



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Ingegneria Meccanica
A.A. 2024/2025
Sessione di Laurea Ottobre 2025

Indici di valutazione del rischio di ribaltamento per veicoli tattici militari

Relatori:

Prof. Mauro Velardocchia
Ing. Antonio Tota
Ing. Angelo Domenico Vella

Candidati:

Ten. Andrea Scaramozzino

Sommario

1	Stato dell'arte.....	6
2	Modelli di simulazione	8
2.1	Modello Asfalto	8
2.1.1	Pneumatici e contatto con l'asfalto	8
2.1.2	Distribuzione dei carichi e sospensioni.....	8
2.1.3	Dinamica complessiva.....	9
2.2	Modello Terreno Cedevole (Soft Soil).....	9
2.2.1	Motivazioni e obiettivi	9
2.2.2	Modello di contatto pneumatico-Soft Soil	9
2.2.3	L'effetto bulldozing.....	10
2.2.4	Identificazione dei parametri del terreno	11
2.2.5	Simulazioni e risultati.....	11
2.3	Confronto tra modello Asfalto e modello Soft Soil.....	11
3	Il VTLM "Lince"	13
3.1	Panoramica generale	13
3.2	Implementazione dei parametri del VTLM Lince nel modello.....	14
3.2.1	Geometria e proprietà inerziali.....	14
3.2.2	Resistenze all'avanzamento	14
3.2.3	Dati rollio cassa	14
3.2.4	Fattore di smorzamento	17
3.2.5	Powertrain e trasmissione	18
3.2.6	Impianto frenante	19
3.2.7	Sterzo	20
3.2.8	Pneumatico.....	21
4	Caratteristica di Sottosterzo.....	22
4.1	Asfalto	22
4.2	Soft soil senza bulldozing	23
4.3	Soft soil con bulldozing.....	24
5	Manovra.....	25
6	Grafici di interesse.....	27
7	Risultati di simulazioni.....	29

7.1	Prova su asfalto	29
7.1.1	Accelerazione laterale.....	29
7.1.2	Angolo di rollio.....	30
7.1.3	Velocità di rollio	31
7.1.4	Forze verticali	31
7.1.5	Forze laterali.....	32
7.1.6	LTR	32
7.1.7	Piano delle fasi	33
7.1.8	Conclusioni.....	34
7.2	Prova su Soft-Soil escludendo l'effetto bulldozing.....	35
7.2.1	Accelerazione laterale.....	35
7.2.2	Angolo di rollio.....	35
7.2.3	Velocità di Rollio	36
7.2.4	Forze verticali	36
7.2.5	Forze laterali.....	37
7.2.6	LTR	37
7.2.7	Piano delle fasi	38
7.3	Confronto comportamento tra Asfalto e Soft Soil	39
7.4	Prova su Soft Soil con bulldozing	39
7.4.1	Accelerazione laterale.....	39
7.4.2	Angolo di rollio.....	40
7.4.3	Velocità di rollio	40
7.4.4	Forze verticali	41
7.4.5	Forze laterali.....	41
7.4.6	LTR	42
7.4.7	Piano delle fasi con iso-LTR	43
7.5	Confronto tra Soft Soil senza e con bulldozing	44
8	Indici di valutazione al ribaltamento.....	46
8.1	Il GRI.....	46
8.2	Confronto tra GRI (analitico) e LTR (simulato).....	51
9	Conclusioni	53
10	Bibliografia	55

1 Stato dell'arte

La rilevazione e la prevenzione del ribaltamento nei veicoli rappresentano, nell'attuale panorama della sicurezza stradale e operativa, un ambito di studio di primaria importanza. Tali aspetti risultano essenziali non solo per la tutela dell'incolumità dei passeggeri e dei pedoni, ma anche per la riduzione del numero e della gravità degli incidenti, spesso caratterizzati da esiti fatali. In particolare, nel contesto militare, dove l'affidabilità dei mezzi e la continuità operativa costituiscono requisiti imprescindibili, la capacità di prevenire situazioni di ribaltamento assume un valore strategico. Evitare tali imprevisti consente infatti di garantire il corretto svolgimento delle missioni, limitando al contempo il rischio di danni collaterali a personale, equipaggiamenti e infrastrutture.

Le cause che possono condurre al ribaltamento di un veicolo sono molteplici e, nella maggior parte dei casi, riconducibili a fattori esterni. Tra questi si annoverano le irregolarità del fondo stradale, le variazioni dell'inclinazione del terreno, nonché le sollecitazioni dinamiche derivanti da manovre repentine o aggressive da parte del conducente. In letteratura, il fenomeno del ribaltamento viene generalmente classificato in due categorie principali: ribaltamenti non indotti (un-tripped) e ribaltamenti indotti (tripped). I primi si verificano in condizioni di guida su superfici regolari, dove l'instabilità è causata da manovre brusche, come sterzate improvvise o cambi di direzione ad alta velocità. I secondi, invece, sono generati da eventi esterni che producono forze laterali o verticali sugli pneumatici, come urti contro ostacoli, cordoli, dossi o dislivelli del terreno.

Nel caso specifico analizzato in questo studio, relativo al veicolo tattico leggero multiruolo VTLM Lince, l'ambiente operativo è prevalentemente caratterizzato da terreni cedevoli e non asfaltati. In tali condizioni, oltre alla presenza di ostacoli naturali o artificiali, è frequente l'incontro di solchi scavati nel terreno dal passaggio ripetuto di mezzi militari, come quelli che compongono un'autocolonna. Questi solchi, a contatto con lo pneumatico, possono agire come vincoli laterali, esercitando forze significative che alterano la stabilità del veicolo e ne aumentano il rischio di ribaltamento. Non è un caso, infatti, che siano stati documentati numerosi episodi di ribaltamento del VTLM Lince in contesti operativi, anche in presenza di velocità contenute, a testimonianza della criticità del problema.

Negli ultimi decenni, la comunità scientifica ha dedicato crescente attenzione allo studio del rischio di ribaltamento, con l'obiettivo di sviluppare sistemi di prevenzione efficaci e applicabili in tempo reale. Tali sistemi si basano generalmente su un processo articolato in due fasi: la prima consiste nella rilevazione tempestiva del rischio, mentre la seconda prevede l'attivazione di strategie di mitigazione e controllo, che possono includere l'impiego di sospensioni attive, sistemi di sterzata assistita o dispositivi di frenata selettiva.

La dinamica del veicolo riveste un ruolo centrale nella valutazione del rischio di ribaltamento. Per questo motivo, sono stati introdotti numerosi indici dinamici che tengono conto di variabili fondamentali quali l'angolo di rollio, la velocità angolare di rollio, l'accelerazione laterale, l'angolo di deriva, l'angolo di imbardata e la relativa velocità. Ciascun indice presenta caratteristiche peculiari e differenti livelli di sensibilità rispetto alle condizioni operative, rendendoli più o meno adatti a specifici scenari. Tuttavia, la maggior parte degli studi si è concentrata sull'analisi dei ribaltamenti non indotti, trascurando in parte quelli indotti, che risultano invece particolarmente rilevanti in ambito off-road e nelle applicazioni di guida autonoma, dove le perturbazioni ambientali e le interazioni con il terreno giocano un ruolo determinante.

2 Modelli di simulazione

2.1 Modello Asfalto

Il modello sviluppato per rappresentare la dinamica del veicolo su asfalto è costruito secondo una struttura a otto gradi di libertà, in grado di catturare con buona fedeltà le principali dinamiche veicolari. Oltre ai tre moti di traslazione del baricentro e ai tre moti rotazionali (rollio, beccheggio e imbardata), vengono modellati anche i moti rotazionali delle ruote, così da includere in maniera diretta le interazioni tra dinamica del veicolo e generazione delle forze di contatto. Questa scelta consente di considerare sia le manovre in rettilineo sia le situazioni di curva con frenata o accelerazione, che rappresentano i casi più significativi per la stabilità.

2.1.1 Pneumatici e contatto con l'asfalto

La descrizione delle forze di contatto è affidata alla Magic Formula di Pacejka (1996), che permette di ricostruire l'andamento delle forze longitudinali e laterali in funzione delle condizioni operative dello pneumatico. L'approccio di Pacejka è semi-empirico: attraverso un insieme di coefficienti identificati sperimentalmente si ottiene una rappresentazione continua e non lineare delle curve caratteristiche.

Le forze longitudinali F_x dipendono dallo slittamento longitudinale κ , cioè dalla differenza relativa tra velocità della ruota e velocità del veicolo. In condizioni di bassa trazione lo pneumatico mostra una risposta quasi proporzionale, mentre al crescere dello slip si entra in una zona di saturazione, dove un ulteriore aumento dello slittamento non produce incremento di forza.

Le forze laterali F_y sono funzione dell'angolo di deriva α , definito come la differenza tra direzione di avanzamento della ruota e suo piano di rotolamento. Anche in questo caso la risposta è lineare per piccoli angoli, ma tende a saturare per valori più elevati, determinando la perdita di aderenza.

In condizioni di slittamento combinato, tipiche di manovre in curva con accelerazione o frenata, la formula di Pacejka integra i due effetti, distribuendo la capacità di generare forza nelle due direzioni. Questo aspetto è cruciale per catturare fenomeni come l'allungamento della traiettoria in uscita di curva quando il veicolo è soggetto a forte trazione.

2.1.2 Distribuzione dei carichi e sospensioni

L'interazione con l'asfalto viene modellata considerando una superficie rigida e non deformabile. In tale condizione il trasferimento di carico verticale tra le ruote è determinato unicamente dalla dinamica del veicolo e dalle caratteristiche delle sospensioni. Le equazioni di equilibrio permettono di calcolare come il carico verticale si ridistribuisca tra asse anteriore e posteriore (in funzione di accelerazioni longitudinali e beccheggio) o tra lato destro e sinistro (in funzione delle accelerazioni laterali e del rollio). Il trasferimento di carico influenza direttamente la capacità di generare forze di aderenza: le

ruote maggiormente caricate sono in grado di produrre forze superiori, seppur con un guadagno ridotto a causa della non linearità dello pneumatico. Ciò introduce un aspetto fondamentale nella stabilità del veicolo, poiché determina quali assi o quali ruote tendano a saturare per prime.

2.1.3 Dinamica complessiva

Grazie a questa formulazione, il modello su asfalto permette di descrivere in modo accurato le transizioni tra regime lineare e regime non lineare di aderenza. A basse accelerazioni si osserva un comportamento sostanzialmente proporzionale, dove la risposta del veicolo è prevedibile e controllabile. All'aumentare delle sollecitazioni, invece, emergono le caratteristiche di saturazione dello pneumatico, che si traducono in fenomeni come sottosterzo o sovrasterzo a seconda della distribuzione dei carichi e della geometria del veicolo. Inoltre, la possibilità di considerare contemporaneamente i tre moti rotazionali (rollio, beccheggio e imbardata) consente di cogliere gli effetti di stabilità globale, come l'innescò di oscillazioni o l'amplificazione di manovre brusche. Su asfalto, essendo la superficie rigida e regolare, tali fenomeni dipendono in misura preponderante dalla capacità degli pneumatici di generare e modulare le forze, senza l'influenza di meccanismi dissipativi o di deformazione del suolo.

2.2 Modello Terreno Cedevole (Soft Soil)

2.2.1 Motivazioni e obiettivi

Lo studio della dinamica dei veicoli su terreni cedevoli è un tema di crescente interesse, poiché tali condizioni rappresentano scenari realistici in numerosi campi applicativi: dall'automotive al campo militare, fino alle missioni esplorative in ambienti estremi. A differenza delle superfici rigide, come l'asfalto, i terreni soffici presentano caratteristiche non lineari e difficilmente prevedibili, che influenzano in modo significativo la trazione e la stabilità del veicolo.

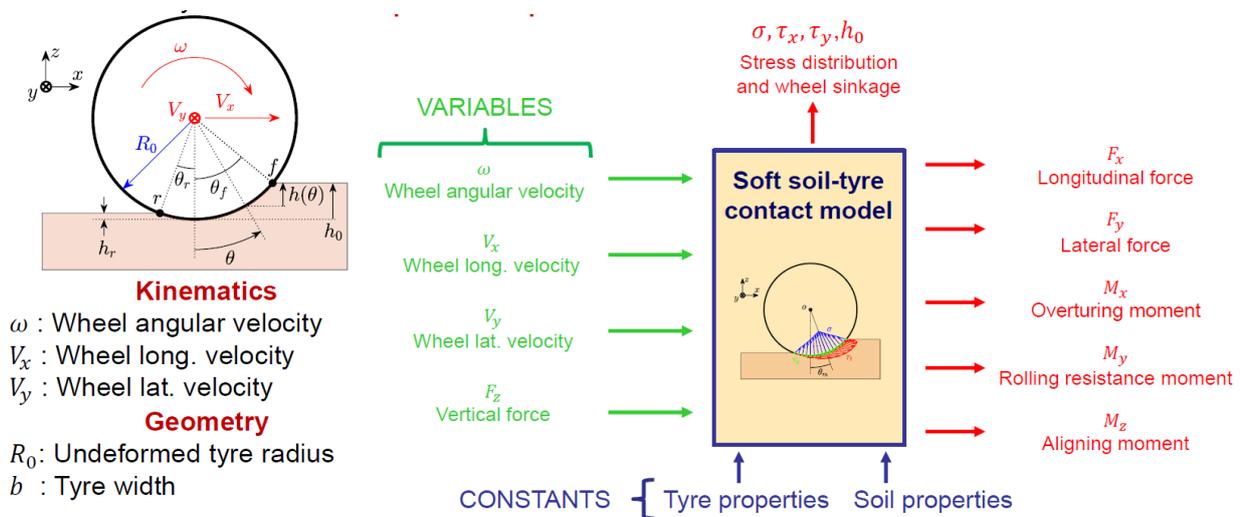
Per affrontare queste complessità, si è reso necessario sviluppare un modello di contatto dedicato, capace di rappresentare i fenomeni principali legati all'interazione tra pneumatico e suolo deformabile. L'obiettivo del lavoro è stato quindi duplice: da un lato costruire un modello di contatto affidabile e sufficientemente leggero da essere integrato in simulazioni in tempo reale; dall'altro definire un metodo per stimare in maniera automatica i parametri del terreno a partire da prove sperimentali, così da rendere il modello adattabile a condizioni reali.

2.2.2 Modello di contatto pneumatico–Soft Soil

Il modello Soft Soil è stato sviluppato con l'intento di descrivere in maniera semplificata, ma efficace, le forze che si generano al contatto tra pneumatico e terreno deformabile. Per raggiungere questo obiettivo, sono state adottate alcune ipotesi che consentono di ridurre la

complessità del problema, ad esempio considerando il terreno come piano e omogeneo e lo pneumatico come una geometria regolare priva di dettagli come tasselli o inclinazioni.

Il funzionamento del modello può essere descritto a grandi linee come un insieme di relazioni che, a partire da grandezze di ingresso quali le velocità della ruota e il carico verticale, restituiscono le forze longitudinali, laterali e verticali scambiate con il terreno. Pur senza entrare nel dettaglio delle formulazioni matematiche, è importante sottolineare che il modello è costruito su basi teoriche consolidate nel campo della terra meccanica e che può essere arricchito con alcuni effetti aggiuntivi, come la deformabilità radiale dello pneumatico, la dinamica transitoria delle forze e il cosiddetto effetto bulldozing, fenomeno che assume un ruolo determinante nella simulazione della stabilità laterale.



2.2.3 L'effetto bulldozing

Durante la marcia su terreni cedevoli, lo pneumatico non si limita a trasmettere forze attraverso la zona di contatto, ma interagisce anche con il materiale accumulato ai lati della traccia. Quando l'angolo di deriva è diverso da zero, il fianco della ruota comprime il terreno generando una forza laterale aggiuntiva, comunemente nota come bulldozing.

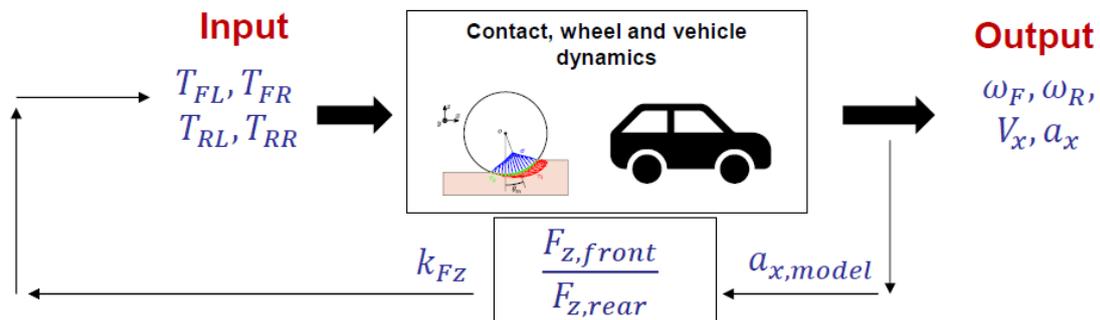
Dal punto di vista dinamico, l'effetto bulldozing si manifesta in due modi. In primo luogo, ritarda la saturazione della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva, permettendo al veicolo di raggiungere accelerazioni trasversali più elevate. In secondo luogo, modifica il comportamento in imbardata: in assenza di bulldozing il veicolo tende a mostrare una marcata risposta sovrasterzante, mentre con il bulldozing attivo la risposta diventa più neutra e stabile.

L'inclusione di questo fenomeno risulta quindi imprescindibile per riprodurre fedelmente la dinamica laterale dei veicoli su terreni cedevoli, distinguendoli in modo netto dal comportamento tipico su superfici rigide.

2.2.4 Identificazione dei parametri del terreno

Perché il modello sia predittivo è necessario identificare accuratamente i parametri caratteristici del terreno. A tal fine è stato sviluppato un algoritmo di ottimizzazione basato su un veicolo semplificato a cinque gradi di libertà, in cui il contatto pneumatico-suolo è modellato con le stesse formulazioni viste in precedenza.

Il metodo utilizza come ingresso la coppia sperimentale applicata alle ruote posteriori in configurazione AWD di un veicolo. Le velocità angolari delle ruote registrate durante le prove vengono confrontate con quelle simulate, e l'errore è minimizzato mediante un processo iterativo.



Le prove hanno messo in evidenza come il parametro più influente sia il modulo di affondamento, responsabile della profondità di sinkage dello pneumatico. Una riduzione di tale parametro porta infatti a un incremento dell'affondamento e a una diminuzione delle velocità angolari simulate, avvicinando il comportamento numerico a quello reale.

2.2.5 Simulazioni e risultati

Il modello è stato integrato in un veicolo a otto gradi di libertà ed è stato validato attraverso simulazioni di manovre tipiche in off-road, quali rampe di sterzo a gas costante, rampe di sterzo a pieno gas e accelerazioni a pieno carico (WOT). I test sono stati condotti su terreno argilloso e hanno permesso di confrontare differenti architetture di trasmissione e tipologie di differenziale.

2.3 Confronto tra modello Asfalto e modello Soft Soil

In sintesi, dal punto di vista costruttivo, il modello soft soil si differenzia da quello su asfalto per l'introduzione di ulteriori fenomeni legati alla natura cedevole del terreno.

Nel modello su asfalto, lo pneumatico interagisce con una superficie rigida e indeformabile. Le forze longitudinali e laterali sono descritte unicamente tramite la formula di Pacejka, in funzione dello slip longitudinale e dell'angolo di deriva, mentre il carico verticale è determinato dal trasferimento dovuto a rollio e beccheggio, senza variazioni legate al suolo.

Il modello su terreno cedevole, invece, include una serie di contributi aggiuntivi:

- vengono modellati gli effetti di deformazione del suolo, che influenzano la generazione delle forze;
- viene considerato l'effetto bulldozing;
- la stima delle forze verticali non è più legata soltanto al trasferimento dinamico del veicolo, ma anche alla capacità del terreno di sostenere e redistribuire il carico, che varia in funzione della compattazione e della profondità di affondamento dello pneumatico;

In questo modo, mentre il modello su asfalto si limita a descrivere l'interazione tra ruota e superficie rigida attraverso la sola legge costitutiva dello pneumatico, il modello soft soil integra i meccanismi propri dei terreni cedevoli, introducendo parametri aggiuntivi legati alla resistenza del suolo e alle sue proprietà meccaniche.

3 Il VTLM “Lince”

3.1 Panoramica generale

I modelli utilizzati per estrarre i risultati di simulazione sono stati attagliati al VTLM “Lince” (Veicolo Tattico Leggero Multiruolo), che rappresenta uno dei mezzi più emblematici della recente produzione italiana nel settore dei veicoli militari protetti. Progettato e costruito da Iveco Defence Vehicles nello stabilimento di Bolzano, è entrato in servizio nell’Esercito Italiano nel 2006, diventando in breve tempo il fulcro della capacità di mobilità protetta leggera.

L’idea alla base del progetto era quella di dotare le forze armate di un veicolo altamente versatile, capace di operare tanto su strada quanto in condizioni fuoristrada impegnative, mantenendo allo stesso tempo elevati standard di protezione balistica e anti-IED. La struttura modulare del Lince consente di configurare il mezzo per impieghi molto diversi: dal semplice trasporto truppa alla ricognizione, fino alle versioni specializzate come ambulanza, posto comando o scorta convogli. Questa flessibilità lo ha reso adatto a operare in missioni internazionali complesse, dall’Afghanistan alla Somalia, e a essere adottato anche da altri eserciti europei sotto diverse denominazioni (ad esempio nel Regno Unito come Panther CLV). Dal punto di vista tecnico, il Lince unisce mobilità e protezione in un equilibrio particolarmente riuscito. Il veicolo è un 4×4 con peso operativo di circa 7 tonnellate, motorizzato da un turbodiesel Iveco F1C da oltre 180 cavalli, in grado di garantire velocità superiori ai 100 km/h e un’autonomia operativa nell’ordine dei 500 km. Il telaio e la cellula protetta sono stati concepiti per salvaguardare l’equipaggio dagli effetti di esplosioni e mine, con soluzioni come la separazione delle componenti meccaniche principali dallo spazio abitativo e l’uso di pannelli modulari di blindatura.

Negli anni, il veicolo è stato aggiornato e migliorato, arrivando alla più recente versione VTLM-2, che presenta maggiore potenza, peso incrementato a circa 8 tonnellate, nuova trasmissione a 8 rapporti e livelli superiori di protezione. Questo percorso evolutivo dimostra come il Lince si sia consolidato come piattaforma di riferimento per la mobilità tattica protetta.

La scelta di concentrare l’analisi dei modelli descritti nei capitoli successivi proprio sul VTLM “Lince” non è casuale. Questo veicolo, per la sua diffusione, per il ruolo centrale nelle operazioni italiane e per le sue caratteristiche tecniche, rappresenta un caso di studio ideale: permette infatti di osservare come i diversi modelli di interazione veicolo-terreno si applichino concretamente a un mezzo reale. L’integrazione tra la parte teorica dei modelli e la realtà di un veicolo operativo consente non solo di validare gli approcci adottati, ma anche di valutarne i limiti e le potenzialità nell’impiego effettivo sul campo.

In questo senso, il VTLM “Lince” diventa il filo conduttore tra la teoria modellistica e la realtà operativa, collegando le formule e le simulazioni con un esempio concreto e attuale di veicolo militare in uso.

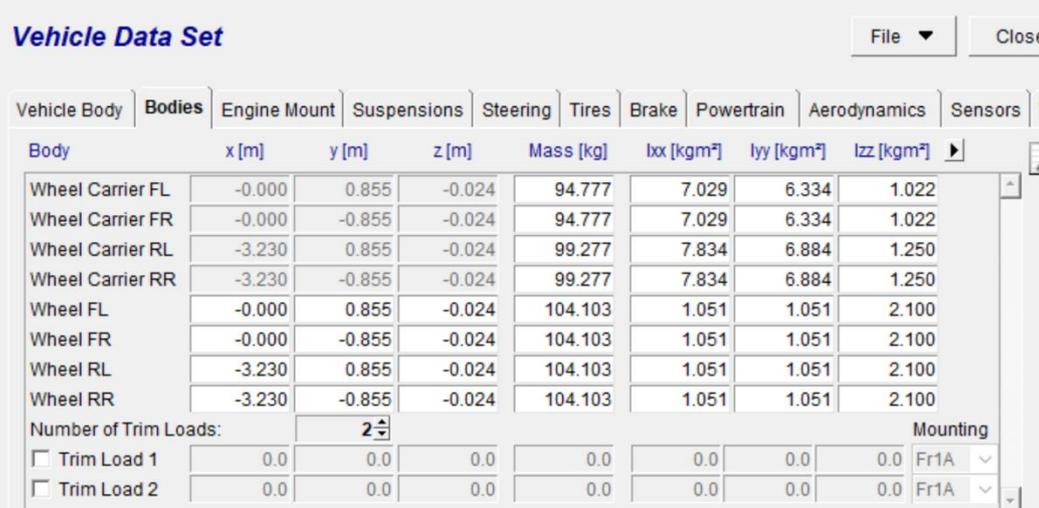
3.2 Implementazione dei parametri del VTLM Lince nel modello

Al fine di garantire una simulazione realistica e coerente con il comportamento dinamico del veicolo reale, è stato necessario acquisire e trasferire nel modello MATLAB/Simulink una serie di parametri tecnici relativi al VTLM Lince. I dati sono stati ottenuti principalmente dal software IPG Carmaker, che fornisce una modellazione dettagliata del veicolo e delle sue componenti.

3.2.1 Geometria e proprietà inerziali

La massa totale del veicolo è stata direttamente estratta dal database di Carmaker, mentre il momento d'inerzia rispetto all'asse verticale (I_{xx}) è stato ricavato dalla matrice del tensore d'inerzia.

Il passo (L) è stato determinato analizzando la coordinata longitudinale (asse x) delle ruote posteriori, mentre la carreggiata (T) è stata calcolata sommando le coordinate trasversali (asse y) di una coppia di ruote appartenenti allo stesso assale.



Body	x [m]	y [m]	z [m]	Mass [kg]	l _{xx} [kgm ²]	l _{yy} [kgm ²]	l _{zz} [kgm ²]	
Wheel Carrier FL	-0.000	0.855	-0.024	94.777	7.029	6.334	1.022	
Wheel Carrier FR	-0.000	-0.855	-0.024	94.777	7.029	6.334	1.022	
Wheel Carrier RL	-3.230	0.855	-0.024	99.277	7.834	6.884	1.250	
Wheel Carrier RR	-3.230	-0.855	-0.024	99.277	7.834	6.884	1.250	
Wheel FL	-0.000	0.855	-0.024	104.103	1.051	1.051	2.100	
Wheel FR	-0.000	-0.855	-0.024	104.103	1.051	1.051	2.100	
Wheel RL	-3.230	0.855	-0.024	104.103	1.051	1.051	2.100	
Wheel RR	-3.230	-0.855	-0.024	104.103	1.051	1.051	2.100	
Number of Trim Loads:				2	Mounting			
<input type="checkbox"/> Trim Load 1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Fr1A
<input type="checkbox"/> Trim Load 2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Fr1A

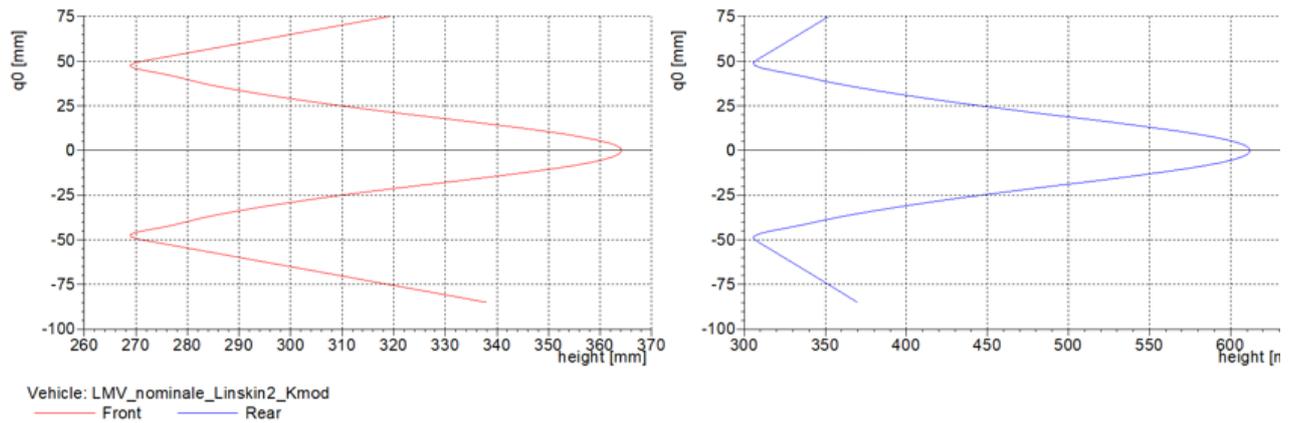
La ripartizione del peso sull'assale anteriore è stata ottenuta mediante il rapporto tra il carico statico sull'assale anteriore e il carico complessivo sui due assali.

3.2.2 Resistenze all'avanzamento

Per quanto riguarda la sezione frontale A_f e il coefficiente aerodinamico di penetrazione C_x si è fatto riferimento a modelli di veicoli simili, in assenza di dati specifici per il VTLM Lince.

3.2.3 Dati rollio cassa

Le distanze tra i centri di rollio (anteriore e posteriore) e il centro di gravità sono state dedotte dai seguenti grafici tecnici, assumendo come riferimento un valore generico di $q_0 = -25$ mm.

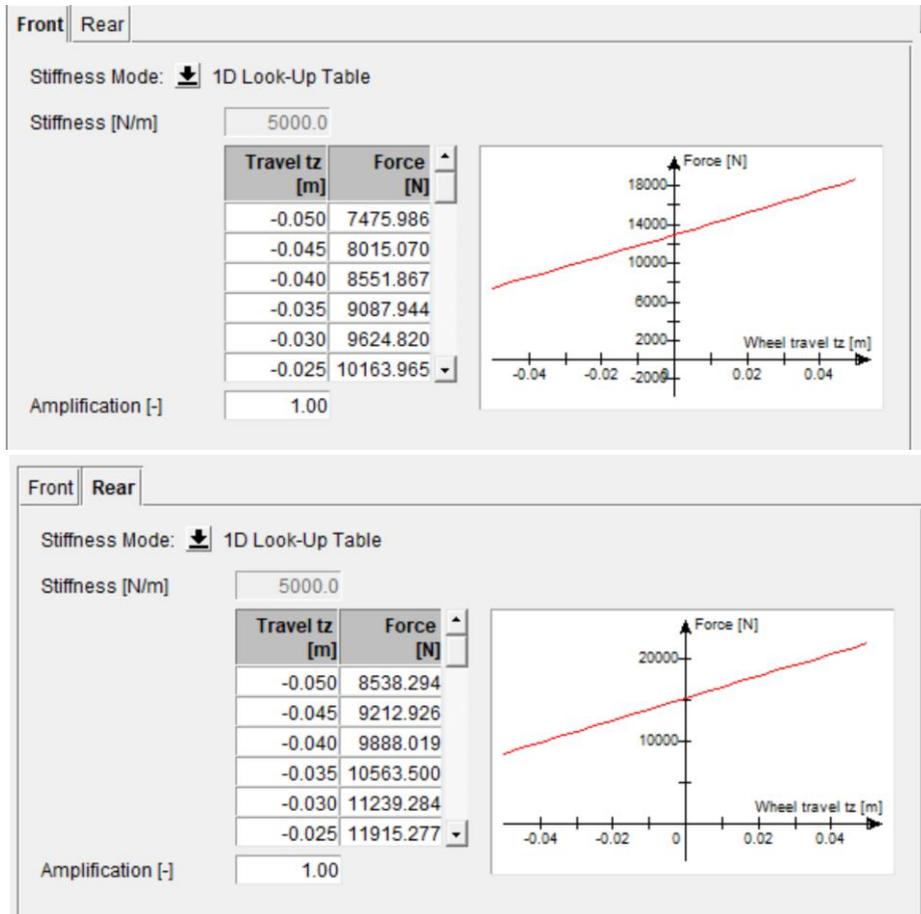


La somma di tali distanze ha permesso di calcolare la posizione relativa del centro di rollio rispetto al centro di gravità.

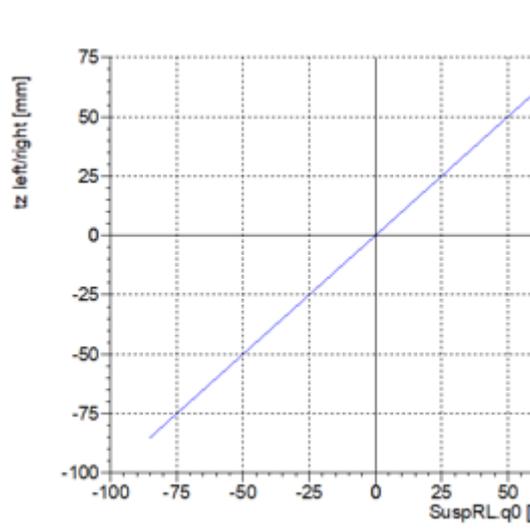
Anche la quota del baricentro da terra H_g e il momento d'inerzia della massa sospesa rispetto all'asse di rollio I_x sono stati ottenuti direttamente dal modello Carmaker.

Per la rigidità a rollio dovuta alle molle, si è utilizzata la formula:

$$K_{spring} * IR^2 * \frac{T^2}{2}$$



dove T è la carreggiata e IR (Installation Ratio) è stato ricavato come coefficiente angolare da grafici lineari che correlano la compressione della molla allo scostamento della ruota. In questo caso, si è assunto IR = 1.

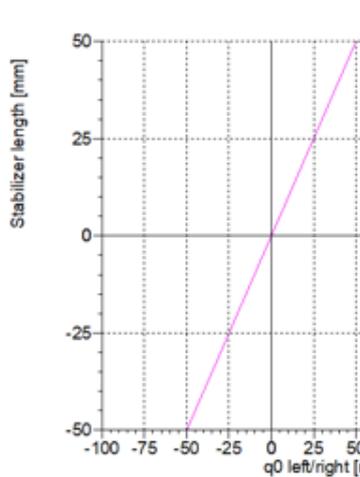


La stessa formula ($K_{stabilizer} * IR^2 * \frac{T^2}{2}$) è stata applicata per calcolare la rigidezza a rollio dovuta alle barre antirollio, utilizzando il valore di $K_{stabilizer}$ fornito da Carmaker.

Front	Rear
Stiffness Mode: <input type="button" value="v"/> Characteristic Value	
Stiffness [N/m] <input type="text" value="63262.095"/>	

Front	Rear
Stiffness Mode: <input type="button" value="v"/> Characteristic Value	
Stiffness [N/m] <input type="text" value="36859.120"/>	

Anche qui, IR è stato considerato unitario, rappresentando il rapporto tra lo scostamento della barra e quello della ruota. La somma dei contributi anteriore e posteriore ha fornito il valore complessivo della rigidezza a rollio.

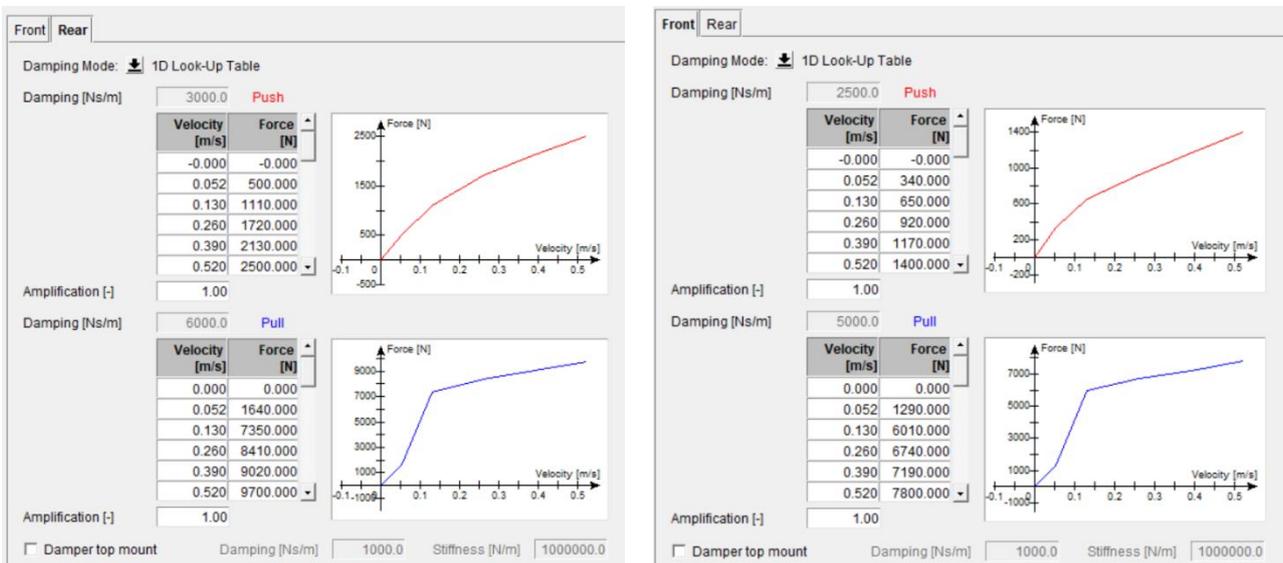


3.2.4 Fattore di smorzamento

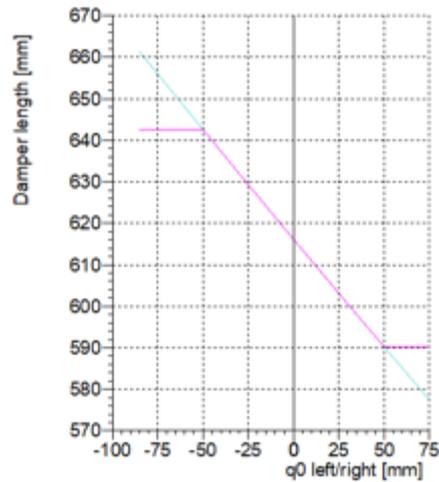
Lo smorzamento a rollio è stato calcolato analogamente, utilizzando la formula:

$$G_{damper} * IR^2 * \frac{T^2}{2}$$

dove G_{damper} è stato estratto dalla curva di smorzamento lineare, considerando il tratto iniziale del grafico in modalità “dosso” (push).

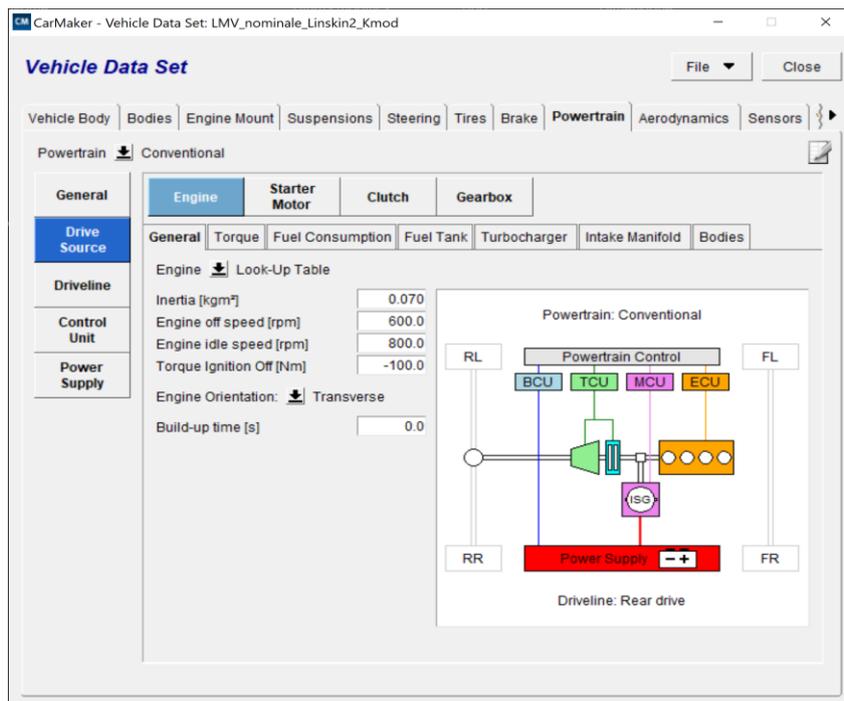


Anche in questo caso, IR è stato ricavato come coefficiente angolare, rappresentando il rapporto tra lo scostamento dell’ammortizzatore e quello della ruota.

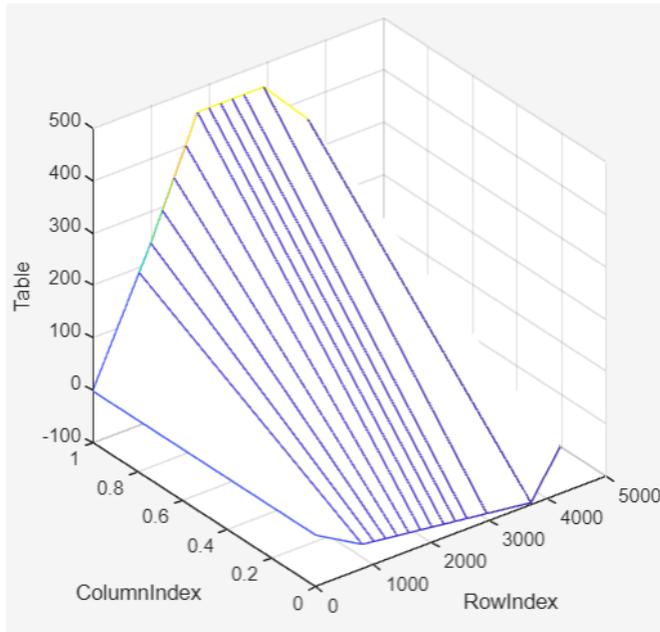


3.2.5 Powertrain e trasmissione

Il momento d'inerzia del sistema motore + volano (I_1) è stato ottenuto da Carmaker, trascurando il contributo del volano.

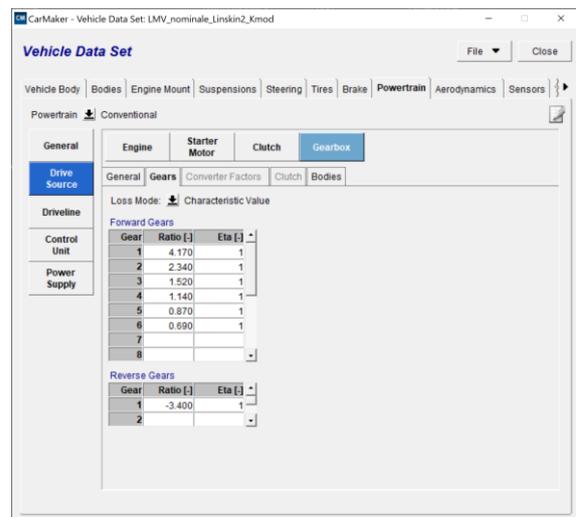
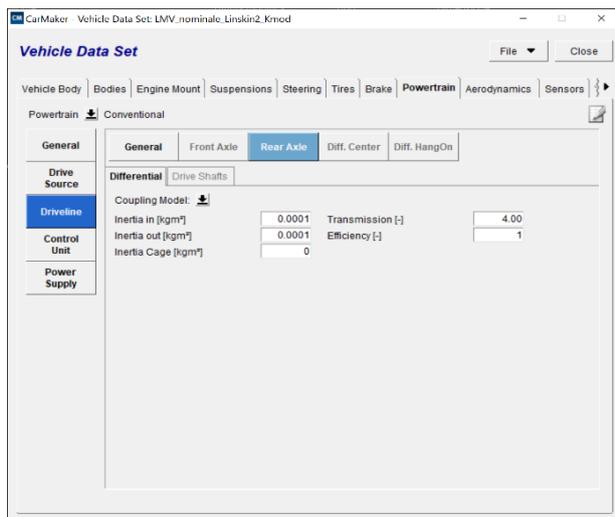


Infine, è stato implementato nel relativo blocco Simulink il modello motore del VTLM Lince, ottenuto da Carmaker. Tale modello è strutturato in una matrice con due colonne, corrispondenti rispettivamente all'acceleratore completamente chiuso (0) e completamente aperto (1), e 14 righe che rappresentano diversi regimi di rotazione del motore (rpm).



		1	2
		0	1
1	0	-1	-1
2	800	-52.27	190.98
3	1000	-55.22	238.73
4	1200	-58.17	292.85
5	1400	-61.13	346.5
6	1600	-64.08	399.88
7	1800	-67.04	454.73
8	2000	-69.99	454.73
9	2200	-72.95	454.73
10	2400	-75.90	454.73
11	2600	-78.85	454.73
12	2940	-83.88	454.73
13	3700	-95.10	361.32
14	4200	-10	0

I rapporti del cambio e il rapporto di riduzione finale (pari a 4) sono stati anch'essi forniti dal software.



Il veicolo analizzato è a trazione integrale, e si è ipotizzato un Torque Bias Ratio (TBR) pari a 1.

3.2.6 Impianto frenante

Per quanto riguarda l'impianto frenante a disco, è stata calcolata la forza normale al disco (F_n) secondo la relazione:

$$F_n = n * p * A$$

dove n è il numero di superfici attive (pistoncini), p la pressione esercitata e A l'area di contatto.

Da F_n , conoscendo f (coefficiente d'attrito), si è ottenuta la forza tangente F_t come:

$$F_t = f * F_n$$

e infine la coppia frenante C_f come:

$$C_f = F_t * r_m = r_m * f * n * A * p$$

dove r_m è il raggio medio del disco.

Carmaker fornisce direttamente il valore $G = r_m * f * n * A$, che rappresenta il coefficiente di conversione tra pressione e coppia frenante. Sono stati considerati due valori distinti per l'asse anteriore e posteriore.

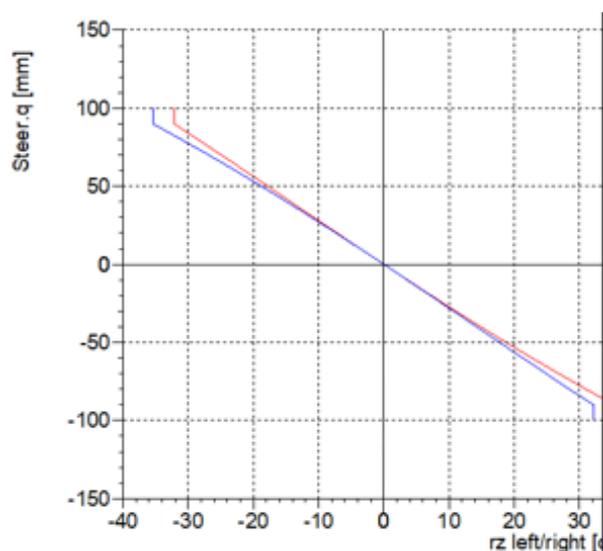
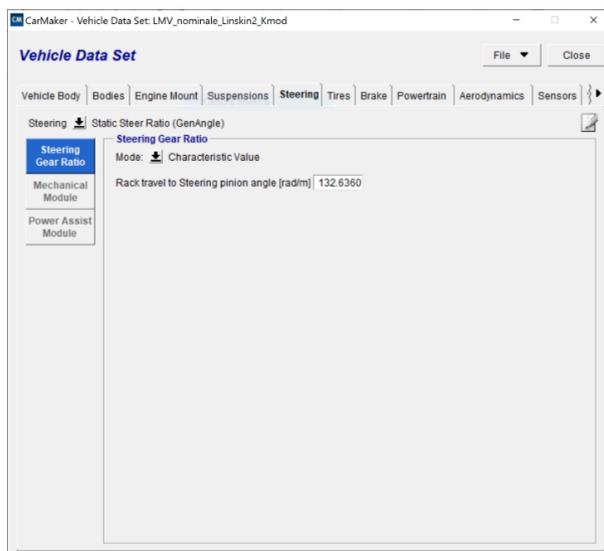
3.2.7 Sterzo

Per quanto concerne i rapporti di sterzo, il posteriore è nullo in quanto il veicolo non dispone di ruote sterzanti posteriori. Il rapporto di sterzo anteriore R_s è stato calcolato come:

$$R_s = \frac{\delta_{vol}}{x_{cr}} * \frac{x_{cr}}{\delta_{ruota}}$$

dove δ_{vol} è l'angolo di sterzo del volante, x_{cr} lo spostamento sulla cremagliera e δ_{ruota} l'angolo di sterzo delle ruote.

Il primo rapporto è stato ricavato da una tabella specifica di Carmaker, mentre il secondo è stato ottenuto dal coefficiente angolare di un grafico incrementale.



3.2.8 Pneumatico

Sono stati inoltre inseriti nel modello i parametri degli pneumatici, quali raggio del cerchio, larghezza, aspect ratio e rigidezze verticali anteriori e posteriori.

Si è ipotizzato un coefficiente di Pacejka pari a 17000.

4 Caratteristica di Sottosterzo

Una delle modalità più efficaci per analizzare il comportamento direzionale del veicolo in condizioni dinamiche consiste nello studio della relazione tra l'angolo di deriva e l'accelerazione laterale. Questa rappresentazione grafica consente di identificare con chiarezza il regime di sottosterzo o sovrasterzo in funzione della risposta del veicolo alle sollecitazioni trasversali.

Nel grafico considerato, l'angolo di sterzo dinamico (differenza tra angolo di deriva all'anteriore e quella al posteriore), è riportato sull'asse verticale, mentre l'accelerazione laterale è rappresentata sull'asse orizzontale. L'andamento risultante fornisce indicazioni qualitative e quantitative sul comportamento del veicolo: un incremento dell'angolo di deriva al crescere dell'accelerazione laterale, con andamento lineare o sub-lineare, è indicativo di un comportamento sottosterzante, in cui il veicolo tende a seguire una traiettoria più ampia rispetto a quella imposta dal volante. Al contrario, una diminuzione dell'angolo di deriva o un andamento non monotono può suggerire un comportamento sovrasterzante, dove il veicolo chiude la curva più rapidamente, con possibile perdita di aderenza al posteriore.

La pendenza della curva nel grafico è direttamente correlata alla sensibilità del veicolo rispetto alla variazione del carico trasversale e può essere influenzata da diversi fattori, tra cui la distribuzione delle masse, le caratteristiche degli pneumatici e la geometria delle sospensioni. Per identificare la natura del VTLM Lince sui vari terreni in ambiente Matlab/Simulink è stata eseguita una manovra di Ramp Steer a bassa pendenza (10 deg/s) a velocità costante (bassa), ottenendo quanto segue:

4.1 Asfalto

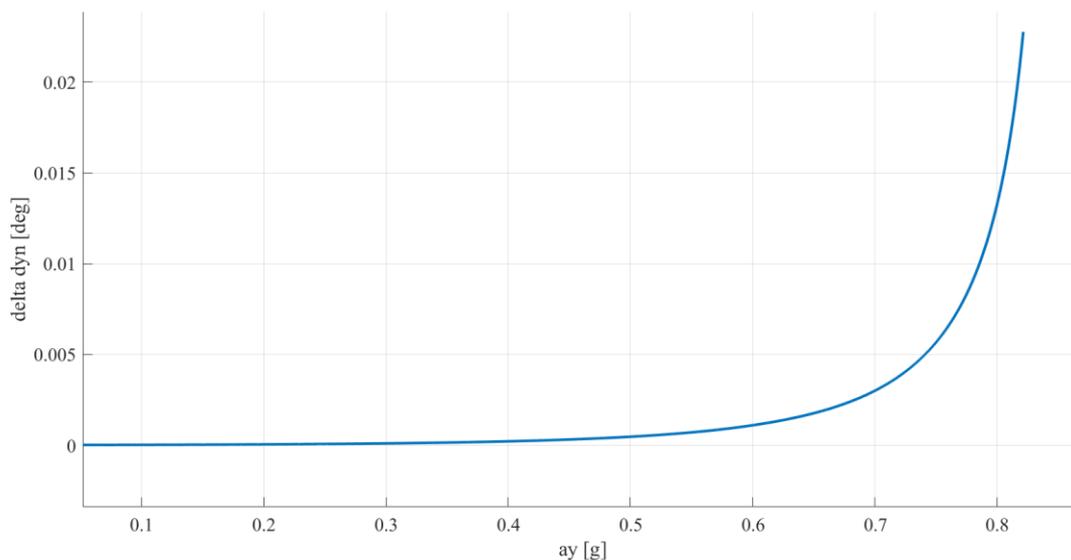


Figura 1 - Caratteristica di sottosterzo asfalto

Su asfalto il profilo risultante è riconducibile al comportamento tipico di un veicolo sottosterzante; tuttavia, il gradiente di sottosterzo risulta talmente contenuto da poter essere assimilato a quello di un veicolo con comportamento neutro.

Questa prova risulta utile anche per indicare il valore dell'accelerazione laterale limite (in corrispondenza dell'asintoto), ovvero quel valore massimo di accelerazione laterale che si riesce a raggiungere fino a saturare lo pneumatico, che è di poco superiore a 0.8 G.

4.2 Soft soil senza bulldozing

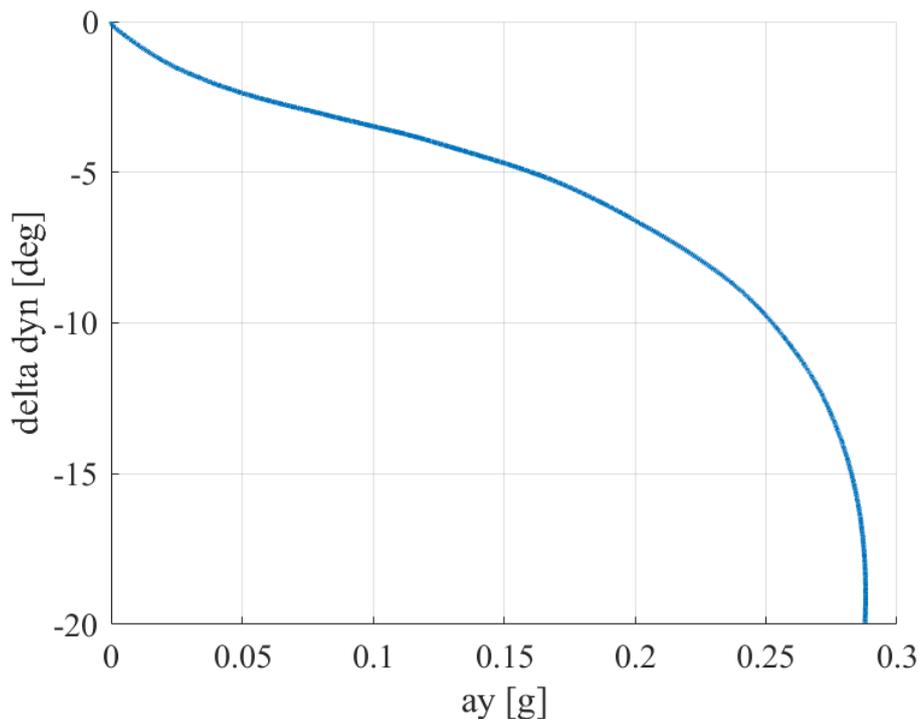


Figura 2 - Caratteristica di sottosterzo soft soil, senza effetto bulldozing

Nel caso su terreno cedevole, il confronto tra le caratteristiche di sottosterzo evidenzia come il comportamento del veicolo muti in modo sostanziale passando dall'asfalto al terreno cedevole. Nel caso del soft soil la curva assume valori interamente negativi, segnalando una chiara tendenza sovrasterzante. Questo implica che il veicolo, anziché richiedere maggior sterzo per seguire la traiettoria, tende a chiuderla spontaneamente, con un incremento del rischio di instabilità direzionale. In sintesi, mentre sull'asfalto prevale una risposta conservativa e sicura, sul terreno cedevole il comportamento vira verso una condizione più critica, che penalizza la controllabilità del mezzo. Al tempo stesso però l'accelerazione laterale massima risulta più contenuta, fermandosi sotto i 0.3 G.

4.3 Soft soil con bulldozing

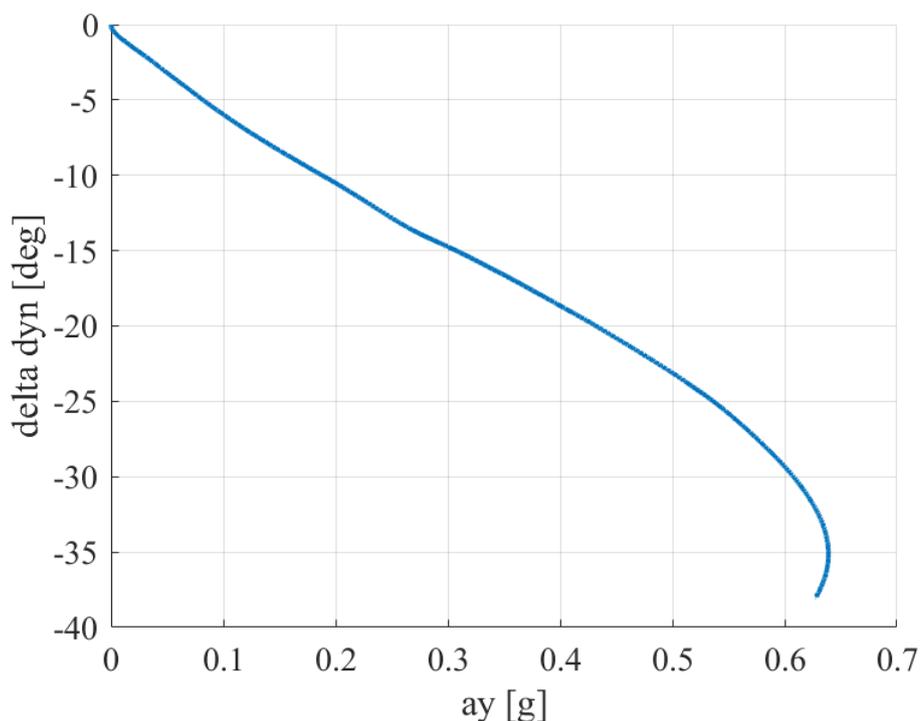


Figura 3 - Caratteristica di sottosterzo soft soil, con effetto bulldozing

Andando ad attivare l'effetto bulldozing, viene confermata la natura sovrasterzante del veicolo, ma si evidenziano differenze sostanziali in termini di capacità laterale massima. In assenza di bulldozing, la curva di sottosterzo si sviluppa entro un range ridotto. Ciò riflette la scarsa resistenza laterale offerta dal terreno quando lo pneumatico non beneficia di un vincolo aggiuntivo. L'attivazione del bulldozing, invece, determina un marcato incremento dell'accelerazione laterale che raggiunge valori superiori a 0.6 G prima della saturazione, consentendo di estendere l'escursione dinamica pur mantenendo una marcata inclinazione sovrasterzante della curva. In definitiva, il bulldozing non modifica la natura del comportamento, che resta instabile dal punto di vista direzionale in questo caso, ma incrementa sensibilmente il margine di aderenza disponibile, spostando in avanti la soglia di saturazione dello pneumatico.

5 Manovra

Per poter analizzare in modo efficace il rischio di ribaltamento del veicolo, è necessario sottoporlo a una manovra che metta in evidenza i principali parametri dinamici coinvolti nella sua stabilità laterale. L'obiettivo è quello di sollecitare il sistema veicolo in condizioni critiche, tali da evidenziare eventuali comportamenti instabili o prossimi al ribaltamento, in particolare su terreni con caratteristiche meccaniche differenti.

A tal fine, si è scelto di adottare una manovra di tipo impulsivo, consistente in un colpo di sterzo eseguito a velocità costante. Questa configurazione consente di isolare gli effetti dinamici legati alla variazione dell'angolo di sterzata, evitando interferenze dovute a fluttuazioni della velocità longitudinale. Il protocollo prevede che il veicolo raggiunga una velocità prestabilita, mantenuta costante per l'intera durata della manovra, in modo da garantire condizioni di riferimento stabili e riproducibili.

Una volta raggiunta la velocità desiderata, il conducente (o il sistema simulato) incrementa rapidamente l'angolo di sterzata del volante in un intervallo temporale molto breve, per poi mantenerlo costante fino al termine della manovra.

In aggiunta agli input di velocità e angolo di sterzata, è stato introdotto anche l'input relativo alla marcia inserita, selezionata in fase iniziale e mantenuta fissa durante tutta la simulazione. La scelta della marcia è coerente con il regime di velocità impostato e consente di tenere conto del comportamento del gruppo motopropulsore e della trasmissione, influenzando indirettamente la distribuzione delle forze longitudinali e la risposta dinamica complessiva del veicolo.

Questa tipologia di input consente di generare una perturbazione laterale significativa, utile per analizzare la risposta del veicolo in termini di rollio, trasferimento di carico, angolo di deriva e altri parametri dinamici rilevanti. La manovra è stata implementata all'interno del modello simulativo mediante uno schema di controllo che riproduce fedelmente la sequenza temporale dell'input di sterzata, garantendo coerenza tra le condizioni iniziali e gli obiettivi dell'analisi.

Segue la descrizione dello schema implementato per la simulazione della manovra:

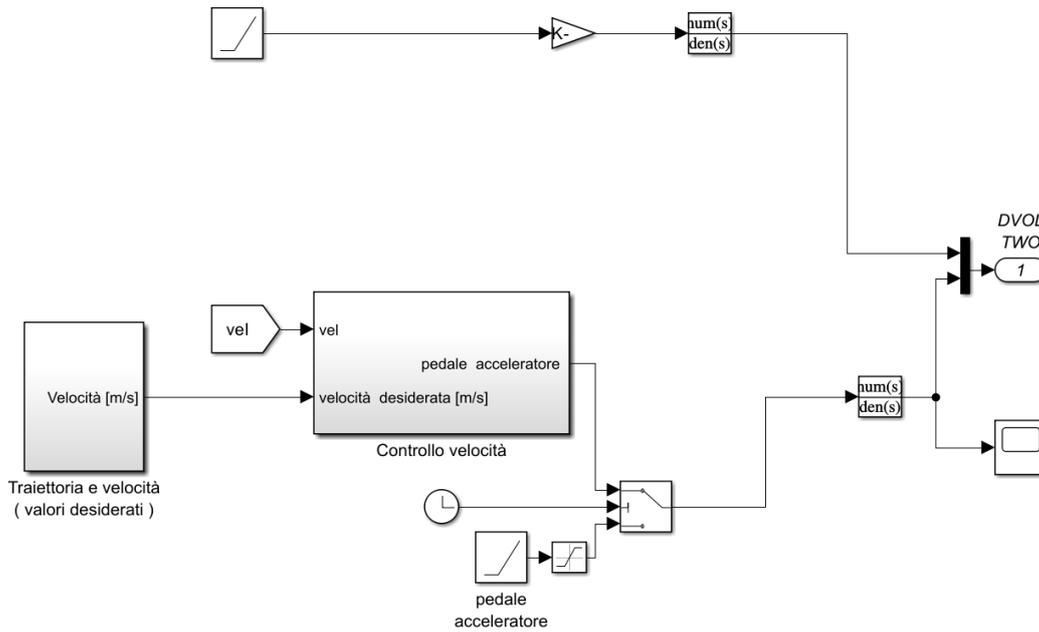


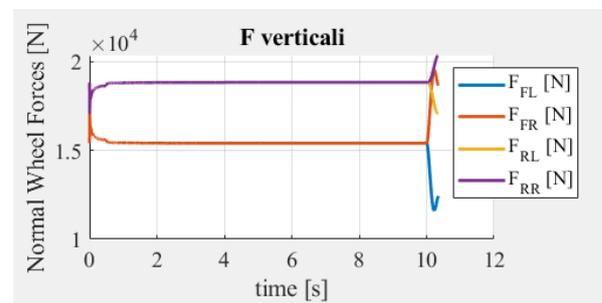
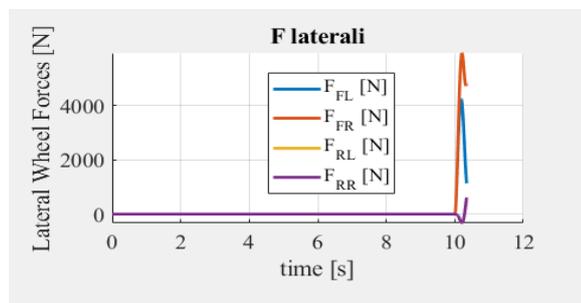
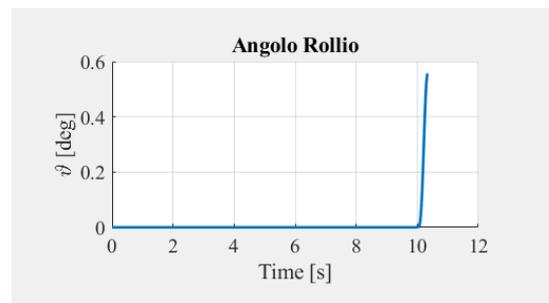
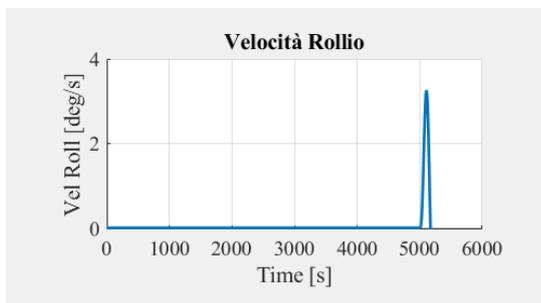
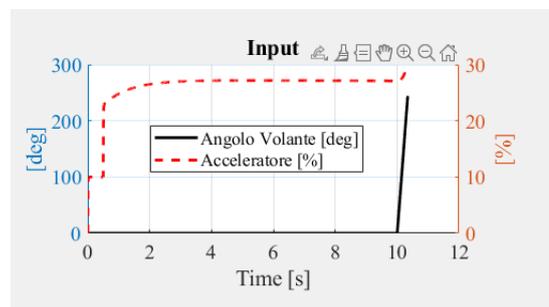
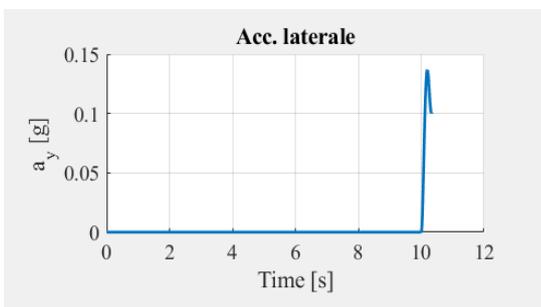
Figura 4 - Schema manovra

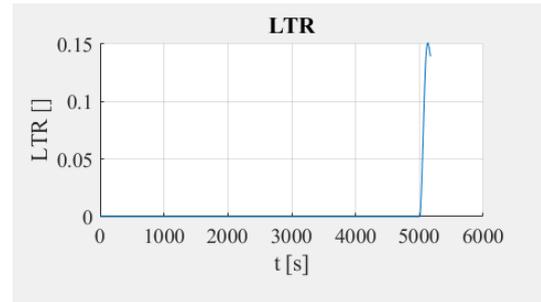
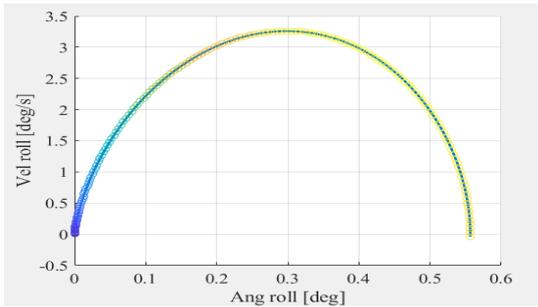
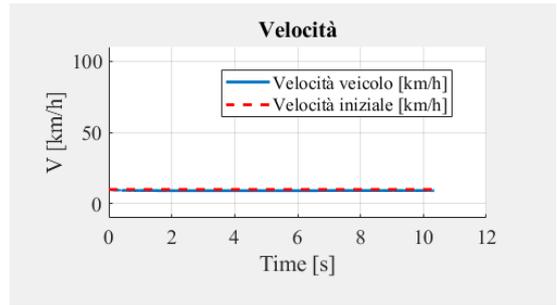
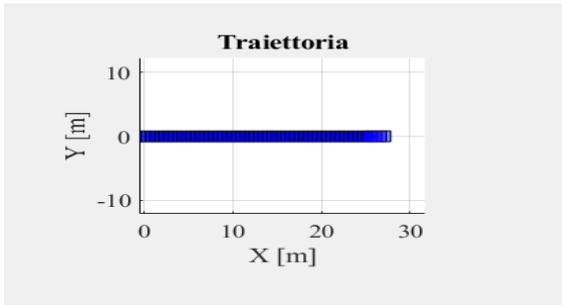
Dove un blocco “Ramp” fornisce in uscita un segnale con pendenza di 720 deg/s (poi convertito in radianti) e la velocità è mantenuta costante dal controllo di velocità, tramite un controllore PID. Nella simulazione l’input di sterzata viene emesso all’istante $t=10$ s, così da garantire al veicolo di raggiungere la velocità prefissata e mantenerla prima di iniziare la prova.

6 Grafici di interesse

Al fine di analizzare il comportamento dinamico del veicolo VTLM Lince in condizioni critiche, sono state condotte simulazioni numeriche mediante modelli sviluppati in ambiente MATLAB/Simulink. Tali simulazioni hanno permesso di riprodurre manovre potenzialmente destabilizzanti, sia su fondo asfaltato che su terreno cedevole, con l'obiettivo di valutare il rischio di ribaltamento in scenari realistici.

I grafici ottenuti rappresentano l'evoluzione temporale e spaziale di variabili dinamiche significative, selezionate in funzione della loro influenza sul comportamento laterale e sul rollio del veicolo. In particolare, sono stati considerati i seguenti parametri:





L'analisi dei grafici, come il piano delle fasi (angolo di rollio vs velocità angolare di rollio) e l'andamento del LTR nel tempo, consente di identificare le condizioni limite che precedono il ribaltamento, nonché di confrontare il comportamento del veicolo su superfici con caratteristiche meccaniche differenti.

Questi risultati costituiscono la base per la valutazione degli indici di rischio e per l'eventuale definizione di soglie critiche da utilizzare in sistemi di prevenzione attiva. Inoltre, l'osservazione delle variazioni dei parametri in funzione della manovra simulata permette di evidenziare l'effetto delle interazioni pneumatico-terreno, particolarmente rilevanti nel caso di suolo deformabile.

7 Risultati di simulazioni

7.1 Prova su asfalto

L'analisi delle simulazioni condotte sul modello asfalto, con velocità crescenti da 10 km/h fino a 80 km/h, mette in evidenza l'evoluzione progressiva dei parametri dinamici al variare della condizione iniziale di prova. Come previsto, l'incremento della velocità di ingresso comporta un aumento della severità della risposta trasversale del veicolo e una maggiore sollecitazione delle sospensioni e degli pneumatici, con conseguente riduzione di stabilità.

In primis dai grafici di velocità emerge come il modello sia in grado di mantenere la velocità prefissata, con scostamenti trascurabili nell'ordine di pochi punti percentuali: ciò consente di attribuire i fenomeni osservati esclusivamente agli effetti dinamici laterali. Questo aspetto rimarrà valido per tutte le prove effettuate da qua in avanti, e quindi non verrà riportato nuovamente.

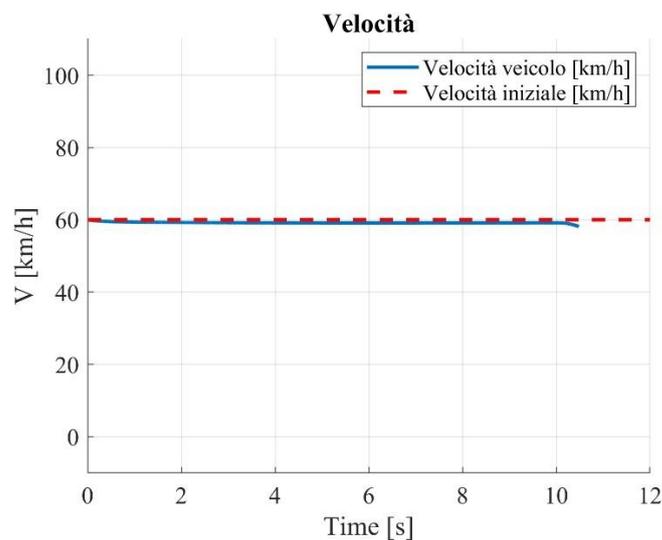


Figura 5 – Velocità

7.1.1 Accelerazione laterale

Dal punto di vista della risposta trasversale, l'andamento dell'accelerazione laterale evidenzia un incremento progressivo con la velocità. Nelle prove a 20 km/h il valore massimo non supera 0.4 G, mentre a 40 km/h si raggiungono circa 0.75 G e, infine, nella prova a 80 km/h si supera la soglia di 0.85 G. L'andamento non è lineare, ma mostra un incremento del fenomeno oltre i 40 km/h, a indicare un crescente sfruttamento dell'aderenza disponibile.

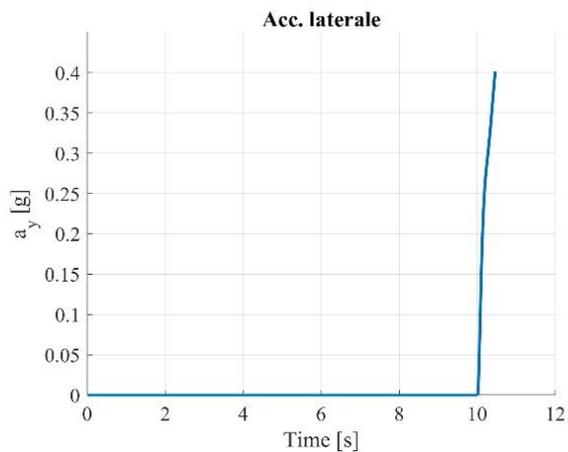


Figura 6 - Accelerazione laterale 20 km/h

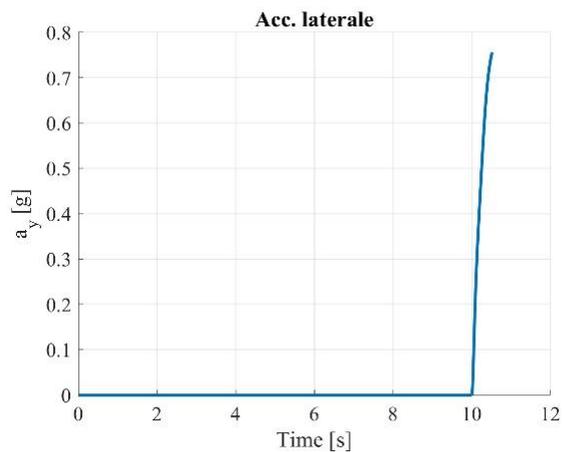


Figura 7 - Accelerazione laterale 40 km/h

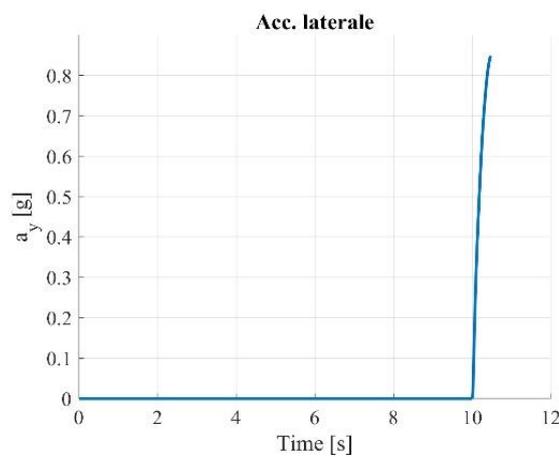


Figura 8 - Accelerazione laterale 80 km/h

7.1.2 Angolo di rollio

Lo stesso comportamento si osserva per l'angolo di rollio e per la velocità angolare di rollio: se nelle prime prove l'angolo massimo è inferiore a 1.5° , nelle velocità intermedie raggiunge circa 2.5° , per poi superare i 3° a 80 km/h.

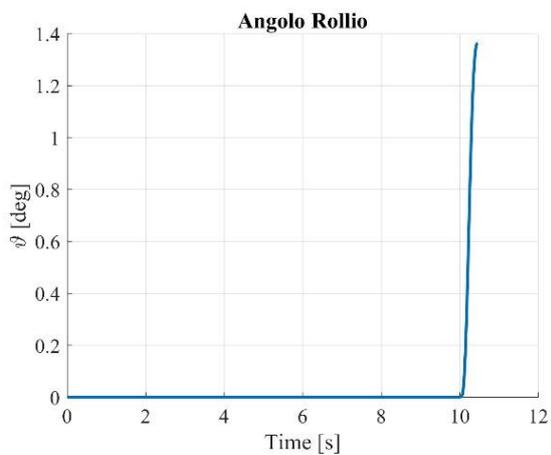


Figura 9 - Angolo di rollio 10 km/h

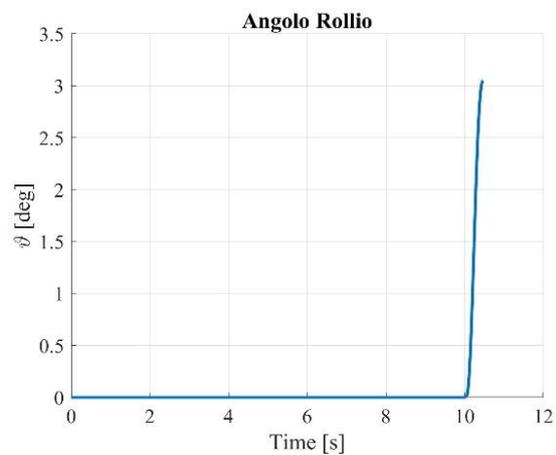


Figura 10 - Angolo di rollio 80 km/h

7.1.3 Velocità di rollio

La velocità di rollio passa da circa 6 °/s a 20 km/h a oltre 12 °/s nell'ultima prova, mettendo in luce una dinamica laterale progressivamente più rapida e severa.

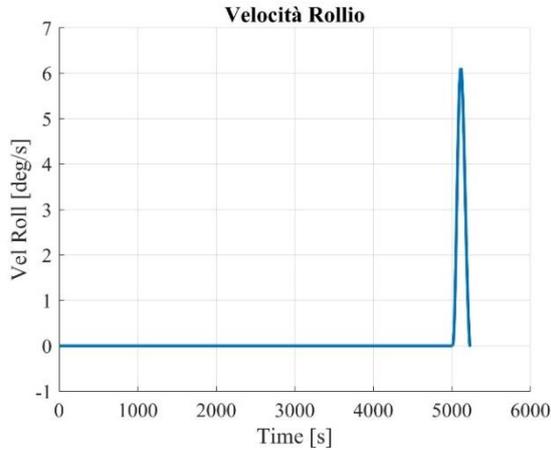


Figura 11 - Velocità di rollio 20 km/h

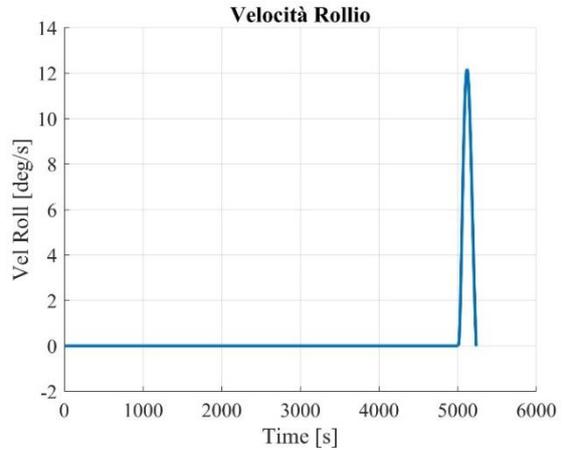


Figura 12 - Velocità di rollio 80 km/h

7.1.4 Forze verticali

I grafici delle forze sugli pneumatici forniscono un quadro ancora più significativo. Le forze verticali mostrano come, fino a 30 km/h, il trasferimento di carico laterale sia contenuto e ben bilanciato sulle quattro ruote. A partire da 50 km/h si osserva invece un alleggerimento progressivo delle ruote interne alla curva, in particolare dell'anteriore sinistra, fino ad arrivare a valori prossimi allo scarico completo a 80 km/h.

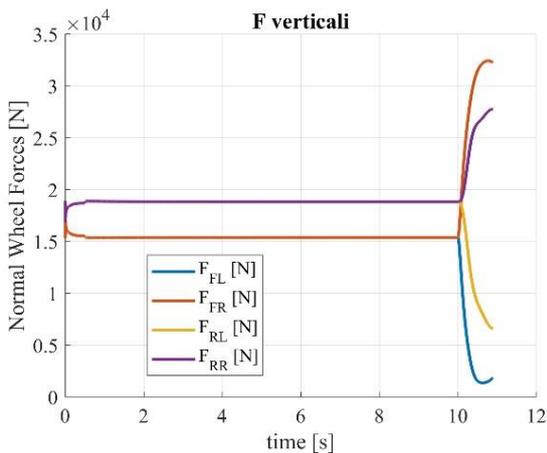


Figura 13 - Forze verticali 30 km/h

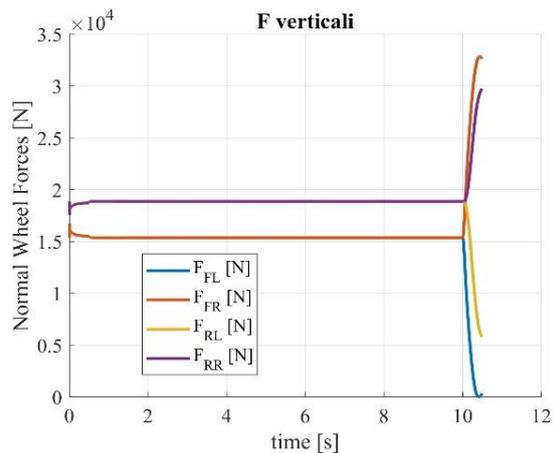


Figura 14 - Forze verticali 50 km/h

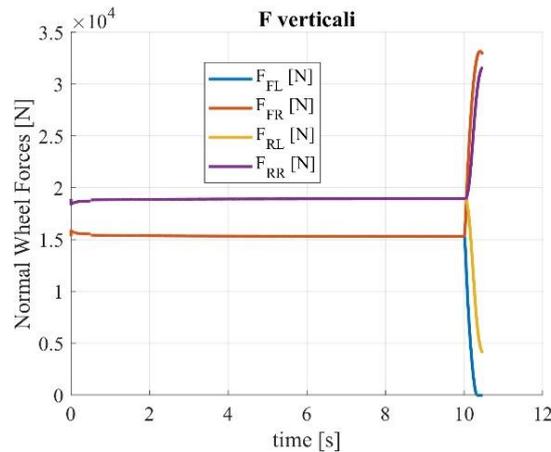


Figura 15 - Forze verticali 80 km/h

7.1.5 Forze laterali

Le forze laterali crescono di conseguenza, passando da picchi di circa 5–6 kN nelle prime prove ad oltre 30 kN nell’ultima. L’andamento delle curve mette inoltre in evidenza una saturazione del grip, con variazioni repentine che testimoniano l’approssimarsi delle condizioni limite di aderenza.

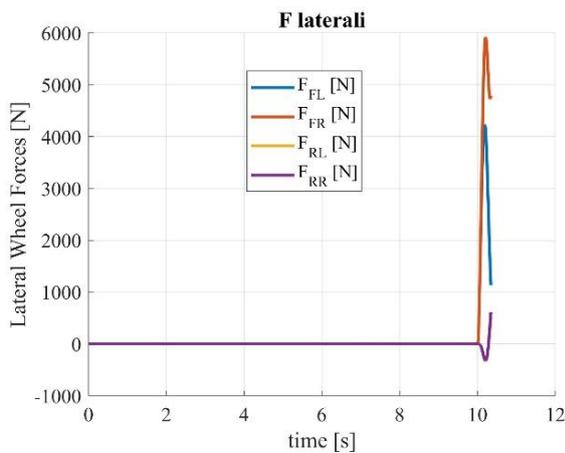


Figura 16 - Forze laterali 10 km/h

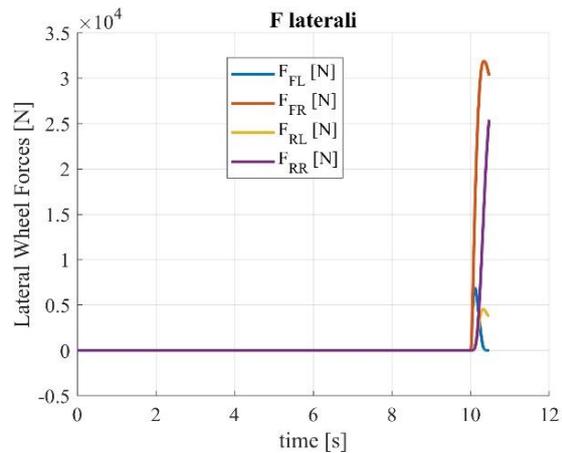


Figura 17 - Forze laterali 80 km/h

7.1.6 LTR

Un parametro principale per valutare il ribaltamento è l’LTR, per una descrizione di tale indice fare riferimento al capitolo 8. Il Load Transfer Ratio (LTR), rappresentato nei grafici specifici, sintetizza efficacemente l’evoluzione descritta. A 20 km/h il valore massimo non supera 0.4, mentre a 40 km/h si raggiungono valori prossimi a 0.7. Nella prova a 80 km/h si osserva un picco di circa 0.85, che si avvicina pericolosamente all’unità, soglia critica oltre la quale si verifica il ribaltamento. L’andamento crescente dell’LTR conferma dunque la progressiva riduzione del margine di sicurezza al crescere della velocità.

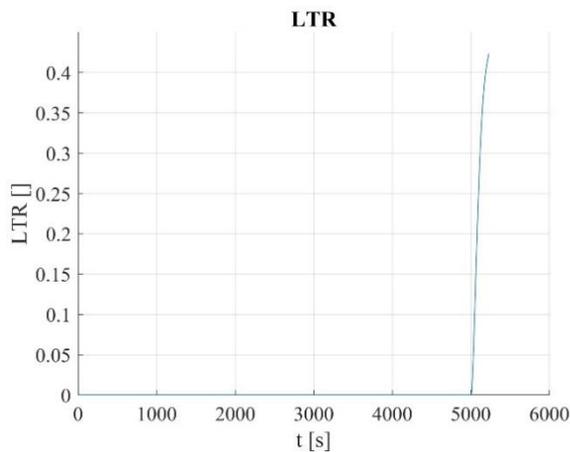


Figura 18 - LTR 20 km/h

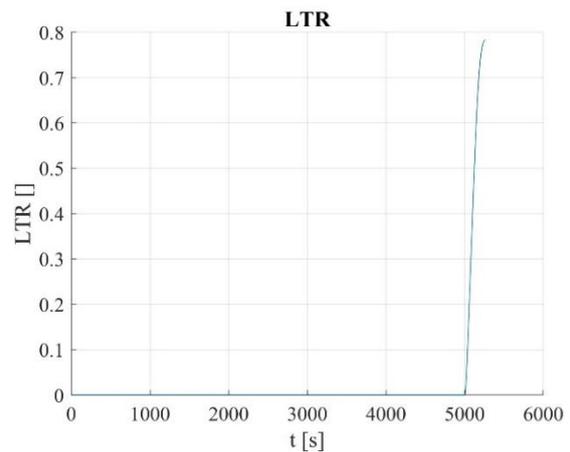


Figura 19 - LTR 40 km/h

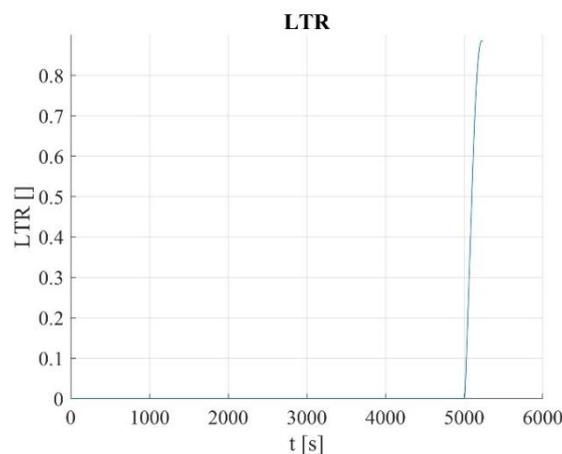


Figura 20 - LTR 80 km/h

7.1.7 Piano delle fasi

A completamento dell'analisi, il piano delle fasi (angolo di rollio-velocità di rollio) con le rette di iso-LTR offre una visione di sintesi particolarmente efficace. Le curve relative alle varie prove si dispongono via via più a destra e verso l'alto all'aumentare della velocità, segnalando rispettivamente angoli di rollio maggiori e dinamiche più rapide. Andando a collegare i punti delle varie curve a parità di LTR si ottengono le rette di iso-LTR, che consentono di confrontare le condizioni equivalenti di trasferimento di carico. Si osserva che, alle basse velocità, non si raggiungono valori elevati di LTR e le curve sono associate ad angoli e velocità di rollio contenuti, mentre alle alte velocità si raggiungono gli stessi valori di LTR con angoli di rollio più bassi ma a velocità di rollio maggiori. Le rette, con l'aumentare della velocità, tendono ad aumentare la loro negatività, fino ad arrivare alla retta corrispondente a LTR=0.8, dove risulta quasi verticale, implicando una condizione di rigidità a rollio nulla oppure di smorzamento a rollio che tende ad infinito.

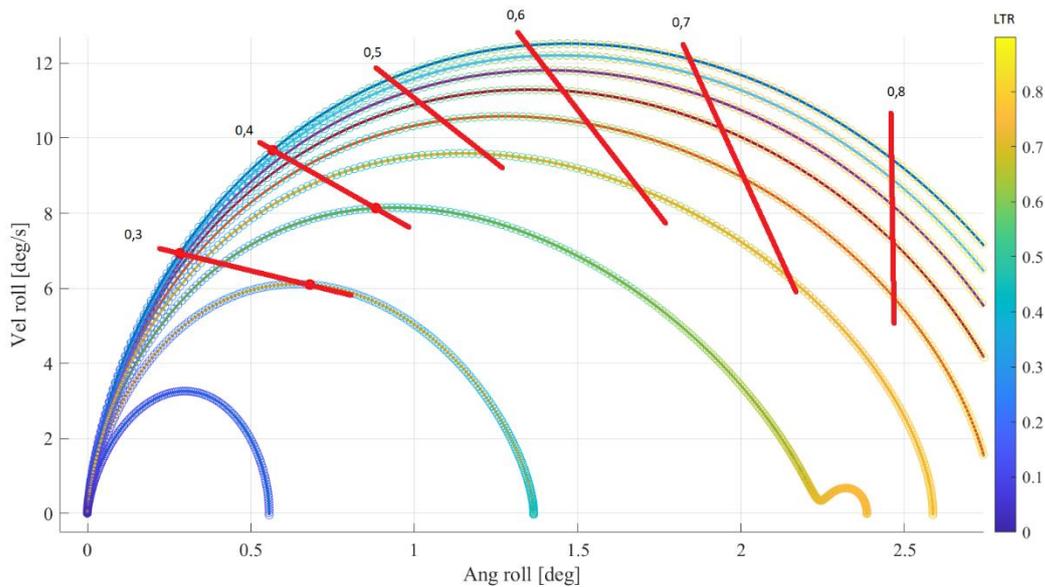


Figura 21 - Piano delle fasi asfalto

Le rette di iso-LTR nel piano delle fasi possono quindi essere descritte da relazioni lineari di pendenza negativa, la cui inclinazione dipende dai parametri del sistema sospensivo, in particolare dalla rigidità e dallo smorzamento a rollio. Un incremento della rigidità totale o, in alternativa, una riduzione dello smorzamento si traduce in una minore sensibilità delle iso-LTR, mentre condizioni esterne come asperità del terreno o la presenza di un angolo di bank stradale determinano uno spostamento orizzontale delle linee, modificando la distribuzione dei punti critici. Ne deriva che il grafico non solo rappresenta un efficace strumento qualitativo per interpretare l'avvicinamento al ribaltamento, ma costituisce anche un metodo quantitativo per valutare l'influenza dei parametri veicolari e delle condizioni al contorno sul rischio di instabilità.

7.1.8 Conclusioni

In conclusione, le simulazioni sul modello asfalto dimostrano come l'aumento della velocità comporti una riduzione sensibile delle riserve di stabilità del veicolo. Ciò si manifesta con un incremento delle accelerazioni laterali, dell'angolo e della velocità di rollio, delle forze sugli pneumatici e soprattutto del Load Transfer Ratio, che si avvicina progressivamente alla soglia critica. Il piano delle fasi con le iso-LTR si conferma lo strumento più rappresentativo per cogliere in modo sintetico questa tendenza: la disposizione delle traiettorie e la loro intersezione con le rette di LTR costante permettono infatti di evidenziare con immediatezza l'avvicinamento alle condizioni limite, fornendo un quadro chiaro e completo dell'evoluzione dinamica del sistema.

7.2 Prova su Soft-Soil escludendo l'effetto bulldozing

L'analisi delle simulazioni condotte sul modello soft soil senza effetto bulldozing mette in luce un comportamento dinamico sensibilmente diverso rispetto a quello osservato sull'asfalto. In particolare, il veicolo mostra una spiccata tendenza sovrasterzante e una ridotta capacità laterale, con conseguente limitazione dei valori massimi raggiungibili di accelerazione trasversale.

7.2.1 Accelerazione laterale

Per quanto riguarda l'accelerazione laterale, i valori massimi registrati risultano nettamente inferiori rispetto al caso su asfalto. Anche alle velocità più elevate, l'accelerazione trasversale non supera valori prossimi a 0.30 G, come si può osservare nei grafici temporali. Alle basse velocità (10–20 km/h) il picco rimane inferiore a 0.15 G, mentre alle prove a 70–80 km/h si raggiungono valori di circa 0.28–0.30 G, a testimonianza della saturazione precoce degli pneumatici.

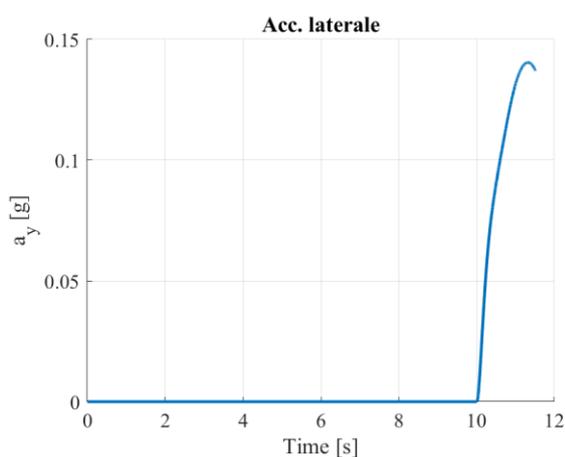


Figura 22 - Accelerazione laterale 20 km/h

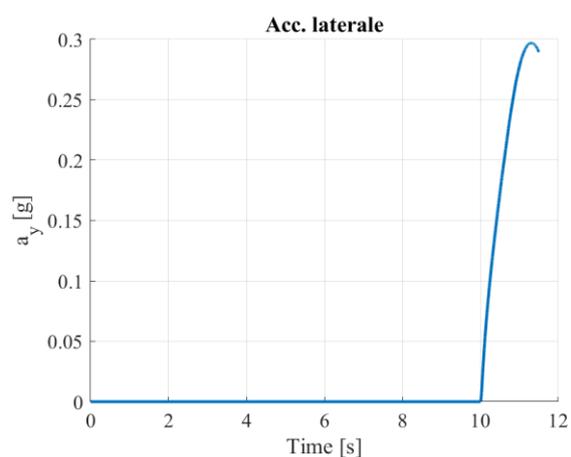


Figura 23 - Accelerazione laterale 80 km/h

7.2.2 Angolo di rollio

L'angolo di rollio cresce progressivamente con la velocità ma rimane sempre contenuto entro valori moderati. Dai grafici di ϕ nel tempo si nota come alle basse velocità il picco non superi i 3°, mentre nelle prove a 60–80 km/h raggiunge valori nell'intorno di 4°. La risposta si mantiene regolare e priva di oscillazioni secondarie, coerente con la ridotta sollecitazione laterale del veicolo.

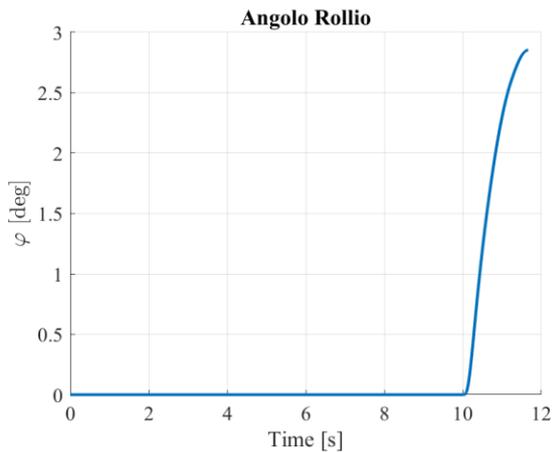


Figura 24 - Angolo di rollio 20 km/h

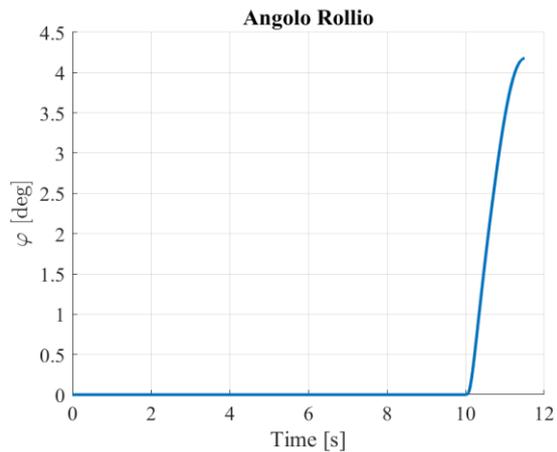


Figura 25 - Angolo di rollio 80 km/h

7.2.3 Velocità di Rollio

La velocità di rollio segue lo stesso andamento, con picchi che aumentano all'aumentare della velocità. Come riportato, nelle prove a 10–30 km/h i valori massimi di ϕ' sono inferiori a 3 °/s, mentre nelle prove a 70–80 km/h si attestano intorno a 4.5 °/s. Tali valori, sebbene in crescita, risultano inferiori a quelli osservati sull'asfalto, dove l'accelerazione laterale più elevata porta a picchi più marcati.

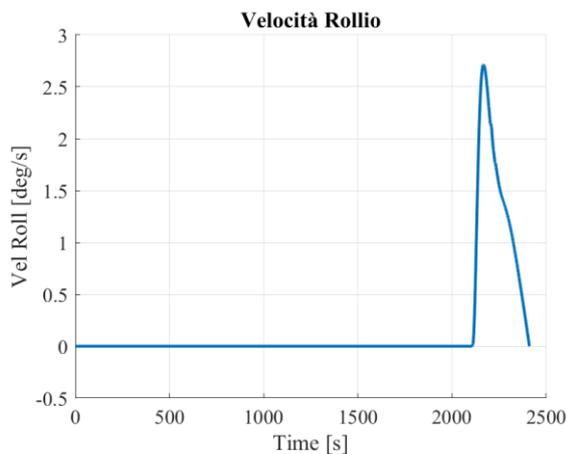


Figura 26 - Velocità di rollio 20 km/h

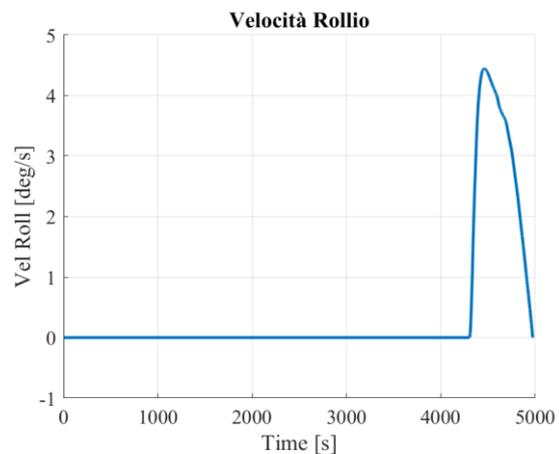


Figura 27 - Velocità di rollio 80 km/h

7.2.4 Forze verticali

Le forze verticali evidenziano chiaramente il trasferimento di carico tra il lato interno e quello esterno della curva. In particolare, la ruota anteriore sinistra riduce progressivamente il proprio carico, scendendo quasi a 12 kN nelle prove a 70–80 km/h, mentre la ruota anteriore destra si avvicina ai 22 kN. Nonostante questa marcata asimmetria, le forze verticali interne non raggiungono mai valori nulli, confermando l'assenza di sollevamento ruota in tutte le simulazioni.

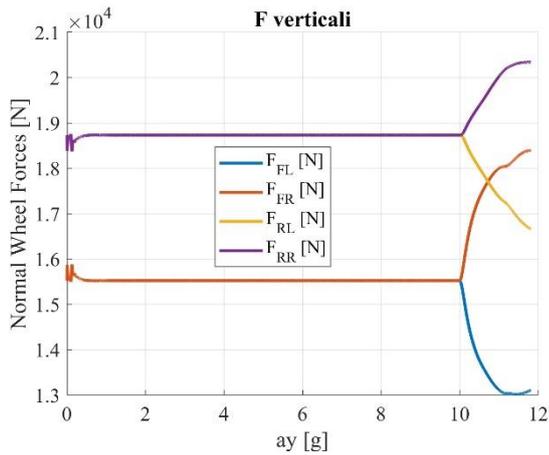


Figura 28 - Forze verticali 20 km/h

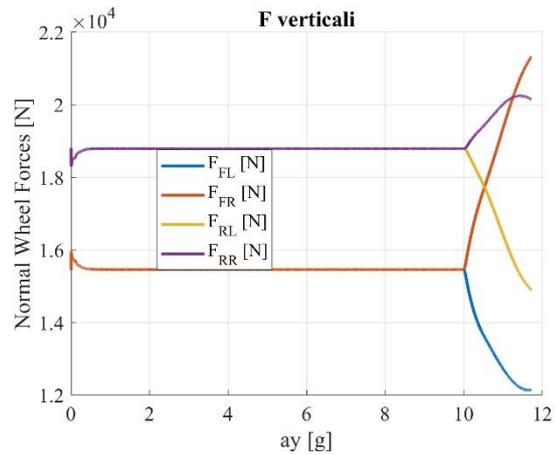


Figura 29 - Forze verticali 80 km/h

7.2.5 Forze laterali

Le forze laterali sugli pneumatici mostrano un andamento coerente con quanto osservato per le accelerazioni trasversali. Dai grafici dedicati emerge che lo pneumatico anteriore destro è quello più sollecitato, raggiungendo valori compresi tra 14 e 16 kN nelle simulazioni a 70–80 km/h, mentre le ruote interne riducono sensibilmente la loro capacità laterale. Questo squilibrio tra asse destro e sinistro riflette la tendenza sovrasterzante del veicolo, evidente soprattutto alle velocità più elevate.

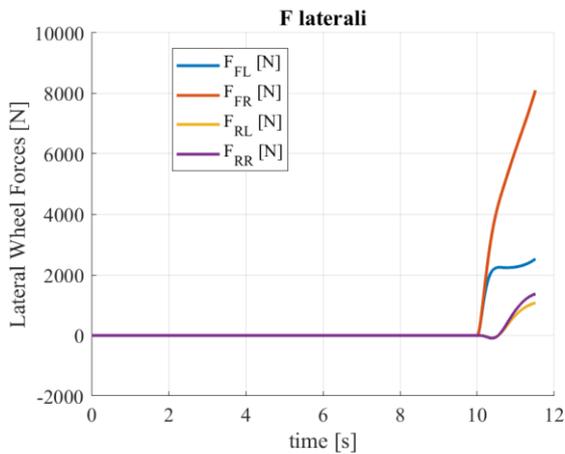


Figura 30 - Forze laterali 20 km/h

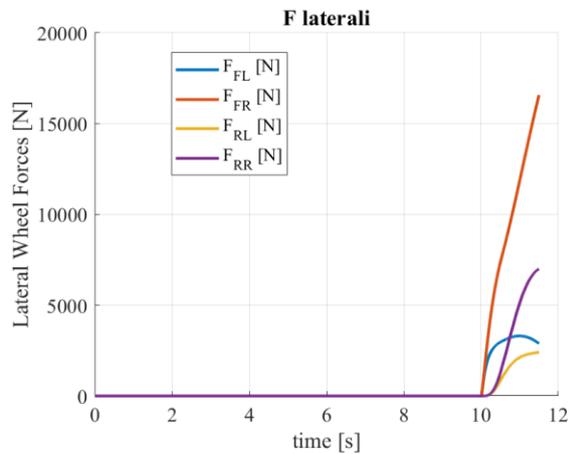


Figura 31 - Forze laterali 80 km/h

7.2.6 LTR

L'analisi dell'LTR conferma ulteriormente questo quadro. L'indice cresce con la velocità, passando da valori inferiori a 0.2 nelle prove a 10–30 km/h fino a raggiungere picchi compresi tra 0.35 e 0.38 nelle prove a 70–80 km/h. Sebbene indichi un trasferimento di carico rilevante, l'LTR rimane comunque molto contenuto, escludendo il verificarsi di condizioni di ribaltamento anche alle velocità più sostenute.

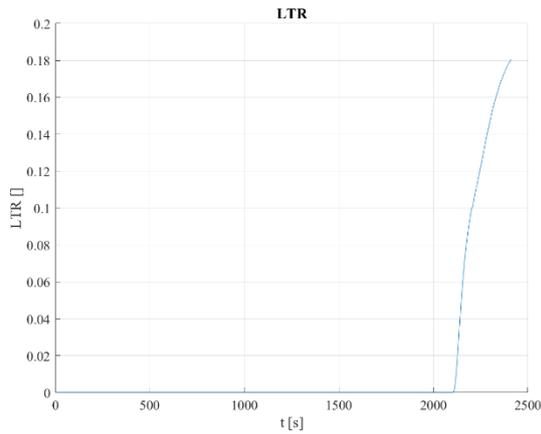


Figura 32 - LTR 10 km/h

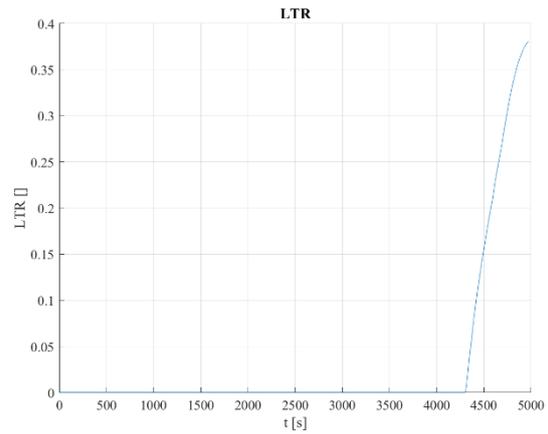


Figura 33 - LTR 80 km/h

7.2.7 Piano delle fasi

Una lettura particolarmente efficace dei risultati si ottiene mediante l'analisi del piano delle fasi. Le traiettorie relative alle diverse velocità si dispongono progressivamente verso destra e verso l'alto al crescere della velocità, indicando rispettivamente un aumento dell'angolo e della velocità di rollio. Le rette di iso-LTR tracciate mostrano chiaramente come, nelle simulazioni a 10–30 km/h, il sistema resti ben all'interno della zona con $LTR < 0.2$, mentre a 40–60 km/h i punti caratteristici raggiungono le iso 0.25–0.30. Nelle prove a 70–80 km/h le traiettorie lambiscono le iso 0.35–0.40. Questo andamento conferma che il terreno cedevole, pur limitando sensibilmente la capacità laterale e favorendo il comportamento sovrasterzante, riduce al contempo il rischio di ribaltamento grazie all'impossibilità di sviluppare valori elevati di accelerazione laterale.

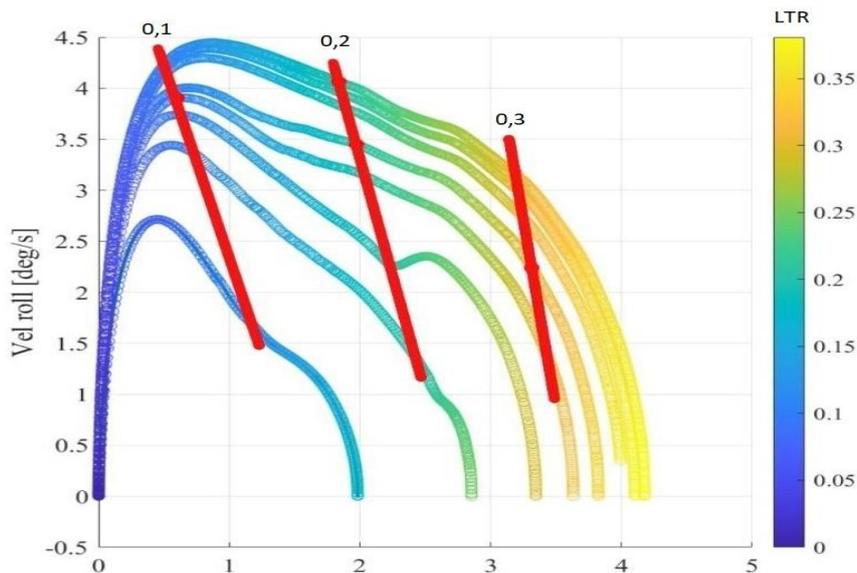


Figura 34 - Piano delle fasi soft soil senza bulldozing

7.3 Confronto comportamento tra Asfalto e Soft Soil

In sintesi, le simulazioni su soft soil senza bulldozing evidenziano un veicolo caratterizzato da una dinamica sovrasterzante e da una ridotta accelerazione laterale massima, con angoli e velocità di rollio contenuti e valori di LTR sempre inferiori alla soglia critica. Il confronto con le simulazioni su asfalto mette quindi in luce due comportamenti opposti: da un lato, sull'asfalto, la stabilità direzionale è garantita da un'impostazione sottosterzante ma il rischio al ribaltamento è elevato; dall'altro, sul terreno cedevole, l'assetto diventa sovrasterzante e meno controllabile dal punto di vista direzionale, ma la possibilità di raggiungere condizioni di ribaltamento è drasticamente limitata dalla saturazione precoce delle forze laterali generate dagli pneumatici.

7.4 Prova su Soft Soil con bulldozing

7.4.1 Accelerazione laterale

Dall'analisi dei grafici si osserva come l'accelerazione laterale cresca progressivamente all'aumentare della velocità di prova. A basse velocità (10–20 km/h) i valori massimi rimangono contenuti, mentre già a 40 km/h l'accelerazione trasversale supera 0,45 G. Alle velocità più elevate (70–80 km/h), il veicolo raggiunge valori prossimi a 0,6 G, evidenziando una risposta più marcata rispetto al caso senza bulldozing. Questo incremento è attribuibile alla maggiore resistenza generata dal terreno deformato, che accentua le forze laterali.

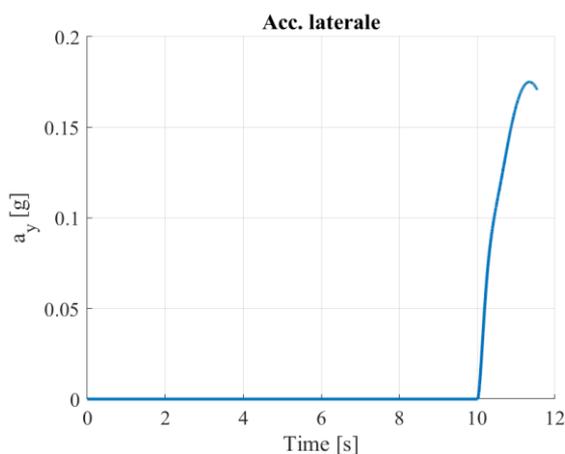


Figura 35 - Accelerazione laterale 20 km/h

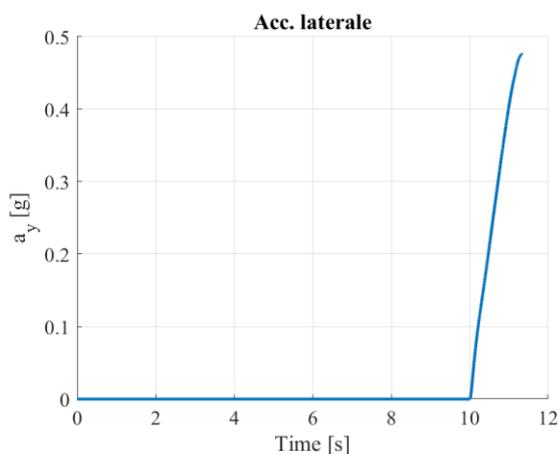


Figura 36 - Accelerazione laterale 40 km/h

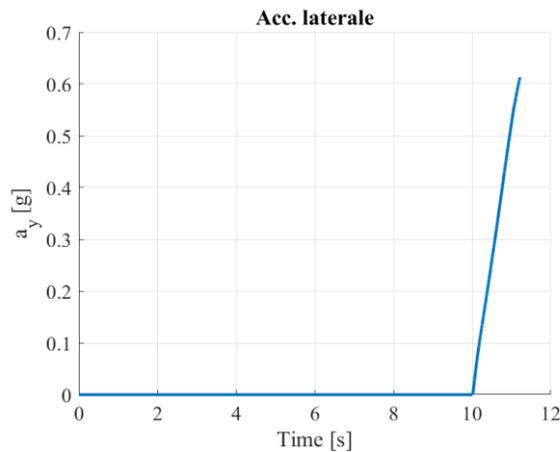


Figura 37 – Accelerazione laterale 80 km/h

7.4.2 Angolo di rollio

L'angolo di rollio cresce anch'esso in maniera evidente al crescere della velocità. Dai 4°–5° registrati a 20 km/h si passa a valori superiori ai 7° negli scenari a 70–80 km/h. L'effetto bulldozing amplifica l'inclinazione del veicolo, generando un comportamento più critico: la risposta del telaio risulta più accentuata e porta a un anticipo delle condizioni prossime al ribaltamento.

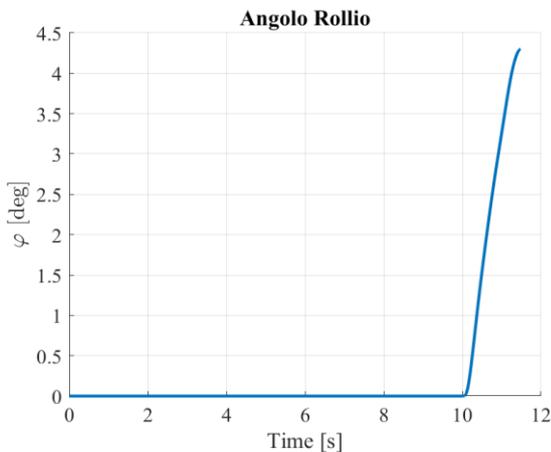


Figura 38 - Angolo di rollio 20 km/h

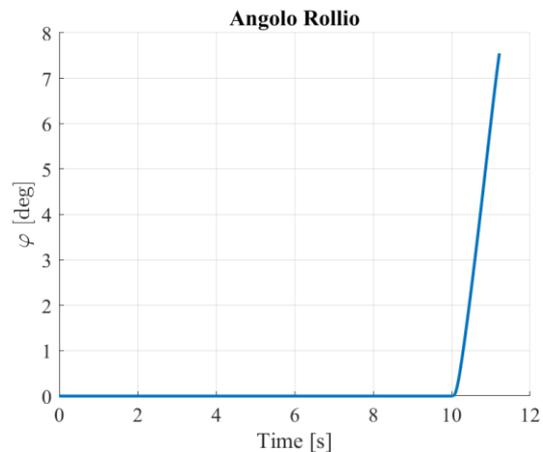


Figura 39 - Angolo di rollio 80 km/h

7.4.3 Velocità di rollio

La velocità di rollio presenta picchi crescenti con la velocità di avanzamento. A basse velocità si attestano su circa 3–4 °/s, mentre oltre i 60 km/h si osservano picchi di 7–8 °/s. È interessante notare come il bulldozing modifichi l'andamento: l'incremento della resistenza del terreno causa una risposta più repentina, evidenziata da curve più ripide nel piano di fase.

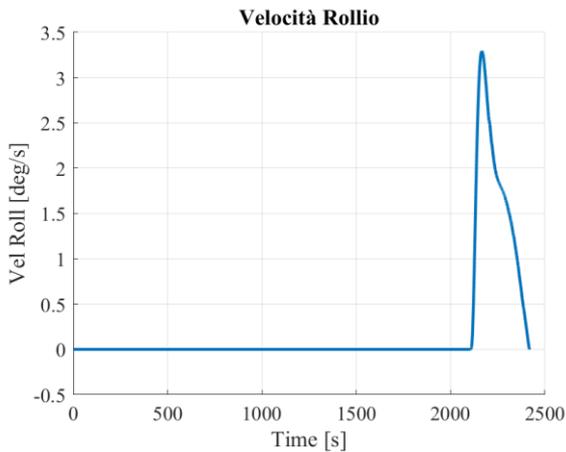


Figura 40 - Velocità di rollio 10 km/h

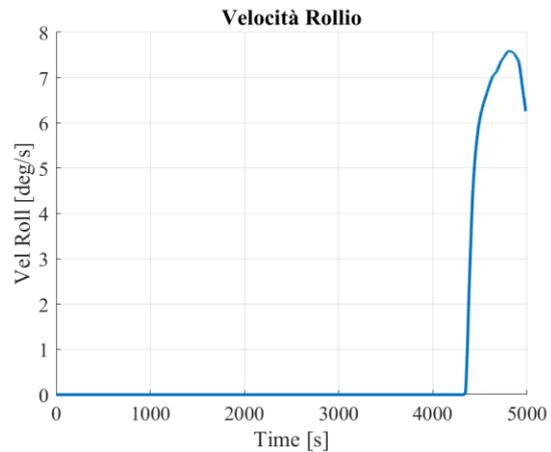


Figura 41 - Velocità di rollio 80 km/h

7.4.4 Forze verticali

L'analisi delle forze verticali mette in luce un progressivo trasferimento di carico dalle ruote interne a quelle esterne in curva. Già a 30–40 km/h si nota una riduzione significativa delle reazioni sulle ruote interne, con valori prossimi allo scarico totale oltre i 70 km/h. La presenza del bulldozing accentua questo fenomeno, aumentando le escursioni delle forze e anticipando la condizione di perdita di contatto delle ruote interne.

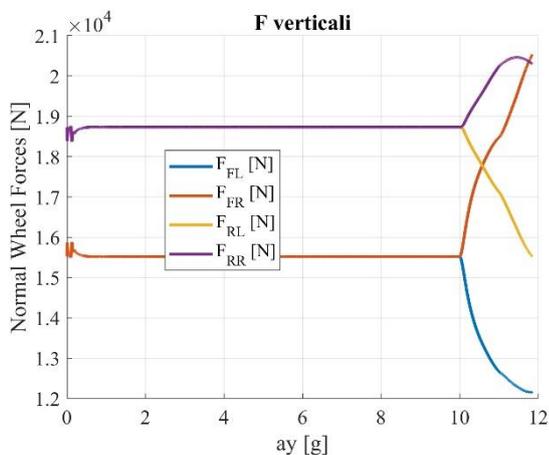


Figura 42 - Forze verticali 30 km/h

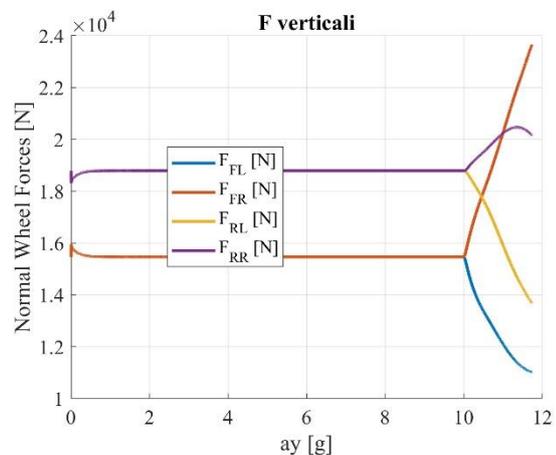


Figura 43 - Forze verticali 80 km/h

7.4.5 Forze laterali

Le forze laterali crescono sensibilmente con la velocità: dai circa 25 kN sulla ruota frontale esterna alla curva a 20 km/h, si arriva a valori oltre i 50 kN nelle simulazioni a 80 km/h. Il bulldozing determina un contributo ulteriore a queste forze, dovuto alla resistenza opposta dal terreno accumulato sul fianco degli pneumatici, che agisce come ulteriore vincolo e provoca picchi più elevati.

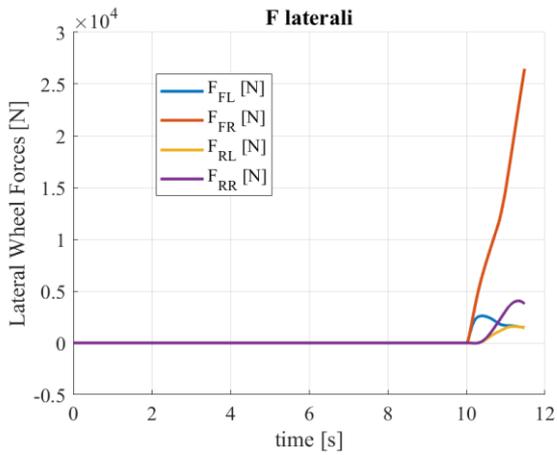


Figura 44 - Forze laterali 20 km/h

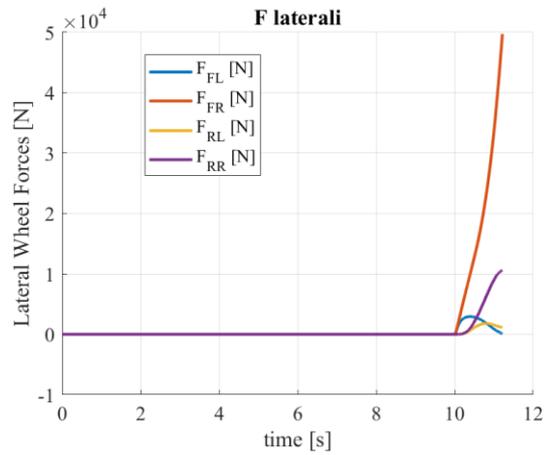


Figura 45 - Forze laterali 80 km/h

7.4.6 LTR

Il Load Transfer Ratio mostra chiaramente l'aggravarsi delle condizioni dinamiche con l'aumentare della velocità. A 20–30 km/h i valori rimangono nell'intorno di 0,4, ma già a 50 km/h si raggiungono livelli prossimi a 0,7. Nelle simulazioni a 70–80 km/h l'LTR supera stabilmente 0,8, avvicinandosi al ribaltamento.

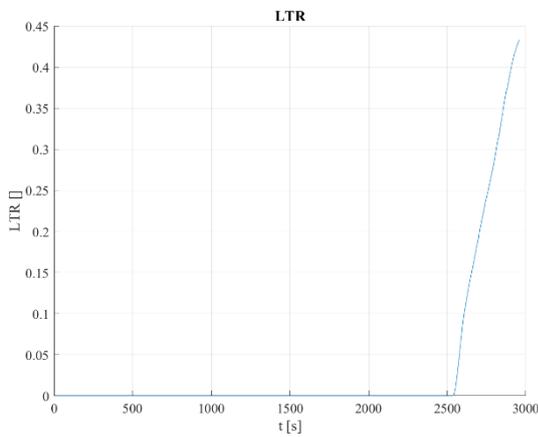


Figura 46 - LTR 20 km/h

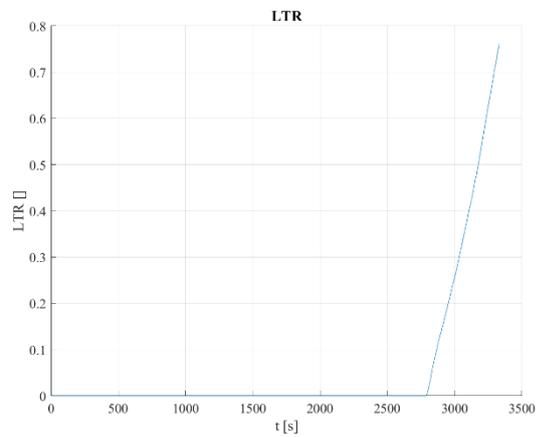


Figura 47 - LTR 50 km/h

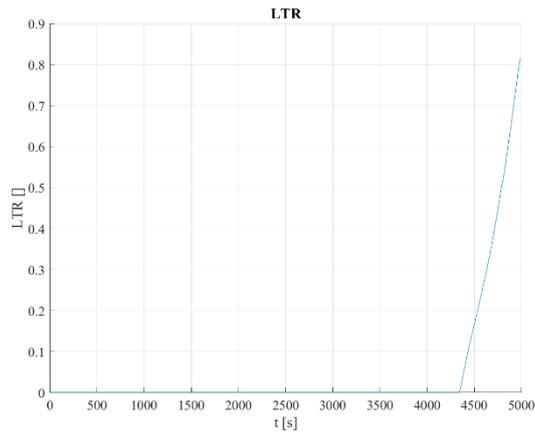


Figura 48 - LTR 80 km/h

7.4.7 Piano delle fasi con iso-LTR

Il piano delle fasi fornisce una visione complessiva del comportamento del veicolo. Le curve nel piano mostrano un'evoluzione più rapida rispetto al caso senza bulldozing. Le iso-LTR evidenziano come, la dinamica del veicolo diventi rapidamente critica, fino a raggiungere 0,7–0,8 nelle condizioni più estreme. Ciò conferma l'effetto destabilizzante del bulldozing, che amplifica il trasferimento di carico e anticipa l'ingresso nelle regioni pericolose del piano di fase.

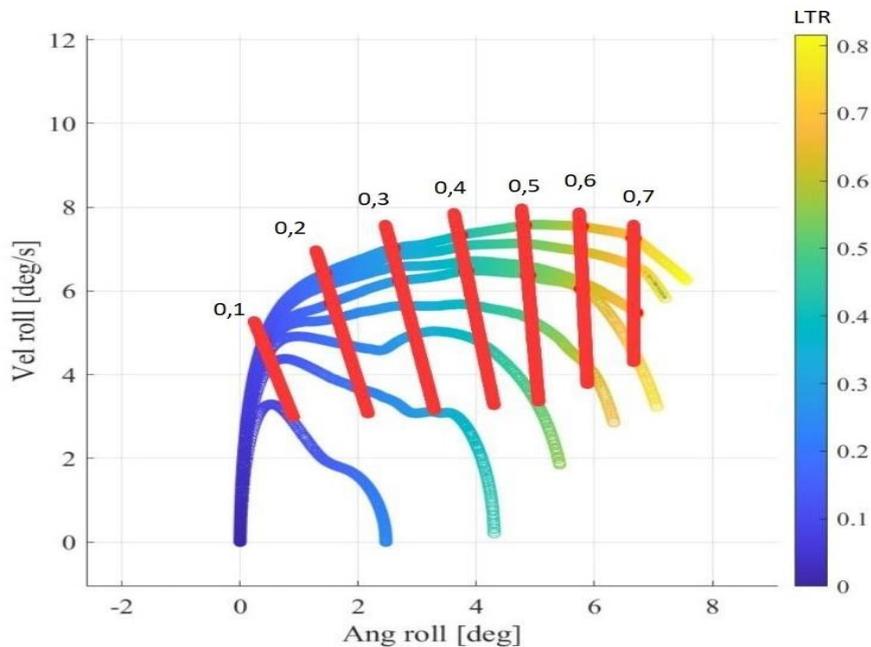


Figura 49 - Piano delle fasi soft soil con effetto bulldozing

7.5 Confronto tra Soft Soil senza e con bulldozing

Il confronto tra le simulazioni condotte su terreno cedevole con e senza effetto bulldozing mette in evidenza come l'aggiunta di questo fenomeno influenzi in modo sostanziale la dinamica del veicolo e le condizioni prossime al ribaltamento.

Dal punto di vista dell'accelerazione laterale, nelle prove senza bulldozing i valori massimi si mantenevano relativamente più contenuti, mentre nelle simulazioni con bulldozing si osserva un incremento costante lungo tutta la gamma di velocità. Alle alte velocità l'accelerazione laterale cresce di 0,3G nel punto massimo, indicando che la resistenza addizionale del terreno accumulato sul fianco delle ruote amplifica le forze laterali e porta il veicolo più vicino a condizioni critiche.

L'angolo di rollio mostra un'evoluzione analoga: nelle simulazioni senza bulldozing si osservavano valori massimi intorno ai 4°, mentre con bulldozing si raggiungono stabilmente 7°, oltre alle velocità più elevate. L'aumento è quindi dell'ordine di 3°, con un'evidente tendenza ad anticipare la perdita di stabilità. In parallelo, anche la velocità di rollio subisce un incremento: se senza bulldozing i picchi si attestavano intorno ai 4–5 °/s, con bulldozing si raggiungono facilmente valori di 7–8 °/s, con una dinamica più rapida e difficile da controllare. L'analisi delle forze verticali conferma questa tendenza. Nel caso senza bulldozing, lo scarico delle ruote interne avveniva in maniera progressiva e solo alle alte velocità; con bulldozing, invece, il trasferimento di carico si intensifica e si manifesta già a velocità intermedie. Ciò comporta una riduzione anticipata della forza normale sulle ruote interne, fino a valori prossimi allo zero, con una maggiore propensione al sollevamento.

Le forze laterali evidenziano incrementi significativi: i valori massimi si collocano su livelli superiori di diverse decine di kN rispetto al caso senza bulldozing. Questo è direttamente correlato alla resistenza generata dal materiale accumulato sul fianco degli pneumatici, che agisce come ulteriore vincolo.

Le differenze più marcate emergono però analizzando l'andamento dell'LTR: senza bulldozing, l'indice di trasferimento di carico rimaneva su valori inferiori a 0,4. Con bulldozing, invece, la crescita è molto più rapida: a 50 km/h si raggiungono già livelli di 0,6 e a 70–80 km/h l'LTR supera ampiamente 0,7, avvicinandosi ad una zona critica di stabilità. In altri termini, l'effetto bulldozing non solo peggiora la severità della risposta, ma riduce anche la soglia di velocità alla quale il veicolo inizia a manifestare condizioni di ribaltamento imminente.

Infine, il piano delle fasi con iso-LTR evidenzia in modo chiaro le differenze qualitative tra i due casi. Senza bulldozing le curve mantenevano un andamento più regolare e l'ingresso nelle regioni ad alto LTR avveniva in corrispondenza di angoli di rollio più elevati. Con bulldozing, invece, le curve si spostano verso sinistra: già a bassi angoli di rollio il veicolo entra in zone caratterizzate da valori elevati di LTR, con una traiettoria più rapida verso le regioni critiche. Questo conferma come il bulldozing non solo aumenti le grandezze dinamiche, ma anticipi anche il raggiungimento delle condizioni di instabilità.

In sintesi, l'effetto bulldozing si traduce in:

- I. un aumento generalizzato di accelerazioni, angoli e velocità di rollio;

- II. una maggiore severità delle forze verticali e laterali, con un trasferimento di carico più marcato;
- III. un incremento e anticipo dei valori critici di LTR;
- IV. un piano delle fasi che evidenzia una traiettoria più rapida verso la zona di ribaltamento.

Questi elementi dimostrano come l'effetto bulldozing costituisca un fattore destabilizzante di rilievo, da considerare attentamente nella valutazione della stabilità laterale del veicolo su terreni cedevoli.

8 Indici di valutazione al ribaltamento

Per poter valutare il ribaltamento di un veicolo ed evitarlo tramite anticipate correzioni bisogna definire degli indici: negli studi più recenti, l'attenzione si è concentrata sullo sviluppo di indici quantitativi in grado di valutare il rischio di ribaltamento in modo tempestivo e affidabile. In letteratura, tali indici vengono generalmente suddivisi in due categorie: statici che si basano su parametri geometrici e distribuzione delle masse; e dinamici, che considerano variabili come l'accelerazione laterale, l'angolo di rollio e la velocità angolare di rollio. Tra gli indici dinamici, il più diffuso è il Load Transfer Ratio (LTR), che esprime il trasferimento di carico verticale sugli pneumatici e rappresenta un indicatore diretto della perdita di aderenza laterale.

$$LTR = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{F_{zr} + F_{zl}}$$

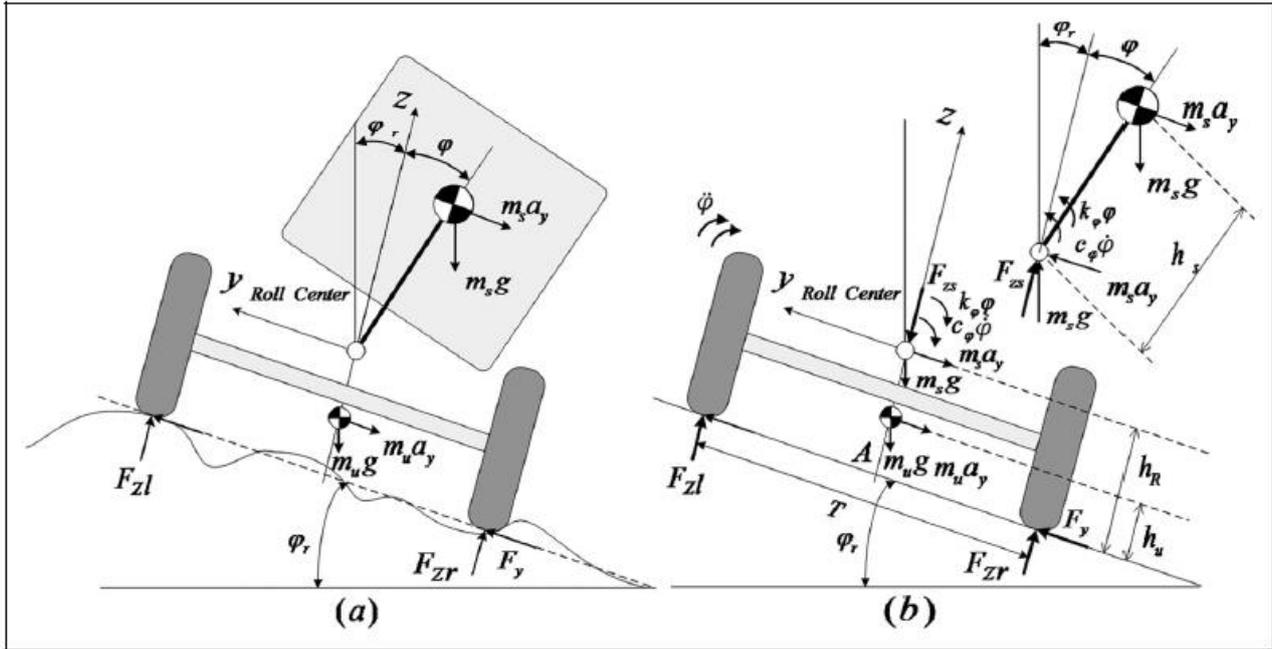
Oltre agli indici tradizionali, sono stati proposti anche indici predittivi, come il Time-to-Rollover e il Predictive LTR, e indici basati sull'energia, tra cui il Rollover Prevention Energy Reserve e la Critical Sliding Velocity. Questi strumenti mirano a stimare la capacità residua del veicolo di contrastare l'instabilità, offrendo una prospettiva più proattiva nella gestione del rischio.

Tuttavia, è stato osservato che la maggior parte degli indici esistenti risulta efficace nel rilevare ribaltamenti non indotti, ma presenta limitazioni significative nell'identificazione dei ribaltamenti indotti, generati da interazioni con ostacoli o irregolarità del terreno. Per rispondere a questa criticità, il presente lavoro propone lo sviluppo di un indice generale di ribaltamento (General Rollover Index, GRI), concepito per essere applicabile a entrambe le tipologie di ribaltamento e adattabile a diverse configurazioni stradali e ambientali. L'obiettivo è quello di fornire uno strumento più robusto e versatile per la valutazione del rischio, utile sia in fase di progettazione che nell'implementazione di sistemi di controllo attivo.

8.1 IL GRI

Partendo dalla definizione di LTR che rappresenta la forma fondamentale dell'indice di ribaltamento, basata sulla definizione del rapporto di trasferimento del carico laterale (LTR).

Per derivare il General Rollover Index (GRI), si utilizza un modello di veicolo a quattro gradi di libertà (4-DOF), che include i moti di rollio e verticali delle masse sospese e non sospese.



Equazioni di equilibrio

Partendo dal bilanciamento dei momenti attorno al centro di rollio per la massa sospesa:

$$-c_u \dot{\phi} - k_u \phi + m_s a_y h_s \cos \phi + m_s g h_s \sin(\phi + u_r) = (I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi}$$

dove:

- u_r rappresenta l'inclinazione laterale della strada.
- l'angolo di rollio ϕ è relativo al sistema veicolo.

Per la massa non sospesa, il bilancio dei momenti attorno al baricentro fornisce:

$$\frac{F_{zl} T}{2} - \frac{F_{zr} T}{2} + c_u \dot{\phi} + k_u \phi + F_y h_u + m_s (h_R - h_u) a_y + m_s g (h_R - h_u) \sin u_r = I_{xx}^u \ddot{\phi}_u$$

dove:

- F_y è la somma delle forze laterali sugli pneumatici,
- h_R = altezza del centro di rollio,
- h_u = altezza del baricentro della massa non sospesa,
- I_{xx}^u = momento d'inerzia di rollio della massa non sospesa,
- $\ddot{\phi}_u$ = accelerazione angolare di rollio della massa non sospesa.

La forza laterale totale può essere scritta come:

$$F_y = F_{y,\text{friction}} + F_{y,\text{tripped}} = ma_y + mg \sin u_r$$

Assumendo piccoli angoli di rollio:

$$\sin(\phi + u_r) \approx \phi \cos u_r + \sin u_r$$

Con:

$$m = m_s + m_u$$

Otteniamo:

$$\begin{aligned} F_{zl} - F_{zr} = \frac{2}{T} & (-m_s a_y h_s - m_s h_R a_y - m_u h_u a_y \\ & - m_s h_s g \sin \varphi_r - m_s h_R g \sin \varphi_r - m_u h_u g \sin \varphi_r \\ & - m_s g h_s \phi \cos \varphi_r + (I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi} + I_{xx-u} \ddot{\phi}_u) \end{aligned}$$

L'altezza H del baricentro complessivo del veicolo è:

$$H = \frac{m_u h_u + m_s (h_s + h_R)}{m_u + m_s}$$

Sostituendo nella precedente otteniamo (1):

$$F_{zl} - F_{zr} = \frac{2}{T} \left(-mH a_y - mgH \sin u_r - m_s g h_s \phi \cos u_r + (I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi} + I_{xx}^u \ddot{\phi}_u \right)$$

Equilibrio delle forze verticali

Per la massa sospesa:

$$F_{zs} = m_s \ddot{z}_s$$

Per la massa non sospesa:

$$F_{zr} + F_{zl} - m_u g \cos u_r \cos u_g - m_s g \cos u_r \cos u_g - F_{zs} = m_u \ddot{z}_u$$

Sostituendo otteniamo (2):

$$F_{zr} + F_{zl} = mg \cos u_r \cos u_g + m_u \ddot{z}_u + m_s \ddot{z}_s$$

Con u_g inclinazione longitudinale della strada.

Sostituendo (1) e (2) nella definizione del LTR, l'indice generale di ribaltamento diventa:

$$GRI = \frac{1}{T} \cdot \frac{2mH a_y + 2mgH \sin u_r + 2m_s g h_s \phi \cos u_r - (2I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi} - 2I_{xx}^u \ddot{\phi}_u}{mg \cos u_r \cos u_g + m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u}$$

Considerando una strada con pendenza longitudinale e laterale nulla, semplifichiamo:

$$GRI = \frac{1}{T} \cdot \frac{2mH a_y + 2m_s g h_s \phi - (2I_{xx} + m_s h_s^2) \ddot{\phi} - 2I_{xx}^u \ddot{\phi}_u}{mg + m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u}$$

Riassumendo nella seguente tabella i termini utilizzati:

Simbolo	Descrizione	Unità	Note / Significato fisico	
T	Carreggiata del veicolo	m	Distanza tra le ruote sinistra e destra; usata per normalizzare il momento ribaltante.	
m	Massa totale del veicolo	kg	Comprende sia la massa sospesa che quella non sospesa.	
m_s	Massa sospesa	kg	Parte di veicolo sopra le sospensioni (telaio, cabina, ecc.).	
m_u	Massa non sospesa	kg	Ruote, assali e componenti sotto le sospensioni.	
H	Altezza del baricentro complessivo	m	Distanza del baricentro totale dal piano di contatto ruote.	
h_s	Distanza tra centro di rollio e baricentro massa sospesa	m	Determina la leva del momento di rollio per la parte sospesa.	
a_y	Accelerazione laterale del baricentro	m/s ²	Responsabile del momento ribaltante dinamico.	
ϕ	Angolo di rollio	rad	Rotazione del corpo sospeso attorno all'asse longitudinale.	

$\ddot{\phi}$	Accelerazione angolare di rollio (massa sospesa)	rad/s ²	Contributo inerziale dovuto al moto di rollio.
$\ddot{\phi}_u$	Accelerazione angolare di rollio (massa non sospesa)	rad/s ²	Descrive l'inerzia rotazionale degli organi non sospesi.
I_{xx}	Momento d'inerzia in rollio (massa sospesa)	kg·m ²	Resistenza della massa sospesa alla rotazione attorno all'asse longitudinale.
I_{xx}^u	Momento d'inerzia in rollio (massa non sospesa)	kg·m ²	Resistenza al rollio delle masse non sospese.
\ddot{z}_s	Accelerazione verticale della massa sospesa	m/s ²	Rappresenta la dinamica verticale del telaio.
\ddot{z}_u	Accelerazione verticale della massa non sospesa	m/s ²	Descrive i moti verticali delle ruote.
g	Accelerazione di gravità	m/s ²	Componente del peso usata nel bilancio dei momenti.

Il GRI proposto è quindi una generalizzazione di diversi indici ed otteniamo un valore con il quale è possibile valutare con un numero compreso tra -1 e 1 il grado di trasferimento dei carichi tra i due lati del veicolo: se abbiamo un GRI che assume valori prossimi o uguali ai due estremi, siamo in un caso di ribaltamento o incipiente ribaltamento. Se invece ci troviamo nell'intorno di 0 abbiamo un bilanciamento dei carichi neutro.

All'atto pratico per ricavare i valori delle accelerazioni angolari della massa sospesa e non sospesa, si possono utilizzare degli accelerometri posizionati sui lati opposti sulle due masse.

Per consentire una valutazione pratica dell'indice di rischio di ribaltamento, si è adottata la forma semplificata:

$$GRI_{stimato} = \frac{2}{T} \cdot \frac{K\phi + C\dot{\phi} + m a_y h_{rol}}{m g}$$

che esprime l'indice in funzione di grandezze direttamente misurabili o stimabili a bordo veicolo. Dove h_{roll} è l'altezza del centro di rollio da terra, e si è considerata la massa totale nel termine al numeratore in quanto stiamo trattando un veicolo pesante dove la parte delle masse non sospese non è trascurabile. Questa formulazione permette di correlare in tempo reale il comportamento dinamico laterale con il rischio di ribaltamento, rendendo quindi il GRI utilizzabile come segnale predittivo per sistemi elettronici di sicurezza o strategie di controllo attivo (ad esempio limitazione di coppia o interventi frenanti selettivi). Il modello è stato così ricondotto alle variabili cinematiche di angolo e velocità di rollio e ai parametri di rigidità e smorzamento del veicolo, che descrivono la risposta della cassa.

8.2 Confronto tra GRI (analitico) e LTR (simulato)

In questo paragrafo verranno mostrati i grafici di confronto tra il GRI calcolato analiticamente e l'LTR ottenuto in simulazione direttamente dalle forze verticali esercitate dal veicolo sul suolo, per verificarne la coerenza e l'affidabilità come indicatore del rischio di ribaltamento. Il confronto in esame è stato riportato unicamente sul modello asfalto.

La comparazione tra il GRI e l'LTR evidenzia un'ottima coerenza tra i due indici lungo l'intera manovra e per tutte le velocità considerate. A 30 km/h il GRI tende a sottostimare leggermente l'LTR, con un errore massimo dell'ordine del 5%, ma riproduce correttamente l'andamento e la forma del transitorio. A 80 km/h le due curve risultano quasi perfettamente sovrapposte, con scarti inferiori al 3%. Questi risultati confermano che la formulazione semplificata adottata, basata su angolo e velocità di rollio e sui parametri di rigidità e smorzamento, descrive con buona precisione il trasferimento di carico reale. L'errore limitato ne dimostra l'affidabilità come indice predittivo del ribaltamento, utilizzabile per l'attivazione di sistemi elettronici di controllo o strategie di intervento preventivo.

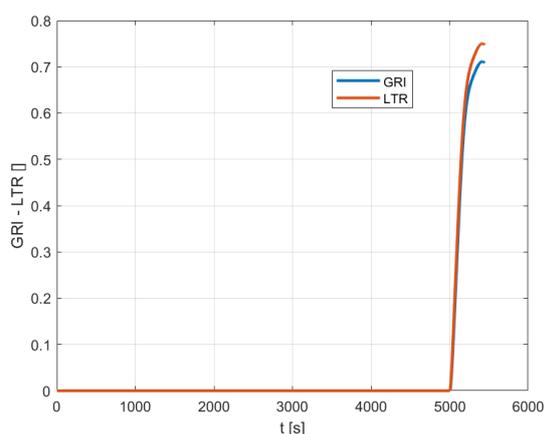


Figura 50 - GRI vs LTR 30 km/h

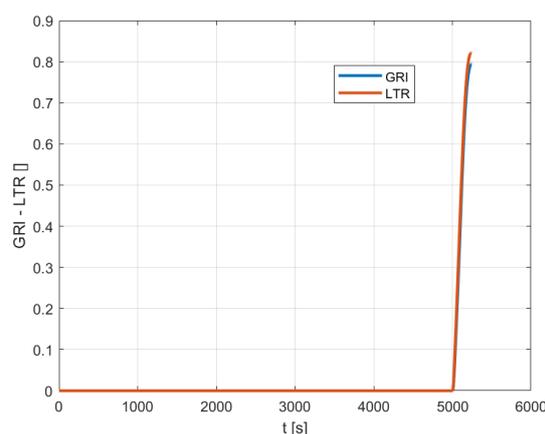


Figura 51 - GRI vs LTR 50 km/h

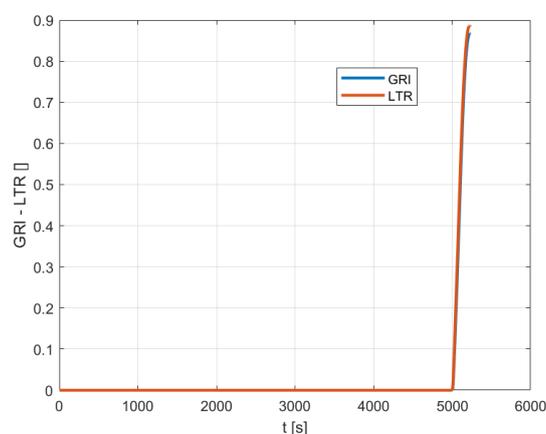


Figura 52 - GRI vs LTR 80 km/h

L'aumento dell'errore osservato alle basse velocità può essere attribuito alla natura quasi statica della manovra, in cui le accelerazioni laterali e gli angoli di rollio risultano ridotti. In queste condizioni, il trasferimento di carico è influenzato in misura maggiore da effetti che non sono rappresentati nella formulazione semplificata del GRI. Inoltre, la minore ampiezza dei segnali rende più sensibile l'indice a rumore di misura e approssimazioni nei parametri. All'aumentare della velocità, invece, la risposta del veicolo diventa più dinamica e dominata dai contributi di rigidità e smorzamento, migliorando così la corrispondenza tra GRI e LTR.

9 Conclusioni

Il lavoro svolto ha avuto come obiettivo principale lo studio, la modellazione e la valutazione del rischio di ribaltamento per veicoli tattici militari, con particolare riferimento al VTLM Lince. Attraverso lo sviluppo di modelli numerici e l'analisi di manovre dinamiche su differenti superfici, è stato possibile approfondire in modo sistematico le condizioni che precedono l'instabilità laterale del veicolo e proporre un indice predittivo di rischio di ribaltamento. La costruzione dei modelli di simulazione ha permesso di riprodurre fedelmente la risposta del veicolo in condizioni di aderenza variabile.

Il modello su asfalto ha mostrato un comportamento sottosterzante con progressiva riduzione del margine di stabilità all'aumentare della velocità. Le prove hanno evidenziato come l'incremento dell'accelerazione laterale e del trasferimento di carico (LTR) conduca rapidamente a condizioni prossime al ribaltamento, confermando la validità del piano delle fasi come strumento sintetico di interpretazione della stabilità.

Il modello su terreno cedevole ha introdotto fenomeni aggiuntivi legati alla deformazione del suolo e, in particolare, all'effetto bulldozing, il quale si è rivelato un fattore determinante nella dinamica del veicolo. In assenza di tale effetto, il comportamento del veicolo risulta sovrasterzante ma con valori di accelerazione laterale e LTR molto contenuti, tali da escludere situazioni di ribaltamento. L'introduzione del bulldozing modifica invece radicalmente lo scenario: le forze laterali aumentano, così come angolo e velocità di rollio, anticipando le condizioni critiche e riducendo le soglie di sicurezza. Questo conferma che il terreno deformabile, oltre a limitare la trazione, può anche innescare fenomeni destabilizzanti se il contatto laterale con il suolo diviene predominante.

A partire da queste analisi, è stato infine proposto e implementato un nuovo indice predittivo, derivato da una formulazione dinamica basata su angolo e velocità di rollio e sui parametri di rigidità e smorzamento del veicolo. Il confronto tra il GRI e l'indice classico LTR, ottenuto direttamente dalle forze verticali in simulazione, ha evidenziato un'elevata coerenza tra i due, con errori contenuti. Ciò dimostra la capacità del GRI di rappresentare efficacemente il rischio al ribaltamento, offrendo al contempo una maggiore versatilità operativa grazie alla possibilità di essere stimato in tempo reale tramite sensori a bordo veicolo.

In conclusione, il lavoro ha consentito di integrare in un unico quadro coerente aspetti teorici, modellistici e applicativi del fenomeno di ribaltamento. I risultati ottenuti confermano che la valutazione del rischio deve necessariamente considerare la combinazione di parametri veicolari, caratteristiche del terreno e condizioni dinamiche.

Gli sviluppi futuri di questo lavoro possono concentrarsi in varie direzioni:

- I. La prima riguarda la validazione sperimentale del General Rollover Index mediante prove su veicolo reale, equipaggiato con sensori di rollio e accelerometri. Questa fase consentirebbe di verificare l'effettiva corrispondenza tra i segnali simulati e quelli misurati, valutando l'influenza di fattori esterni come irregolarità del terreno, variazioni di pressione degli pneumatici o differenze tra carichi operativi.
- II. La seconda direzione di sviluppo concerne l'integrazione del GRI in logiche di controllo attivo, come sistemi di stabilità elettronica o sospensioni semi-attive, in grado di intervenire automaticamente in presenza di condizioni critiche. In prospettiva, l'indice potrebbe essere utilizzato come segnale di ingresso per algoritmi predittivi di guida autonoma o assistita, contribuendo a migliorare la sicurezza operativa dei veicoli tattici su terreni complessi.
- III. Ulteriori approfondimenti potrebbero riguardare l'estensione del modello ai ribaltamenti indotti da ostacoli o dislivelli, attraverso la simulazione di interazioni tridimensionali ruota-terreno.

Questi approfondimenti potrebbero ricoprire un ruolo fondamentale soprattutto in ambito militare, dove la tecnologia sta diventando un mezzo fondamentale per l'addestramento del personale. Infatti, al giorno d'oggi, non esistono simulatori di guida che trattino in maniera completa e dettagliata il comportamento dei veicoli in ambiente off-road, potendo un domani offrire ai piloti militari un ambiente simulativo sempre più realistico con il fine di poter accrescere l'esperienza e limitare al minimo gli incidenti in ambiente operativo, estendendo il modello a tutto il parco mezzi di cui è dotata la forza armata.

Tutto questo, unito all'implementazione del GRI, potrebbe fornire un pacchetto completo capace di coprire l'intero spettro di condizioni di instabilità, rendendosi applicabile non solo in ambito militare ma anche nel settore civile, per veicoli fuoristrada, industriali o autonomi.

10 Bibliografia

- [1] Zerbato, L., Vella, A.D., Galvagno, E., Vigliani, A., Data, S., e Sacchi, M.E., *A Numerical Analysis of Terrain and Vehicle Characteristics in Off-Road Conditions through Semi-Empirical Tire Contact Modelling*, SAE Technical Paper 2024-01-2297, SAE International, 2024.
doi:10.4271/2024-01-2297
- [2] Vella, A.D., Zerbato, L., Galvagno, E., Vigliani, A., Data, S., e Sacchi, M.E., *A Model-Based Parameter Estimation Algorithm for Tire-Soft Soil Contact Model from Off-Road Longitudinal Tests*, in *Proceedings of IFToMM Italy 2024, Mechanisms and Machine Science*, vol. 164, Springer Nature Switzerland, pp. 214–221, 2024.
doi:[10.1007/978-3-031-64569-3_25](https://doi.org/10.1007/978-3-031-64569-3_25)
- [3] Ministero della Difesa – Esercito Italiano, “Veicolo Tattico Leggero Multiruolo (VTLM) Lince,” *Esercito.difesa.it*, 2024.
Disponibile su: <https://www.esercito.difesa.it/equipaggiamenti/Veicoli-blindati-e-corazzati-da-combattimento/Veicoli-tattici-protetti/pagine/vtlm-lince.aspx>
- [4] Iveco Defence Vehicles, *Light Multirole Vehicle (LMV) – Scheda tecnica ufficiale*, Bolzano, 2023.
Disponibile su: <https://www.ivecodefencevehicles.com>
- [5] Tota, A., Dimauro, L., Velardocchia, F., e Paciullo, G., *An Intelligent Predictive Algorithm for the Anti-Rollover Prevention of Heavy Vehicles for Off-Road Applications*, Machines, MDPI, 2022.
doi:10.3390/machines1010000
- [6] Zhang, X., Yang, Y., Guo, K., Lv, J., e Peng, T., *Contour Line of Load Transfer Ratio for Vehicle Rollover Prediction*, Vehicle System Dynamics, Taylor & Francis, 2017.
doi:10.1080/00423114.2017.1321773
- [7] Ataei, M., Khajepour, A., e Jeon, S., *A General Rollover Index for Tripped and Un-Tripped Rollovers on Flat and Sloped Roads*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 231, n. 13, pp. 1–13, 2017.
doi:10.1177/0954407017743345
- [8] Phanomchoeng, G., e Rajamani, R., *New Rollover Index for the Detection of Tripped and Untripped Rollovers*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 60, n. 10, pp. 4726–4736, 2013.
doi:10.1109/TIE.2012.2211312

[9] Jin, Z., Li, B., e Li, J.,
Dynamic Stability and Control of Tripped and Untripped Vehicle Rollover,
Synthesis Lectures on Advances in Automotive Technology, Morgan & Claypool Publishers, 2019.
doi:10.2200/S00916ED1V01Y201904AAT006

[10] Holtz, D., Singh, A., e Megiveron, M.G.,
Tire–Soil Modeling for Vehicle Rollover Over Sloped Compressible Terrains,
*in Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences &
Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2014), Buffalo, New York,
USA, 2014.*
doi:10.1115/DETC2014-35662