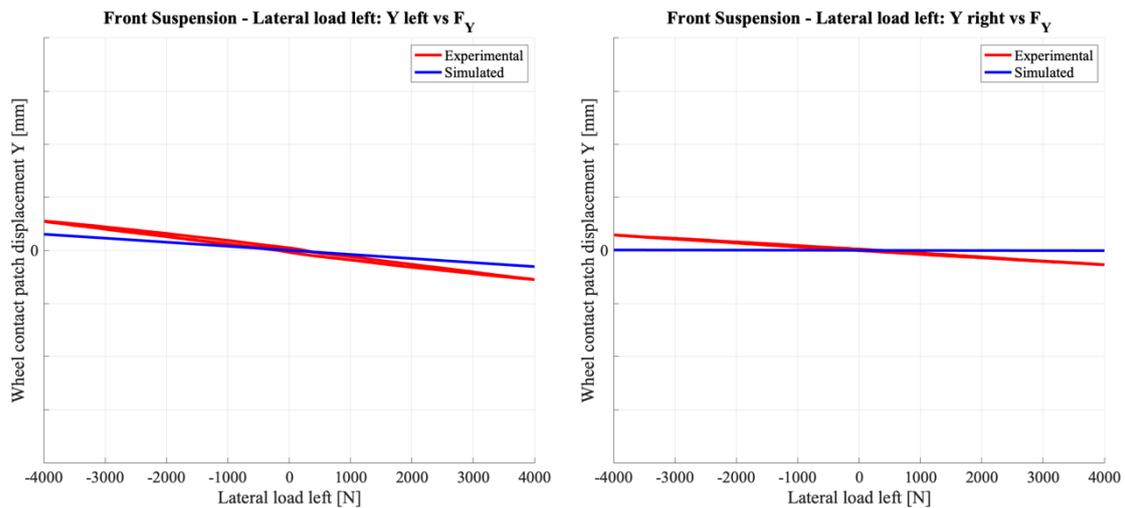


Figura 2.57: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione anteriore.

Sospensione posteriore

Andando ad analizzare ora la sospensione posteriore con l'andamento dell'angolo di campanatura in funzione del carico laterale applicato nella Figura 2.58 si può notare come anche in questo la variazione di camber è più marcata per la ruota sinistra a cui è applicato il carico mentre la ruota destra risente unicamente della dipendenza da quest'ultima, infatti in questo caso l'angolo di campanatura varia in modo sensibilmente minore, rimanendo all'incirca costante. La corrispondenza tra dati sperimentali e simulati è molto buona per entrambe le curve. Anche in questo caso ad una forza laterale verso a sinistra è associata una diminuzione della campanatura per la ruota di sinistra, mentre se si applicasse il carico solamente alla ruota destra questa vedrebbe un aumento della sua campanatura a fronte di un carico positivo.

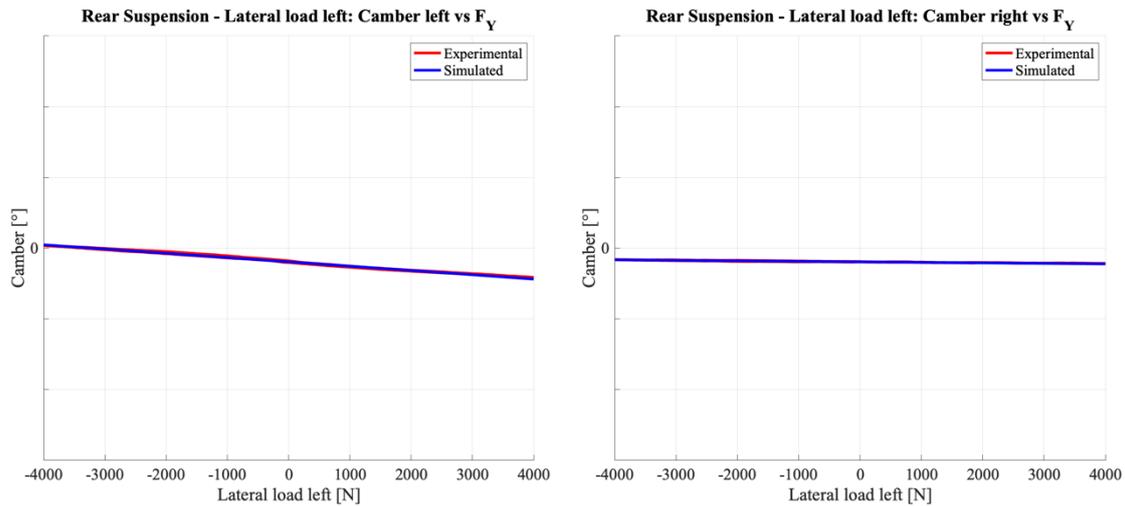


Figura 2.58: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione posteriore.

Nella Figura 2.59 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del carico applicato. In questo caso si può vedere come la confrontabilità tra i dati sperimentali è ottima. Si può quindi affermare che sia per i dati sperimentali che per i dati ottenuti tramite simulazione la convergenza rimanga circa invariata all'applicazione del carico laterale sulla sospensione posteriore.

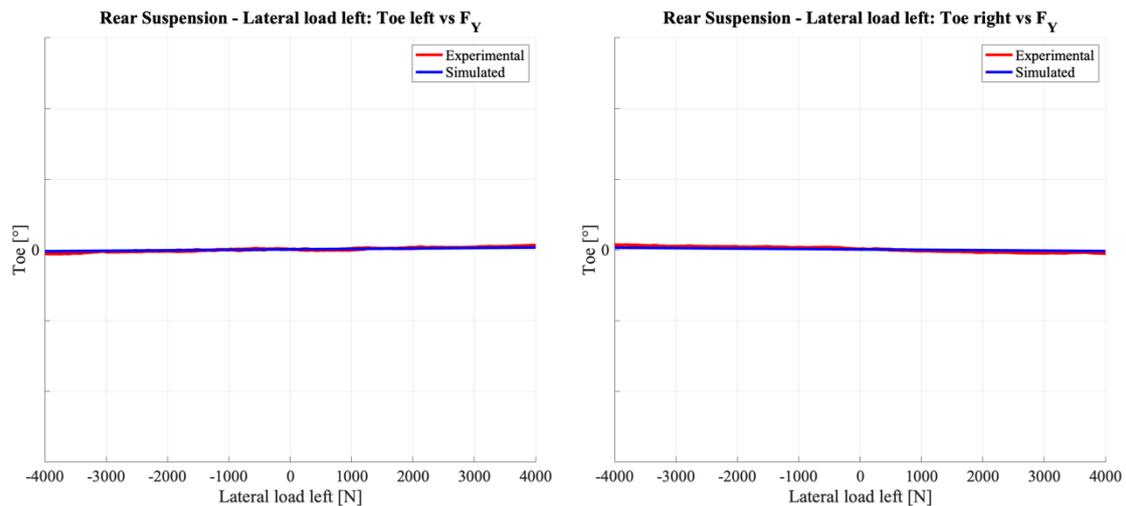


Figura 2.59: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione posteriore.

Per andare ad indagare l'effetto che questa variazione dell'angolo di convergenza dovuta alla cedevolezza della sospensione ha sul comportamento dinamico del veicolo conviene riferirsi ad una prova di applicazione del carico laterale contemporaneamente su entrambe le ruote poiché più rappresentativa delle forze che vengono attualmente generate tra pneumatico e terreno durante la percorrenza di una curva del veicolo. Si riporta quindi

nella Figura 2.60 l'andamento della variazione di convergenza in funzione del carico applicato in queste condizioni utilizzando ora un intervallo di carico più significativo delle reali forze laterali scambiate in curva dal veicolo.

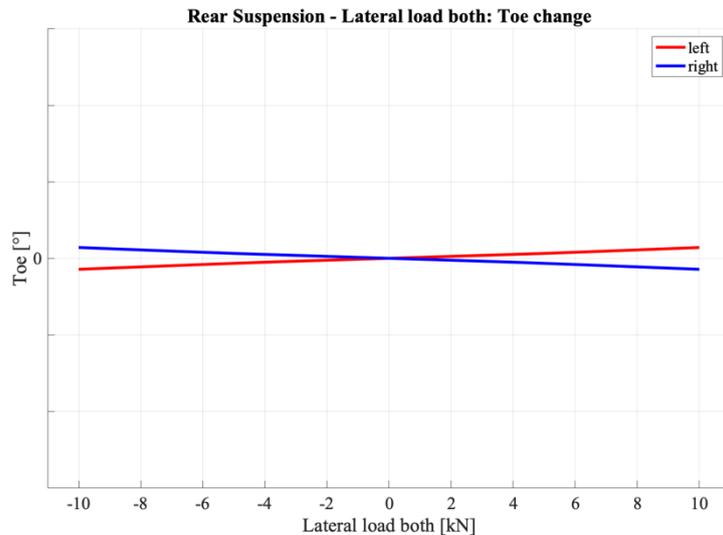


Figura 2.60: Variazione di convergenza sinistra e destra in funzione del carico laterale applicato contemporaneamente ad entrambe le ruote, sospensione anteriore.

Come per la sospensione anteriore osservando quello che avviene nel semipiano di ascisse positive corrispondente ad un carico laterale con verso a sinistra e quindi riconducibile al precorrimento di una curva a sinistra si può vedere come la convergenza sulla ruota sinistra interno curva aumenti, mentre la convergenza sulla ruota destra, che è quella più caricata essendo quella esterno curva, diminuisca. La cedevolezza della sospensione posteriore ha quindi l'effetto di rendere il veicolo più sovrasterzante in quanto a pari forza laterale è necessario un angolo di deriva medio dell'assale posteriore maggiore.

In conclusione, relativamente allo studio della variazione di convergenza nelle diverse prove di simulazione, si può affermare che dall'analisi compliance della sospensione si vede come la differenza tra sospensione anteriore e posteriore in termini di variazione di convergenza causata da una forza laterale F_y è di un ordine di grandezza superiore per la sospensione anteriore. Avendo la variazione della convergenza sulla sospensione anteriore un effetto più sottosterzante sul veicolo per quanto riguarda la cedevolezza della sospensione ed essendo questa variazione sensibilmente maggiore di quella che avviene sulla sospensione posteriore e che ha effetto opposto, si può affermare che complessivamente il comportamento del veicolo tenderà ad essere più sottosterzante per quanto riguarda la cedevolezza della sospensione. Si ricorda inoltre che, come visto nelle

prove di scuotimento asimmetrico legate all'angolo di rollio e alla dinamica laterale, l'effetto cinematico della corsa di sospensione era tale da andare ad aumentare l'angolo di deriva medio dell'assale anteriore e diminuire invece quello dell'assale posteriore. Questo implicava una sospensione anteriore che tendesse a rendere il veicolo più sovrasterzante e una sospensione posteriore che invece portava il veicolo ad essere più sottosterzante, ma i contributi erano circa dello stesso ordine di grandezza e per questo si andavano a compensare. È però importante ricordare come nell'effettiva dinamica laterale del veicolo vadano ad influire entrambi i contributi elastocinematici osservati durante le prove di compliance e di scuotimento della sospensione e l'effetto finale sul comportamento del veicolo deve tenere conto di tutti questi contributi in modo quantitativo.

Per quanto riguarda la variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno lungo Y nella Figura 2.61 si può osservare come non ci sia perfetta corrispondenza tra dati simulati e sperimentali, in particolare anche in questo caso sulla ruota destra sulla quale non è applicato il carico c'è la tendenza ad avere una minore variazione del simulato rispetto allo sperimentale. Applicando una forza laterale positiva anche alla ruota destra si avrebbe una variazione della posizione del punto di contatto identica a quanto avviene ora per la ruota sinistra. Di conseguenza anche in questo caso andando a considerare, per esempio, il semipiano con ascisse positive, la dimensione della carreggiata complessivamente non varierebbe anche se i punti di contatto tenderebbero a traslare entrambi verso sinistra (spostamenti negativi).

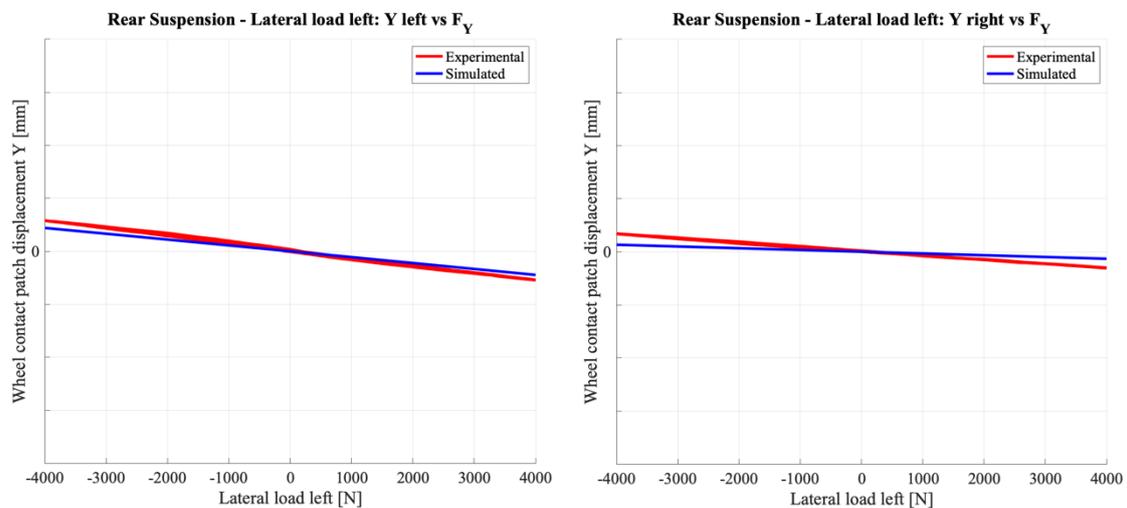


Figura 2.61: Variazione della posizione del punto di contatto ruota-terreno sinistro e destro in funzione del carico laterale applicato singolarmente alla ruota sinistra, sospensione posteriore.

2.3.2 Carico statico longitudinale

Le prove di applicazione di un carico statico longitudinale consistono nell'applicazione di una forza lungo la direzione X applicata sul punto di contatto ruota-terreno secondo il sistema di riferimento ISO-W. La convenzione di segno è quindi quella di avere un carico positivo per una forza frenante ed invece un carico negativo per una forza di trazione. La prova di carico statico longitudinale ha come obiettivo quello di andare a valutare l'effetto della cedevolezza della sospensione a fronte delle forze longitudinali generate durante la frenata e l'accelerazione del veicolo. Anche in questo caso è possibile andare ad applicare il carico singolarmente sulla ruota sinistra o sulla ruota destra oppure andare ad applicarlo su entrambe le ruote contemporaneamente. Essendo che le prove di carico di forza frenante (o di trazione) su entrambe le ruote rappresentano una condizione più caratteristica e frequente di quello che succede nelle reali condizioni operative del veicolo si predilige l'analisi e il commento di quest'ultime. È necessario inoltre considerare che l'intervallo di carico longitudinale in cui il veicolo può trovarsi ad operare è sensitivamente maggiore dei ± 3000 N utilizzati per il confronto tra i dati sperimentali e quelli simulati. Di conseguenza, per andare a valutare quale sia la reale confrontabilità tra simulato e sperimentale, sono stati calcolati tramite interpolazione lineare i guadagni delle caratteristiche in modo da potere fare una valutazione più accurata di quanto sia lo scostamento tra i due andamenti nell'intero campo di funzionamento del veicolo dove l'errore potrebbe diventare rilevante.

Sospensione anteriore

Nella Figura 2.62 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del carico longitudinale applicato. Si noti come la variazione di convergenza sia in questo caso di un ordine di grandezza minimo. Di conseguenza è possibile concludere che la convergenza rimarrà circa costante per quanto riguarda l'applicazione di carichi longitudinali nell'intervallo di forze considerato per la sospensione anteriore. A livello di confrontabilità tra simulato e sperimentale c'è un'attinenza molto buona tra i due andamenti. Anche facendo riferimento ad un intervallo di carichi applicato di ± 10000 N, più rappresentativo delle reali condizioni operative del veicolo, lo scostamento tra simulato e sperimentale rimane di un ordine di grandezza tale da poter essere considerato come trascurabile. Si può osservare come, per un carico frenante corrispondente al

semipiano con ascisse positive, le variazioni di convergenza sono in questo caso entrambe negative anche se la convergenza complessiva rimane positiva (toe in). Se così non fosse e la convergenza avesse due segni opposti in frenata o in trazione significherebbe avere una sterzata in dinamica puramente longitudinale quando si frena o si accelera, comportamento che è assolutamente poco desiderabile.

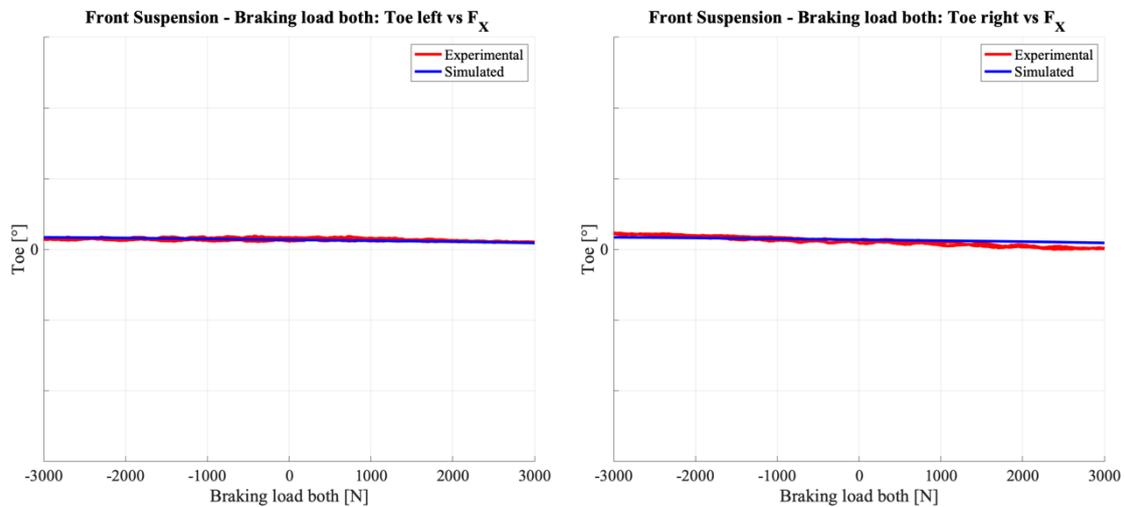


Figura 2.62: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico longitudinale applicato ad entrambe le ruote, sospensione anteriore.

Per quanto riguarda la variazione di posizione del centro ruota in direzione X in funzione del carico applicato riportata nella Figura 2.63 è possibile vedere come ci sia una buona confrontabilità tra dati sperimentali e simulati. Anche considerando un intervallo di carichi applicato di ± 10000 N, più rappresentativo delle reali condizioni operative del veicolo, lo scostamento tra simulato e sperimentale è di un ordine di grandezza tale da poter essere considerato come trascurabile. Si noti inoltre come per un carico frenante entrambi i centri ruota della sospensione anteriore hanno una variazione di posizione positiva, che nella convenzione di segno adottata corrisponde ad una traslazione verso il retrotreno dei centri ruota anteriori.

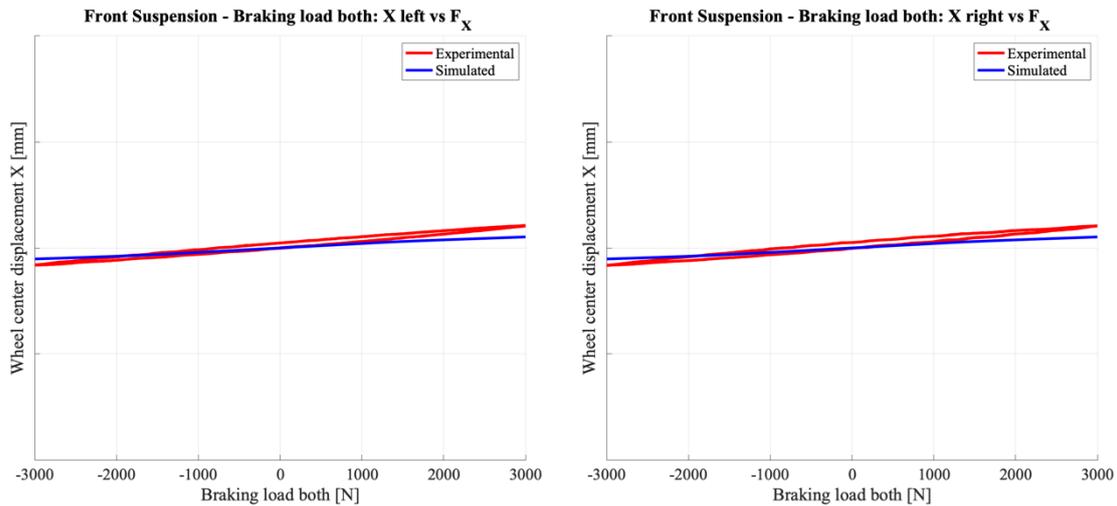


Figura 2.63: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione del carico longitudinale applicato ad entrambe le ruote, sospensione anteriore.

Sospensione posteriore

Nella Figura 2.64 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del carico longitudinale applicato per la sospensione posteriore. Si noti come anche in questo caso la variazione di convergenza sia di un ordine di grandezza minimo. A livello di confrontabilità tra simulato e sperimentale, c'è una buona attinenza tra i due andamenti e, anche facendo riferimento ad un intervallo di carichi applicato di ± 10000 N, lo scostamento tra simulato e sperimentale è di un ordine di grandezza tale da poter essere considerato come trascurabile. Anche in questo caso si può osservare come, per un carico frenante corrispondente al semipiano con ascisse positive, le variazioni di convergenza siano entrambe negative, anche se ora la convergenza complessiva diventa effettivamente leggermente negativa (toe out).

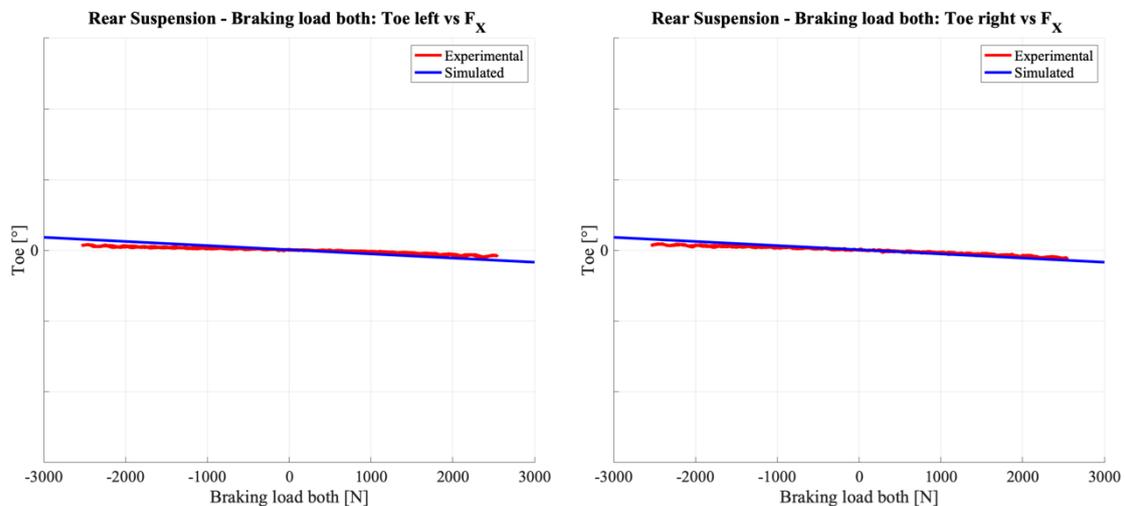


Figura 2.64: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico longitudinale applicato ad entrambe le ruote, sospensione posteriore.

Per quanto riguarda la variazione di posizione del centro ruota in direzione X in funzione del carico applicato riportata nella Figura 2.65 è possibile vedere come anche in questo caso ci sia un'ottima confrontabilità tra dati sperimentali e simulati. Anche considerando un intervallo di carichi applicato di ± 10000 N, lo scostamento tra simulato e sperimentale è di un ordine di grandezza tale da poter essere considerato come trascurabile. Si noti inoltre come per un carico frenante entrambi i centri ruota della sospensione posteriore hanno una variazione di posizione positiva, che nella convenzione di segno adottata corrisponde ad un arretramento dei centri ruota posteriori. Come noto dall'analisi bibliografica della sospensione ad assale rigido, questa configurazione presenta una bassa rigidità al carico longitudinale, è ora infatti possibile riscontrare dalle simulazioni come effettivamente, a pari carico applicato, la variazione di posizione in direzione X sia effettivamente maggiore per la sospensione posteriore rispetto a quanto sia quella della sospensione anteriore.

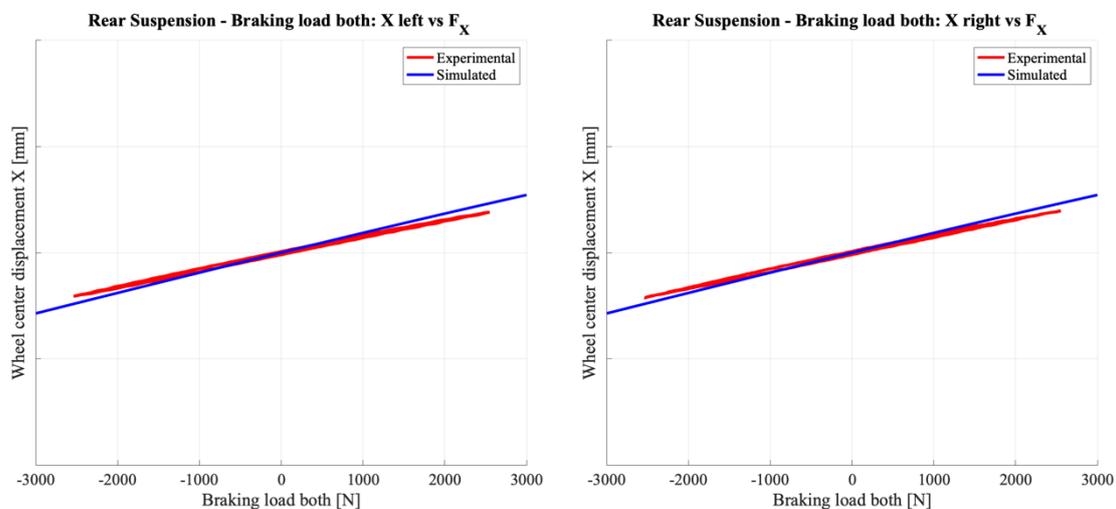


Figura 2.65: Variazione della posizione del centro ruota sinistro e destro in direzione X in funzione del carico longitudinale applicato ad entrambe le ruote, sospensione posteriore.

2.3.3 Momento di allineamento

Le prove di applicazione del carico di momento di allineamento consistono nell'applicazione di un momento attorno all'asse Z applicato sul punto di contatto ruota-terreno secondo il sistema di riferimento ISO-W. La convenzione di segno è quindi quella di avere un carico positivo per un momento che tende a sterzare le ruote verso sinistra considerando come riferimento la prospettiva del guidatore. Anche in questo caso è

possibile andare ad applicare il carico singolarmente sulla ruota sinistra o sulla ruota destra oppure andare ad applicarlo su entrambe le ruote contemporaneamente. Essendo i risultati della simulazione per il modello Adams/Car in analisi simmetrici per quanto riguarda l'applicazione della forza singolarmente sulla ruota sinistra o destra, sono qui riportati esclusivamente i diagrammi di quelli ottenuti applicando il carico alla ruota sinistra.

Sospensione anteriore

Nella Figura 2.66 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del momento di allineamento applicato alla ruota sinistra. Essendo il momento di allineamento positivo per una sterzata a sinistra si noti come per il semipiano di ascisse positive la variazione di convergenza sia negativa per la ruota sinistra e positiva per la ruota destra corrispondentemente quindi ad una sterzata a sinistra. I dati simulati e sperimentali hanno una buona confrontabilità, gli scostamenti tra i due andamenti sono di un ordine di grandezza tale da poter essere considerato come trascurabile. Se il momento di allineamento venisse applicato esclusivamente alla ruota destra si otterrebbero risultati analoghi: gli andamenti manterrebbero lo stesso segno e a livello di valori sarebbe ora la ruota destra quella che mostrerebbe una maggiore variazione di convergenza, essendo quella ora sottoposta direttamente al carico, esattamente come avviene per la ruota sinistra nei grafici riportati e viceversa.

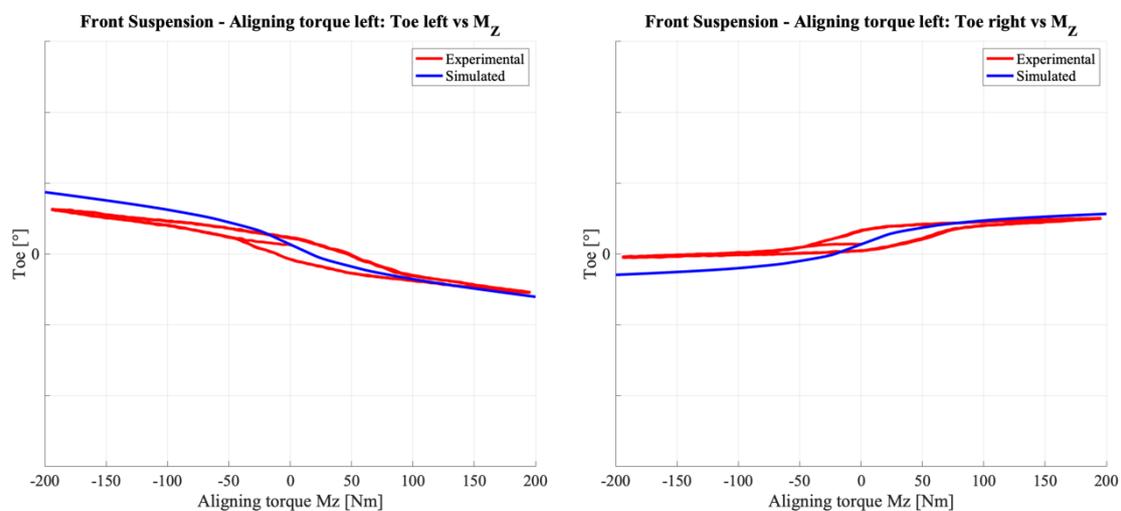


Figura 2.66: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del momento di allineamento applicato alla ruota sinistra, sospensione anteriore.

Sospensione posteriore

Per quanto riguarda la sospensione posteriore nella Figura 2.67 viene riportato l'andamento dell'angolo di convergenza in funzione del momento di allineamento applicato alla ruota sinistra. Le medesime considerazioni fatte sul segno degli andamenti per la sospensione anteriore possono essere applicate anche per la sospensione posteriore. Si noti come la ruota destra, a cui non è applicato il carico, ha una variazione di convergenza nulla e presenta un'ottima corrispondenza dei dati sperimentali con i risultati della simulazione. La causa di questo comportamento è da ricercare nel fatto che rispetto alla sospensione anteriore dove le due ruote sono collegate dalla cremagliera del sistema di sterzo, che è libera di traslare, presentano una maggiore dipendenza, mentre nell'assale rigido dove non c'è questo collegamento la ruota non caricata non risente del momento di allineamento applicato all'altra ruota se non in minima parte. La ruota sinistra presenta anch'essa un'ottima corrispondenza tra dati sperimentali e simulati, anche in questo caso la minore cedevolezza rispetto alla sospensione anteriore è legata alla presenza del sistema di sterzo di quest'ultima, infatti l'ordine di variazione della convergenza è comunque molto piccolo, di conseguenza è trascurabile anche sulla ruota sinistra caricata. Se il carico fosse applicato alla ruota destra otterrei analoghi risultati, con una ruota sinistra che ha una variazione di convergenza nulla e una ruota destra che ha una variazione di convergenza limitata e che è positiva per un momento di allineamento positivo.

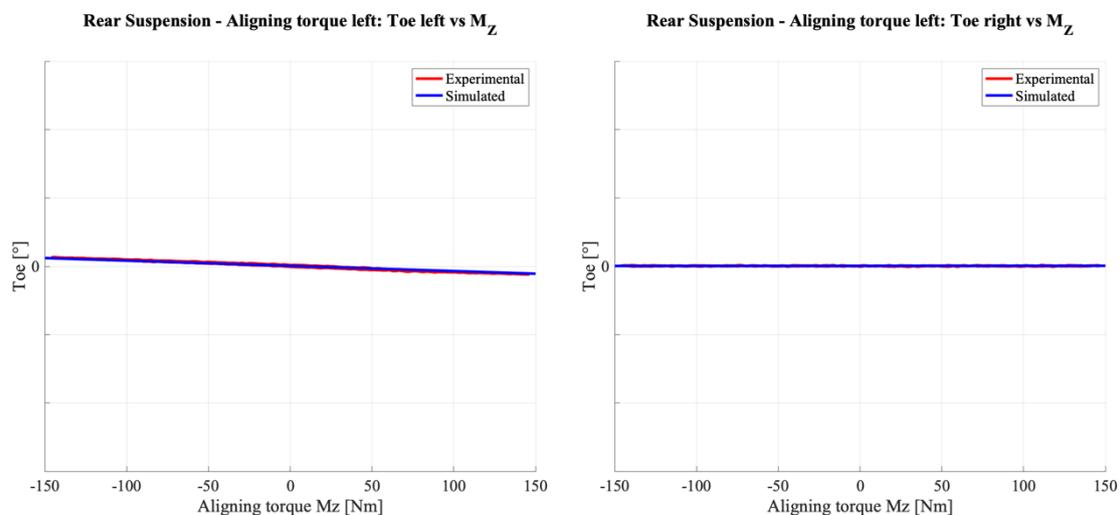


Figura 2.67: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del momento di allineamento applicato alla ruota sinistra, sospensione posteriore.

3. Analisi di sensitività della rigidità della barra di torsione dello sterzo

Il seguente capitolo ha lo scopo di andare ad indagare l'influenza della variazione di rigidità della boccola relativa alla barra di torsione dello sterzo posta come collegamento tra l'albero inferiore della colonna di sterzo e il pignone visibile nella Figura 3.1. In questo modo è possibile andare ad indagare se è ottenibile una migliore taratura delle caratteristiche di sospensione simulate del modello attraverso la modifica dei parametri associati a questa rigidità, inoltre permette di andare a comprendere in modo immediato su quali prove e su quali caratteristiche va ad influire la rigidità della barra di torsione. La boccola di collegamento presenta una caratteristica di coppia torcente – torsione lineare per quanto riguarda l'asse Z e nulla in tutte le altre direzioni.

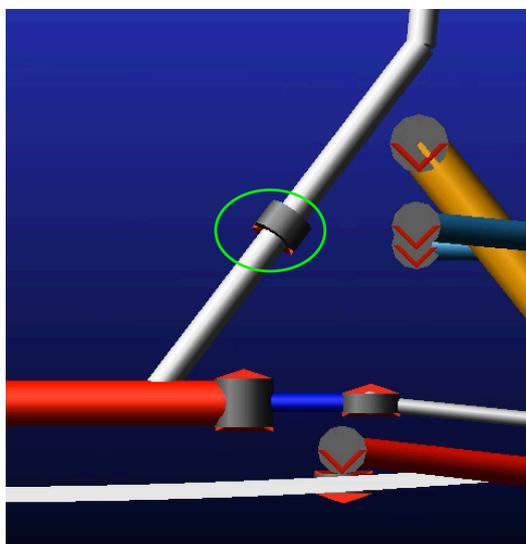


Figura 3.1: Boccola relativa alla rigidità della barra di torsione implementata nel modello di sterzo Adams/Car.

Le prove vengono effettuate raddoppiando e dimezzando il valore attuale di rigidità torsionale lungo l'asse Z della boccola in modo da poter apprezzare qualitativamente in modo evidente la differenza nelle caratteristiche principali della sospensione nelle varie prove. L'analisi viene ovviamente svolta esclusivamente per la sospensione anteriore in quanto l'unica a risentire degli effetti della variazione di rigidità della barra di torsione dello sterzo. Si consideri che la scala dei grafici di convergenza viene ora dimezzata rispetto a quella utilizzata nel capitolo precedente al fine di ottenere un ingrandimento delle caratteristiche che permetta una miglior comprensione dell'effetto che la rigidità della barra di torsione ha su quest'ultime.

3.1 Influenza della rigidità della barra di torsione sulle prove cinematiche di sospensione

Si inizia dall'indagare l'influenza della rigidità della barra di torsione dello sterzo nelle prove cinematiche della sospensione anteriore. Non vengono riportati i risultati della prova di scuotimento simmetrico perché non si evidenziano variazioni apprezzabili delle caratteristiche dei principali parametri della sospensione al variare della rigidità della barra di torsione. Nei diagrammi successivi viene riportato solamente l'andamento della ruota sinistra in quanto quello della ruota destra è totalmente analogo e non aggiunge informazioni ulteriori all'analisi di sensitività.

Scuotimento asimmetrico

Per quanto riguarda lo scuotimento asimmetrico non si apprezza una sensibilità delle caratteristiche di angolo di campanatura, di rigidità al rollio e di spostamento del punto di contatto ruota-terreno in direzione Y al variare della rigidità della barra. Diversamente da questi, angolo di convergenza e spostamento della posizione del centro ruota in direzione X in funzione dello scuotimento sono influenzati dalla rigidità della barra di torsione. Vengono quindi riportati rispettivamente i due andamenti di queste caratteristiche nella Figura 3.2 e nella Figura 3.3 esclusivamente per la ruota sinistra.

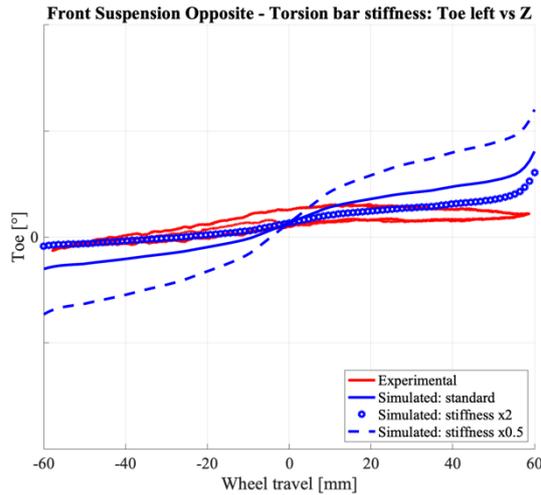


Figura 3.2: Angolo di convergenza della ruota sinistra in funzione dello scuotimento verticale al variare della rigidezza della barra di torsione.

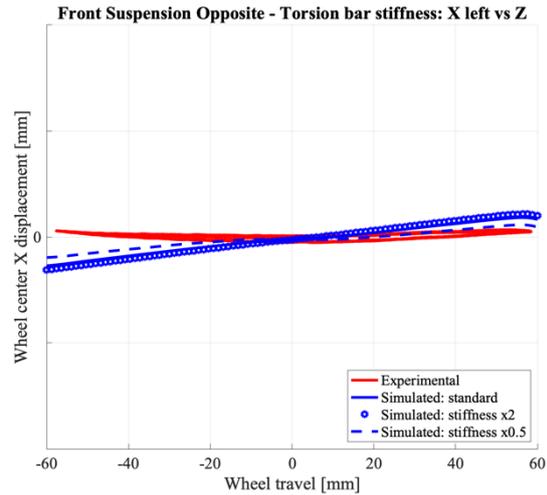


Figura 3.3: Variazione della posizione del centro ruota sinistro in direzione X in funzione dello scuotimento verticale al variare della rigidezza della barra di torsione.

Come è possibile notare una barra di torsione più rigida tende a diminuire la variazione di convergenza in funzione dello scuotimento verticale e di conseguenza a diminuire il comportamento più sovrasterzante conseguente a questa caratteristica. In questo caso si noti inoltre come una rigidezza della barra doppia porta anche verso una migliore confrontabilità dei dati simulati con le prove sperimentali. Comportamento opposto, invece, per la variazione di posizione del centro ruota in direzione X dove una barra più rigida comporta un leggero aumento dello spostamento a pari scuotimento laterale. Si ricorda però che quest'ultima caratteristica ha un ordine di grandezza molto limitato e la sensibilità alla rigidezza risulta essere ancora inferiore, di conseguenza la variazione può essere trascurata.

Prova di sterzata

Nella prova di sterzata cinematica non si evidenziano variazioni significative per quanto riguarda l'angolo di campanatura in funzione dell'angolo volante al variare della rigidezza della barra di torsione. Nella Figura 3.4 viene invece riportato l'andamento complessivo dell'angolo di sterzo alle ruote in funzione dell'angolo volante per le diverse rigidzze analizzate: ad una prima osservazione sembrerebbero non esserci variazioni notevoli dell'angolo di sterzo, ma se si va ad osservare un ingrandimento in una porzione di angoli volante più ristretta come quello riportato nella Figura 3.5 è possibile vedere

come ci sia un leggero scostamento tra le diverse curve, quindi anche nella prova di sterzata la rigidità della barra di torsione influisce sull'angolo di sterzo alle ruote.

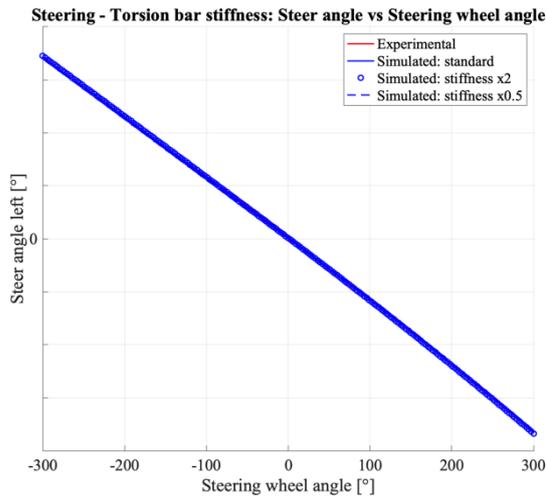


Figura 3.4: Angolo di sterzo della ruota sinistra in funzione dell'angolo volante al variare della rigidità della barra di torsione.

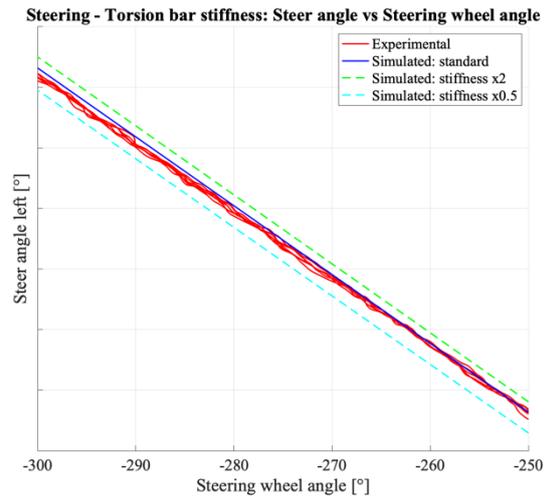


Figura 3.5: Ingrandimento della caratteristica di angolo di sterzo della ruota sinistra in funzione dell'angolo volante al variare della rigidità della barra di torsione

Si può quindi vedere come a pari angolo volante per una barra di torsione più rigida si ha un angolo di sterzo alle ruote maggiore. A livello di confrontabilità dei dati, nonostante nell'ingrandimento riportato la caratteristica migliore in termini di taratura sembrerebbe essere quella che riporta una rigidità di barra di torsione standard, non c'è una caratteristica più confrontabile nell'intero campo di angoli volante rispetto alle altre. In tutti i casi lo scostamento che si ottiene tra simulato e sperimentale rimane comunque estremamente contenuto e si presenta soprattutto per alti angoli volante dove l'errore percentuale sull'angolo di sterzo è quindi molto piccolo.

3.2 Influenza della rigidità della barra di torsione sulle prove compliance di sospensione

Si procede ora con lo studio dell'influenza della rigidità della barra di torsione dello sterzo nelle prove compliance della sospensione anteriore.

Carico statico laterale

Nelle prove di applicazione di un carico statico laterale al variare della rigidità della barra di torsione non si hanno variazioni significative per quanto riguarda l'angolo di

campanatura e la variazione di posizione del punto di contatto ruota-terreno in direzione Y in funzione del carico applicato. Anche in questo caso però, la convergenza risente in modo rilevante della variazione di rigidezza della barra, viene infatti riportato nella Figura 3.6 l'andamento dell'angolo di convergenza della ruota sinistra in funzione del carico laterale applicato sulla ruota sinistra e nella Figura 3.7 la medesima caratteristica per la ruota destra sempre con un carico laterale applicato alla ruota sinistra.

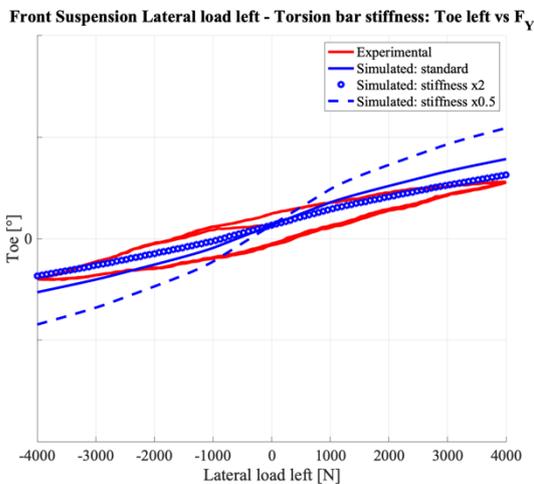


Figura 3.6: Angolo di convergenza della ruota sinistra in funzione del carico laterale applicato alla ruota sinistra al variare della rigidezza della barra di torsione.

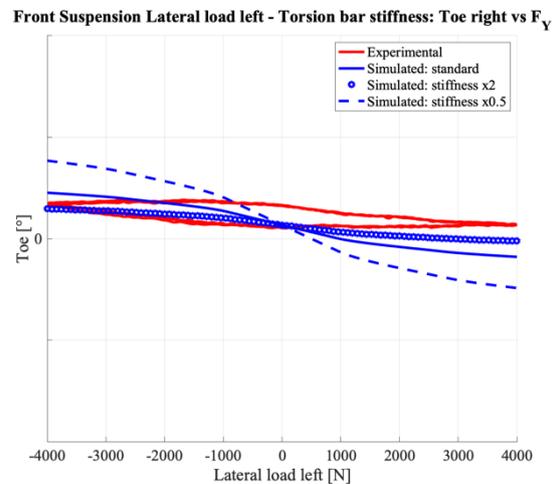


Figura 3.7: Angolo di convergenza della ruota destra in funzione del carico laterale applicato alla ruota sinistra al variare della rigidezza della barra di torsione.

È possibile notare come una barra di torsione più rigida porta ad avere una minore variazione di convergenza per effetto della cedevolezza laterale della sospensione, di conseguenza questo comportamento tende a diminuire il maggiore sottosterzo conseguente a questa caratteristica. In entrambe i grafici è possibile notare come la rigidezza raddoppiata rispetto al valore standard presenta in questo caso una taratura dei dati simulati con quelli sperimentali decisamente migliore rispetto al caso standard. Le caratteristiche con applicazione del carico esclusivamente sulla ruota destra non vengono riportate in quanto sono analoghe a quelle appena descritte e non aggiungono quindi ulteriori informazioni sull'analisi di sensitività.

Carico statico longitudinale

Per quanto riguarda l'applicazione di un carico statico longitudinale è necessario prima effettuare una distinzione tra carico applicato ad entrambe le ruote, condizione che risulta essere più frequente e rappresentativa di quello che avviene nelle normali condizioni operative del veicolo, e carico applicato singolarmente ad una delle due ruote. La

variazione di rigidità della barra di torsione nelle prove di carico statico longitudinale va ad influire esclusivamente sulle caratteristiche della sospensione in caso di applicazione del carico solamente su una ruota, mentre non mostra alcuna variazione per l'applicazione del carico su entrambe le ruote. Al fine di giustificare questo comportamento vengono riportati nella Figura 3.8 gli andamenti dell'angolo della barra di torsione nei due casi descritti. Come è possibile notare chiaramente, nel caso di applicazione dello stesso carico su ambe le ruote non si ha una torsione della barra relativa allo sterzo e di conseguenza la variazione della rigidità associata a quella barra non andrà ad evidenziare differenze nelle caratteristiche della sospensione. Al contrario, se si applica il carico solo ad una ruota, si può vedere come l'angolo di torsione della barra si modifica e di conseguenza la rigidità diventa ora influente sulle caratteristiche. Per questo motivo nell'analisi di sensitività si riportano esclusivamente le prove con un'applicazione del carico solamente sulla ruota sinistra, in quanto l'applicazione ad entrambe le ruote non è interessante per effettuare una valutazione sulla rigidità della barra di torsione. Inoltre, gli andamenti delle caratteristiche per l'applicazione di un carico solamente sulla ruota destra sono analoghi a quelli qui riportati.

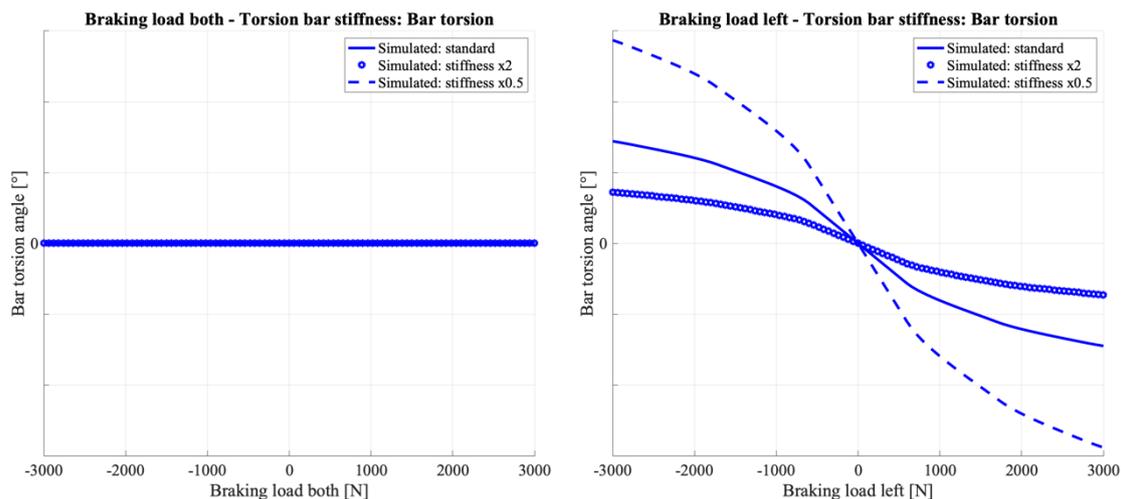


Figura 3.8: Angolo di torsione della barra in funzione del carico applicato ad entrambe le ruote (grafico a sinistra) e del carico applicato alla sola ruota sinistra (grafico a destra) al variare della rigidità della barra di torsione.

Per quanto riguarda le caratteristiche di variazione della posizione del centro ruota in direzione X per applicazione del carico su una sola ruota viene evidenziata una leggera sensibilità alla variazione della rigidità della barra di torsione dello sterzo: per una barra più rigida si evidenzia un minore spostamento del centro ruota a parità di carico applicato, ma essendo questa variazione di un ordine di grandezza trascurabile non viene qui

riportata. Le caratteristiche di angolo di convergenza risentono invece di una variazione decisamente più significativa se il carico è applicato ad una sola ruota. Nella Figura 3.9 viene riportato l'andamento della convergenza sinistra e destra in funzione del carico applicato al variare della rigidezza della barra di torsione. Anche in questo caso è possibile notare come per una rigidezza maggiore ci sia una minore variazione di convergenza al variare del carico applicato. A livello di confrontabilità dei dati è possibile notare come la convergenza con rigidezza della barra doppia abbia complessivamente una buona aderenza con l'andamento sperimentale.

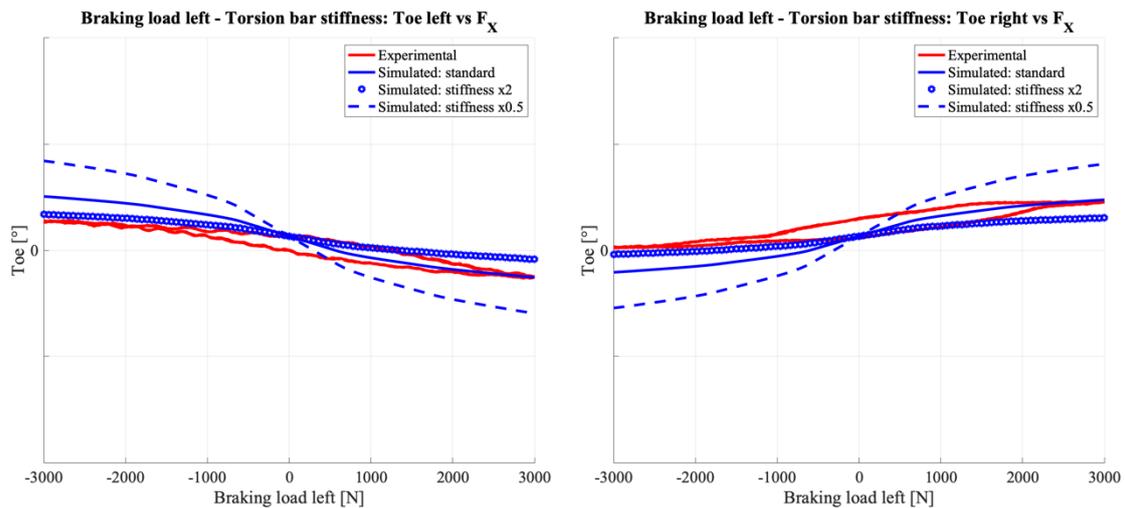


Figura 3.9: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del carico longitudinale applicato esclusivamente alla ruota sinistra al variare della rigidezza della boccola.

Momento di allineamento

Nelle prove di applicazione del momento di allineamento è possibile notare una variazione della caratteristica di convergenza al variare della rigidezza della barra di torsione. Si riportano i diagrammi ottenuti per la sola applicazione del carico alla ruota sinistra in quanto questi mostrano comportamento analogo a quelli ricavati applicando il carico esclusivamente alla ruota destra. Nella Figura 3.10 vengono riportati gli andamenti dell'angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del momento applicato sulla ruota sinistra.

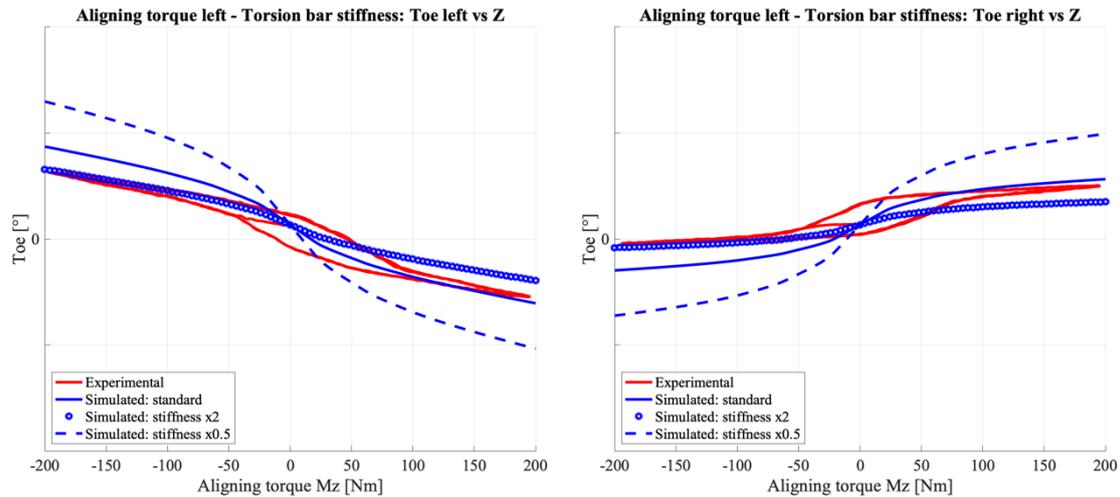


Figura 3.10: Angolo di convergenza sinistro e destro in funzione del momento di allineamento applicato esclusivamente alla ruota sinistra al variare della rigidezza della boccola.

È possibile notare come anche in questo caso a fronte di una rigidezza maggiore della barra di torsione si ottiene una variazione di convergenza minore al variare del carico applicato. A livello di confrontabilità dei dati si può vedere come la rigidezza doppia mostra anch'essa un'ottima aderenza con i dati sperimentali, a volte anche molto migliore rispetto alla rigidezza standard.

In conclusione, è possibile affermare che la rigidezza della barra di torsione influisce prevalentemente sulle caratteristiche di variazione di convergenza della sospensione, in particolare ad una rigidezza maggiore corrisponderà una variazione minore della convergenza all'aumentare della corsa della sospensione o all'aumentare del carico. A livello di confrontabilità dei dati, in luce a quanto emerso anche dal riscontro delle caratteristiche sperimentali, è possibile affermare che una rigidezza raddoppiata della barra di torsione porta complessivamente ad una migliore aderenza tra modello Adams/Car e simulato per quanto riguarda le caratteristiche di sospensione. Di conseguenza, viene quindi modificato il valore di rigidezza della barra e viene ora stabilito come valore standard il valore doppio rispetto a quello utilizzato nelle analisi fino a questo momento. Le analisi successive sul sistema di sterzo saranno quindi eseguite tutte utilizzando il nuovo valore scelto per la rigidezza della barra di torsione.

4. Analisi del sistema di sterzo

Il seguente capitolo ha come scopo quello di mostrare i risultati ottenuti dalle analisi riguardanti il sistema di sterzo al fine di indagare in modo più dettagliato il comportamento di questo sistema e la relativa influenza sulla dinamica del veicolo grazie all'utilizzo del modello Adams/Car. Sono state svolte analisi sia a livello di sospensione che a livello di veicolo completo per valutare l'effetto complessivo sulla dinamica del veicolo, è stata inoltre valutata nel dettaglio l'implementazione dello sterzo in Adams/Car a cui sono state fatte alcune modifiche riportate successivamente per evidenziare determinate caratteristiche e risultati.

4.1 Variazione del rapporto pignone-cremagliera

Viene ora svolta un'analisi per valutare l'effetto che la variazione del rapporto di sterzo, ottenuta tramite una variazione del rapporto di trasmissione pignone-cremagliera, ha sulla dinamica del veicolo considerando come prova un ramp steer ad una velocità di 90km/h in 4^a marcia con una rampa di 10°/s. Il rapporto pignone-cremagliera del modello standard in questa analisi viene aumentato del 25% rispetto al suo valore iniziale, dopo la modifica del rapporto sul modello Adams/Car, viene quindi eseguita la prova di ramp steer e si vanno a confrontare gli andamenti ottenuti.

Nella Figura 4.1 viene diagrammato l'andamento dell'angolo di sterzo medio delle ruote in funzione dell'angolo volante. Come è possibile notare da questo grafico a parità di angolo volante si ha un angolo di sterzo alle ruote medio minore se si aumenta il rapporto pignone-cremagliera.

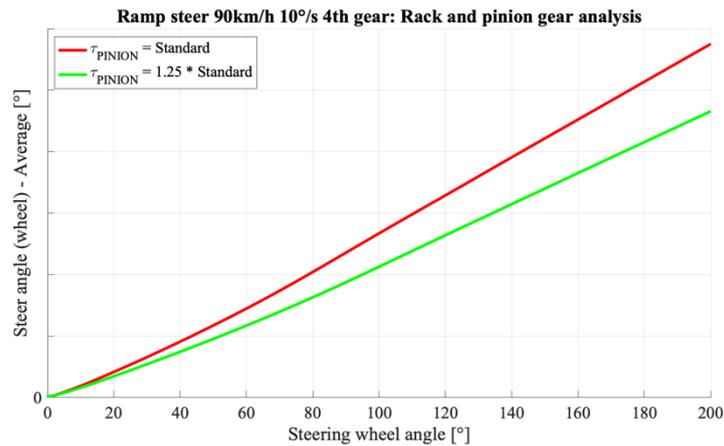


Figura 4.1: Angolo di sterzo medio alle ruote in funzione dell'angolo volante al variare del rapporto pignone-cremagliera.

Di conseguenza andando a calcolare il rapporto di sterzo come rapporto tra l'angolo volante e l'angolo di sterzo medio alle ruote come descritto nella (2.36) e andando a diagrammare il risultato in funzione dell'angolo volante è possibile vedere nella Figura 4.2 come il rapporto di sterzo sia aumentato a seguito dell'aumento del rapporto pignone-cremagliera.

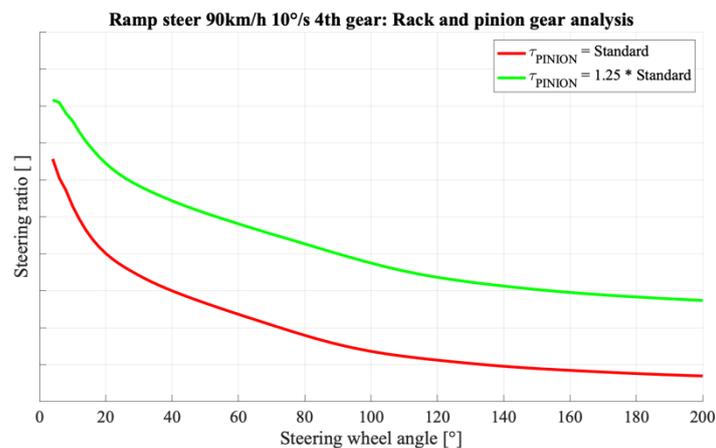


Figura 4.2: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante al variare del rapporto pignone-cremagliera.

Successivamente si procede con il valutare l'andamento dell'accelerazione laterale nel tempo che, essendo la prova un ramp steer con rampa di $10^\circ/\text{s}$, è equivalente all'andamento che si sarebbe ottenuto usando come variabile indipendente l'angolo volante. Come si nota dalla Figura 4.3, essendo il rapporto di sterzo più elevato avendo aumentato il rapporto pignone-cremagliera, l'accelerazione laterale cresce meno rapidamente in funzione del tempo e quindi dell'angolo volante in questo caso.

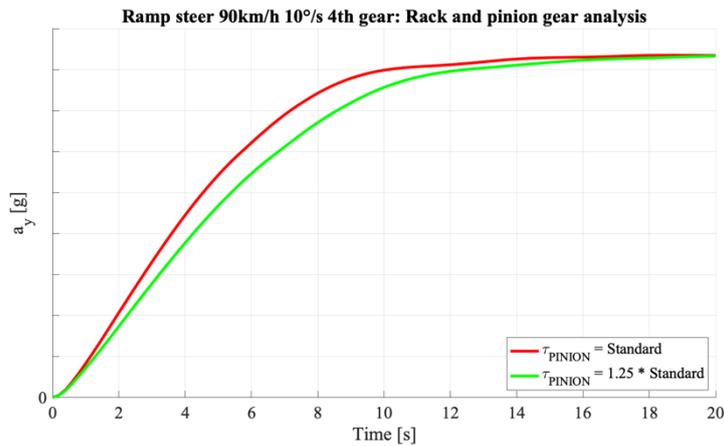


Figura 4.3: Accelerazione laterale in funzione del tempo al variare del rapporto pignone-cremagliera.

L'effetto complessivo di questa variazione sul comportamento del veicolo è quindi quello di dare un comportamento più sottosterzante al veicolo essendo aumentato il rapporto di sterzo, comportamento che è possibile notare osservando l'andamento dell'angolo volante δ in funzione dell'accelerazione laterale riportato nella Figura 4.4.

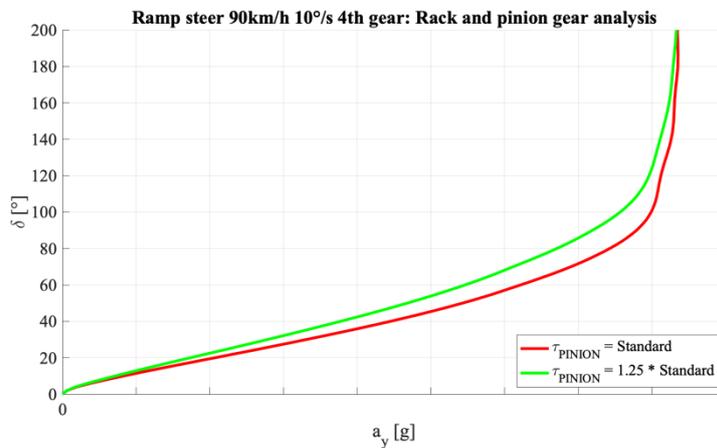


Figura 4.4: Angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare del rapporto pignone-cremagliera.

Nella Figura 4.5 è possibile vedere come la torsione della barra a pari accelerazione laterale è leggermente minore nel caso di aumento del rapporto pignone-cremagliera.

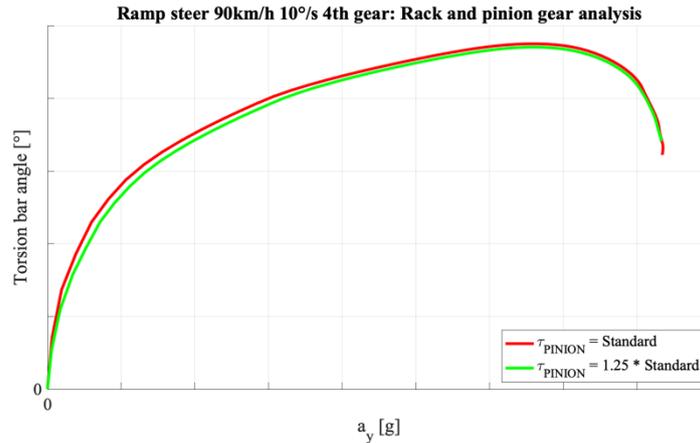


Figura 4.5: Angolo di torsione della barra in funzione dell'accelerazione laterale al variare del rapporto pignone-cremagliera.

Spostando ora l'analisi verso il feeling di sterzo e la servoassistenza è possibile notare rispettivamente nella Figura 2.7 e nella Figura 2.8 come, avendo aumentato il rapporto di sterzo, sia la coppia richiesta al volante che la forza di servoassistenza idraulica a pari accelerazione laterale sono leggermente minori.

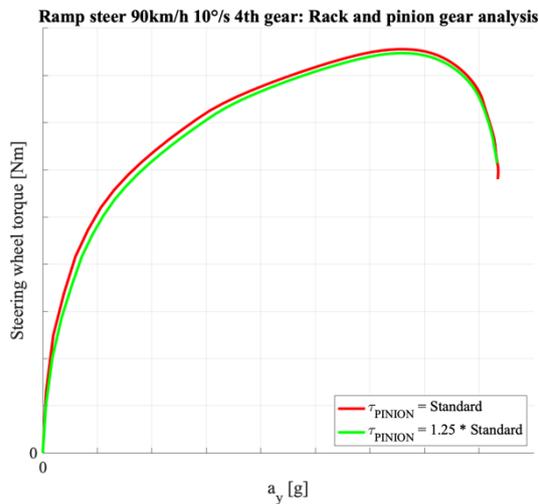


Figura 4.6: Coppia al volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare del rapporto pignone-cremagliera.

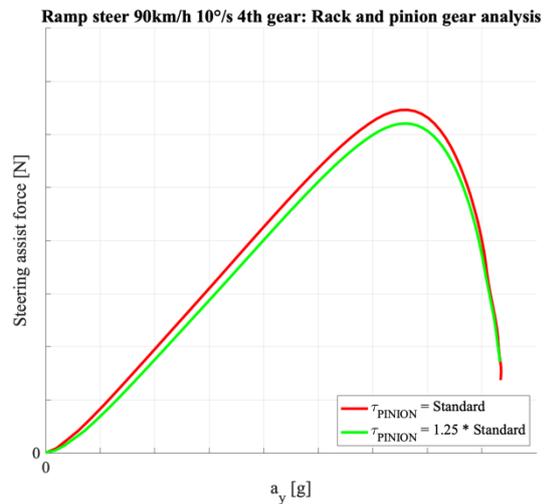


Figura 4.7: Forza di servoassistenza in funzione dell'accelerazione laterale al variare del rapporto pignone-cremagliera.

Si può quindi concludere che l'aumento del rapporto pignone-cremagliera ha come effetto quello di ottenere un veicolo più sottosterzante a fronte di una minore richiesta di coppia al volante a parità di manovra.

4.2 Influenza della rigidità della barra di torsione sulla dinamica del veicolo

Si effettua ora un'analisi di sensitività di rigidità della barra di torsione per valutare l'influenza che quest'ultima ha sulla dinamica del veicolo attraverso una prova di ramp steer. Come già descritto nell'analisi di sensitività a questo parametro, la boccola lavora come una barra di torsione che collega l'elemento della colonna di sterzo inferiore e il pignone che entra in contatto con la cremagliera presentando una caratteristica di coppia torcente – torsione lineare per quanto riguarda l'asse Z e nulla in tutte le altre direzioni. L'analisi viene svolta raddoppiando e dimezzando i valori di questa rigidità considerano come valore standard quello iniziale del modello Adams/Car.

Per poter effettuare questa analisi di sensitività è necessario considerare che nel modello Adams/Car è presente una mappa di servoassistenza idraulica fornita come differenza di pressione di servoassistenza generata in funzione della coppia applicata al volante e non dell'angolo di torsione della barra. L'implementazione della servoassistenza con questa modalità non permettere quindi di poter eseguire l'analisi di sensitività sulla rigidità della barra di torsione semplicemente agendo sulla rigidità della boccola associata, ma rende necessario una modifica a livello di modello della caratteristica di servoassistenza. Per poter cambiare la mappa 1D associata alla servoassistenza in modo tale che abbia come variabile indipendente l'angolo di torsione della barra come prima cosa è necessario modificare la spline nel property file relativo alla servoassistenza. Al fine di convertire la variabile indipendente inizialmente presente di coppia della barra di torsione con quella di angolo di torsione è necessario operare una conversione dividendo la coppia per il valore di rigidità della barra iniziale.

Successivamente nella modalità template builder di Adams/Car è necessario andare a correggere il vettore di forza relativo alla servoassistenza. In questo caso, nel campo della componente Z di questo vettore di forza vanno modificati i parametri della funzione di interpolazione della mappa AKISPL: la funzione TZ che calcola la coppia deve essere sostituita con la funzione AZ (*angle about Z*) e devono essere modificati in modo corretto i marker relativi in modo che l'angolo calcolato sia quello di torsione della barra. Inoltre, la funzione AZ restituisce l'angolo in radianti, è quindi necessario anche effettuare la

conversione in gradi essendo che la mappa modificata precedentemente utilizza questa unità di misura.

Al fine di verificare l'efficacia della modifica apportata alla mappa di servoassistenza viene effettuata una prova di ramp steer a 90km/h in 4^a marcia con rampa di 10°/s prima e dopo la correzione effettuata. Come è possibile vedere dalla Figura 4.8 che riporta rispettivamente gli andamenti di angolo volante, angolo di torsione della barra, rapporto di sterzo e forza di servoassistenza tutti in funzione dell'accelerazione laterale, le differenze a seguito della modifica sono minime. Se ne può quindi concludere che la variazione alla mappa di servoassistenza è stata implementata in modo efficace in quanto le differenze nella prova di ramp steer sono trascurabili ma è ora implementata una mappa che ha come variabile indipendente l'angolo di torsione della barra ed è quindi possibile procedere con l'analisi di sensitività della rigidità della barra di torsione dello sterzo.

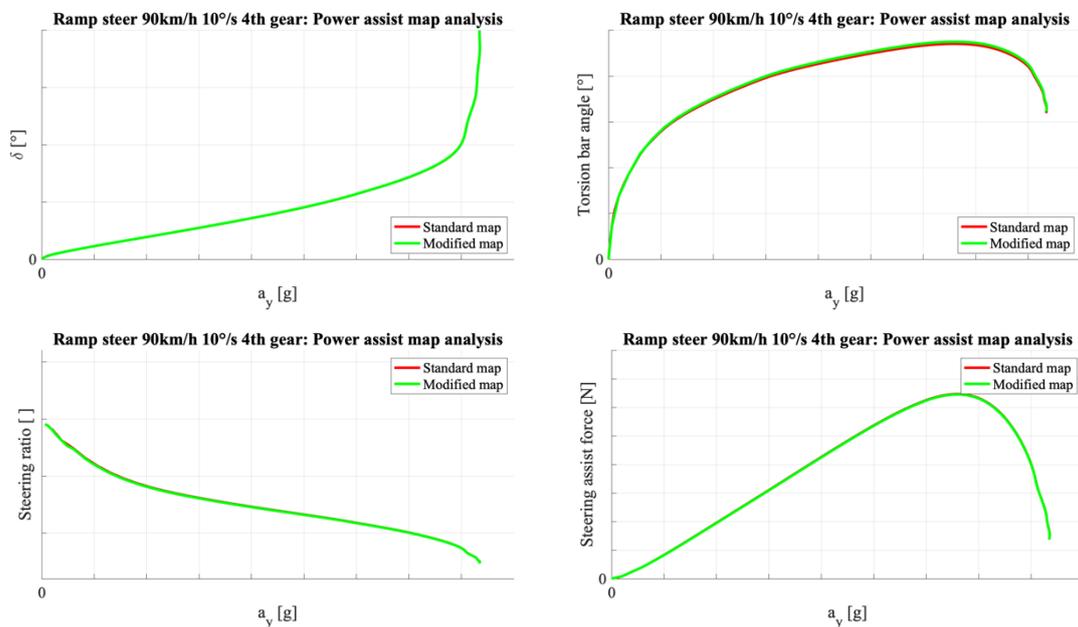


Figura 4.8: Verifica dell'efficacia di modifica della mappa di servoassistenza, confronto tramite prova di ramp steer.

Andando a modificare il fattore di scala relativo alla rigidità torsionale attorno all'asse Z della boccia associata alla barra di torsione nel modello Adams raddoppiandolo e dimezzandolo ed effettuando quindi una prova di ramp steer a 90km/h in 4^a marcia con rampa di 10°/s per ogni rigidità, è possibile ottenere un'analisi di sensitività a questo parametro di cui si riportano ora i risultati.

Nella Figura 4.9 viene diagrammato l'angolo di torsione della barra in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità, si può vedere come avendo una barra più rigida ovviamente l'angolo della barra di torsione sarà minore a pari accelerazione laterale. Di conseguenza, essendo ora la mappa di servoassistenza tarata su questo angolo di torsione in modo più attinente al fenomeno fisico reale che avviene in una servoassistenza idraulica, avremo una minore forza di servoassistenza per angoli di torsione minori e quindi la barra più rigida avrà una minore forza di servoassistenza a pari accelerazione laterale come è possibile vedere dall'andamento riportato nella Figura 4.10.

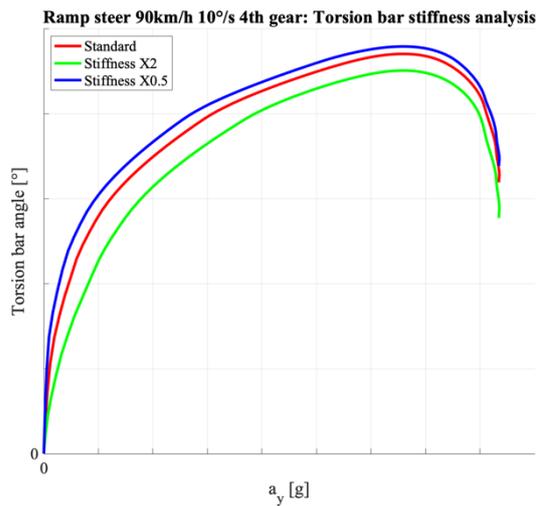


Figura 4.9: Angolo di torsione della barra in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità della barra.

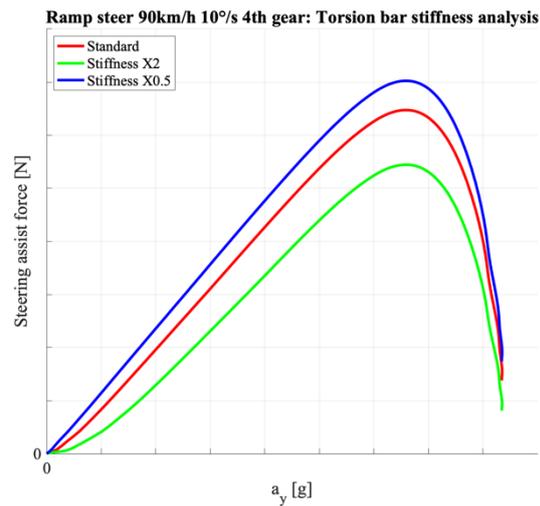


Figura 4.10: Forza di servoassistenza in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità della barra di torsione.

Essendo la forza di servoassistenza minore in caso di barra più rigida la coppia che sarà necessario applicare al volante in funzione dell'accelerazione laterale sarà più alta. Nella Figura 4.11 possiamo notare questo andamento, dove vediamo che la coppia che dovrà essere applicata nel caso di barra più rigida è sensibilmente più elevata. Analogamente, per una barra meno rigida si può osservare il comportamento opposto.

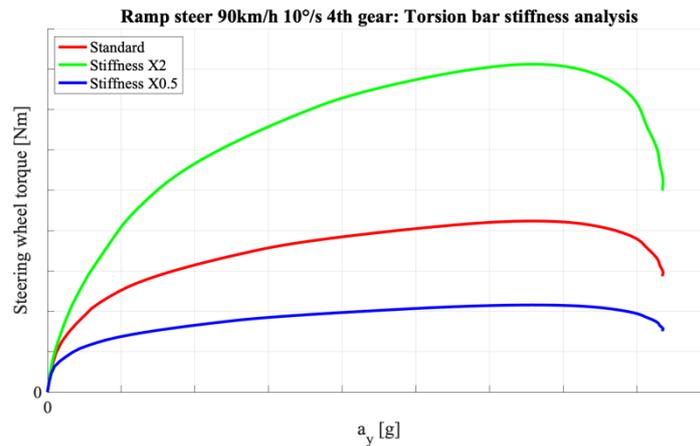


Figura 4.11: Coppia al volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità della barra di torsione.

Si procede ora con l'indagare i parametri più legati alla dinamica del veicolo e vedere l'effetto della rigidità della barra di torsione su questi ultimi: per prima cosa viene tracciato l'andamento dell'accelerazione laterale nel tempo che, essendo la prova un ramp steer con rampa di $10^\circ/\text{s}$, corrisponde all'andamento che si avrebbe utilizzando l'angolo volante come variabile indipendente. Nella Figura 4.12 è possibile notare come le differenze in termini di accelerazione laterale tra le diverse rigidità di barra siano minime. Si noti come una barra più rigida raggiunge un'accelerazione laterale leggermente più alta a parità di tempo per bassi valori di quest'ultimo, ovvero per bassi valori di angolo volante.

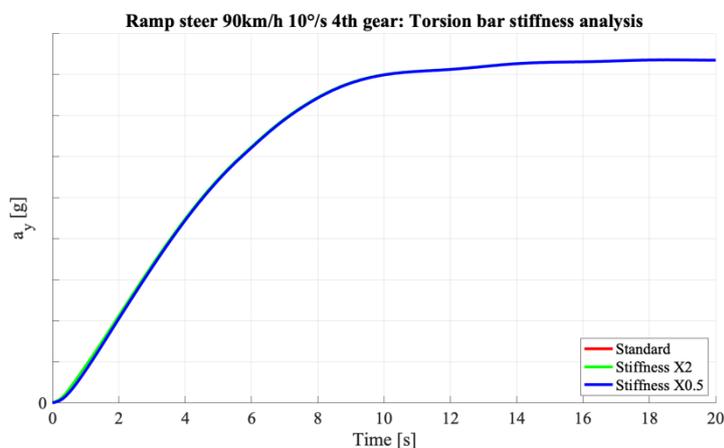


Figura 4.12: Accelerazione laterale in funzione del tempo al variare della rigidità della barra di torsione.

Nella Figura 4.13 si può vedere come modificando la rigidità della boccola a parità di angolo volante non si hanno variazioni notevoli dell'angolo di sterzo medio delle ruote, se non piccoli scostamenti per bassi valori di angolo volante. Di conseguenza anche il rapporto di sterzo, calcolato come rapporto tra l'angolo volante e l'angolo di sterzo medio

alle ruote seconda la (2.36) risentirà di questa variazione maggiormente per bassi valori di angolo volante come è possibile vedere nella Figura 4.14. Analogo comportamento lo si ottiene andando a diagrammare l'andamento del rapporto di sterzo in funzione dell'accelerazione laterale come nella Figura 4.15.

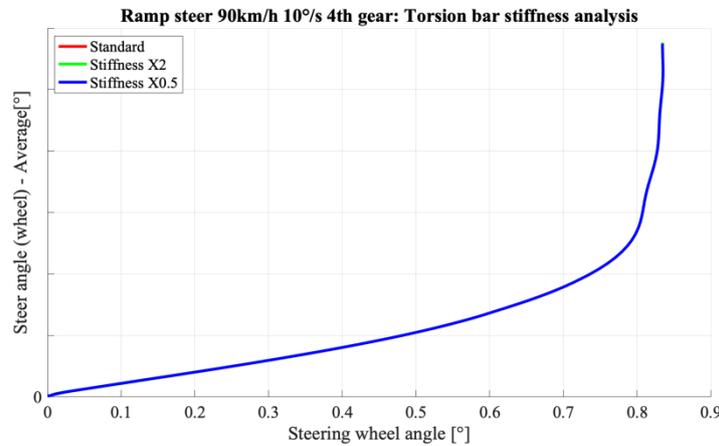


Figura 4.13: Angolo di sterzo medio delle ruote in funzione dell'angolo volante al variare della rigidezza della barra di torsione.

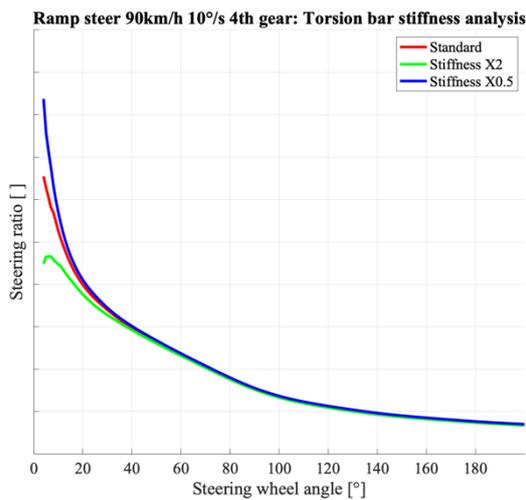


Figura 4.14: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante al variare della rigidezza della barra di torsione.

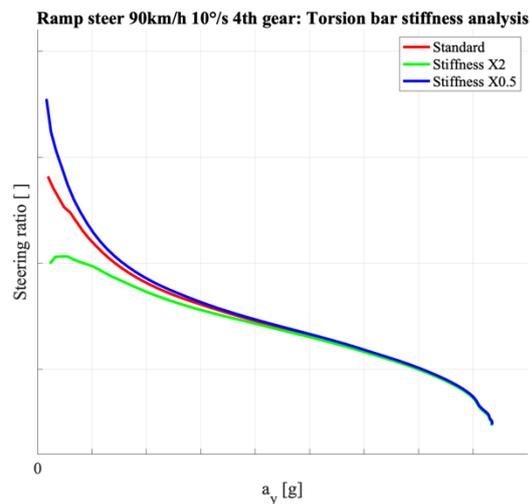


Figura 4.15: Rapporto di sterzo in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidezza della barra di torsione.

Per quanto riguarda il rapporto di sterzo è possibile vedere come a bassi valori di angolo volante la torsione della barra è dell'ordine dell'angolo volante, di conseguenza la sua influenza sul rapporto di sterzo è molto rilevante, man a mano che il volante viene sterzato maggiormente la torsione della barra inizia ad essere trascurabile nel bilancio complessivo e quindi il rapporto di sterzo tende a convergere. Il rapporto di sterzo non

varia quindi in modo notevole per alte accelerazioni laterali o alti angoli volante, mentre in caso di valori bassi mostra invece una diminuzione del rapporto di sterzo all'aumentare della rigidità della barra.

Al fine di verificare se il comportamento del veicolo più o meno sovrasterzante del veicolo venga influenzato dalla variazione di rigidità della barra di torsione viene riportato l'andamento dell'angolo volante δ in funzione dell'accelerazione laterale nella Figura 4.16.

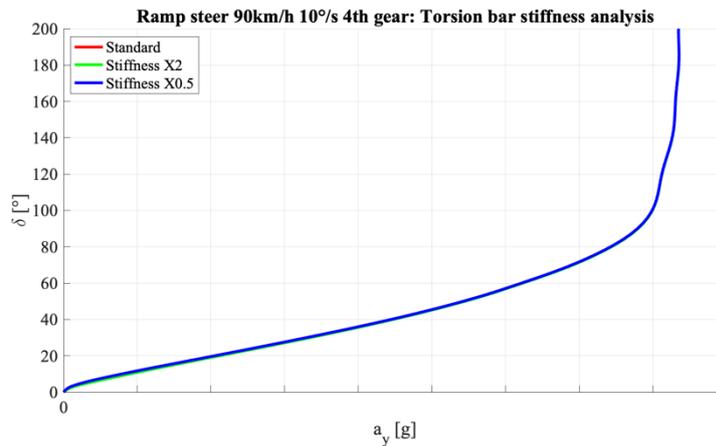


Figura 4.16: Angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità della barra di torsione.

È possibile notare come sia visibile un minimo scostamento delle curve per basse accelerazioni laterali dove il rapporto di sterzo ha la maggiore variazione, una barra di torsione più rigida va in questo caso ad influenzare il comportamento del veicolo rendendolo meno sottosterzante. La variazione risulta però essere di un ordine di grandezza corrispondente al grado di angolo volante a pari accelerazione laterale e quindi può essere trascurata.

Nella Figura 4.17 viene invece riportato l'andamento del gradiente di sottosterzo ottenuto diagrammando, in funzione dell'accelerazione laterale, la differenza tra angolo di sterzata medio alle ruote δ_w e angolo di sterzata cinematico alle ruote δ_0 calcolato come rapporto tra il passo del veicolo l e il raggio della curva R .

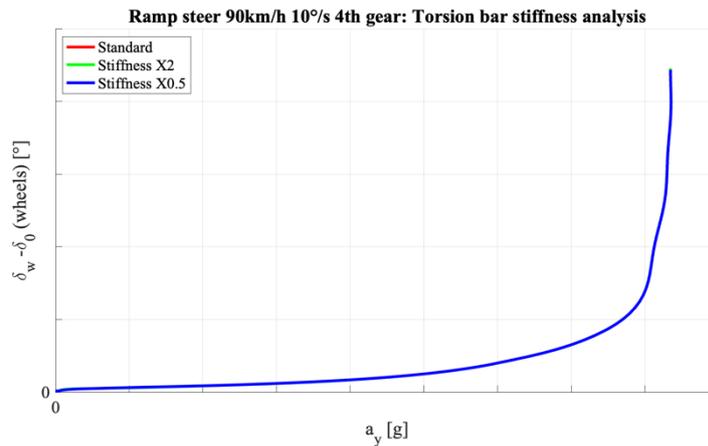


Figura 4.17: Andamento della differenza tra angolo di sterzata medio alle ruote δ_w e angolo di sterzata cinematico alle ruote δ_0 in funzione dell'accelerazione laterale al variare della rigidità della barra di torsione.

Si può notare come l'andamento della curva di sottosterzo a valle dello sterzo, ovvero a parità di condizioni sulla ruota, non presenti alcuna variazione nel comportamento dinamico al variare della rigidità della barra di torsione, infatti le curve risultano qui essere tutte sovrapposte.

4.3 Effetto della servoassistenza sulla dinamica del veicolo

Obiettivo di questa analisi è quello di andare ad indagare il comportamento del veicolo in presenza ed in assenza di servoassistenza nella stessa prova di ramp steer a 90km/h in 4^a marcia con rampa di 10°/s. Per avere una maggiore comprensione di ciò che avviene in caso di servoassistenza assente si divide questo caso in tre ulteriori variazioni: una barra di torsione senza finecorsa, una barra di torsione con un finecorsa posto a 6° di angolo di torsione e infine una barra di torsione completamente rigida.

Per disattivare la servoassistenza è sufficiente utilizzare la maschera relativa ai parametri del subsystem dello sterzo come già utilizzato in precedenza per attivare i vettori di forza relativi agli attriti. Per inserire i finecorsa sulla barra di torsione si va invece a modificare il property file relativo alle caratteristiche di rigidità della boccia relativa alla barra di torsione facendo in modo che la rigidità aumenti di due ordini di grandezza in corrispondenza dei 6° di angolo di torsione, in questo modo si ottiene la caratteristica di rigidità della boccia per quanto riguarda la rotazione attorno all'asse Z mostrata nella Figura 4.18.

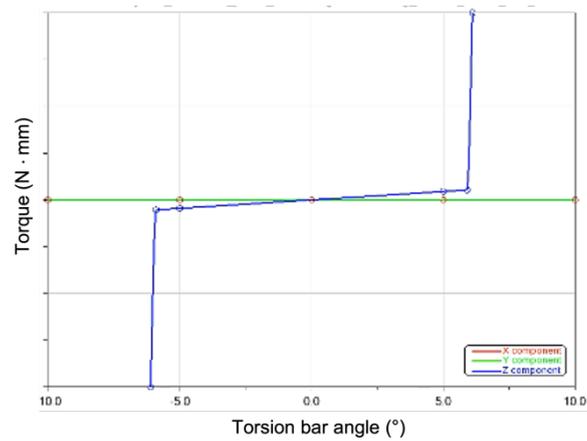


Figura 4.18: Caratteristica di rigidità alla rotazione attorno all'asse Z della boccola relativa alla barra di torsione inserendo i finecorsa a 6° di angolo di torsione.

Infine, per ottenere la barra di torsione rigida si opera nella modalità *template builder* di Adams/Car e si va ad inserire un vincolo di incastro sulla barra di torsione per impedire la rotazione relativa tra albero inferiore e pignone, in questo modo si ottiene una barra infinitamente rigida.

Innanzitutto si può notare che i quattro casi in esame differiscono per l'angolo di torsione della barra che nella Figura 4.19 viene riportato in funzione dell'accelerazione laterale. È possibile notare come per quanto riguarda l'assenza di servoassistenza nel caso di barra di torsione completamente rigida non si ha ovviamente un angolo di torsione di quest'ultima, mentre con una barra non rigida e senza finecorsa si raggiungono degli angoli di torsione che non sono realistici ma che danno un'idea del comportamento che questa avrebbe in questa particolare configurazione. In particolare, è interessante notare la discontinuità che viene introdotta dalla presenza dei finecorsa a 6° di angolo di torsione dove la barra inizia a comportarsi come rigida e si evidenziano in modo notevole le differenze rispetto al caso totalmente elastico senza finecorsa. Si può anche notare come il caso di servoassistenza attiva si configuri a metà tra il caso di barra rigida e il caso di barra non rigida con finecorsa: c'è un'effettiva torsione della barra che però non supera comunque i 6° di angolo di torsione nel campo operativo.

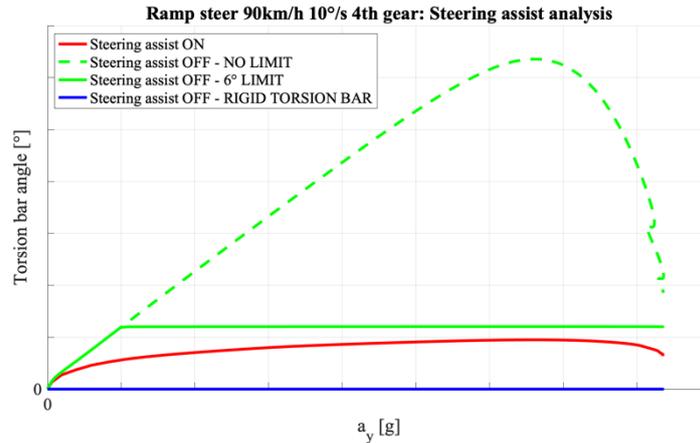


Figura 4.19: Angolo di torsione della barra in funzione dell'accelerazione laterale con e senza servoassistenza idraulica.

Per quanto riguarda l'accelerazione laterale in funzione del tempo è possibile osservare nella Figura 4.20 come il caso di barra rigida senza servoassistenza è quello che ha accelerazione laterale più alta a parità di tempo. Nel caso di barra non rigida si evidenzia nuovamente la discontinuità quando vengono raggiunti i fincorsa della barra di torsione, quindi dopo un primo scostamento nel tratto iniziale dovuto all'elasticità della barra la presenza dei fincorsa rende la barra rigida e quindi l'accelerazione laterale torna ad allinearsi verso valori più alti a parità di tempo.

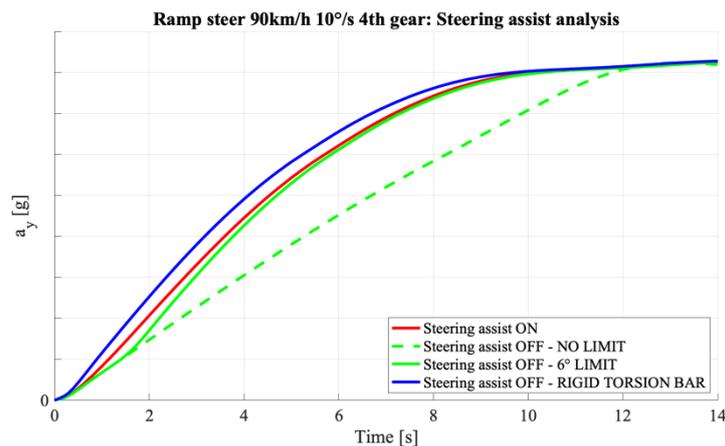


Figura 4.20: Accelerazione laterale in funzione del tempo con e senza servoassistenza idraulica.

Andando ora ad analizzare nella Figura 4.21 l'angolo medio di sterzo alle ruote dell'assale anteriore in funzione dell'angolo volante si evidenzia nuovamente come la barra rigida è quella che mostra i più alti valori di angolo di sterzo a parità di angolo volante, mentre la barra non rigida con i fincorsa mostra dei valori di angolo di sterzo più bassi, specialmente nel primo tratto dove la barra sta ancora lavorando in modo elastico. Anche in questo caso si può notare come la curva del caso di barra non rigida senza fincorsa si

discosta di molto dagli altri, mentre la curva in presenza di servoassistenza attiva si configura a metà tra il caso di barra rigida e quello di barra non rigida con finecorsa. È possibile ritrovare andamenti analoghi per quanto riguarda il rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante visibile nella Figura 4.22, essendo questo definito come rapporto tra l'angolo volante e l'angolo di sterzo medio alle ruote secondo la (2.36). Si noti come per bassi valori di angolo volante si ha la maggiore differenza tra i diversi casi, questo perché per bassi valori di angolo volante il contributo dell'angolo di torsione raggiunto dalla barra non rigida è particolarmente rilevante nel bilancio complessivo.

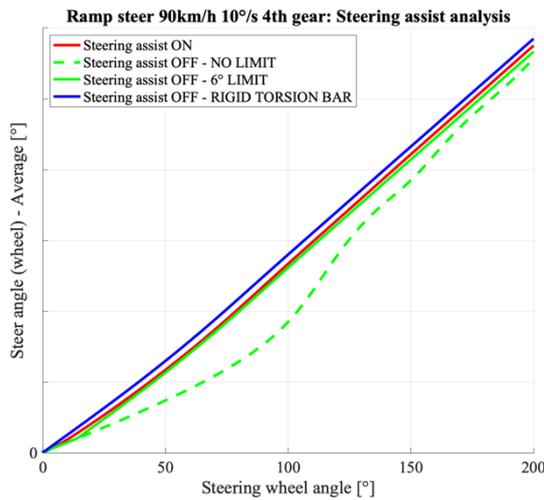


Figura 4.21: Angolo di sterzo medio alle ruote in funzione dell'angolo volante con e senza servoassistenza idraulica.

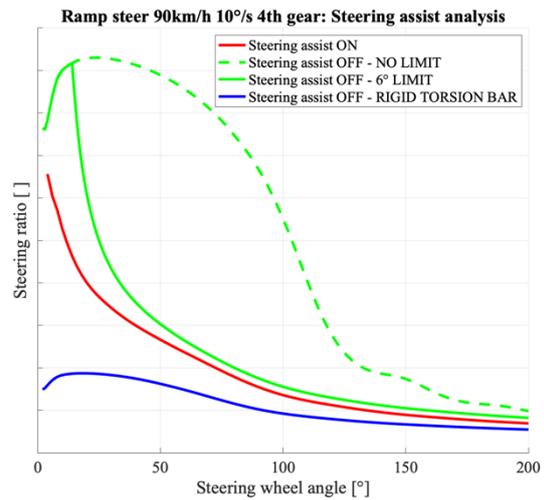


Figura 4.22: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante con e senza servoassistenza idraulica.

Per quanto riguarda gli andamenti della coppia al volante nella Figura 4.23 vengono riportati gli andamenti in funzione dell'accelerazione laterale e dell'angolo volante.

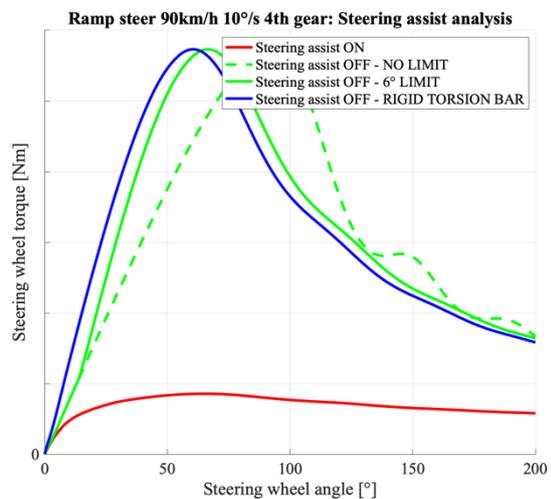
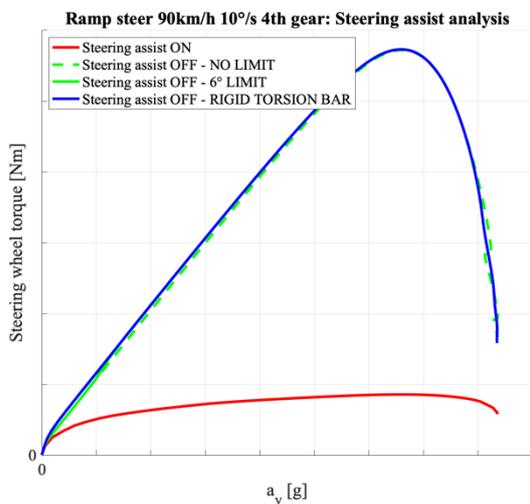


Figura 4.23: Andamento della coppia al volante in funzione dell'accelerazione laterale (a_y sinistra) e dell'angolo volante (a destra) con e senza servoassistenza idraulica.

La coppia al volante richiesta in assenza di servoassistenza risulta essere molto elevata in tutti i casi, la differenza tra il caso di finecorsa e quello di barra rigida è minima a parità di accelerazione laterale dove la coppia richiesta dalla barra rigida è leggermente superiore a quella elastica con finecorsa. Mentre, a parità di angolo volante, si vede che superato il finecorsa a 6° della barra la caratteristica è simile a quella di barra rigida ma risulta essere traslata rispetto all'angolo volante visto che l'accelerazione laterale raggiunta a pari angolo volante è differente nei due casi.

Viene infine riportata nella Figura 4.24 l'andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale per valutare quindi il comportamento in dinamica laterale del veicolo nei diversi casi analizzati. Come è possibile notare il caso senza servoassistenza con barra rigida, che corrisponde ad una modellazione di uno sterzo diretto senza servoassistenza, risulta essere quello meno sottosterzante tra i casi analizzati. Per quanto riguarda invece il caso di barra non rigida con finecorsa vediamo che l'andamento è quello di avere una caratteristica più sottosterzante specialmente a basse accelerazioni laterali dove l'elasticità della barra influisce ancora molto nel bilancio complessivo aumentando il rapporto di sterzo. Questo caso risulta essere particolarmente interessante dal punto di vista pratico in quanto simula un caso di avaria della servoassistenza idraulica, dove appunto non è presente forza di servoassistenza ma rimane la barra di torsione limitata alla sua corsa di $\pm 6^\circ$.

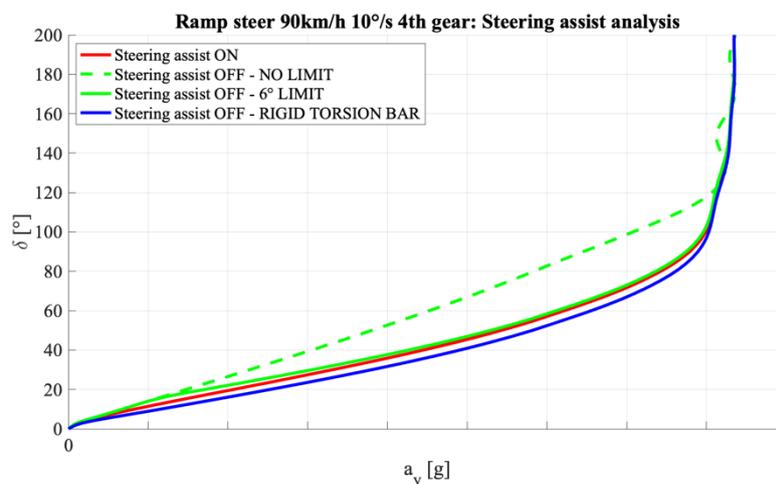


Figura 4.24: Angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale per valutare il comportamento in dinamica laterale del veicolo in presenza ed in assenza di servoassistenza idraulica.

Come è quindi possibile concludere dall'analisi appena svolta in caso di avaria della servoassistenza idraulica viene richiesta una coppia al volante molto più alta del caso

servoassistito ma che è paragonabile a quella richiesta da uno sterzo diretto con barra rigida, però il comportamento del veicolo risulta essere più sottosterzante soprattutto a basse accelerazioni laterali. Il caso senza finecorsa mostra quanto il veicolo diventerebbe molto più sottosterzante con una barra di torsione che ha angoli così elevati. Il caso con servoassistenza attiva invece si configura per quanto riguarda il comportamento in dinamica laterale del veicolo a metà tra i casi non servoassistiti di barra rigida e di barra elastica con finecorsa ma con una coppia richiesta al volante sensibilmente minore.

4.4 Analisi prove di rientro volante e confronto con i dati sperimentali

Vengono ora svolte alcune prove di rientro del volante per andare ad analizzare il comportamento di quest'ultimo e andare a confrontare i dati simulati ottenuti attraverso le prove di simulazione Adams/Car con quelli sperimentali forniti. Per studiare gli andamenti del rientro al volante Adams/Car mette a disposizione la simulazione di veicolo completo di *cornering with steer release* dove è possibile inserire in input la velocità del veicolo e alternativamente un'accelerazione laterale oppure il raggio di curvatura. Il software procede prima calcolando le condizioni stazionarie imposte dai parametri in ingresso alla simulazione e poi fa avvenire il rilascio del volante andando ad analizzare il transitorio che si viene a creare.

4.4.1 Confronto dati simulati con dati sperimentali nelle prove di rientro volante

I dati sperimentali forniti riportano un totale di tre diversi set di dati in quanto vengono riportati gli andamenti delle prove per sistemi di sterzo realizzati da tre fornitori diversi. Le prove sono state realizzate ad una velocità costante per un rilascio del volante a seguito sia di una curva a sinistra che una curva destra e vengono analizzati i valori di angolo volante e la velocità di rientro di quest'ultimo. Le rilevazioni sperimentali sono state eseguite alla velocità di 25km/h rilasciando il volante partendo da un angolo di valore fissato. Non essendo possibile inserire in Adams/Car come valore obiettivo iniziale della simulazione di *cornering with steer release* un angolo volante ma solo l'accelerazione laterale oppure il raggio di curvatura si rende necessario eseguire delle prove di ramp steer preventive per identificare uno di questi dati. Per questo ragione è stata prima

effettuata una prova di ramp steer alla velocità costante di 25km/h in 2^a marcia con una rampa di 5°/s e si è andato ad analizzare il grafico dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale. Da questo andamento è stato possibile associare ai valori di angolo volante ricercati per le prove di ritorno volante l'accelerazione laterale corrispondente in modo che si potesse successivamente inserire questo dato in sostituzione all'angolo volante ed effettuare le simulazioni di rientro volante di Adams/Car per comparare i risultati con i dati sperimentali.

Una volta eseguite le simulazioni è possibile andare a comparare i risultati di angolo volante in funzione del tempo nella Figura 4.25 e di velocità di rientro volante in funzione del tempo nella Figura 4.26 con i dati sperimentali sia per quanto riguarda un rilascio a seguito di una curva a sinistra che per una curva a destra.

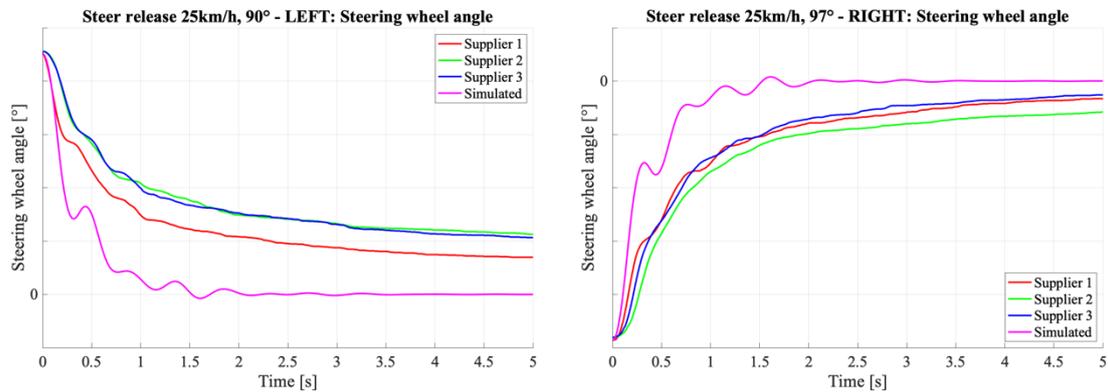


Figura 4.25: Confronto tra dati sperimentali e simulato dell'angolo volante in funzione del tempo nelle prove di rilascio volante per una curva a sinistra (a sinistra) e per una curva a destra (a destra).

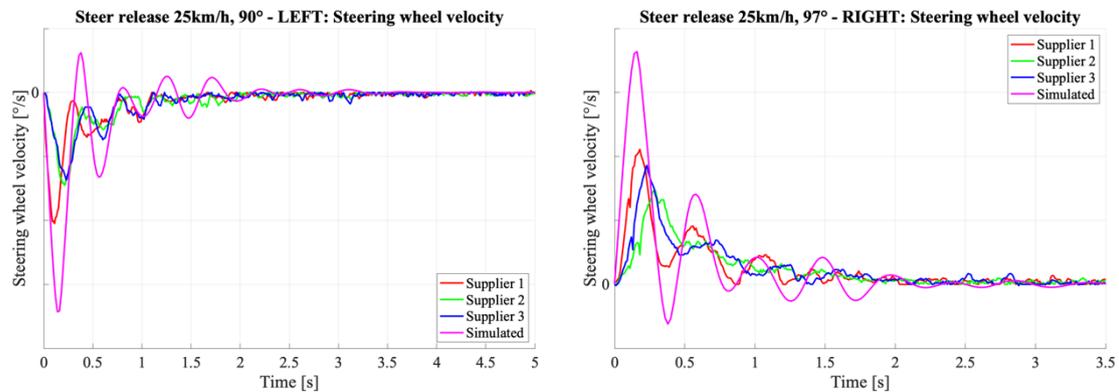


Figura 4.26: Confronto tra dati sperimentali e simulato della velocità di rientro del volante in funzione del tempo nelle prove di rilascio volante per una curva a sinistra (a sinistra) e per una curva a destra (a destra).

Per prima cosa si noti che a livello di convenzioni di segno è stato scelto come valori positivi di angolo volante quelli ottenuti per una curva a sinistra e che i valori simulati iniziali di quest'ultimo siano pari ai valori obiettivo definiti in precedenza, a conferma del fatto che con la prova di ramp steer si è identificato il valore corretto di accelerazione laterale da inserire come input nelle impostazioni delle simulazioni Adams/Car. È anche possibile notare come i dati sperimentali riportano un'asimmetria tra curva a sinistra e destra dove, nel primo caso, non si ha un rientro completo del volante poiché le azioni di riallineamento non sono sufficienti a vincere gli attriti mentre, nel secondo caso, l'angolo volante riesce a ritornare al valore nullo se viene considerato l'intero intervallo temporale fornito dei dati sperimentali di 15 secondi. Questa asimmetria dei dati sperimentali ed il non rientro completo del volante sono imputabili oltre che alla configurazione geometrica stessa, principalmente alla presenza dell'idroguida che introduce una forte asimmetria ed ha un contributo importante per quanto riguarda il non rientro del volante. Anche la presenza dei giunti cardanici sulla linea di sterzo reale può influire sull'asimmetria tra curva sinistra e destra in base alla loro configurazione di montaggio. Il modello Adams/Car al contrario non va a replicare questa asimmetria tra curva sinistra e destra, avendo ora implementati giunti omocineticici sulla colonna di sterzo, ma mantiene un comportamento simmetrico in tutte le prove.

Per quanto riguarda il confronto tra dati sperimentali e simulati invece è possibile vedere come il modello Adams/Car abbia un andamento decisamente poco smorzato rispetto alla controparte sperimentale. Si può notare questo comportamento dall'ampiezza delle oscillazioni nei grafici di velocità di rientro volante e dal fatto che il rientro in posizione neutra del volante avviene molto più rapidamente nelle simulazioni rispetto allo sperimentale. Si tenga in considerazione che gli attriti sulla linea di sterzo nel modello Adams/Car sono in queste prove tutti disattivati e quindi questo risulta essere la causa dell'effettivo poco smorzamento dei dati simulati essendo che lo smorzamento è in questo caso fornito esclusivamente dalle azioni meccaniche del sistema. Per avere una stima del fattore di smorzamento ζ e della pulsazione naturale ω_n delle oscillazioni relative alla velocità di rientro volante nelle prove simulate è possibile ricondurre il sistema in modo approssimato ad un sistema lineare ad un grado di libertà con smorzamento viscoso ed effettuare il calcolo del decremento logaritmico δ per ricavare questi parametri.

Prendendo in considerazione l'ampiezza dei primi due picchi dei dati simulati di velocità di rientro volante x_1 e x_2 è possibile andare a calcolare il decremento logaritmico come segue ed andare da questo a ricavare il fattore di smorzamento.

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \zeta \omega_n T_s = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad \rightarrow \quad \zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 - \delta^2}} \quad (4.1)$$

Ricavando successivamente dallo stesso grafico il periodo delle oscillazioni smorzate T_s è possibile andare a calcolare la pulsazione naturale del sistema ω_n come segue.

$$T_s = \frac{2\pi}{\omega_s} \quad \omega_s = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \quad \rightarrow \quad \omega_n = \frac{\omega_s}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (4.2)$$

Andando ora ad applicare quanto calcolato ai grafici precedenti è possibile ricavare l'andamento dell'esponenziale decrescente risultante dal sistema lineare ad un grado di libertà tramite il metodo di decremento logaritmico utilizzato precedentemente come:

$$f(t) = -Ae^{-\zeta\omega_n t} \quad (4.3)$$

l'andamento è definito a meno della costante A , è possibile tarare questo parametro in modo che abbia la maggiore confrontabilità con i dati simulati. Con questo approccio semplificato è quindi possibile osservare la validità dei parametri dello smorzamento ricavati precedentemente utilizzando il modello ad un grado di libertà lineare. Nella Figura 4.27 si può infatti osservare come questo approccio fornisca un risultato coerente della dinamica del sistema per questa prova.

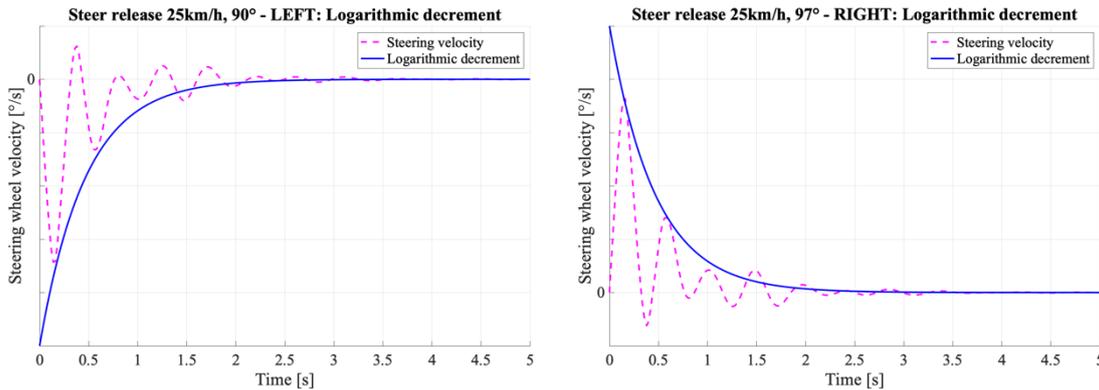


Figura 4.27: Verifica dell'approccio con modello semplificato ad un grado di libertà lineare per quanto riguarda lo smorzamento della velocità di rientro del volante in funzione del tempo nelle prove di rilascio volante per una curva a sinistra (a sinistra) e per una curva a destra (a destra).

4.4.2 Effetto dell'attivazione dei modelli di attrito sul rientro del volante

Analogamente a quanto fatto per le prove di sterzata dinamica della sospensione si vanno ora ad attivare gli attriti implementati nel modello per verificare gli effetti di questi sulle prove di rientro volante. Nelle stesse modalità precedenti vengono quindi attivati gli attriti sul subsystem di sterzo del modello Adams/Car uno alla volta per valutare l'effetto che il singolo modello di attrito apporta alla prova, dopodiché per svolgere un'analisi di sensitività a questi attriti vengono scelti come valori di forze, coppie e coefficienti gli stessi utilizzati per la prova di sterzata dinamica e un valore dimezzato di quest'ultimi per ogni modello di attrito utilizzato. Come per il caso precedente vengono quindi analizzati gli andamenti dell'angolo volante e della velocità di rientro volante in funzione del tempo e viene riportata anche una delle tre caratteristiche delle linee di sterzo sperimentali per avere sempre un riscontro di quanto sia l'attinenza del modello simulato con attriti attivi rispetto allo sperimentale.

Il primo modello di attrito preso in considerazione è quello di coppia costante applicata al primo elemento della colonna di sterzo, gli andamenti ottenuti dalle prove attivando questo attrito sono riassunti nella Figura 4.28.

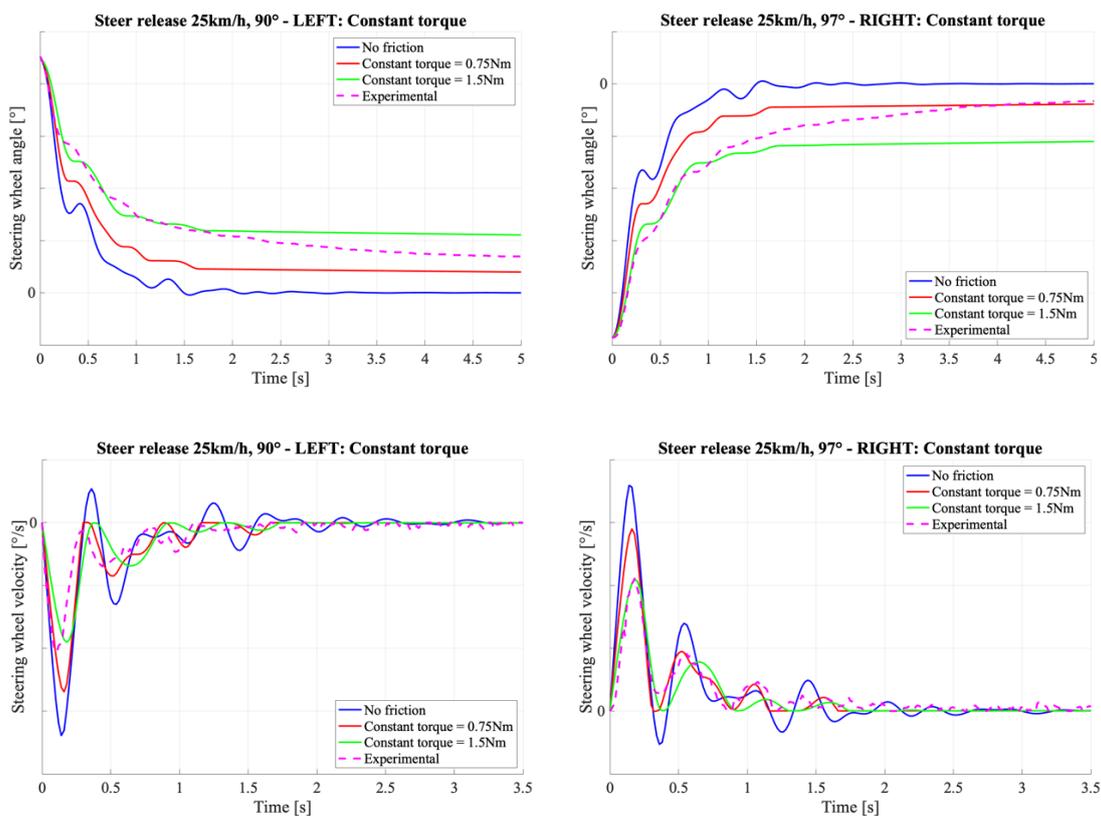


Figura 4.28: Andamento dell'angolo volante e della velocità di ritorno volante in funzione del tempo per una curva sinistra (grafici a sinistra) e per una curva destra (grafici a destra) in presenza del solo modello di attrito di coppia costante attivo.

Come è possibile notare attivando questo modello di attrito le azioni di riallineamento non sono sufficienti a vincere quelle di attrito e il volante non riesce a rientrare completamente in posizione centrata analogamente a quanto avviene per i dati sperimentali. Per quanto riguarda invece la velocità di rientro volante l'effetto è quello di diminuire l'ampiezza dei picchi e di ritardarli al crescere della coppia di attrito, aumentando quindi lo smorzamento aumenta il periodo delle oscillazioni smorzate. Andando ad ingrandire l'andamento della velocità di rientro volante in funzione del tempo come nella Figura 4.29 è inoltre possibile osservare un fenomeno di stick-slip dove la velocità va a zero e successivamente riprende con le oscillazioni.

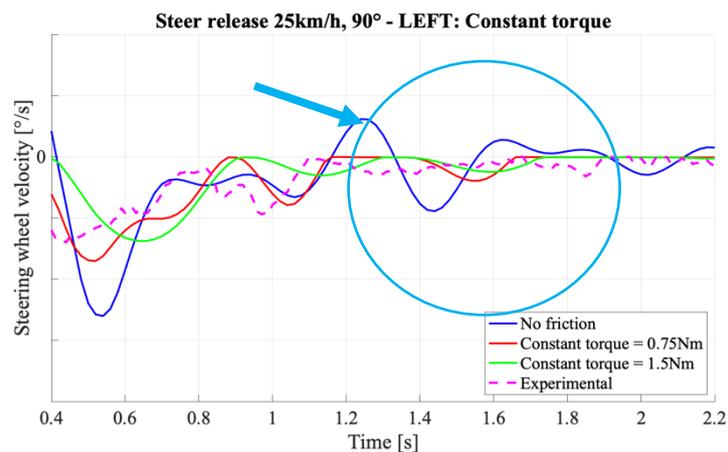


Figura 4.29: Ingrandimento dell'andamento della velocità di rientro volante in funzione del tempo per evidenziare il fenomeno di stick-slip in presenza di attrito a coppia costante.

Successivamente si prosegue attivando esclusivamente il modello di attrito a forza costante applicata sulla cremagliera, per tutti i modelli di attrito seguenti vengono solamente riportati gli andamenti di rientro al volante per una curva a sinistra in quanto l'andamento per una curva a destra risulta essere simmetrico in simulazione. Le caratteristiche riassunte nella Figura 4.30 mostrano come anche per questo attrito non si abbia un rientro completo del volante in posizione centrata né per una curva a sinistra né per una curva destra in modo simile a quanto avviene per i dati sperimentali, anche se questi ultimi mantengono l'asimmetria discussa precedentemente nelle due diverse direzioni di curva che il modello non va a replicare. Anche in questo caso la velocità di rientro volante risulta avere ampiezza delle oscillazioni che decrescono all'aumentare dello smorzamento.

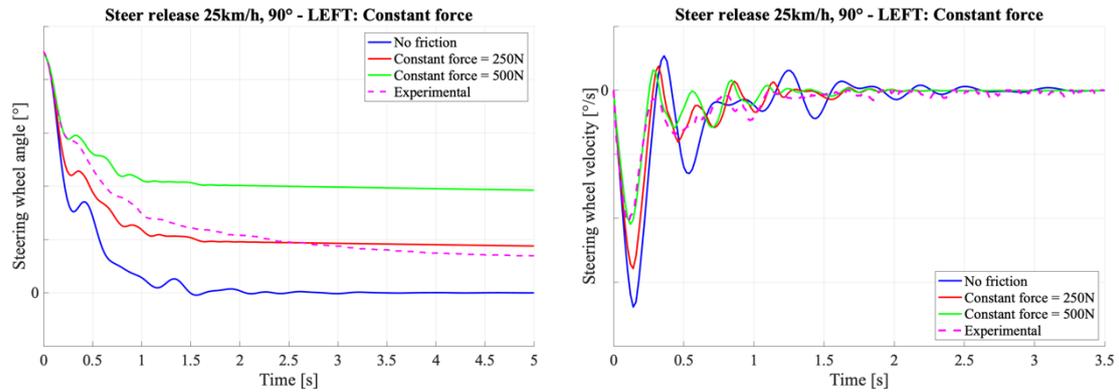


Figura 4.30: Andamento dell'angolo volante (grafico a sinistra) e della velocità di ritorno volante (grafico a destra) in funzione del tempo per una curva a sinistra in presenza del solo modello di attrito di forza costante attivo.

Proseguendo con l'attivazione del modello di attrito coulombiano di cui vengono mostrati gli andamenti nella Figura 4.31 e successivamente con quello di attrito viscoso nella Figura 4.32 è possibile notare come in entrambi i casi il volante ritorni in posizione centrata e le oscillazioni della velocità vengano modificate dalla presenza di attrito.

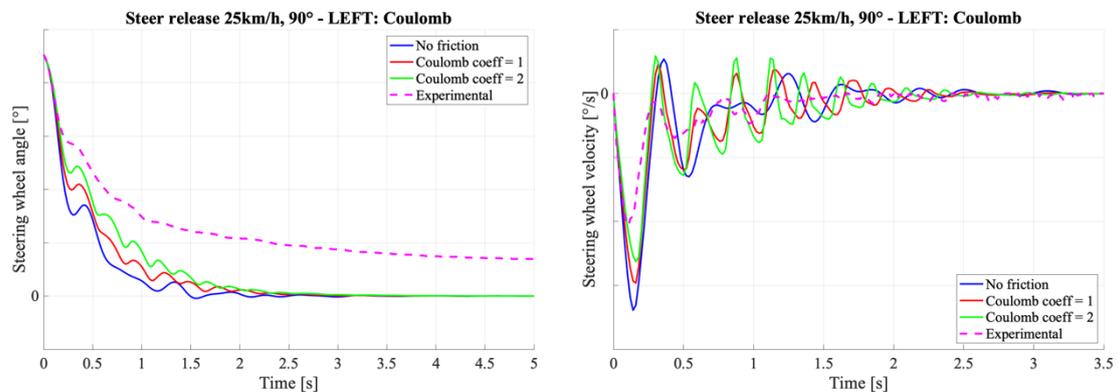


Figura 4.31: Andamento dell'angolo volante (grafico a sinistra) e della velocità di ritorno volante (grafico a destra) in funzione del tempo per una curva a sinistra in presenza del solo modello di attrito coulombiano attivo.

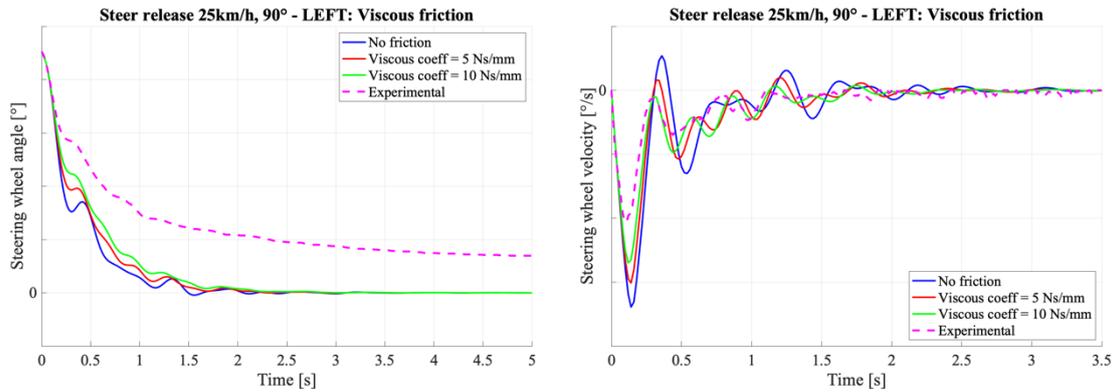


Figura 4.32: Andamento dell'angolo volante (grafico a sinistra) e della velocità di ritorno volante (grafico a destra) in funzione del tempo per una curva a sinistra in presenza del solo modello di attrito viscoso attivo.

Nella tabella 4.1 vengono riportati in modo sintetico i valori percentuali della riduzione di ampiezza del primo picco della velocità di ritorno volante rispetto al caso senza attrito per ciascuno dei modelli di attrito analizzati, in modo da poter effettuare un rapido confronto dell'effetto di smorzamento ottenuto da questi.

ATTRITO	Coppia di attrito costante		Forza di attrito costante	
	0.75 Nm	1.5 Nm	250N	500N
Riduzione primo picco velocità volante	21%	44%	18%	38%
ATTRITO	Attrito Coulombiano		Attrito viscoso	
	$\mu = 1$	$\mu = 2$	$c = 5 \text{ Ns/mm}$	$c = 10 \text{ Ns/mm}$
Riduzione primo picco velocità volante	13%	22%	11%	20%

Tabella 4.1: Valori percentuali di riduzione del primo picco della velocità di ritorno volante rispetto al caso senza attrito per i diversi modelli di attrito considerati.

4.4.3 Influenza della rigidità della barra di torsione sulle prove di rientro volante

Viene ora effettuata un'analisi di sensitività sulla rigidità della boccia della barra di torsione per valutare gli effetti che questa ha sull'andamento del ritorno volante. Per svolgere questa analisi è stata attivata la stessa combinazione di modelli di attrito viscoso,

a forza costante e a coppia costante utilizzata nella prova di sterzata dinamica per ottenere una prima taratura approssimativa del modello con i dati sperimentali. In particolare, sono stati attivati il modello di attrito a coppia costante con un valore di coppia pari a 1Nm, il modello di attrito a forza costante con un valore di forza di 150N e il modello di attrito viscoso utilizzando un coefficiente di attrito viscoso pari a 5Ns/mm. In questo modo, oltre a verificare l'analisi di sensitività al parametro di rigidità della barra di torsione, è anche possibile avere un'idea del confronto tra dati sperimentali e dati simulati di un modello Adams/Car con attriti attivi per le prove di rientro volante e inoltre avere un riscontro dell'efficacia dei parametri di attrito scelti per la prova di sterzata dinamica anche su questa prova. La rigidità della barra di torsione alla rotazione attorno all'asse Z viene raddoppiata e dimezzata dal valore ottenuto dopo la modifica descritta nella relativa analisi di sensitività agendo sulla boccia ad essa associata tramite gli scale factor, i risultati ottenuti per l'angolo volante e la velocità di ritorno volante vengono riportati in funzione del tempo nella Figura 4.33

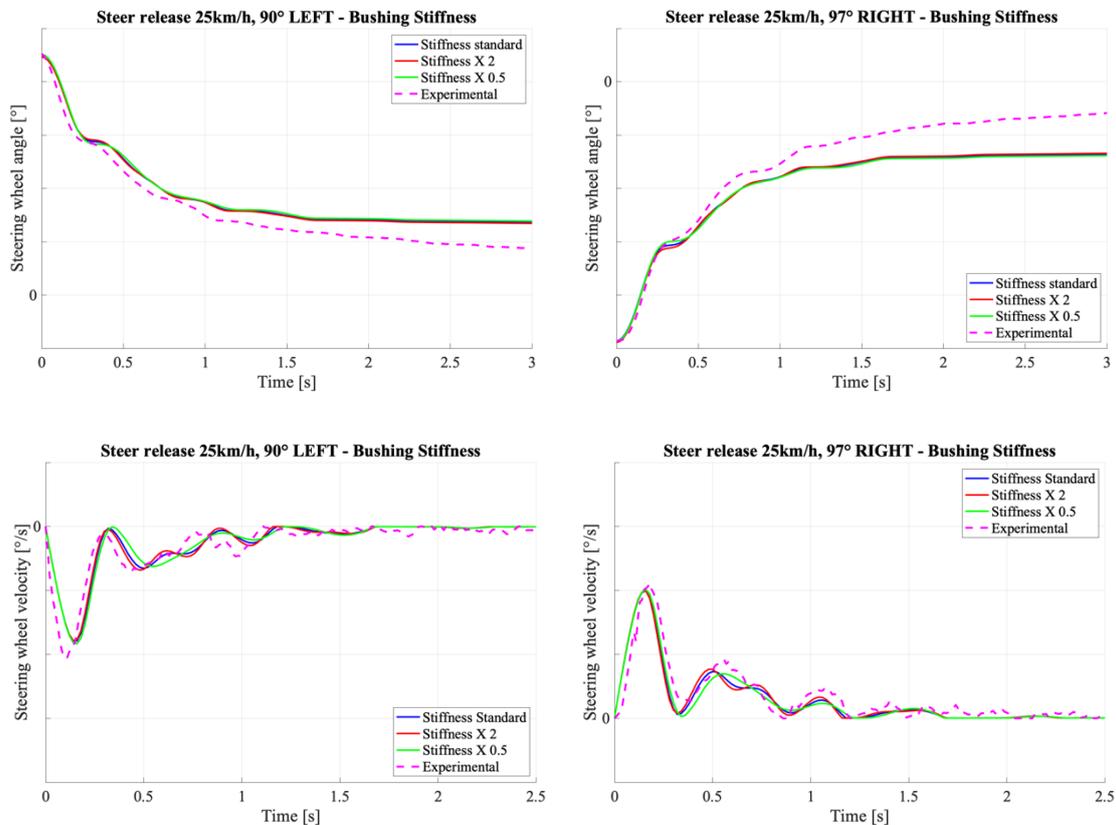


Figura 4.33: Andamento dell'angolo volante e della velocità di ritorno volante in funzione del tempo per una curva sinistra (grafici a sinistra) e per una curva destra (grafici a destra) al variare della rigidità della barra di torsione.

Come si può notare dai seguenti grafici riducendo la rigidità del sistema se ne riduce la frequenza propria e se ne aumenta il fattore di smorzamento analogamente a quello che avviene in un sistema lineare ad un grado di libertà al variare della rigidità.

4.5 Confronto tra angolo di sterzo cinematico calcolato e simulato

Viene ora svolta un'analisi il cui scopo è quello di ottenere una stima dell'errore che viene commesso nel calcolare l'angolo di sterzo cinematico al volante partendo da quello alle ruote δ_0 calcolato come rapporto tra il passo del veicolo l e il raggio della curva R , secondo la definizione del modello a bicicletta, e moltiplicando quest'ultimo per il rapporto di sterzo in modo da risalire all'angolo di sterzo cinematico al volante $\delta_{0VOLANTE}$. Il calcolo dell'angolo di sterzo cinematico è utile per diagrammare le curve relative al gradiente di sottosterzo. Con questo procedimento è quindi possibile indagare l'errore che si commette nel far riferimento ad un modello a bicicletta e ad utilizzare il rapporto di sterzo per il calcolo dell'angolo cinematico al volante, ad esempio, in una prova di ramp steer.

Il parametro la cui stima dell'errore si vuole verificare è quindi quello di angolo di sterzo cinematico al volante $\delta_{0VOLANTE}$ calcolato partendo dall'angolo di sterzo cinematico alle ruote δ_0 definito secondo il modello a bicicletta.

$$\delta_0 = \frac{l}{R} \quad (4.4)$$

$$\delta_{0VOLANTE} = \delta_0 \cdot RS \quad (4.5)$$

Il calcolo viene svolto per una prova di ramp steer a 90km/h in 4^a marcia con una rampa di 10°/s dove vengono valutati 8 valori diversi di raggio di curvatura R come visibile nella Figura 4.34. Noto il passo del veicolo l è possibile andare a calcolarsi attraverso la (4.4) gli 8 valori di δ_0 corrispondenti per i valori di raggio di curvatura selezionati.

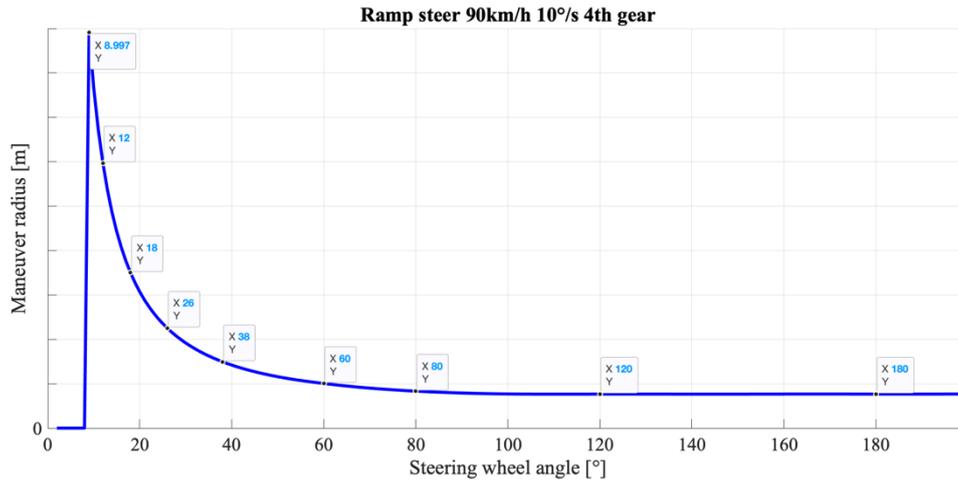


Figura 4.34: Andamento del raggio di curvatura in funzione dell'angolo volante nella prova di ramp steer utilizzata per valutare l'angolo di sterzo cinematico alle ruote.

Una volta ottenuti i valori di δ_0 è possibile moltiplicando per il rapporto di sterzo ricondursi all'angolo di sterzo cinematico al volante desiderato. Per quanto riguarda il rapporto di sterzo essendo che lo scopo è quello di andare a ricavare un angolo di sterzo cinematico si utilizzano i valori ricavati dalla prova di sterzata cinematica della sospensione anteriore. Noto quindi l'andamento del rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante, riportato nella Figura 4.35, è possibile ricavare i valori del rapporto di sterzo in corrispondenza degli 8 valori di angoli volante rilevati dalla prova di ramp steer utilizzati per il raggio di curvatura.

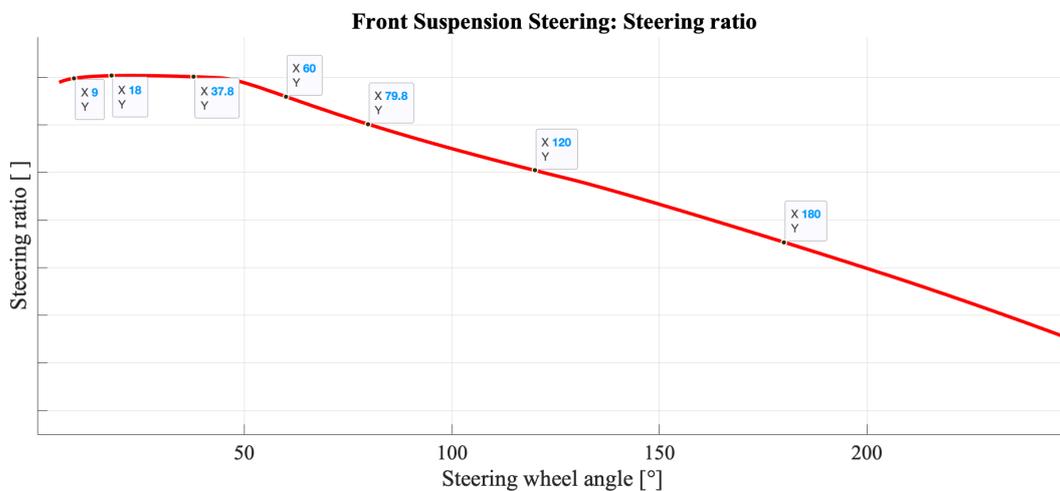


Figura 4.35: Andamento del rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante nella prova di sterzata cinematica della sospensione utilizzato per valutare l'angolo di sterzo cinematico al volante.

Noti quindi il passo del veicolo, i valori di raggio di curvatura selezionati dal ramp steer e i rapporti di sterzo della prova di sterzata della sospensione a questi associati è

possibile procedere al calcolo dell'angolo di sterzo cinematico alle ruote e al volante. I risultati così ottenuti vengono riportati nella Tabella 4.2.

Angolo volante [°]	Angolo sterzo cinematico calcolato alle ruote $d_0=l/R$ [°]	Angolo sterzo cinematico riportato al volante $d_{0_volante}=l/R*RS$ [°]
9	0,2	3,9
12	0,3	5,8
18	0,6	9,9
26	0,9	15,4
38	1,3	23,1
60	2,0	34,3
80	2,4	41,7
120	2,6	44,8
180	2,6	44,6

Tabella 4.2: Risultati ottenuti dal calcolo del valore di angolo di sterzo cinematico al volante.

Una volta noto il valore di angolo di sterzo cinematico al volante calcolato attraverso questa procedura, si utilizza una simulazione di veicolo completo di Adams/Car di *cornering with constant radius* che ha l'obiettivo di far percorrere al veicolo una curva con raggio costante fornito come input. Essendo lo scopo di questa simulazione quello di andare ad ottenere un angolo di sterzo cinematico al volante direttamente dalla simulazione che sia poi possibile andare a confrontare con quello calcolato precedentemente, la prova viene eseguita alla bassa velocità iniziale di 15km/h e viene ripetuta 8 volte utilizzando in input i raggi di curvatura considerati nel ramp steer precedente per poi potere andare ad effettuare il confronto.

Vengono ora riportati nella Figura 4.36 i risultati più significativi delle grandezze principali della simulazione di curva con raggio costante pari a 77m che rappresentano una delle prove con accelerazione laterale più elevata e quindi quella potenzialmente più in contrasto con l'ipotesi di effettuare una prova quasi cinematica.

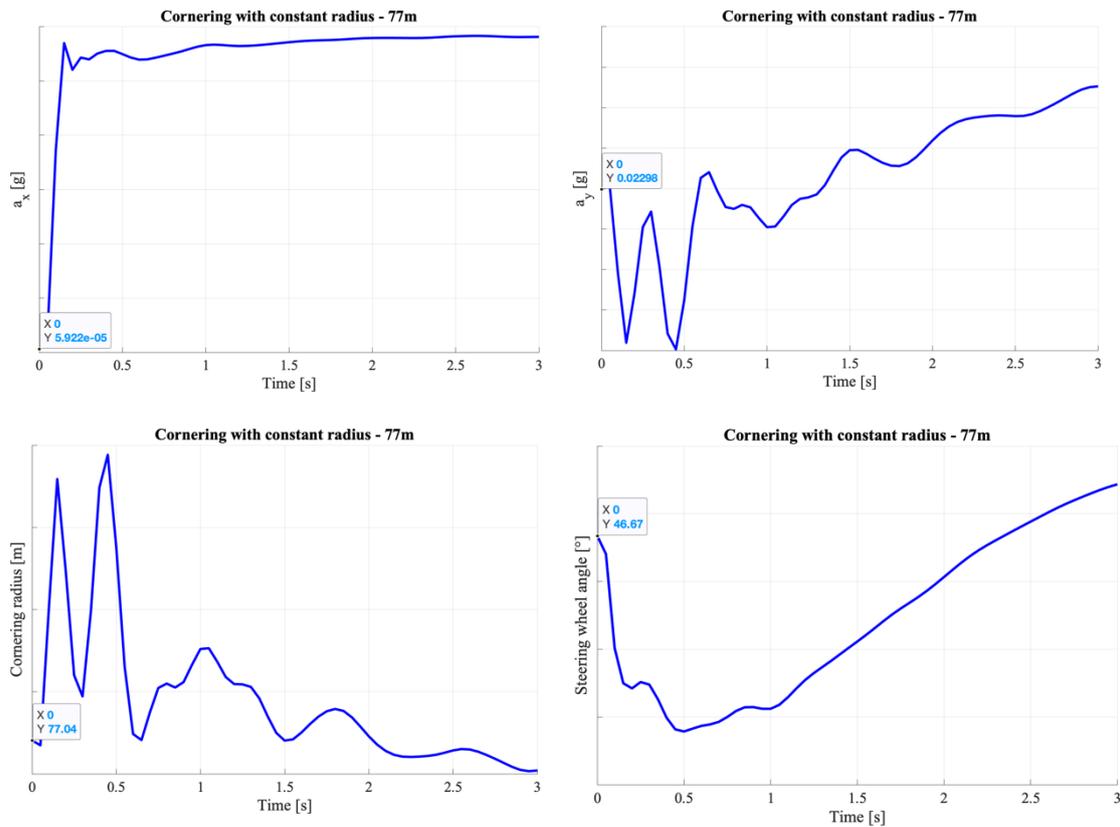


Figura 4.36: Accelerazione longitudinale, accelerazione laterale, raggio di curvatura e angolo volante in funzione del tempo per la prova di constant radius cornering eseguita per un raggio di curvatura di 77 metri.

Di questi grafici è importante considerare il valore dell'intersezione delle curve con le ordinate, ovvero i valori delle grandezze al tempo zero risultanti dall'analisi statica che Adams/Car esegue prima di avanzare con la simulazione. Si può notare che i valori che l'accelerazione laterale e longitudinale ottengono al tempo zero sono molto piccoli, in particolare l'accelerazione laterale così bassa ci garantisce di essere in condizioni di sterzata quasi cinematica. Si può inoltre notare che al tempo zero il raggio di curvatura ha piena corrispondenza con quanto impostato come obiettivo della simulazione. Si può quindi affermare che il valore di angolo volante ottenuto al tempo zero di queste prove può essere usato come angolo di sterzata cinematica al volante da andare a confrontare con quello calcolato precedentemente. Andando quindi a considerare i risultati di angolo di sterzo cinematico al volante ottenuti per le 8 prove di *cornering with constant radius* eseguite con gli 8 diversi valori di raggio di curvatura e andando a confrontare questi con i risultati calcolati precedentemente si ottengono i valori riassunti nella Tabella 4.3, dove è anche presente il calcolo dell'errore percentuale commesso utilizzando il procedimento di calcolo che sfrutta le relazioni del modello a bicicletta.

Angolo sterzo cinematico riportato al volante $d_{0_volante} = l/R * RS$ [°]	Angolo volante simulato in Adams/Car d_{0_Adams} [°]	ERRORE PERCENTUALE tra calcolato e simulato
3,9	4,1	5,0%
5,8	6,1	4,1%
9,9	10,3	3,8%
15,4	16,1	4,2%
23,1	24,2	4,4%
34,3	35,7	3,9%
41,7	43,4	4,0%
44,8	46,7	4,1%
44,6	46,7	4,5%

Tabella 4.3: Confronto dei risultati ottenuti dalle due diverse procedure di calcolo e di simulazione sull'angolo di sterzo al volante cinematico.

Come è quindi possibile osservare nella Figura 4.37 l'utilizzo del procedimento di calcolo che si rifà al modello di bicicletta ha un errore massimo del 5% rispetto a quanto simulato nelle prove di Adams/Car.

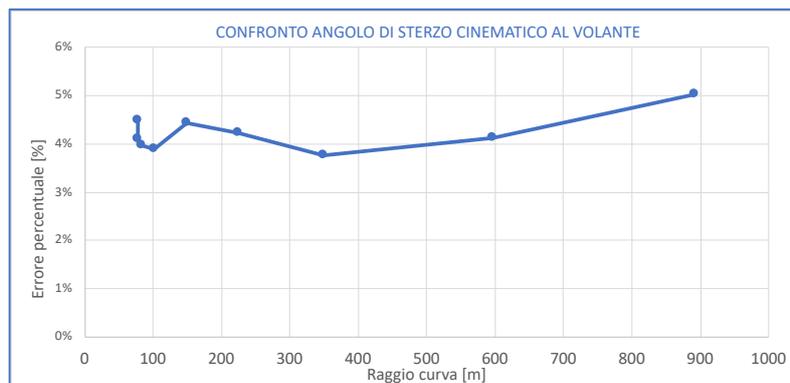


Figura 4.37: Errore percentuale tra le due diverse metodologie usate per ottenere l'angolo di sterzo cinematico in funzione del raggio di curvatura.

Nella Figura 4.38 viene infine riportato l'andamento degli angoli di sterzo cinematici al volante ottenuto dalle due diverse procedure in funzione del raggio di curva dove è ulteriormente possibile vedere lo scostamento risultante da questa analisi. In conclusione, è possibile affermare che la procedura di calcolo per l'angolo di sterzo cinematico al volante che utilizza le relazioni del modello a bicicletta può essere applicata con buona approssimazione anche a modelli di veicolo più complessi.

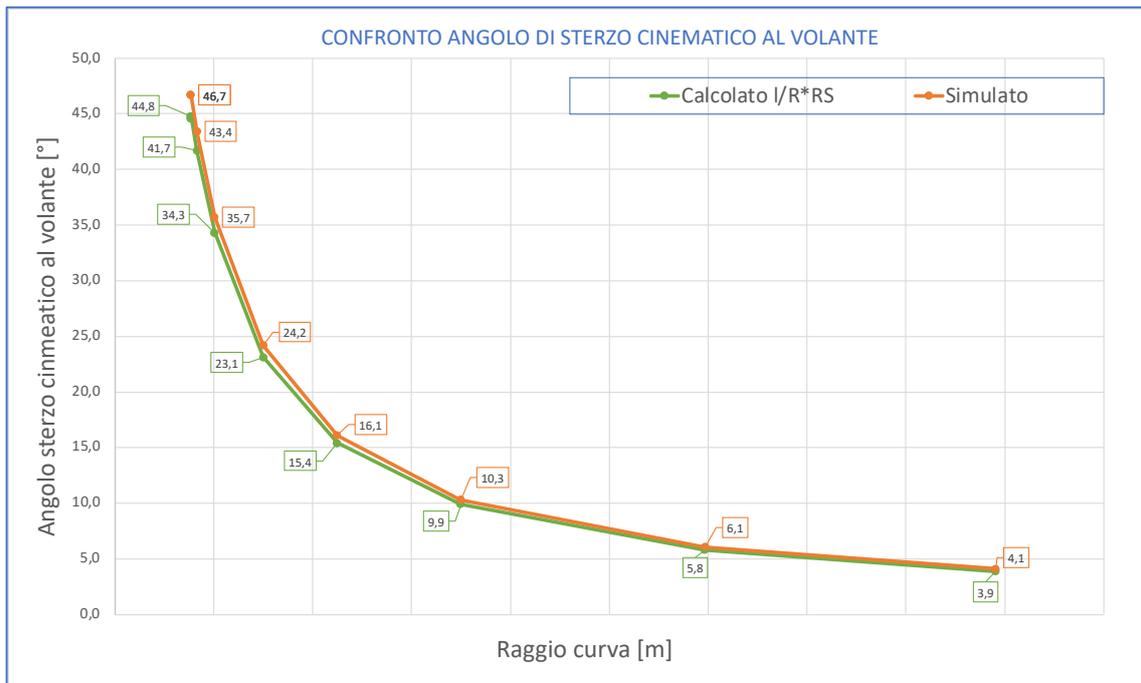


Figura 4.38: Angolo di sterzo cinematico al volante in funzione del raggio di curvatura ottenuto attraverso le procedure di calcolo utilizzando il modello a bicicletta e la simulazione di constant radius cornering di Adams/Car.

4.5.1 Variazione del rapporto di sterzo al variare della velocità

Si effettua ora una breve analisi il cui obiettivo è quello di evidenziare l'influenza della velocità del veicolo sul rapporto di sterzo e si confrontano ulteriormente i risultati con il valore del rapporto di sterzo calcolato invece in una prova di sospensione di sterzata cinematica. Per eseguire questa analisi sono state effettuate tre diverse prove di ramp steer con rampa di $10^\circ/\text{s}$ rispettivamente alla velocità di 30km/h, 60km/h e 90km/h, dopodiché è stato calcolato il rapporto di sterzo attraverso la (2.36). Nella Figura 4.39 viene riportato l'andamento del rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante per le diverse prove considerate.

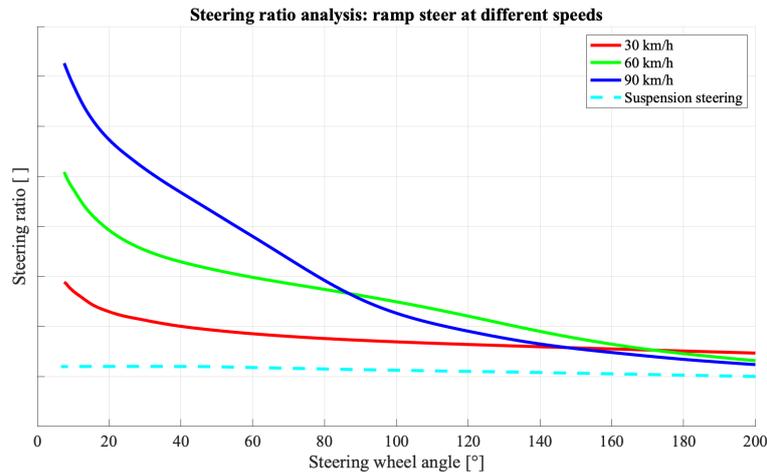


Figura 4.39: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante per tre diverse prove di ramp steer a velocità differenti e per la prova di sospensione di sterzata cinematica.

Come è possibile notare la variazione del rapporto di sterzo è piuttosto elevata in particolare per piccoli valori di angolo volante: si può notare come a velocità maggiori il rapporto di sterzo è più alto a parità di angolo volante a causa dell'effetto elastocinematico della sospensione anteriore. Per bassi angoli volante, inoltre, il rapporto di sterzo calcolato è più sensibile alle variazioni dell'angolo di sterzo medio alle ruote, man a mano che i valori dell'angolo volante crescono le variazioni hanno meno rilevanza sul bilancio complessivo e le curve tendono quindi a convergere. Viene infine riportato nella Figura 4.40 l'andamento dell'accelerazione laterale in funzione dell'angolo volante nelle diverse prove di ramp steer per evidenziare le differenze che sono quindi presenti a livello di forze laterali scambiate dagli pneumatici a parità di angolo volante che vanno ad influire sull'elastocinematica della sospensione. Si osservi come, essendo per la sospensione anteriore l'effetto della cedevolezza laterale tale da portare ad un aumento del rapporto di sterzo e conseguentemente ad un maggiore sottosterzo, è possibile notare che nel bilancio complessivo l'effetto prevalente è quindi quello di cedevolezza a carico laterale rispetto a quello cinematico dovuto allo scuotimento asimmetrico che porterebbe ad avere un comportamento invece opposto.

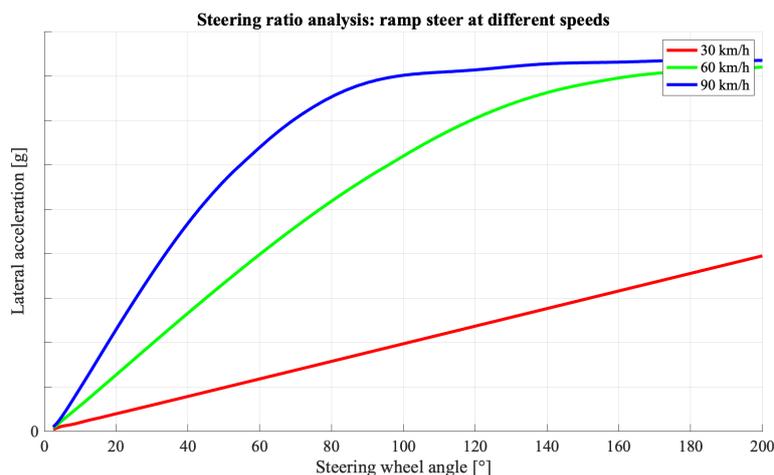


Figura 4.40: Accelerazione laterale in funzione dell'angolo volante per tre diverse prove di ramp steer eseguite a velocità differenti.

4.6 Calcolo della rigidità di sterzo

Viene ora descritta una metodologia di calcolo per la rigidità del sistema di sterzo attraverso l'utilizzo dei risultati delle prove di compliance della sospensione. Il calcolo della rigidità di sterzo deve tenere conto sia della deformazione della linea di sterzo che di quella della sospensione. In una caratteristica sperimentale si considera generalmente un comportamento complessivo delle due componenti che è successivamente necessario andare a separare.

Si considera ora un modello di sistema sterzo-sospensione semplificato, riportato nella Figura 4.41, composto da due molle in parallelo che rappresentano rispettivamente le rigidità equivalenti del braccio sinistro e destro della sospensione anteriore seguite da una molla in serie che caratterizza la rigidità della colonna di sterzo. Nel collegamento tra le due è presente il rapporto di sterzo indicato in questo caso con τ ($\tau > 1$).

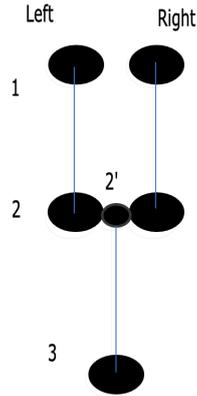


Figura 4.41: Schema del modello equivalente sterzo-sospensione usato per il calcolo della rigidezza.

Se supponiamo di applicare a volante bloccato una coppia alle due ruote si può scrivere la deformabilità dei bracci della sospensione dalla cremagliera alle ruote considerando l'applicazione della coppia M_z e le relative rotazioni ottenute θ_1 e θ_2 .

$$\delta_{SOSP} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{M_z} \quad (4.6)$$

La deformabilità della colonna di sterzo vale invece:

$$\delta_{ST} = \frac{\theta_{2'} - \theta_3}{M_{ST}} \quad (4.7)$$

dove M_{ST} rappresenta il momento che agisce sulla colonna di sterzo, $\theta_{2'}$ l'angolo di rotazione del pignone e θ_3 l'angolo di rotazione del volante. Considerando il rapporto di sterzo τ che collega i due sistemi si possono scrivere le relazioni seguenti.

$$\theta_{2'} = \tau \cdot \theta_2 \quad (4.8)$$

$$M_{ST} = \frac{M_z}{\tau} \quad (4.9)$$

Essendo il volante bloccato si può andare a porre $\theta_3 = 0$ e andando a sostituire nella (4.7) la (4.8) e la (4.9) si ottiene come risultato:

$$\delta_{ST} = \tau^2 \cdot \frac{\theta_2}{M_z} = \tau^2 \cdot (\delta_{ST})_{SOSP} \quad \rightarrow \quad (\delta_{ST})_{SOSP} = \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} \quad (4.10)$$

dove $(\delta_{ST})_{SOSP}$ è la deformabilità dello sterzo riportata alla sospensione.

Si suppone ora di effettuare due prove entrambe con volante bloccato: nella prima prova si applica su entrambe le ruote dell'assale una coppia di pari entità mentre nella seconda prova si applica una coppia solamente ad una ruota mentre l'altra viene lasciata libera.

È possibile scrivere la rigidità equivalente del sistema complessivo sterzo-sospensione K_{TOT1} come la somma del reciproco della rigidità della colonna di sterzo riportata alla sospensione e della rigidità complessiva della sospensione che sono poste in serie tra loro. La rigidità della sospensione sarà a sua volta considerata come la somma delle rigidità complessive del braccio sinistro e destro poste in parallelo che vengono in questo caso considerate identiche.

$$\frac{1}{K_{TOT1}} = \frac{1}{2K_{SOSP}} + \frac{1}{(K_{ST})_{SOSP}} \quad (4.11)$$

Esprimendo l'equazione precedente in termini di deformabilità del sistema ed indicando con δ_{TOT1} la deformabilità totale del sistema sterzo-sospensione della prima prova si ottiene la seguente relazione.

$$\delta_{TOT1} = \frac{\delta_{SOSP}}{2} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} \quad (4.12)$$

Analogamente per la seconda prova si ricava la seguente equazione e si indica con δ_{TOT2} la deformabilità totale del sistema sterzo-sospensione per questa prova:

$$\delta_{TOT2} = \delta_{SOSP} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} \quad (4.13)$$

essendo nella prima prova le coppie rispettivamente applicate alle due ruote identiche si può scrivere quanto segue.

$$\theta_{LEFT} = \theta_{RIGHT} = \theta_{tot} \quad (4.14)$$

Considerando quindi che a fronte dell'applicazione di due coppie uguali M_z si ottiene una deformazione del sistema pari a θ_{tot} che è equivalente a θ_{LEFT} si può scrivere:

$$2 \cdot M_z = K_{TOT1} \cdot \theta_{LEFT} \quad (4.15)$$

riscrivendo l'equazione (4.15) in termini di deformabilità si ottiene:

$$\delta_{TOT1} = \frac{\theta_{LEFT}}{2M_z} = \frac{\delta_{MIS1}}{2} \quad (4.16)$$

dove con δ_{MIS1} indichiamo il valore di deformabilità ottenuto, attraverso le prove di simulazione, dalla applicazione di un momento M_z su entrambe le ruote che è possibile ricavare dalla curva simulata della variazione di convergenza in funzione del momento applicato.

In modo analogo è possibile riscrivere le equazioni anche per la seconda prova:

$$\delta_{TOT2} = \frac{\theta_{LEFT}}{M_z} = \delta_{MIS2} \quad (4.17)$$

dove con δ_{MIS2} indichiamo il valore di deformabilità che si ricava dalla curva ottenuta dalle prove di simulazione della variazione di convergenza in funzione del momento applicato quando tale momento viene esercitato su una sola ruota. In definitiva è possibile risolvere il calcolo della deformabilità del sistema sterzo-sospensione scrivendo il seguente sistema di due equazioni nelle due incognite δ_{ST} e δ_{SOSP} .

$$\begin{cases} \frac{\delta_{SOSP}}{2} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} = \delta_{MIS1} \\ \delta_{SOSP} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} = \delta_{MIS2} \end{cases} \quad (4.18)$$

Procedendo ora nel calcolo effettivo della rigidezza del sistema per il modello Adams/Car in studio si effettua una prima prova di momento di allineamento applicando la coppia ad entrambe le ruote e una seconda prova sempre di momento di allineamento ma applicando questa volta la coppia solamente alla ruota sinistra. Si ottengono in questo modo un grafico di variazione della convergenza in funzione della coppia applicata per ciascuna prova, riportati rispettivamente nella Figura 4.42 e nella Figura 4.43.

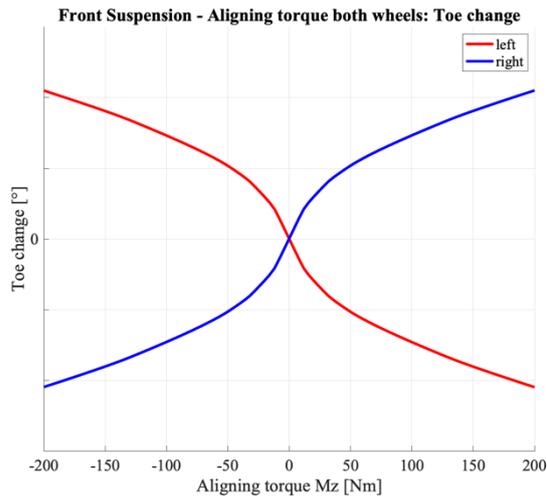


Figura 4.42: Variazione di convergenza sinistra e destra in funzione della coppia applicata nella prima prova.

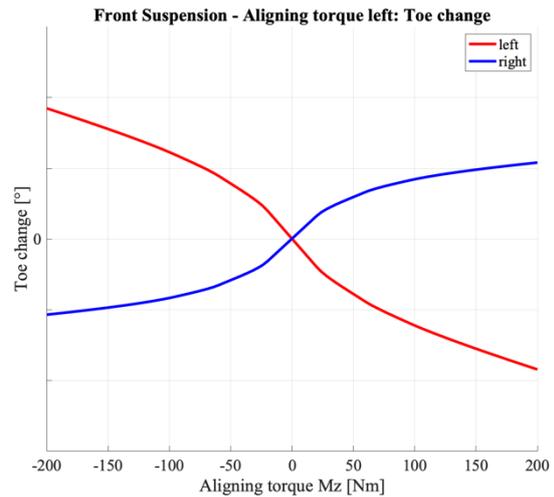


Figura 4.43: Variazione di convergenza sinistra e destra in funzione della coppia applicata nella seconda prova.

È ora possibile trovare la funzione di deformabilità al variare del carico applicato calcolando numericamente la derivata, rispetto al momento applicato, dell'angolo di convergenza medio delle due ruote in funzione della coppia applicata per la prima prova e dell'angolo di convergenza della ruota sinistra in funzione della coppia applicata alla ruota sinistra per la seconda prova. Procedendo in questo modo si ottengono i risultati di deformabilità in funzione del carico applicato per la prima prova nella Figura 4.44 e per la seconda prova nella Figura 4.45.

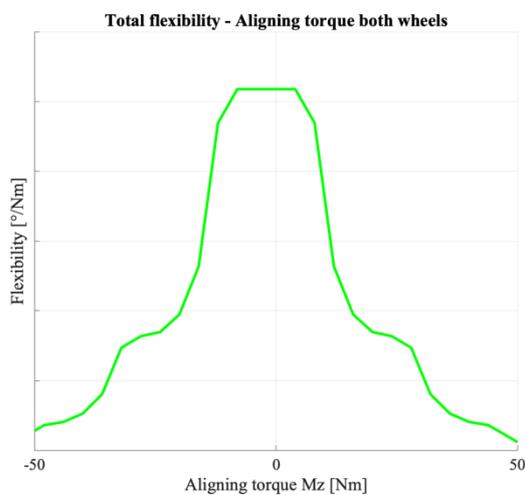


Figura 4.44: Deformabilità del sistema sterzo-sospensione nella prima prova in funzione della coppia applicata.

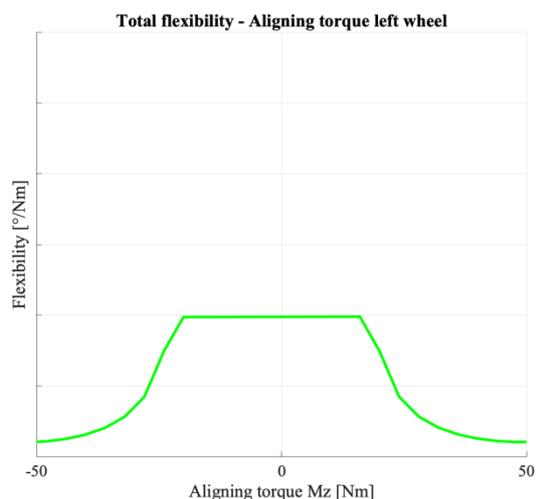


Figura 4.45: Deformabilità del sistema sterzo-sospensione nella seconda prova in funzione della coppia applicata.

È possibile notare come per bassi valori di momento applicato si abbia un valore circa costante: questo valore corrisponde rispettivamente al parametro δ_{MIS1} per il grafico a

sinistra e al parametro δ_{MIS2} per il grafico a destra necessari per risolvere il sistema di equazioni. Ottenuti questi parametri è ora possibile risolvere il sistema di due equazioni nelle due incognite δ_{SOSP} e δ_{ST} si ottiene:

$$\begin{cases} \frac{\delta_{SOSP}}{2} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} = \delta_{MIS1} \\ \delta_{SOSP} + \frac{\delta_{ST}}{\tau^2} = \delta_{MIS2} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} \delta_{SOSP} = 2\delta_{MIS2} - \delta_{MIS1} & \left[\frac{\circ}{Nm} \right] \\ \delta_{ST} = (\delta_{MIS1} - \delta_{MIS2})\tau^2 & \left[\frac{\circ}{Nm} \right] \end{cases} \quad (4.19)$$

È stato quindi possibile con questo approccio ottenere i valori numerici di deformabilità rispettivamente della sospensione δ_{ST} e dello sterzo δ_{SOSP} calcolato a monte del pignone riuscendo quindi a separare i relativi contributi di ciascuno all'interno del sistema totale. Se ne conclude che nel caso in analisi di prove di momento applicato e per bassi momenti applicati il contributo di deformabilità dato dalla sospensione risulta essere trascurabile rispetto a quello del sistema di sterzo essendo all'incirca cento volte minore di quest'ultimo.

4.7 Errore di trasmissione dei giunti cardanici della colonna di sterzo

Nella seguente analisi sul sistema di sterzo si utilizza un modello di sterzo demo semplificato che presenta una colonna di sterzo con due giunti cardanici che non fa propriamente riferimento a quello utilizzato nell'Iveco Daily 35S, di conseguenza i risultati ottenuti non sono attinenti alla realtà del veicolo in questione. La caratteristica della presenza del doppio giunto cardanico è quella di causare una non uniformità nella trasmissione del moto che si traduce in una non uniformità dell'angolo di uscita relativo al pignone.

Dalla Figura 4.46 è possibile individuare gli angoli caratteristici che definiscono la trasmissione del moto attraverso due giunti cardanici:

- α_1, α_2 : angoli di inclinazione delle rette \overline{AB} e \overline{BC} , \overline{BC} e \overline{CD} .
- β : angolo formato dai piani contenuti dai punti ABC e BCD.
- γ : angolo di fasatura delle due forcelle relative all'albero intermedio.
- φ_1 : angolo rotazione in ingresso del primo albero
- φ_2 : angolo rotazione in uscita dell'ultimo albero

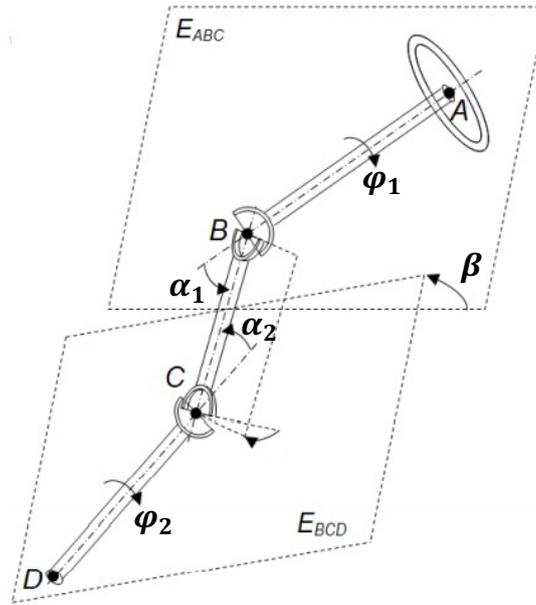


Figura 4.46: Schema della linea di sterzo con doppio giunto cardanico e relativi angoli caratteristici [12].

Applicando considerazioni di tipo geometrico nello spazio è possibile andare a ricavare questi angoli caratteristici in modo da poter andare a calcolare l'errore di trasmissione del moto. Per prima cosa è necessario andare a ricavare i vettori direzioni delle rette \overline{AB} , \overline{BC} e \overline{CD} . Note le coordinate di un punto $P = (x_1, y_1, z_1)$ e di un punto $Q = (x_2, y_2, z_2)$ è possibile andare a trovare l'equazione parametrica della retta \overline{PQ} nello spazio come:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = t \begin{pmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \\ z_2 - z_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = t \overline{v_{PQ}} + \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} \quad \text{con } t \in \mathbb{R} \quad (4.20)$$

noti ora i vettori di direzione delle rette $\overline{v_{AB}}$, $\overline{v_{BC}}$ e $\overline{v_{CD}}$ si può calcolare la direzione ortogonale ai piani che contengono rispettivamente i punti ABC e BCD come il prodotto vettoriale seguente.

$$\overline{n_{ABC}} = \overline{v_{AB}} \times \overline{v_{BC}} \quad (4.21)$$

$$\overline{n_{BCD}} = \overline{v_{BC}} \times \overline{v_{CD}} \quad (4.22)$$

Per calcolare ora gli angoli α_1 , α_2 e β è sufficiente andare ad utilizzare la formula dei coseni direttori per il calcolo dell'angolo tra due rette nello spazio come segue.

$$\cos(\alpha_1) = \frac{\overline{v_{AB}} \cdot \overline{v_{BC}}}{\|\overline{v_{AB}}\| \cdot \|\overline{v_{BC}}\|} \quad (4.23)$$

$$\cos(\alpha_2) = \frac{\vec{v}_{BC} \cdot \vec{v}_{CD}}{\|\vec{v}_{BC}\| \cdot \|\vec{v}_{CD}\|} \quad (4.24)$$

$$\cos(\beta) = \frac{\vec{n}_{ABC} \cdot \vec{n}_{BCD}}{\|\vec{n}_{ABC}\| \cdot \|\vec{n}_{BCD}\|} \quad (4.25)$$

Una volta ricavati i valori degli angoli caratteristici della linea di sterzo con doppio giunto cardanico è possibile andare a ricavare l'angolo φ_2 in uscita del sistema in funzione dell'angolo φ_1 in ingresso e degli altri angoli caratteristici secondo l'equazione di Duditza [13].

$$\tan(\varphi_2) = \frac{\cos(\alpha_2) \cdot (1 + \tan^2(\gamma - \beta)) \cdot \tan(\varphi_1)}{\cos(\alpha_1) \cdot (1 + \cos^2(\alpha_2) \cdot \tan^2(\gamma - \beta)) - \sin^2(\alpha_2) \cdot \tan(\gamma - \beta) \cdot \tan(\varphi_1)} \quad (4.26)$$

Nel caso di $\gamma = \beta$ si ottiene il rapporto di trasmissione minimo, infatti è possibile andare a semplificare la (4.26) come segue.

$$\tan(\varphi_2) = \frac{\cos(\alpha_2)}{\cos(\alpha_1)} \cdot \tan(\varphi_1) \quad (4.27)$$

Si noti come se $\gamma = \beta = 0^\circ$ e $\alpha_1 = \alpha_2$ allora il sistema a doppio giunto cardanico si comporta in modo omocinetico senza quindi irregolarità nella trasmissione del moto.

Andando ora ad effettuare una simulazione di una prova di sterzata del modello Adams/Car dell'assembly della sospensione anteriore con i giunti cardanici attivi e uno sterzo completamente rigido è possibile andare a riscontrare l'errore di trasmissione appena descritto. Per andare ad evidenziare le proprietà dei giunti cardanici (*hooke joint*) vengono ora riportate le caratteristiche ottenute dalla simulazione della prova andando ad evidenziare il relativo confronto con il caso di sterzo con giunti perfettamente omocinetici (*convel joint*).

Nella Figura 4.47 viene riportato l'andamento dell'angolo del pignone che corrisponde all'angolo φ_2 in uscita dal sistema in funzione dell'angolo volante corrispondente all'angolo φ_1 in ingresso. È possibile notare come in presenza di giunti omocinetici si abbia un andamento totalmente lineare mentre nel caso di giunti cardanici ci sia un'oscillazione. Questa oscillazione è dovuta all'errore di trasmissione introdotto

dall'utilizzo di giunti non omocineticici, nella Figura 4.48 viene infatti rappresentato l'andamento della differenza tra angolo pignone e angolo volante (noto come *gimbal error*) in funzione dell'angolo volante. Da questa caratteristica si evidenzia il tipico andamento sinusoidale del secondo ordine, con un periodo quindi di 180° , dell'errore di trasmissione introdotto dai giunti cardanici come descritto dall'equazione di Duditza (4.26). Nel caso di giunti omocineticici si può evidenziare come l'errore sia sempre nullo durante tutta la variazione di angolo volante.

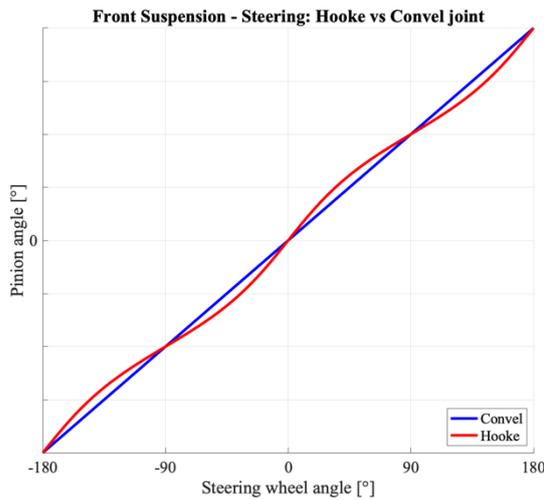


Figura 4.47: Angolo pignone in funzione dell'angolo volante in ingresso, confronto tra giunti cardanici e giunti omocineticici.

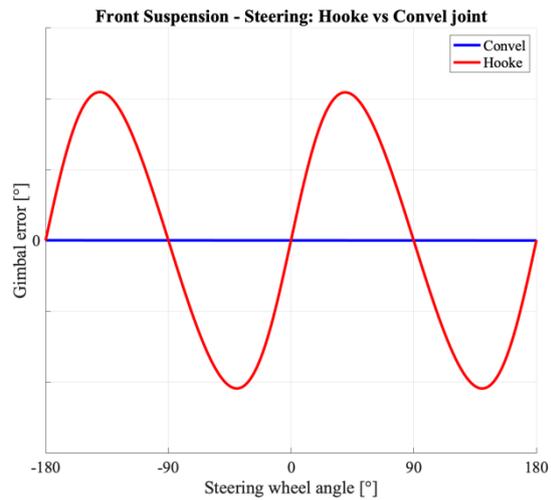


Figura 4.48: Errore di trasmissione del moto in funzione dell'angolo volante in ingresso, confronto tra giunti cardanici e giunti omocineticici.

Per evidenziare meglio l'effetto dell'errore di trasmissione del moto, nella Figura 4.49 che riporta l'andamento del rapporto di sterzo calcolato attraverso l'equazione (2.36) in funzione dell'angolo volante è possibile vedere come il rapporto di sterzo varia in modo significativo rispetto al caso omocineticico. La variazione è più marcata per bassi angoli volante dove l'errore di trasmissione ha un contributo sul bilancio complessivo decisamente più importante rispetto che ad alti valori di angolo volante. Nella Figura 4.50, infine, viene mostrato l'andamento dell'errore di trasmissione dell'albero inferiore e di quello intermedio posto tra i due giunti cardanici al variare dell'angolo volante, calcolato come differenza tra la rotazione dell'albero relativo e l'angolo volante. Si può notare come anche per l'angolo intermedio è quindi presente un errore di trasmissione del moto.

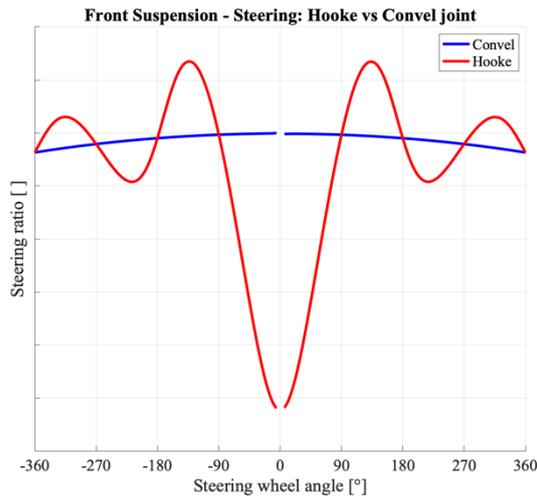


Figura 4.49: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante in ingresso, confronto tra giunti cardanici e giunti omocinetici.

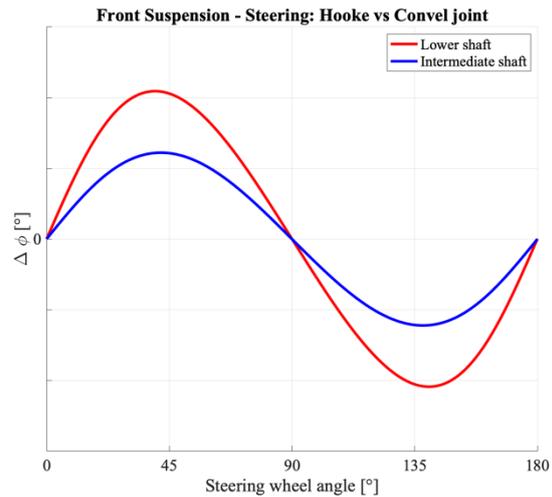


Figura 4.50: Differenza tra rotazione dell'albero inferiore/intermedio e angolo volante in funzione dell'angolo volante.

Si procede ora nell'andare ad applicare l'equazione di Duditza (4.26) per il modello di sterzo in questione al fine di andare a verificare la compatibilità del modello analitico con quanto riscontrato dalla prova di simulazione in Adams/Car. Tramite le considerazioni geometriche riportate precedentemente è possibile procedere al calcolo degli angoli caratteristici dello sterzo utilizzando le coordinate dei punti di attacco relativi al modello di sterzo Adams/Car. Si consideri che l'angolo β è generalmente vincolato dallo spazio disponibile per la linea di sterzo, mentre si ha un grado di libertà durante il montaggio sulla fasatura delle forcelle, ovvero sull'angolo γ che in questa prima analisi ha valore pari a -1.7° . Nella Figura 4.51 viene riportato l'andamento dell'errore di trasmissione tra volante e pignone (*gimball error*) in funzione dell'angolo volante in ingresso sia per i risultati della simulazione Adams/Car che per i risultati ottenuti direttamente dall'applicazione dell'equazione di Duditza utilizzando gli angoli caratteristici calcolati.

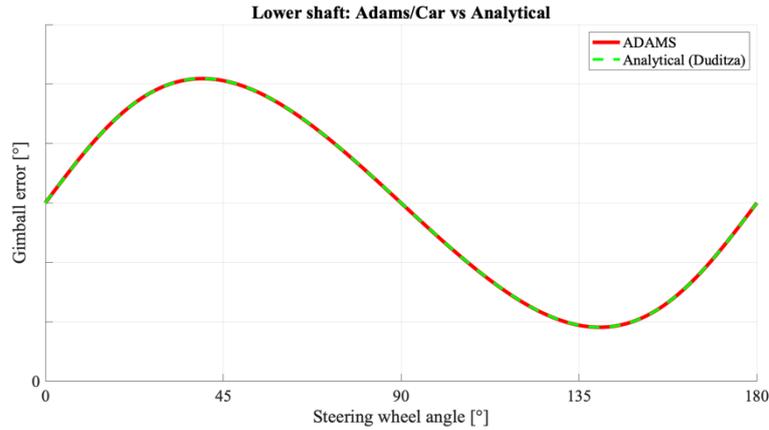


Figura 4.51: Andamento dell'errore di trasmissione tra pignone e angolo volante in funzione dell'angolo volante per il modello Adams/Car e per l'equazione di Duditza.

Come è possibile notare la corrispondenza del simulato con i risultati ottenuti dall'applicazione dell'equazione di Duditza è ottima. In modo analogo è possibile procedere per l'angolo dell'albero intermedio: attraverso l'equazione (4.28) che restituisce il valore dell'angolo dell'albero in uscita in funzione dell'angolo dell'albero in ingresso per un singolo giunto di Cardano è possibile andare a verificare anche in questo caso se quanto ottenuto dalla simulazione Adams/Car per l'albero intermedio è coerente con l'andamento teorico previsto.

$$\varphi_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{\tan(\varphi_1)}{\cos(\alpha_1)}\right) \quad (4.28)$$

Nella Figura 4.52 viene infatti riportata la differenza tra angolo relativo all'albero intermedio e l'angolo volante in funzione dell'angolo volante sia per il calcolo analitico che per i risultati della prova di simulazione. Come è possibile notare anche in questo caso vi è una perfetta corrispondenza tra i due andamenti.

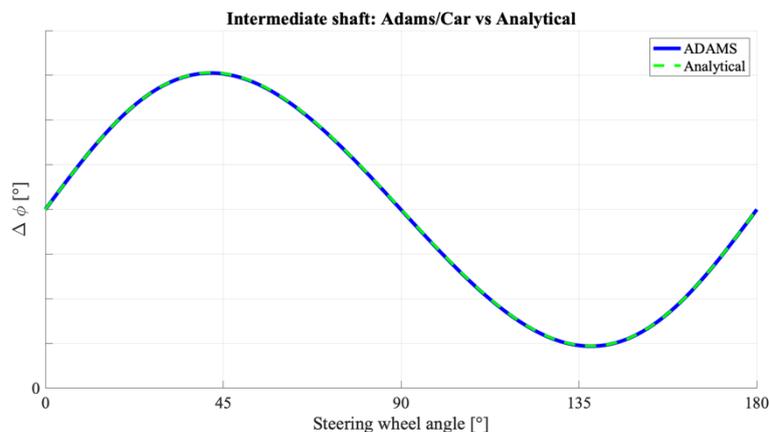


Figura 4.52: Andamento della differenza tra angolo dell'albero intermedio e angolo volante in funzione dell'angolo volante per il modello Adams/Car e per il calcolo analitico.

4.7.1 Variazione angolo di fasatura delle forcelle relative all'albero intermedio.

Si procede ora nell'operare una rotazione del giunto cardanico superiore di 90° in modo da andare ad ottenere una diversa fasatura delle forcelle relative all'albero intermedio e andare così ad indagare l'errore di trasmissione che si ottiene con questa configurazione effettuando nuovamente la comparazione con i risultati ottenuti dalla trattazione analitica. L'angolo γ risulta ora essere aumentato di 90° rispetto alla configurazione precedente e quindi è pari a $88,3^\circ$, valore che risulta essere uguale a quello dell'angolo β .

Gli altri angoli caratteristici non subiscono variazioni rispetto al caso precedente in quanto la geometria dei punti di attacco rimane invariata.

A livello di confrontabilità dei risultati ottenuti dalla simulazione con quelli ottenuti dalla trattazione analitica con l'utilizzo dell'equazione di Duditza si analizza l'andamento dell'errore di trasmissione tra albero in uscita e albero in ingresso. Per applicare l'equazione di Duditza è in questo caso necessario andare ad invertire nell'equazione α_1 con α_2 in quanto, essendo il primo giunto ruotato ora di 90° , per potere usare questa formulazione con gli angoli caratteristici calcolati precedentemente bisogna applicare la relazione partendo dall'albero inferiore che ha il giunto con lo stesso orientamento usato inizialmente. La nomenclatura rimane analoga a quella precedente: φ_3 indica l'angolo di rotazione relativo all'albero inferiore e φ_1 indica l'angolo volante, l'equazione di Duditza in questo caso diventa quindi la seguente.

$$\tan(\varphi_3) = \frac{\cos(\alpha_1) \cdot (1 + \tan^2(\gamma - \beta)) \cdot \tan(\varphi_1)}{\cos(\alpha_2) \cdot (1 + \cos^2(\alpha_1) \cdot \tan^2(\gamma - \beta)) - \sin^2(\alpha_1) \cdot \tan(\gamma - \beta) \cdot \tan(\varphi_1)} \quad (4.29)$$

Essendo poi la configurazione in analisi il caso particolare in cui $\gamma = \beta$ che risulta essere la configurazione con errore di trasmissione minimo è possibile andare a riscrivere l'equazione di Duditza nel modo seguente analogamente a quanto visto prima.

$$\tan(\varphi_3) = \frac{\cos(\alpha_1)}{\cos(\alpha_2)} \cdot \tan(\varphi_1) \quad (4.30)$$

Nella Figura 4.53 viene quindi riportato l'andamento dell'errore di trasmissione tra angolo dell'albero inferiore e angolo volante, calcolato come differenza tra i due angoli, in funzione dell'angolo volante in ingresso sia per i risultati della simulazione Adams/Car che per i risultati ottenuti direttamente dall'applicazione dell'equazione di Duditza (4.30) a questa configurazione.

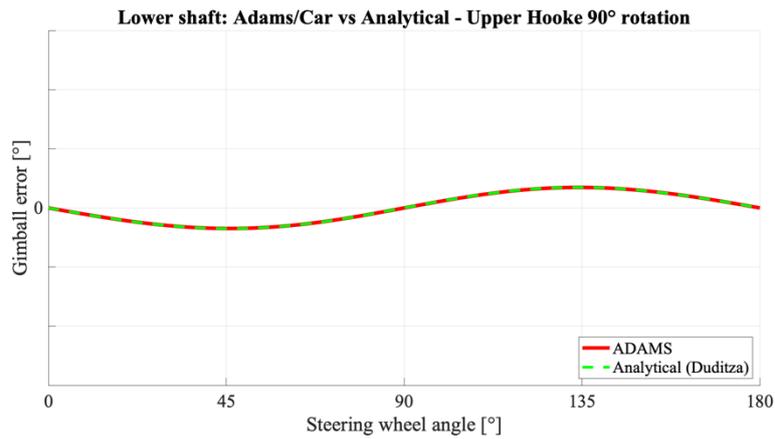


Figura 4.53: Andamento dell'errore di trasmissione tra angolo dell'albero inferiore e angolo volante in funzione dell'angolo volante per il modello Adams/Car e per l'equazione di Duditza a seguito di una rotazione di 90° del giunto cardanico superiore.

Come è possibile notare la corrispondenza del simulato con i risultati ottenuti dall'applicazione dell'equazione di Duditza è ottima. In modo analogo a prima è possibile procedere per l'angolo dell'albero intermedio: attraverso l'equazione (4.31) che deriva dall'analisi cinematica del giunto cardanico superiore a cui, rispetto alla (4.28), si è andato ad invertire l'ordine di applicazione della formula partendo quindi dall'albero intermedio e risalendo all'albero superiore per mettersi nelle condizioni di poter usare l'angolo α_1 precedentemente calcolato avendo ora ruotato il giunto di 90°.

$$\varphi_2 = \text{atan}(\tan(\varphi_1) \cdot \cos(\alpha_1)) \quad (4.31)$$

Nella Figura 4.54 viene riportata la differenza tra angolo relativo all'albero intermedio φ_2 e l'angolo volante φ_1 in funzione dell'angolo volante sia per il calcolo analitico che per i risultati della prova di simulazione. Come è possibile notare anche in questo caso vi è una perfetta corrispondenza tra i due andamenti.

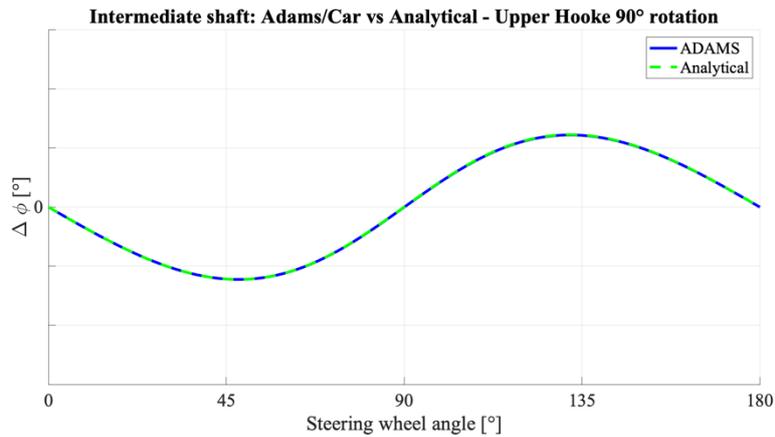


Figura 4.54: Andamento della differenza tra angolo dell'albero intermedio e angolo volante in funzione dell'angolo volante per il modello Adams/Car e per il calcolo analitico a seguito di una rotazione di 90° del giunto cardanico superiore.

Si procede ora andando ad effettuare un confronto dei risultati ottenuti tra la configurazione utilizzata inizialmente e quella ottenuta dalla rotazione di 90° del giunto cardanico superiore. Nella Figura 4.55 e nella Figura 4.56 è possibile andare ad osservare rispettivamente l'andamento dell'errore di trasmissione *angolo albero inferiore – angolo volante* e *angolo albero intermedio – angolo volante* entrambi in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni indagate.

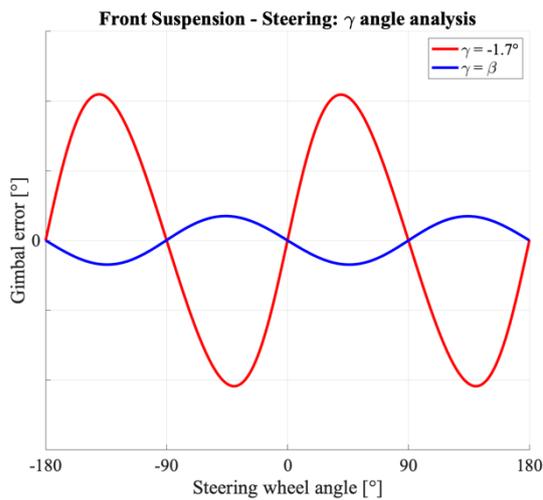


Figura 4.55: Andamento dell'errore di trasmissione angolo albero inferiore - angolo volante in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni con fasatura differente analizzate.

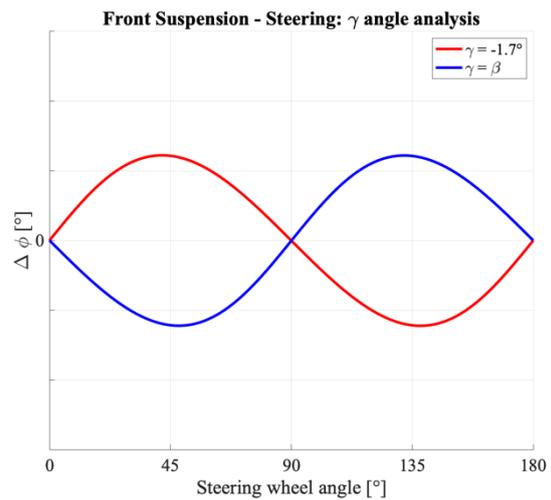


Figura 4.56: Andamento dell'errore di trasmissione angolo albero intermedio - angolo volante in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni con fasatura differente analizzate.

Come è possibile notare la configurazione con $\gamma = \beta$ risultante dalla rotazione di 90° del giunto cardanico superiore è effettivamente la configurazione che presenta il minor errore di trasmissione tra albero in ingresso e albero in uscita al sistema di due giunti cardanici come previsto dal comportamento analitico dell'equazione di Duditz. Si noti come

l'ampiezza di oscillazione dell'errore di trasmissione nel caso di rotazione del giunto cardanico superiore è decisamente inferiore rispetto a quella ottenuta senza rotazione del giunto. Per quanto riguarda l'albero intermedio è possibile osservare come l'ampiezza dell'errore di trasmissione rimane la medesima in entrambi i casi in quanto quest'ultima dipende solamente dall'angolo relativo al primo giunto cardanico α_1 e non dall'angolo γ di fasatura delle forcelle relative all'albero intermedio. In entrambe le caratteristiche si evidenzia inoltre come si mantiene l'andamento simmetrico tra sinistra e destra ma c'è un'inversione del segno dell'oscillazione tra le due configurazioni in analisi corrispondente ad uno sfasamento di un semiperiodo tra le due curve. È possibile riscontrare questo sfasamento anche nel rapporto di sterzo che viene diagrammato nella Figura 4.57 in funzione dell'angolo volante per le due configurazioni: si può notare come, non solo l'ampiezza delle variazioni nel caso con $\gamma = \beta$ è decisamente minore essendo l'errore di trasmissione minore, ma in questo caso per bassi angoli volante si ottiene un rapporto di trasmissione che tende ad essere più elevato a causa dello sfasamento di un semiperiodo riscontrato dalla rotazione di 90° del giunto di Cardano superiore.

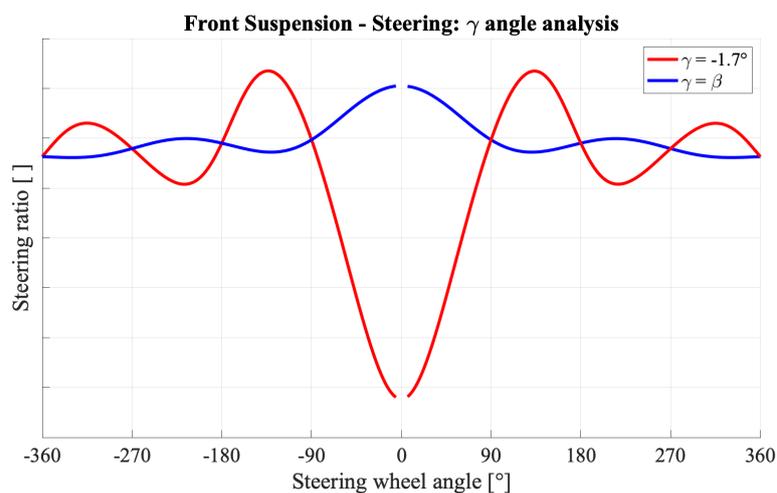


Figura 4.57: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni con fasatura differente analizzate.

Viene ora ripetuta la stessa analisi ma andando a ruotare ora il giunto cardanico inferiore di 90° , in questo modo si rimane nella condizione di $\gamma = \beta$ con gli stessi angoli caratteristici calcolati precedentemente. A livello di trattazione analitica è sufficiente applicare le relazioni (4.26) e (4.28) per ottenere rispettivamente l'andamento dell'angolo relativo all'albero inferiore e dell'angolo relativo all'albero intermedio in quanto non è stato ruotato il giunto cardanico superiore. In entrambi i casi si ottiene nuovamente un'ottima attinenza tra dati simulati e risultati del calcolo analitico. Viene ora riportato il

confronto tra le caratteristiche ottenute a seguito della rotazione di 90° del giunto cardanico superiore e della rotazione di 90° del giunto cardanico inferiore. Nella Figura 4.58 viene riportato l'andamento dell'errore di trasmissione tra angolo dell'albero inferiore e angolo volante in funzione dell'angolo volante, come è possibile vedere l'ampiezza delle oscillazioni rimane ora della stessa intensità, che corrisponde all'errore di trasmissione minimo, ma avviene uno sfasamento di un semiperiodo tra le curve. Medesime considerazioni possono essere effettuate per l'errore di trasmissione dell'albero intermedio che non viene quindi riportato. Per quanto riguarda il rapporto di sterzo, riportato in funzione dell'angolo volante nella Figura 4.59 è possibile notare come rimane la simmetria tra curva a destra e a sinistra in entrambe le configurazioni, ma per bassi angoli volante il caso con rotazione del giunto inferiore avrà un rapporto di sterzo minore avendo l'errore di trasmissione segno opposto. Un rapporto di sterzo minore a bassi angoli volante, che corrisponde ad uno sterzo più diretto, permette un migliore handling del veicolo specialmente a velocità elevate.

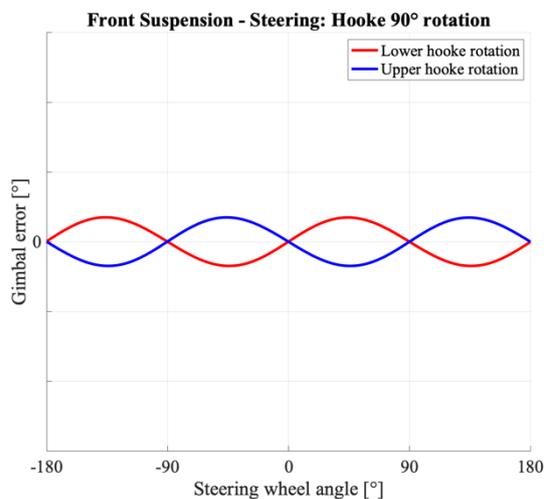


Figura 4.58: Andamento dell'errore di trasmissione angolo albero inferiore - angolo volante in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni con rotazione di 90° del giunto cardanico superiore e inferiore.

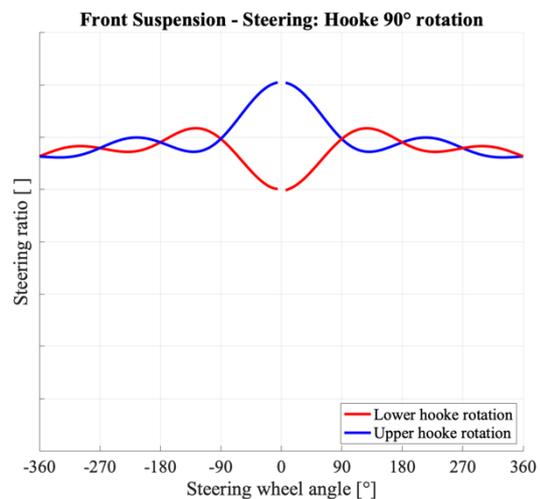


Figura 4.59: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante nelle due configurazioni con rotazione di 90° del giunto cardanico superiore e inferiore.

Analogamente è possibile operare rotazioni dei giunti cardanici per angoli diversi da 90° e utilizzare opportunamente le relazioni (4.26) e (4.28) per andare a ricavare analiticamente l'andamento dell'errore di trasmissione dell'angolo relativo all'albero inferiore e di quello dell'albero intermedio. Vengono quindi riportati di seguito i risultati ottenuti dalla rotazione del giunto cardanico superiore di un angolo di 60° , valore scelto

a titolo esemplificativo. L'angolo γ a seguito della rotazione effettuata diventerà pari a $\gamma = -1,7 + 60^\circ = 58,3^\circ$. Anche in questo caso è possibile osservare nuovamente una perfetta corrispondenza tra l'andamento atteso risultato dalla trattazione analitica e quello ricavato dalla prova di sterzata in Adams/Car, sia per l'albero inferiore che per l'albero intermedio. Nella Figura 4.60 viene quindi riportato l'andamento dell'errore di trasmissione tra l'angolo relativo all'albero inferiore e l'angolo volante in funzione dell'angolo volante, questa volta per un intervallo di valori sull'asse delle ascisse di $\pm 180^\circ$. Oltre ad osservare l'effettiva confrontabilità tra simulato e analitico, è possibile notare come l'andamento dell'errore di trasmissione non è ora simmetrico in modulo rispetto all'asse delle ascisse come avveniva invece precedentemente ma è molto spostato verso valori negativi.

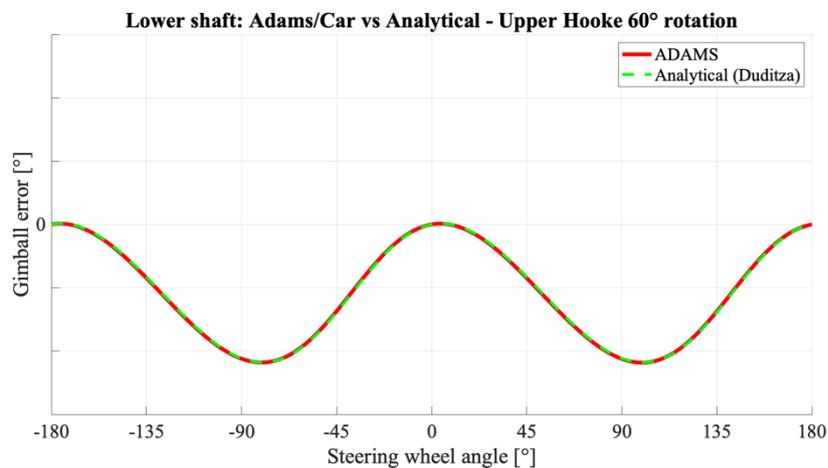


Figura 4.60: Andamento dell'errore di trasmissione tra angolo dell'albero inferiore e angolo volante in funzione dell'angolo volante per il modello Adams/Car e per l'equazione di Duditza a seguito di una rotazione di 60° del giunto cardanico superiore.

L'asimmetria dell'errore di trasmissione descritta va ad influire sull'andamento del rapporto di sterzo che viene riportato nella Figura 4.61 in funzione dell'angolo volante: è possibile notare come l'andamento non è ora simmetrico rispetto all'asse delle ordinate, ovvero tra una curva a sinistra ed una curva a destra.

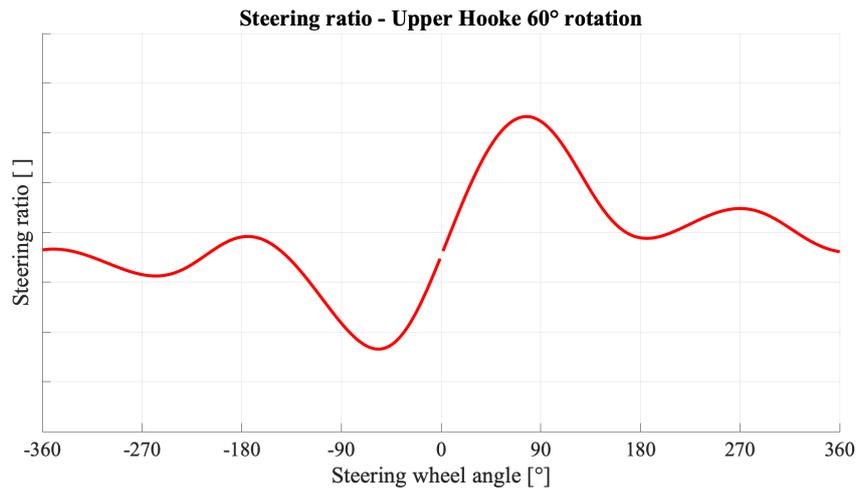


Figura 4.61: Rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante a seguito di una rotazione di 60° del giunto cardanico superiore.

Questo comportamento asimmetrico del rapporto di sterzo tra una curva sinistra e destra è generalmente un comportamento da evitare per quanto riguarda l'operatività del veicolo. Nella Figura 4.62 che riporta l'andamento dell'angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale in una prova di ramp steer di veicolo intero che utilizza un modello di linea di sterzo a due giunti cardanici con giunto superiore ruotato di 60° dalla configurazione iniziale è infatti possibile andare ad osservare come l'asimmetria tra una curva a sinistra ed una curva a destra porti ad un comportamento differente per quanto riguarda l'handling del veicolo a seconda della direzione della curva.

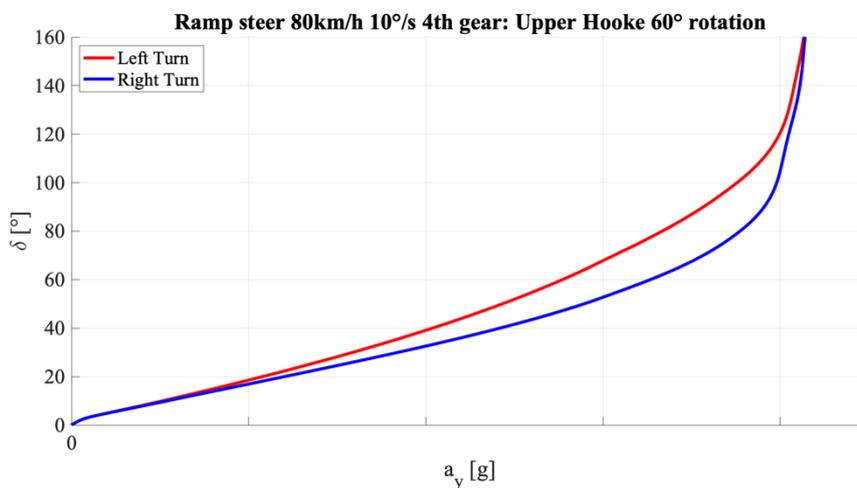


Figura 4.62: Angolo volante in funzione dell'accelerazione laterale in una prova di veicolo intero di ramp steer per una curva a sinistra e per una curva a destra utilizzando un modello di sterzo con colonna a due giunti cardanici nella configurazione con $\gamma=58,3^\circ$.

Si può quindi concludere che la metodologia di calcolo analitico presentata risulta essere valida per studiare il comportamento dell'errore di trasmissione nelle diverse configurazioni di fasatura delle forcelle dell'albero intermedio che sono ottenute ruotando uno, oppure entrambi, i giunti cardanici per una linea di sterzo a due giunti di Cardano. Si evidenzia come la condizione di angolo $\gamma = \beta$ è quella che presenta effettivamente il minor errore di trasmissione tra albero in uscita e albero in ingresso al sistema. È stato inoltre possibile notare come a pari fasatura delle forcelle si può ancora ottenere un differente effetto sulla variazione del rapporto di sterzo in funzione dell'angolo volante a seconda di quale giunto si vada effettivamente a ruotare potendo così ottimizzare il comportamento del rapporto di sterzo al fine di un miglior handling del veicolo.

Conclusioni

Lo studio delle caratteristiche elastocinematiche delle sospensioni e l'analisi del sistema di sterzo di un veicolo commerciale leggero hanno permesso di studiare gli effetti che i principali parametri di questi due sistemi apportano alla dinamica complessiva del veicolo andando ad effettuare una validazione del modello attraverso i dati sperimentali forniti.

Dal confronto tra i dati simulati ottenuti dalle simulazioni Adams/Car e quelli sperimentali è stato possibile ottenere una prima validazione del modello per quanto riguarda le caratteristiche della sospensione. È stato inoltre possibile osservare alcune delle proprietà tipiche della configurazione di sospensioni utilizzate nel veicolo commerciale leggero in analisi, come ad esempio la bassa rigidità al rollio caratteristica dell'assale rigido utilizzato nella sospensione posteriore e il relativo effetto della barra antirollio usata per compensare questa caratteristica oppure il recupero di camber quasi totale che permette di avere ruote sempre circa perpendicolari al terreno tipico di questa sospensione.

Si è visto inoltre come la variazione di convergenza nello scuotimento asimmetrico e nell'applicazione del carico statico laterale della sospensione può essere estremamente utile al fine di determinare un comportamento più o meno sottosterzante del veicolo in dinamica laterale. Per la sospensione anteriore si è notato come i contributi di variazione di convergenza della prova di scuotimento asimmetrico e della prova di carico statico laterale siano di segno opposto e quindi vadano in parte a compensarsi, mentre per la sospensione posteriore la variazione di convergenza circa nulla quando sottoposta a carico laterale porta ad avere un maggiore sottosterzo in quanto il contributo di recupero dello scuotimento asimmetrico diventa prevalente.

Con l'analisi di sensitività si è potuto andare ad indagare il comportamento del modello al variare della rigidità della barra di torsione dello sterzo, in particolare, a livello di caratteristiche di sospensione si è notato come questo vada principalmente ad agire sulla variazione della convergenza nella direzione di ottenere un minore variazione all'aumentare della rigidità della barra.

Per quanto riguarda lo sterzo si è poi andato ad osservare come la presenza di servoassistenza idraulica vari le caratteristiche del veicolo, e come questo risponda in caso di avaria o assenza della servoassistenza. Si è inoltre indagato il comportamento del veicolo al variare del rapporto di sterzo e come un valore più alto di quest'ultimo renda il veicolo più sottosterzante. A livello di confronto tra dati simulati e sperimentali per la validazione del modello oltre alle prove di sterzata eseguite in modo dinamico sono stati verificati anche gli andamenti delle prove di rientro volante svolgendo un'analisi sui diversi effetti che i vari modelli di attrito implementati nel subsystem di sterzo apportano. Infine, è stata analizzata una metodologia analitica per il calcolo dell'errore di trasmissione di una linea di sterzo con due giunti di Cardano e, oltre a verificarne la validità attraverso i dati simulati, è stato possibile andare ad indagare l'effetto che il parametro di fasatura delle forcelle relative all'albero intermedio, ottenuto tramite la rotazione dei giunti cardanici, apporta all'errore di trasmissione.

Possibili sviluppi futuri della tesi possono essere quelli di andare a svolgere un'ulteriore analisi di sensitività sui parametri di rigidità delle boccole o sui punti di attacco della sospensione in modo da indagare l'effetto che questi hanno sulle caratteristiche della sospensione con un eventuale possibile taratura ancora migliore di tutte le caratteristiche del modello. I parametri di anti-dive e anti-lift della sospensione possono essere utili in fase di progettazione quindi si potrebbe andare ad implementare una metodologia di calcolo che utilizzi il modello semplificato della sospensione a bracci longitudinali equivalente per effettuare un confronto con i risultati ottenuti dalla procedura di calcolo utilizzata da Adams/Car. Un altro possibile sviluppo futuro può essere quello di andare ad indagare una configurazione della linea di sterzo con tre giunti cardanici e andare a studiare, attraverso lo sviluppo di una metodologia analitica adeguata alla nuova configurazione, il comportamento dell'errore di trasmissione ed andare ad effettuare un confronto della diversa dinamica del veicolo che si ottiene utilizzando questo schema piuttosto che quello a due giunti cardanici presentato nel seguente elaborato.

Bibliografia

- [1] Genta G. and Morello L. *The Automotive Chassis Volume 1: Components Design*, Springer, 2009.
- [2] Crolla A. D. *Automotive Engineering, Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*, Elsevier, 2009.
- [3] [Online] “<http://meccanicadelveicolo.com/2017/02/16/sospensioni-dipendenti-o-indipendenti/>”
- [4] Guiggiani M. *The Science Of Vehicle Dynamics*, II edizione, Springer, 2018.
- [5] Murathan Soner, Nilay Guven, Ahmet Kanbolat, Tolga Erdogus and Mustafa Karaagac, *Parabolic Leaf Spring Design Optimization Considering FEA & Rig Test Correlation*, 2011.
- [6] Murathan Soner, Metin Tanoglu, Nilay Guven, Mustafa Karaagac, Rasim Akyali, Ozay Aksoy, Tolga Erdogus, and Ahmet Kanbolat, *Design and Fatigue Life Comparison of Steel and Composite Leaf Spring*, 2012.
- [7] Malik, Sheharyar, and Afaq, Kamran S, *Stress Analysis of Composite Leaf Spring - Comparative Approach*, IOP Conference Series, Materials Science and Engineering 899.1, 2020.
- [8] Giovannozzi R. *Costruzione Di Macchine Volume 1*, III edizione, Pàtron Editore, 1980.
- [9] MSC Software Corporation, *Adams/Car – Help Document* [online].
- [10] Blundell M. and Harty D *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Chapter V, II edition, Butterworth-Heinemann, 2015

[11] Velardocchia M. e Galvagno E. *Appunti di Fondamenti di Meccanica del Veicolo*, Politecnico di Torino, 2020.

[12] IPG Automotive Group, *CarMaker Reference Manual*, versione 9.0.2.

[13] Harrer M. and Pfeffer P. *Steering handbook*, Springer, 2017.