



UNIMORE

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA “ENZO FERRARI”

Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Del Veicolo

Curriculum Sistema Veicolo

D.M.270/04

SVILUPPO DI UN MODELLO DINAMICO DI UN VEICOLO FERROVIARIO E CONFRONTO CON MISURE SPERIMENTALI

Relatore

Silvio Sorrentino

Candidato

Mirko Soggetti

A.A. 2025/2026

*La misura dell'intelligenza è data dalla capacità
di cambiare quando è necessario.*

– ALBERT EINSTEIN

Sommario

La presente tesi ha come obiettivo lo sviluppo di un modello multibody del mezzo d'opera ferroviario APV 520 SPAZIO 10, prodotto dall'azienda SVI S.p.A., implementato nell'ambiente di simulazione Simpack, al fine di riprodurre il comportamento dinamico e consentirne la valutazione della sicurezza di marcia. Il modello è stato concepito per consentire un confronto diretto con dati sperimentali acquisiti durante prove in linea sul tratto ferroviario compreso tra le stazioni di Naujoji Vilnia e Bezdony.

A seguito della fase di validazione sulla configurazione a scartamento 1520 mm, il modello è stato utilizzato per analizzare il comportamento del veicolo nella configurazione a scartamento 1668 mm, verificandone la conformità ai requisiti previsti dalla norma EN 14363. L'attività ha inoltre permesso di approfondire gli aspetti legati alla stabilità dinamica laterale del veicolo, mediante la determinazione della velocità critica di innesco del fenomeno di serpeggio e lo studio della corrispondente frequenza caratteristica f_0 .

Infine, è stato sviluppato un criterio di stima per l'individuazione della frequenza f_0 da impiegare nel filtro passa-banda previsto dalla normativa, utile all'elaborazione dei segnali di misura per la valutazione del criterio di instabilità connesso alla sicurezza di marcia.

Indice

Sommario.....	3
Indice figure.....	6
Indice tabelle.....	8
1 Introduzione	9
2 Stato dell'arte	11
2.1 Binario	11
2.1.1 Scartamento	11
2.1.2 Profilo rotaia	12
2.1.3 Inclinazione rotaia.....	14
2.1.4 Sopraelevazione	14
2.2 Ruota.....	19
2.2.1 Profilo della ruota	19
2.2.2 Usura del profilo della ruota	21
2.3 Tipologie di carelli e sospensioni	23
3 Modello multicorpo su SIMPACK	26
3.1 Introduzione	26
3.2 Le basi di Simpack.....	27
3.2.1 Marker.....	27
3.2.2 Sistema di riferimento assoluto e gradi di libertà	27
3.2.3 Geometrie.....	28
3.2.4 Collegamenti e interazioni	29
3.2.5 Struttura ad albero.....	30
3.2.6 Flusso di lavoro di Simpack.....	31
3.2.7 Modelli di contatto ruota-rotaia	32
3.3 Massa e momenti di inerzia	33
3.4 Modellazione del carrello	39
3.4.1 Modellazione della sala montata.....	39
3.4.2 Modellazione delle boccole	45
3.4.3 Modellazione del telaio del carrello.....	46
3.5 Assemblaggio dei carrelli sul telaio e sensori.....	53
3.6 Tracciato	55
4 Normativa UNI EN 14363	58
4.1 Introduzione	58

4.2	Metodo di misurazione e grandezze di valutazione.....	58
4.2.1	Metodo di misurazione normale	60
4.2.2	Metodo di misurazione semplificato.....	63
4.3	Svio	66
5	Post processing	70
6	Moto oscillatorio di serpeggio	74
6.1	Individuazione della frequenza di serpeggio su Simpack.....	74
6.2	Stima preliminare della frequenza di instabilità	77
7	Conclusioni e considerazioni	79
8	Bibliografia	81
9	Appendice	84
9.1	Parametri del modello	84
9.2	Risultati delle simulazioni con scartamento della Lituania	88
9.3	Risultati delle simulazioni con scartamento Spagnolo	89
9.4	Codice MATLAB del modello semplificato	92

Indice figure

Figura 2.1 Scartamento ferroviario russo.	11
Figura 2.2: Mappa degli scartamenti ferroviari nel mondo (fonte: [2])......	12
Figura 2.3: Profilo UIC 60 (fonte [3]).	13
Figura 2.4: Profilo rotaia nomenclatura (fonte: [4]).	13
Figura 2.5: Rail cant (fonte: [4]).	14
Figura 2.6: Accelerazioni di un mezzo ferroviario in curva con sopraelevazione (fonte: [5]).	15
Figura 2.7: Strumento per misurare la sopraelevazione di un binario (fonte: [5]).	16
Figura 2.8: Profilo ruota s1002 (fonte [3]).	20
Figura 2.9: Profilo ruota con nomenclatura (fonte: [4]).	20
Figura 2.10: Confronto fra profilo ruota nuovo (blu) e usurato (rosso) (fonte: [4])......	22
Figura 2.11: Rimorchio ferroviario con la sola sospensione principale (fonte:[11]).	24
Figura 2.12: ETR-500 rodiggio ferroviario, Italia (fonte [12])......	24
Figura 3.1: modello Simpack dell'APV 520 SPAZIO 10.	26
Figura 3.2: Visualizzazione dei markers della sala.	27
Figura 3.3: Terna destrorsa utilizzata su Simpack.	28
Figura 3.4: Geometria della cassa.	29
Figura 3.5: Geometria della sala.	29
Figura 3.6: Geometria della molla della sospensione primaria.	29
Figura 3.7: Finestra di lavoro "Model Tree".	31
Figura 3.8: Workflow Simpack.	31
Figura 3.9: Time Integration.	32
Figura 3.10: Grafico forze tangenziali (fonte: [19]).	32
Figura 3.11: Proprietà del telaio dell'APV 520 SPAZIO 10.	36
Figura 3.12: Baricentro e momenti di inerzia del carrello.	37
Figura 3.13: Proprietà del carrello dell'APV 520 SPAZIO 10.	37
Figura 3.14: Proprietà della sala dell'APV 520 SPAZIO 10.	38
Figura 3.15: Proprietà della boccola dell'APV 520 SPAZIO 10.	38
Figura 3.16: Workflow modellazione sala montata.	39
Figura 3.17: Profilo rotaia selezionato in Simpack.	40
Figura 3.18: Proprietà ruota destra del rodiggio.	40
Figura 3.19: Proprietà delle forze tangenziali del contatto ruota-rotaia.	41
Figura 3.20: Profilo rotaia destra.	42
Figura 3.21: Contatto ruota-rotaia lato destro.	42
Figura 3.22: Wheelset Properties.	43
Figura 3.23: Vincolo cinematico (joint) della sala montata.	44
Figura 3.24: Geometry Wheelset.	44
Figura 3.25: Sala montata su Simpack.	45
Figura 3.26: Vincolo cinematico (joint) della boccola destra del rodiggio.	45
Figura 3.27: Boccole collegate alla sala montata.	46
Figura 3.28: Albero geometrie del telaio del carrello	46
Figura 3.29: Molla esterna presente nella sospensione primaria.	47
Figura 3.30: Molla interna presente nella sospensione primaria.	47
Figura 3.31: Caratteristica molle verticali della sospensione primaria.	48
Figura 3.32: Geometria dello smorzatore verticale della sospensione primaria.	48

Figura 3.33: Viste 2D carrello.....	49
Figura 3.34: Curva caratteristica di uno smorzatore orizzontale.	49
Figura 3.35: Curva caratteristica di uno smorzatore orizzontale ricreata su Simpack.....	50
Figura 3.36: Curva caratteristica di un tampone.	50
Figura 3.37: Curva caratteristica di un tampone ricreata su Simpack.	51
Figura 3.38: Tasselli montati con curva caratteristica.	52
Figura 3.39: Curva caratteristica di un gruppo di tasselli montati ricreata su Simpack.	52
Figura 3.40: Carrello completo.	53
Figura 3.41: Rappresentazione dei collegamenti tra cassa e carrello in Simpack.	54
Figura 3.42: Posizione dei sensori (fonte: [21]).	54
Figura 3.43: Denominazione degli elementi "sensors" sull'ambiente di simulazione di Simpack.	55
Figura 3.44: Posizione dei sensori nel modello sviluppato in Simpack.	55
Figura 3.45: Tratto tracciato di prova (fonte:[21]).	55
Figura 3.46: Tracciato di prova ricreato sull'ambiente di simulazione di Simpack.	56
Figura 3.47: Caratteristiche dei primi 2 km del tratto ferroviario (fonte: [21]).	57
Figura 4.1: Metodi di misurazione e grandezze di valutazione (fonte: [1])	60
Figura 4.2: Principio del processo di valutazione dei dati misurati richiesti dalla norma EN 14363 (fonte: [1]).	61
Figura 4.3: Forze del bordino in caso di svio incipiente (fonte:[1])	68
Figura 4.4: Limitazione Y/Qa per variazioni dell'angolo del bordino e del coefficiente di attrito (fonte: [1])	68
Figura 6.1: Eccitazione del binario rettilineo per determinare il moto di serpeggio.	75
Figura 6.2: Velocità e accelerazioni del moto di serpeggio a 128 km/h.	76
Figura 6.3: Velocità e accelerazioni del moto di serpeggio a 129 km/h.	76
Figura 6.4: Frequenza di serpeggio del mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10 con scartamento di 1668 mm.	77
Figura 6.5: Risultati Command Window di MATLAB.	78
Figura 9.1: Risultati grafici della simulazione del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1520mm.	88
Figura 9.2: Risultati grafici della simulazione del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	89
Figura 9.3: Risultati grafici $\Sigma Yj, max$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	90
Figura 9.4: Risultati grafici $Y/Qj, a, max$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	90
Figura 9.5: Risultati grafici $\Sigma Yj, rms$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	91
Figura 9.6: Risultati grafici Qj, a, qst e Qj, a, max del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	91

Indice tabelle

Tabella 2.1: Classificazione carico binari (fonte [15]).....	25
Tabella 3.1: Riassunto dei vari modelli di contatto fra ruota-rotaia.	33
Tabella 3.2: Massa e posizioni dei componenti dell'APV 520 SPAZIO 10.....	34
Tabella 3.3: Stima baricentro	35
Tabella 3.4: Carico reale delle ruote dell'APV 520 SPAZIO 10.	35
Tabella 3.5: Baricentro reale APV 520 SPAZIO 10.....	35
Tabella 3.6: Momenti d'inerzia della cassa dell'APV 520 SPAZIO 10.....	36
Tabella 3.7: Grandezze ingegneristiche contatto ruote-binario.	41
Tabella 4.1: Grandezze di valutazione per il metodo di prova normale.	62
Tabella 4.2: Condizioni di base per l'utilizzo di un metodo di misurazione semplificato (fonte: [1]).....	64
Tabella 4.3: Criteri di accettabilità metodo semplificato.....	64
Tabella 4.4: Valutazione della forza laterale della boccala per il metodo semplificato..	65
Tabella 4.5: Condizioni obiettivo per le zone di prova e tratti di binario (fonte: [1])	66
Tabella 5.1: Condizioni di circolazione.	70
Tabella 5.2: Risultati sperimentali delle grandezze misurate dei parametri di sicurezza di circolazione in zona 1.	71
Tabella 5.3: Risultati sperimentali delle grandezze misurate dei parametri di sicurezza di circolazione in zona 2.	71
Tabella 5.4: Risultati numerici della simulazione col metodo semplificato del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1520 mm.....	71
Tabella 5.5: Risultati numerici della simulazione col metodo semplificato del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.....	72
Tabella 5.6: Risultati numerici della simulazione col metodo normale del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.	73
Tabella 9.1: Geometria planimetrica del tracciato	84
Tabella 9.2: Sopraelevazione del tracciato.....	85
Tabella 9.3: Geometria altimetrica del tracciato	86

1 Introduzione

Il mezzo d'opera ferroviario APV 520 SPAZIO 10, acronimo di autoscala polivalente, è un veicolo multiuso progettato per l'esecuzione di diverse attività di manutenzione e intervento sull'infrastruttura ferroviaria. La denominazione "SPAZIO 10" deriva dall'altezza massima raggiungibile dalla piattaforma ruotante collocata in posizione centrale sul veicolo. Esso è equipaggiato con una gru Fassi F235RA 2.25 con radiocomando, installata alla base di una cabina in grado di ruotare e traslare, con una doppia cabina di guida che consente l'utilizzo del mezzo in entrambi i sensi di marcia. Il veicolo dispone inoltre di un MAT posizionatore, di un pantografo per le misurazioni della linea e di una zona a cassone che può essere allestita con accessori specifici in funzione delle richieste del cliente.

Dal punto di vista dinamico, il veicolo è dotato di due carrelli a singola sala motrice, provvisti di sospensioni verticali e di sospensioni orizzontali finalizzate allo smorzamento delle sollecitazioni laterali. La presente tesi ha lo scopo di analizzare il comportamento dinamico del veicolo in relazione a tale schema sospensivo, valutandone la risposta al variare della configurazione considerata. Questo aspetto risulta di particolare interesse in quanto l'APV 520 SPAZIO 10 viene commercializzato in diversi Paesi europei, ciascuno dei quali richiede il rispetto di specifici requisiti normativi per l'ammissione alla circolazione.

In funzione del Paese di impiego, il mezzo ferroviario può infatti presentare caratteristiche differenti, in particolare per quanto riguarda il profilo della ruota e lo scartamento del binario. Tali parametri influenzano il comportamento dinamico del veicolo e assumono quindi un ruolo determinante ai fini della sicurezza di marcia. Per indagare in sicurezza tali aspetti, è stato sviluppato un modello multibody ad alta fedeltà mediante il software di simulazione dinamica SIMPACK. Tale ambiente virtuale ha permesso di replicare l'intero veicolo e la complessa architettura delle sue sospensioni, simulandone la marcia sul tracciato ferroviario reale compreso tra le stazioni di Naujoji Vilnia e Bezdonys. Una volta ricostruito il tracciato di prova, sono state eseguite ulteriori simulazioni con lo scartamento spagnolo, con l'obiettivo di valutare i parametri richiesti dalla norma UNI EN 14363 [1], che costituisce uno dei principali riferimenti del presente elaborato.

La norma EN 14363 definisce, tra le varie prescrizioni, le caratteristiche che devono possedere i tratti ferroviari destinati alle prove sperimentali, nonché le modalità con cui devono essere acquisiti, trattati e valutati i segnali provenienti dai sensori installati sul veicolo. Essa fornisce inoltre i criteri e i limiti che i principali parametri dinamici devono rispettare affinché il veicolo possa essere considerato idoneo e sicuro per la circolazione. Nell'ambito di tale normativa, particolare attenzione viene rivolta alla valutazione del comportamento instabile del veicolo, con specifico riferimento al fenomeno di serpeggio.

Tra gli aspetti analizzati nel presente lavoro rientra la determinazione della frequenza caratteristica associata al fenomeno di serpeggio, indicata con f_0 . Tale grandezza rappresenta la frequenza dominante del moto in condizioni di instabilità ed è quindi un parametro rilevante per il trattamento dei segnali utilizzati nella valutazione della sicurezza di marcia. In particolare, l'obiettivo della tesi è proporre un metodo semplice per la scelta di tale frequenza, così da disporre di uno strumento di rapida applicazione

per una valutazione preliminare dei segnali impiegati nel criterio di instabilità previsto dalla normativa. Si tratta pertanto di un procedimento di prima approssimazione, pensato per fornire un supporto iniziale all'analisi, pur senza la pretesa di sostituire una determinazione più accurata.

2 Stato dell'arte

2.1 Binario

2.1.1 Scartamento

Lo scartamento ferroviario è definito come la distanza tra le facce interne delle due rotaie, misurata a 14 mm al di sotto del piano di rotolamento, e rappresenta una delle principali caratteristiche geometriche dell'armamento ferroviario Figura 2.1. Tale parametro assume un ruolo fondamentale non solo ai fini dell'interoperabilità delle reti, ma anche per il comportamento dinamico del veicolo, poiché variazioni dello scartamento influenzano la dinamica laterale e la stabilità del moto, inclusi gli aspetti legati al fenomeno di serpeggio.

A livello globale, la misura maggiormente diffusa è pari a 1435 mm, comunemente nota come "scartamento Stephenson". Tale standard infrastrutturale è adottato dalla maggior parte delle reti in Europa, Nord America, Cina e Australia, arrivando a coprire circa il 56% delle linee ferroviarie mondiali [2].

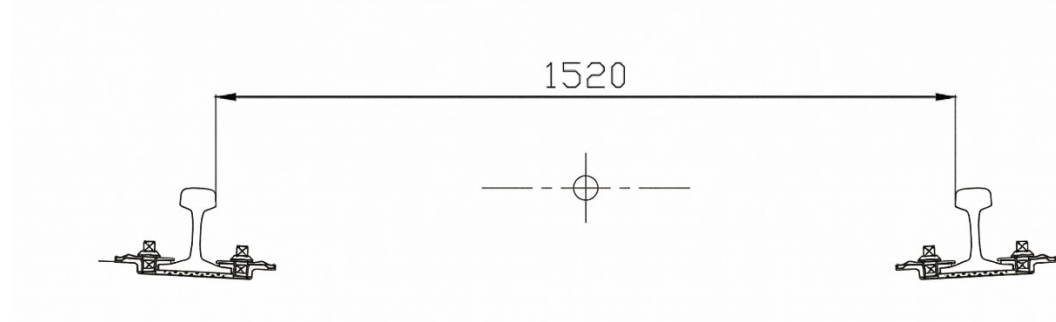


Figura 2.1 Scartamento ferroviario russo.

Tuttavia, per ragioni di natura storica, geostrategica o orografica, diverse reti nazionali adottano misure superiori ai 1435 mm, definite tecnicamente come "scartamenti larghi". Ai fini del presente lavoro di tesi, l'analisi del comportamento dinamico del mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10 si concentrerà specificamente su due di queste configurazioni:

- Scartamento di 1520 mm (scartamento russo): storicamente adottato in Mongolia, in Filandaia e nei Paesi dell'ex Unione Sovietica, tra cui la Lituania, dove sono state svolte le acquisizioni sperimentali oggetto di questo studio.
- Scartamento di 1668 mm (scartamento iberico): impiegato principalmente nelle reti ferroviarie di Spagna e Portogallo. Lo studio di questa variante è mirato a valutare, in ambiente di simulazione, l'idoneità del veicolo a operare in sicurezza sulle infrastrutture della penisola iberica.

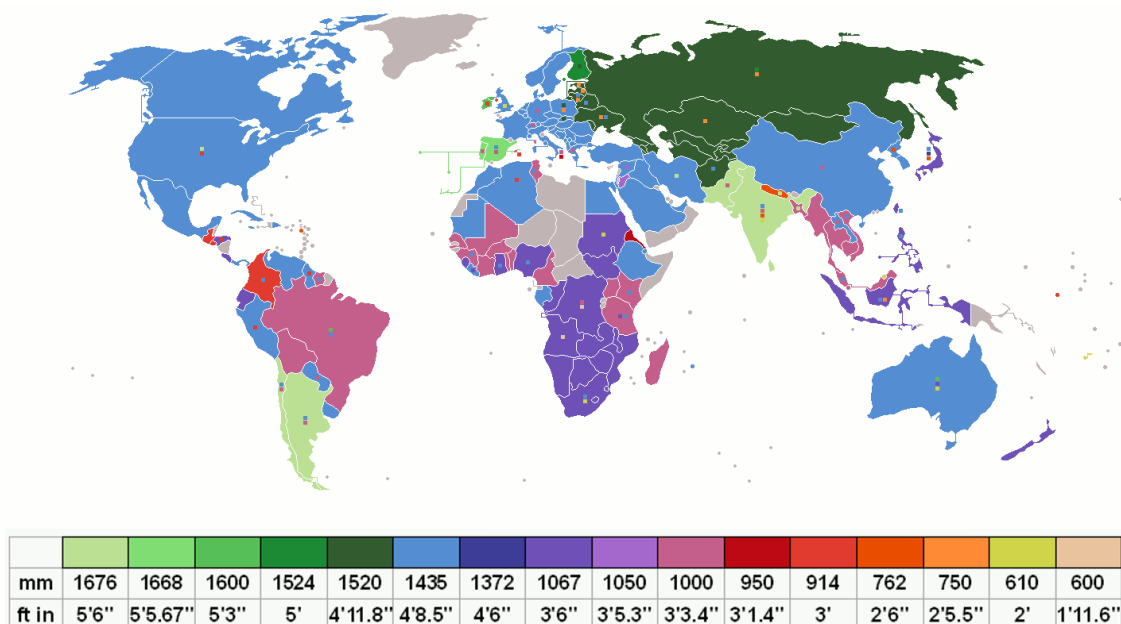


Figura 2.2: Mappa degli scartamenti ferroviari nel mondo (fonte: [2]).

La distinzione tra questi scartamenti risulta di particolare interesse nel contesto della presente tesi, poiché il diverso valore dello scartamento, insieme al differente profilo ruota-rotaia, può modificare la risposta dinamica del veicolo e i relativi parametri di sicurezza di marcia.

2.1.2 Profilo rotaia

Il profilo della rotaia rappresenta uno degli elementi geometrici fondamentali dell'interfaccia ruota-rotaia, poiché la sua forma influenza direttamente la posizione del contatto, la distribuzione delle pressioni, l'usura e, più in generale, il comportamento dinamico del veicolo ferroviario. In particolare, la geometria della testa della rotaia condiziona in modo significativo la cinematica del contatto e l'evoluzione delle forze scambiate tra veicolo e binario.

Il profilo di rotaia UIC 60E1 rappresenta uno dei profili maggiormente impiegati nell'ambito delle infrastrutture ferroviarie europee, in particolare sulle linee caratterizzate da carichi elevati e da condizioni di esercizio gravose. È normalizzato secondo la EN 13674-1:2003, dal punto di vista geometrico, il profilo UIC 60E1 è caratterizzato da una massa nominale pari a circa 60,21 kg/m, da un'altezza di 172 mm e da una larghezza della base pari a 150 mm. Tali caratteristiche ne rendono il suo impiego particolarmente idoneo nei contesti in cui si richiedono elevata capacità portante, buona resistenza all'usura e adeguate prestazioni nell'interazione ruota-rotaia.

Nel contesto della presente trattazione, l'analisi di tale profilo assume rilievo poiché la geometria della rotaia rappresenta uno degli elementi che concorrono a definire il comportamento dinamico del sistema veicolo-binario. In particolare, il profilo UIC 60E1 costituisce un riferimento significativo per lo studio dell'interazione ruota-rotaia in ambito ferroviario europeo.

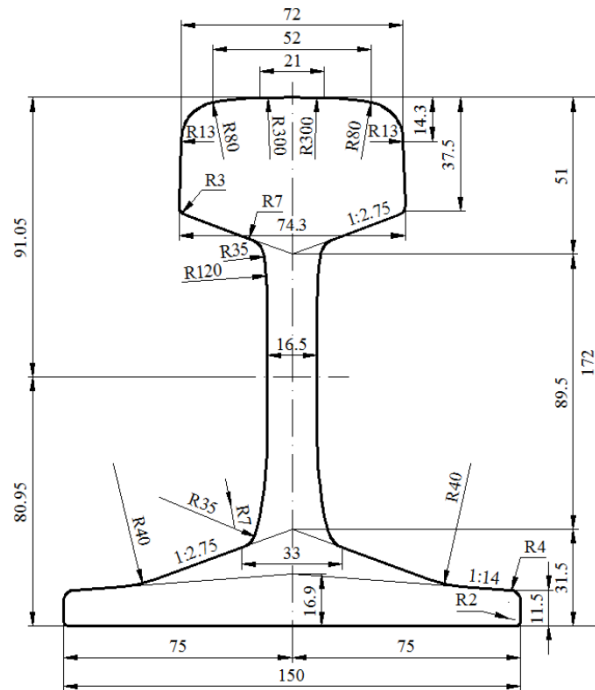


Figura 2.3: Profilo UIC 60 (fonte [3]).

Come mostrato in Figura 2.4 il profilo della rotaia è costituito da tre parti principali: fungo, gambo e suola. Il fungo rappresenta la parte superiore della rotaia ed è la zona direttamente interessata dal contatto con la ruota; in esso si distinguono la superficie di rotolamento, i bordi laterali e le regioni di raccordo che influenzano in modo significativo la geometria del contatto ruota-rotaia. Il gambo costituisce la parte centrale della sezione e ha principalmente funzione di collegamento strutturale tra fungo e suola, mentre la suola è la parte inferiore della rotaia, deputata alla trasmissione dei carichi agli organi di attacco e alla traversa.

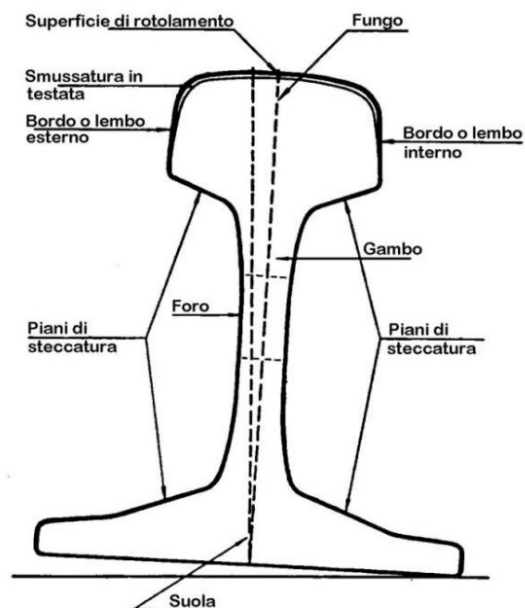


Figura 2.4: Profilo rotaia nomenclatura (fonte: [4]).

2.1.3 Inclinazione rotaia

Con il termine inclinazione del binario o rail cant si indica l'inclinazione trasversale della rotaia verso l'interno del binario. Un'inclinazione pari a 1:20 significa che la testa della rotaia presenta una pendenza di 1 unità verticale ogni 20 unità orizzontali, risultando quindi leggermente inclinata verso il centro del binario. Tale configurazione è introdotta per migliorare la geometria del contatto ruota-rotaia e la distribuzione dei carichi sulla testa della rotaia.

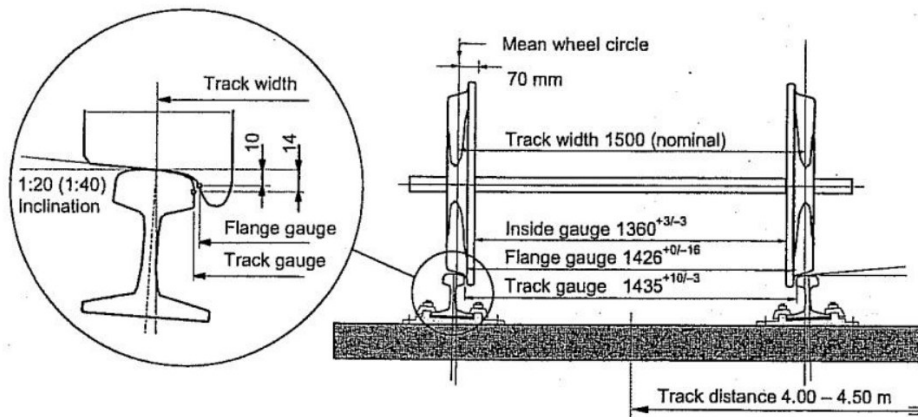


Figura 2.5: Rail cant (fonte: [4]).

2.1.4 Sopraelevazione

La progettazione dell'infrastruttura ferroviaria richiede un'analisi rigorosa e omnicomprendensiva delle forze di interazione che si generano tra il veicolo in moto e l'armamento durante la marcia. L'impostazione geometrica planimetrica e altimetrica del tracciato non può prescindere dalle leggi fondamentali della cinematica e della dinamica del corpo rigido, in particolar modo quando il convoglio ferroviario affronta sezioni del tracciato in curva. Sin dagli albori dell'ingegneria ferroviaria, i progettisti e i teorici dell'armamento hanno dovuto confrontarsi sistematicamente con l'influenza delle forze centrifughe sulla stabilità di marcia dei veicoli e sul comfort psico-fisico dei passeggeri.

Quando un veicolo ferroviario, caratterizzato da una massa m , percorre una curva avente un raggio planimetrico costante R a una velocità tangenziale V , esso viene sottoposto, all'interno del sistema di riferimento non inerziale solidale al veicolo stesso, a un'accelerazione centrifuga radiale diretta verso l'esterno della curva. Questa accelerazione genera una forza d'inerzia, applicata al baricentro del rotabile, che tende a spingere l'intero convoglio verso la tangente esterna della traiettoria ideale. In completa assenza di contromisure geometriche sulla sovrastruttura, tale spinta radiale verrebbe contrastata esclusivamente dalla severa reazione vincolare laterale esercitata dal bordino della ruota esterna contro il fianco interno del fungo della rotaia esterna. Tale condizione operativa genererebbe, in un brevissimo lasso di tempo, un'usura meccanica dei componenti d'acciaio, un rischio inaccettabile di svio per sormonto del fungo e sollecitazioni trasversali intollerabili per gli occupanti del veicolo.

Per compensare questo gravoso effetto inerziale, l'ingegneria del tracciato introduce universalmente il concetto geometrico e fisico di "sopraelevazione" (indicata

internazionalmente come *cant* o *superelevation*). La sopraelevazione consiste in una voluta e calcolata inclinazione trasversale del piano del ferro, ottenuta innalzando la quota altimetrica della rotaia esterna rispetto a quella interna che funge da perno. La creazione di questo dislivello positivo nel piano trasversale ha uno scopo fisico preciso: generare una scomposizione vettoriale della forza peso gravitazionale del veicolo, affinché una sua componente risulti parallela al piano del ferro e sia diretta centripetamente verso il centro di curvatura. In condizioni cinematiche ideali va a bilanciare esattamente in modulo e direzione ma con verso opposto, la forza centrifuga.

La definizione tecnica e matematica della sopraelevazione si basa in via primaria sull'angolo di inclinazione trasversale del binario, comunemente indicato con la lettera greca α . L'importanza teorica di questo angolo è tale che l'intera meccanica del contatto ruota-rotaia fa perno su di esso: se l'angolo α viene mantenuto costante lungo lo sviluppo circolare, tutti i parametri dinamici correlati alla marcia in curva rimangono temporalmente invariati, indipendentemente dalle fisiologiche fluttuazioni localizzate delle dimensioni dei componenti del binario.

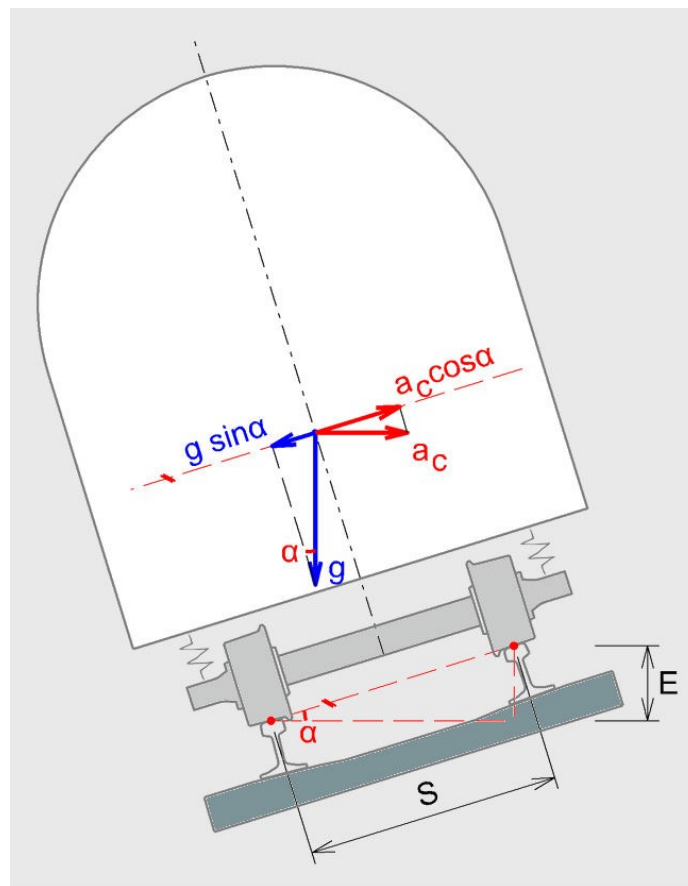


Figura 2.6: Accelerazioni di un mezzo ferroviario in curva con sopraelevazione (fonte: [5]).

Nei sistemi ferroviari convenzionali l'angolo α non viene quasi mai utilizzato direttamente nelle attività di controllo, perché nella pratica si preferisce fare riferimento a misure lineari che possano essere verificate più facilmente dal personale di manutenzione. Per questo motivo, il valore angolare viene normalmente espresso come una grandezza lineare, generalmente in millimetri, cioè come dislivello tra le due rotaie indicata in letteratura come sopraelevazione h oppure E . In passato questo dislivello

veniva misurato direttamente sul campo con strumenti semplici, come livelle a bolla e blocchi sagomati, che permettevano di leggere l'alzata tra la rotaia alta e quella bassa. Anche oggi i moderni sistemi diagnostici digitali e i software di progettazione si basano sullo stesso principio, pur utilizzando strumenti molto più evoluti.



Figura 2.7: Strumento per misurare la sopraelevazione di un binario (fonte: [5]).

La conversione matematica tra l'angolo di inclinazione α e l'alzata lineare in millimetri h necessita dell'introduzione di una base di misurazione trasversale costante, definita "base di riferimento del cant" (indicata con S , Figura 2.6). L'Unione Internationale des Chemins de fer (UIC) ha stabilito in maniera convenzionale e dogmatica che, per lo scartamento normale standard europeo di 1435 mm (misurato tra le facce interne dei funghi a 14 mm al di sotto del piano di rotolamento), la base di riferimento S assuma il valore costante di 1500 mm. Questa misura di 1500 mm rappresenta approssimativamente la distanza tra i centri di appoggio delle ruote sulle rotaie (lo scartamento d'appoggio geometrico). Per reti ferroviarie che impiegano scartamenti differenti, tale valore viene proporzionalmente adattato dalle rispettive normative nazionali: ad esempio, per lo scartamento largo iberico di 1668 mm in Spagna e Portogallo, si adotta $S = 1734$ mm, mentre per lo scartamento largo russo o finlandese di 1520 mm si utilizza un valore $S = 1580$ mm.

La determinazione della "sopraelevazione di equilibrio" o "sopraelevazione teorica" richiede di imporre un perfetto bilancio delle forze nel piano trasversale del veicolo. Considerando un rotabile idealizzato come una massa puntiforme m allocata nel suo baricentro, che viaggia a una velocità tangenziale costante v (espressa in metri al secondo, m/s) su una traiettoria a raggio di curvatura planimetrico costante R (in metri), la forza centrifuga F_c ortogonale alla tangente alla traiettoria è data dalla formula della cinematica classica:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.1)$$

Contemporaneamente, il veicolo è soggetto all'accelerazione di gravità terrestre. La forza peso P del mezzo ferroviario è pertanto pari a $m \cdot g$, dove g è l'accelerazione di gravità convenzionalmente assunta pari a $9,81 \text{ m/s}^2$. L'equilibrio dinamico perfetto (assenza totale di forze trasversali non compensate nel piano del ferro) si verifica esattamente quando la componente della forza peso parallela al piano inclinato del ferro uguaglia la componente della forza centrifuga proiettata lungo lo stesso piano verso l'esterno.

Imponendo matematicamente questo equilibrio dinamico in funzione dell'angolo α , si ottiene l'uguaglianza tra la forza centripeta indotta dalla gravità e la componente radiale della forza centrifuga:

$$m \cdot g \cdot \sin(\alpha) = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos(\alpha) \quad (2.2)$$

Attraverso una semplice manipolazione algebrica, semplificando la massa m (a dimostrazione del fatto che la dinamica di equilibrio in curva è totalmente indipendente dalla massa del convoglio, valendo sia per una motrice da 100 tonnellate sia per un vagone vuoto) ed esplicitando la trigonometria dell'angolo, si ottiene:

$$\tan(\alpha) = \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (2.3)$$

Nella pratica realizzativa dell'infrastruttura ferroviaria, l'angolo α è imposto normativamente a valori molto ridotti, generalmente inferiori ai 7° . Per angoli così ridotti, l'analisi matematica ammette l'utilizzo della seguente approssimazione:

$$\sin(\alpha) \approx \tan(\alpha) = \frac{h}{S} \quad (2.4)$$

Ricordando che la sopraelevazione h definita fisicamente come il dislivello altimetrico del cateto opposto rispetto all'ipotenusa S del triangolo rettangolo formato dal piano del ferro. Sostituendo si ricava:

$$\frac{h}{S} = \frac{v^2}{R \cdot g} \rightarrow h_{eq} = S \cdot \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (2.5)$$

Al fine di rendere questa equazione teorica immediatamente utilizzabile in sede progettuale e di diagnostica (dove i tachimetri indicano la velocità in chilometri orari), si opera una conversione delle unità di misura. Introducendo la velocità nominale V espressa in km/h, e sapendo dal fattore di conversione standard che $v = \frac{V}{3.6}$, l'equazione che si ottiene è:

$$h_{eq} = S \cdot \frac{v^2}{3.6^2 \cdot R \cdot g} \quad (2.6)$$

Sostituendo i valori convenzionali europei per lo scartamento ordinario, ossia imponendo una base di calcolo $S = 1500$ mm e una gravità standard $g = 9.81$ m/s², si può condensare la formula in una costante numerica caratteristica del tracciato:

$$Costante = \frac{1500}{3.6^2 \cdot 9.81} = \frac{1500}{12.96 \cdot 9.81} = 11,798 \quad (2.7)$$

Da tale sviluppo formale deriva l'equazione pratica fondamentale, universalmente adottata nella progettazione delle infrastrutture ferroviarie europee e presente all'interno delle normative tecniche di Rete Ferroviaria Italiana (RFI) per il calcolo della sopraelevazione teorica di equilibrio:

$$h_{eq}[mm] = 11,798 \cdot \frac{V^2 [km/h]}{R [m]} \quad (2.8)$$

In questa formulazione canonica, la sopraelevazione h_{eq} restituisce un output espresso direttamente in millimetri. Se un mezzo, durante il suo servizio, si trova ad impegnare la geometria circolare esattamente alla velocità di equilibrio V inserita in questa equazione, la risultante cinematica delle forze si attesta perfettamente al centro della sagoma del veicolo. In tale scenario di quiete dinamica, il carico verticale statico viene distribuito in

modo perfettamente simmetrico ed equilibrato tra il fungo della rotaia interna e quello della rotaia esterna, annullando di fatto le forze d'inerzia laterali trasmesse longitudinalmente alla struttura della cassa. Ne consegue l'eliminazione delle sollecitazioni percepite dai passeggeri.

La Norma Europea per la geometria di allineamento del binario, descritta nel documento normativo UNI EN 13803:2017 [6], elenca tutti i parametri per l'allineamento, i quali includono: il raggio minimo della curva orizzontale, la sopraelevazione e il suo tasso di variazione, i deficit altimetrici ammissibili e la lunghezza geometrica delle rampe di raccordo.

Esiste innanzitutto un limite di dislivello altimetrico massimo tollerabile tra rotaia interna ed esterna. Un eccessivo dislivello di inclinazione provocherebbe una sensazione di sbandamento laterale in un passeggero seduto nel caso in cui il mezzo ferroviario dovesse fermarsi repentinamente. Inoltre, una pendenza di grado elevato potrebbe causare danni nei treni merci: si sposterebbe il baricentro dei carichi e, in casi limite con mezzi esposti anche a intense raffiche di vento, ne consegue il ribaltamento statico del convoglio verso l'interno della curva a causa del superamento del poligono di base di appoggio.

Riguardo tali perimetri di sicurezza, secondo le direttive universali UIC e le normative stringenti RFI imposte per le linee ferroviarie tradizionali (velocità storiche o standard con progetti di tracciato tipicamente inferiori alla soglia dei 160 km/h), la sopraelevazione h_a non può matematicamente superare i 160 mm. Per velocità che si attestano su valori pari o superiori al limite di diramazione dei 160 km/h, o per l'ingegnerizzazione di linee moderne interamente dedicate all'Alta Velocità/Alta Capacità (le cosiddette AV/AC italiane), il limite è più basso. Su tali tratti, il massimo valore per la sopraelevazione viene limitato a soli 105 mm. Questa drastica diminuzione serve per favorire il passaggio dei mezzi merci che circolano con velocità di circa 80 km/h. Riguardo il raggio, la normativa europea sancisce che, in condizioni eccezionali di progetto (stazioni o inserimenti cittadini complessi), i raggi possano flettersi fino al limite estremo e anomalo di 150 m (contro i 190 m limite operativo normale per reti con $V < 80$ km/h), con drastici compromessi in termini di usura ammissibile e di restrizioni tachimetriche.

Considerando i vincoli normativi, l'equazione $h_{eq}[mm] = 11,798 \cdot \frac{V^2 [km/h]}{R [m]}$ (2.8)

può essere espansa analiticamente come segue:

$$h_{eq}[mm] = h_r + h_{ins}[mm] = 11,798 \cdot \frac{V^2 [km/h]}{R [m]} \quad (2.9)$$

Dunque:

$$R [m] = 11,798 \cdot \frac{V^2 [km/h]}{h_r + h_{ins} [mm]} \quad (2.10)$$

All'interno di questa formulazione, le grandezze fisiche assumono il seguente significato:

- h_{eq} (Sopraelevazione teorica o di equilibrio): rappresenta la pendenza trasversale analitica, di perfetto bilanciamento, che permetterebbe la totale neutralizzazione dell'accelerazione centrifuga sulla cassa del veicolo. Trattandosi di un'entità puramente vettoriale e non di un vincolo fisico, tale valore ideale può

tranquillamente eccedere il tetto normativo stringente dei 160 mm imposto dalle direttive della rete FS/RFI.

- h_r (Sopraelevazione reale o installata): è la sopraelevazione reale, la quale per ragioni di sicurezza statica (rischio di ribaltamento per carichi lenti) e comfort, non può in alcun caso valicare il limite di 160 mm.
- h_{ins} (Insufficienza di sopraelevazione): è la sopraelevazione mancante tra il caso ideale di equilibrio (h_{eq}) e il dislivello effettivamente installato (h_r). Dall'analisi vettoriale si può notare la proporzionalità lineare tra l'insufficienza h_{ins} e l'accelerazione laterale non compensata a_q . Di conseguenza, imporre un valore massimo di sull'accelerazione residua a_q si traduce nell'imposizione di un limite su h_{ins} . A titolo di esempio, imponendo il tetto tipico adottato da RFI per la progettazione ordinaria, pari a un'accelerazione residua $a_q = 0,6 \frac{m}{s^2}$, si ottiene deterministicamente un'insufficienza $h_{ins} = 91,74 \text{ mm}$.

L'esplicitazione di tale relazione algebrica fornisce al progettista di passare con facilità da un parametro all'altro: è possibile determinare il raggio minimo di curvatura (R) conoscendo a monte la velocità di crociera desiderata e la sopraelevazione installabile; oppure, reciprocamente, calcolare il dislivello h_r strettamente necessario da posare in base ai vincoli del raggio di tracciamento e alla velocità di progetto.

2.2 Ruota

2.2.1 Profilo della ruota

Il profilo della ruota ferroviaria descrive la geometria della sezione trasversale della ruota nella zona di contatto con la rotaia, comprendendo la superficie di rotolamento e il bordino. Tale geometria riveste un ruolo fondamentale nella dinamica del veicolo, poiché influenza il contatto ruota-rotaia, la stabilità laterale, l'usura e la sicurezza di marcia. Nel presente lavoro è stato adottato il profilo S1002, ampiamente utilizzato in ambito europeo. La sua scelta risulta particolarmente importante in quanto influisce direttamente sulla geometria di contatto e sulla conicità equivalente del sistema ruota-rotaia.

Il profilo S1002, riportato nella Figura 2.8, può essere associato a valori relativamente elevati di conicità equivalente e di rigidità gravitazionale, con effetti positivi sulla capacità di curvare in curva ma con possibili ripercussioni sulla stabilità laterale al crescere della velocità. Il profilo S1002 è stato sviluppato per lavorare in accoppiamento con la rotaia UIC60 e rappresenta per questo una scelta largamente utilizzata nelle simulazioni ferroviarie di carattere generale.

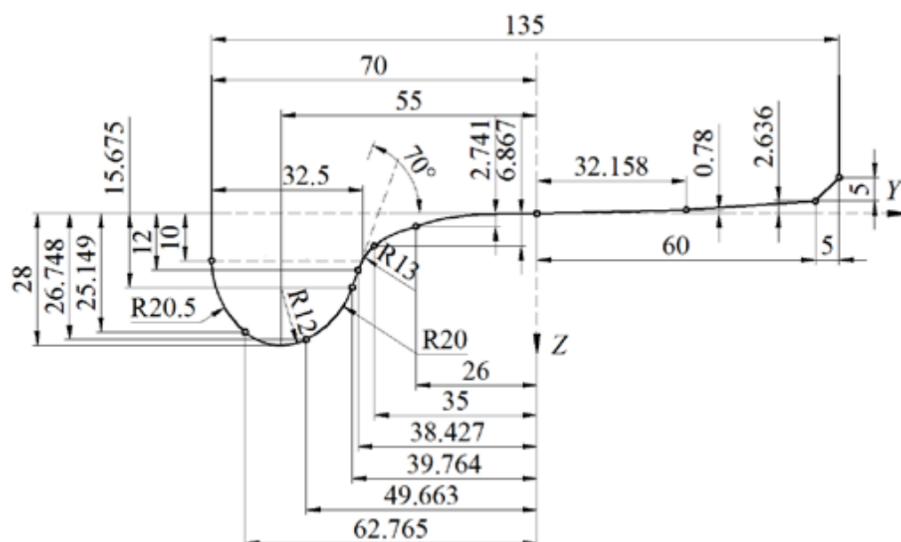


Figura 2.8: Profilo ruota s1002 (fonte [3]).

Il punto centrale della superficie di rotolamento individua la zona nominale di contatto ruota-rotaia e costituisce il riferimento rispetto al quale viene definito il diametro, o in modo equivalente la circonferenza, di rotolamento. In Figura 2.9 è inoltre riportata la nomenclatura dei principali elementi geometrici del profilo ruota, tra cui la superficie di rotolamento, la radice del bordino, la punta del bordino e lo spessore del bordino.

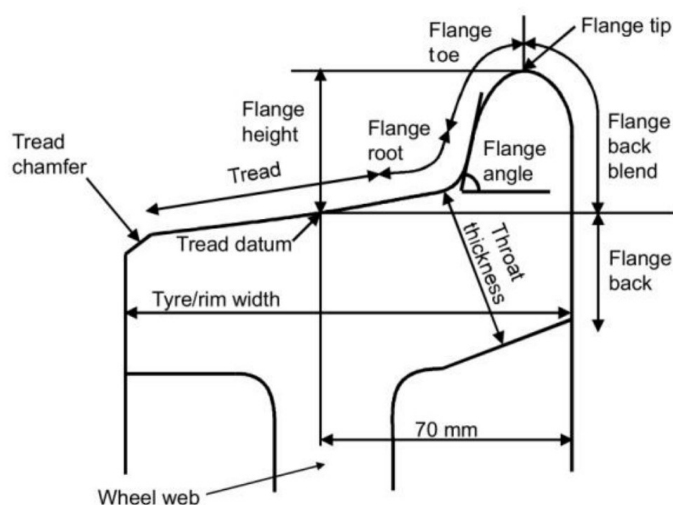


Figura 2.9: Profilo ruota con nomenclatura (fonte: [4]).

Sul lato interno della ruota è presente il bordino, la cui funzione è quella di fornire una guida laterale aggiuntiva nelle condizioni di esercizio più gravose, contribuendo a ostacolare il sormonto della rotaia in presenza di elevate azioni laterali o di irregolarità geometriche del binario. In condizioni ordinarie di marcia, tuttavia, il contatto principale avviene sulla superficie di rotolamento, mentre il bordino interviene solo in situazioni particolari, con un ruolo essenzialmente di sicurezza e di contenimento del moto laterale della sala montata.

Le ruote dei veicoli ferroviari presentano una geometria conica, caratteristica fondamentale per garantire un corretto comportamento del treno in curva. In particolare,

la conicità del profilo di rotolamento, consente di generare automaticamente una differenza di raggio di rotolamento tra le due ruote montate sullo stesso asse, quando la sala si sposta lateralmente rispetto al binario. In questo modo, la ruota esterna percorre un cammino di raggio maggiore rispetto a quella interna, permettendo al veicolo di affrontare la curva con un adeguamento naturale della cinematica di marcia.

Tale soluzione geometrica risulta particolarmente efficace perché riduce gli slittamenti tra ruota e rotaia, migliorando sia la regolarità di marcia sia l'usura dei profili di contatto. La conicità, dunque, non ha solo una funzione geometrica, ma contribuisce in modo diretto al comportamento dinamico del veicolo, influenzando la stabilità e la capacità di iscrizione in curva.

2.2.2 Usura del profilo della ruota

Il dimensionamento e la verifica dinamica di un veicolo ferroviario richiedono tipicamente un'attenta valutazione dell'interazione ruota-rotaia, con particolare riferimento ai fenomeni tribologici e al conseguente decadimento geometrico dei profili nel tempo.

Tuttavia, la classe dei mezzi ferroviari per la costruzione e la manutenzione delle infrastrutture ferroviarie, comunemente definiti mezzi d'opera, operano prevalentemente in regime di interruzione di binario, compiono mansioni cantieristiche a velocità di avanzamento estremamente ridotte. I trasferimenti tra i vari siti operativi avvengono a velocità intrinsecamente limitate, tipicamente non superiori a 80 km/h o 100 km/h in base al rango della linea, alle caratteristiche dinamiche del veicolo e alla presenza di carichi speciali. Di conseguenza, il chilometraggio annuo accumulato da queste macchine risulta marginale se confrontato con quello di altri mezzi ferroviari. Mentre un convoglio passeggeri o merci ad alta frequentazione può superare agevolmente i 200.000 chilometri annui, un mezzo d'opera totalizza percorrenze profondamente inferiori, legate quasi esclusivamente alle modeste tratte di trasferimento logistico, misurabili nell'ordine di poche migliaia di chilometri l'anno all'interno dei confini regionali o compartimentali.

Dal punto di vista della meccanica del contatto, l'asportazione di materiale dalla superficie della ruota, sia sul battistrada che sul bordino, è governata dalle forze di scorrimento (*creepages*) e dalle pressioni hertziane. Tali fenomeni sono quantificabili analiticamente attraverso modelli tribologici come l'equazione dell'usura di Archard, che lega il volume asportato al lavoro delle forze d'attrito [7].

$$Q = \frac{K W}{H} \quad (2.11)$$

Dove:

- Q è il volume totale di detriti prodotti per usura per unità di lunghezza percorsa,
- W : è il carico totale di compressione tra le superfici,
- H : è la durezza,
- K : è una costante adimensionale denominata coefficiente di usura.

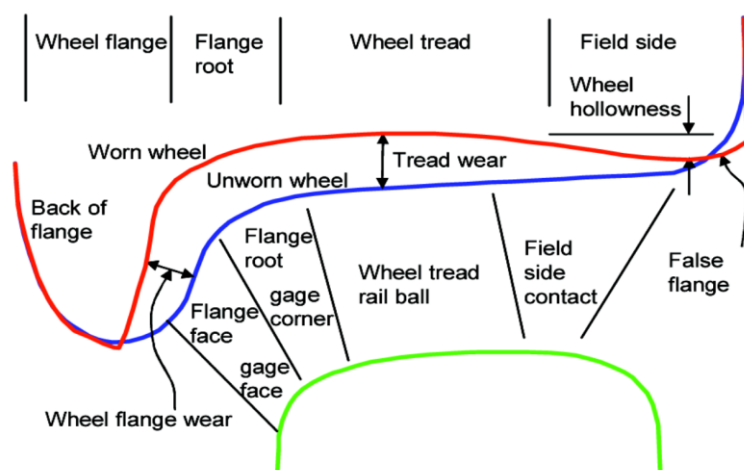


Figura 2.10: Confronto fra profilo ruota nuovo (blu) e usurato (rosso) (fonte: [4]).

Dati empirici consolidati in letteratura dimostrano che i tassi di usura per le ruote ferroviarie, in assenza di curve di raggio estremo o difetti di lubrificazione, si attestano su valori medi di circa 0.05 millimetri ogni 10.000 chilometri percorsi [8]. Dunque, per un veicolo a bassa percorrenza come il mezzo d'opera, la variazione macroscopica del profilo ruota richiede archi temporali vasti prima di potersi manifestare in modo apprezzabile. L'usura risulta fisicamente trascurabile all'interno dell'orizzonte operativo standard che intercorre tra le ispezioni e le revisioni cicliche in officina.

La tolleranza geometrica concessa dalle normative avvalora ulteriormente l'irrilevanza ingegneristica dell'usura a bassi chilometraggi. La norma europea UNI EN 15313 [9], la quale regola i requisiti e i piani di manutenzione per l'impiego in esercizio delle sale montate, stabilisce i valori limite dei parametri fondamentali del profilo ruota al fine di garantire la sicurezza di marcia ed eliminare il rischio di svio.

La normativa UNI EN 15313 fa riferimento a tutti i mezzi ferroviari, mentre la norma UNI EN 14033-1 [10] definisce i requisiti tecnici specifici per la circolazione delle macchine da costruzione e manutenzione ferroviaria (mezzi d'opera), come il veicolo in esame.

All'interno di questo standard, il Capitolo 8 è dedicato specificamente alla "Sicurezza di marcia" (Running safety) e il paragrafo 8.1 regola le "Prove di marcia" (Running tests), affrontando la tematica del decadimento del profilo ruota nel tempo. Il testo normativo introduce una deroga basata sulle specificità operative di queste macchine e fissa una soglia di tolleranza a 50.000 chilometri. Il paragrafo 8.1 prescrive infatti che, nel caso di superamento della distanza di 50.000 km percorsi, diventa obbligatorio intervenire con una delle seguenti tre procedure:

1. Procedere con la riprofilatura meccanica delle ruote al tornio.
2. Calcolare la conicità equivalente del nuovo profilo usurato e verificare che tale valore non differisca per più del 50% (con uno scostamento massimo tollerato di 0.05) rispetto alla conicità equivalente registrata durante le prove originali (condotte secondo la norma EN 14363).

3. Effettuare una nuova campagna di prove di marcia in linea secondo la EN 14363 adottando direttamente le sale montate usurate.

Il legislatore ha introdotto questa precisa soglia chilometrica perché, al di sotto dei 50.000 km, l'alterazione della cinematica di contatto risulta talmente modesta da essere ingegneristicamente ininfluenza ai fini della stabilità. L'usura del profilo della ruota non riesce a generare un incremento della conicità equivalente tale da innescare il fenomeno del moto di serpeggio (*hunting oscillation*), specialmente per i mezzi d'opera che si muovono a velocità intrinsecamente ridotte. La bassa velocità agisce infatti da smorzatore naturale contro le instabilità trasversali.

La valutazione matematica del decadimento del contatto ruota-rotaia verrà perciò omessa nella seguente trattazione, permettendo di focalizzare lo sforzo progettuale sugli aspetti di integrità strutturale e di dinamica del veicolo in condizioni nominali.

2.3 Tipologie di carelli e sospensioni

Nei veicoli ferroviari, il sistema di sospensione costituisce un elemento determinante per il comportamento dinamico, poiché interviene direttamente sulla ripartizione delle rigidità e degli smorzamenti tra rodiggio, carrello e cassa. La sospensione primaria, disposta tra le sale montate e il telaio del carrello, ha la funzione di filtrare le irregolarità della via in prossimità del contatto ruota-rotaia, controllando la trasmissione delle forze dinamiche al carrello e contribuendo al mantenimento di adeguate condizioni di guida, stabilità e regolarità di marcia. Essa assume pertanto un ruolo centrale nel controllo dell'interazione ruota-rotaia, nella limitazione delle masse non sospese e nella risposta del veicolo alle perturbazioni geometriche del binario.

La sospensione secondaria, interposta tra carrello e cassa, adempie invece alla funzione di disaccoppiamento dinamico della cassa rispetto ai moti del carrello, riducendo le accelerazioni verticali, laterali e angolari trasmesse al comparto sospeso e migliorando la qualità di marcia. La scelta dei relativi parametri di rigidità e smorzamento influisce in maniera significativa sul comfort. A tale livello sono generalmente associati i dispositivi anti-serpeggio, che non costituiscono uno stadio sospensivo autonomo, ma specifici organi di smorzamento destinati a contrastare le oscillazioni laterali del sistema carrello-cassa, particolarmente rilevanti al crescere della velocità. La loro presenza consente di incrementare lo smorzamento dei moti oscillatori (*hunting*), limitando l'amplificazione delle oscillazioni e contribuendo all'innalzamento della stabilità dinamica del veicolo.

Come mostrato in Figura 2.11, alcuni veicoli ferroviari sono dotati della sola sospensione primaria e sala collegata alla cassa senza il carrello. In tali configurazioni, la sospensione secondaria e i dispositivi anti-serpeggio non sono presenti poiché il veicolo, essendo adibito ad esempio al solo trasporto di materiali o attrezzature e non di passeggeri, opera generalmente a velocità contenute e con requisiti di comfort e stabilità differenti rispetto ai rotabili destinati al servizio viaggiatori.



Figura 2.11: Rimorchio ferroviario con la sola sospensione principale (fonte:[11]).

La Figura 2.12 mostra un rodiggio a due sale, dotato di tutti i sistemi di sospensione precedentemente introdotti. In prossimità delle sale sono collocate le sospensioni verticali primarie, mentre nella parte centrale del carrello sono installate le sospensioni verticali secondarie; completano il sistema gli smorzatori longitudinali e trasversali, aventi la funzione di attenuare i moti di serpeggio.

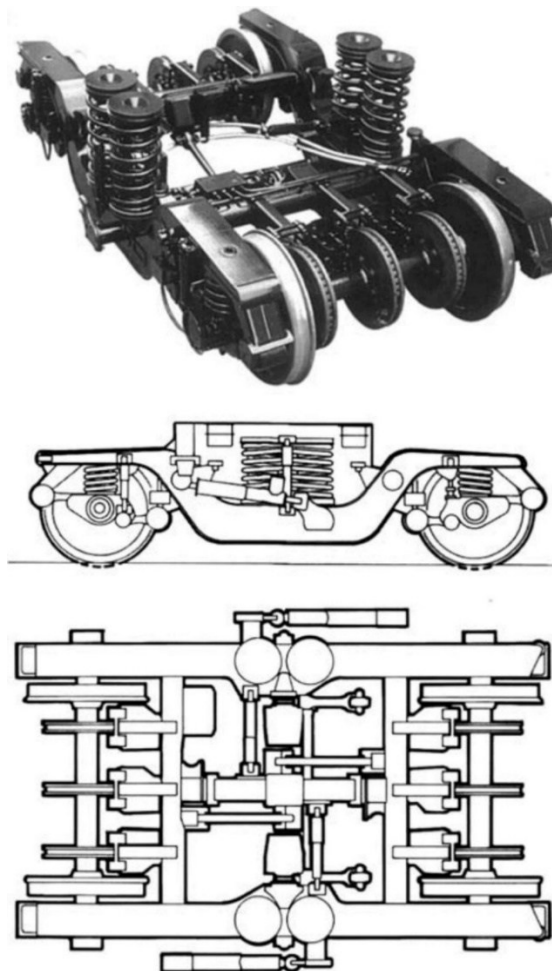


Figura 2.12: ETR-500 rodiggio ferroviario, Italia (fonte [12]).

Il carrello definisce il complesso degli organi meccanici e strutturali interposti tra la cassa del veicolo ferroviario (massa sospesa) e l'infrastruttura di binario.

Il rodiggio di un veicolo ferroviario è l'insieme degli organi compresi fra le rotaie e la sospensione primaria, quindi comprende: ruote, sala, boccole, cuscinetti, riduttore (se motrice).

Esistono diversi sistemi di classificazione del rodiggio dei veicoli ferroviari. Nei Paesi nordamericani, in particolare negli Stati Uniti e in Canada, è adottato il sistema AAR (*Association of American Railroads*), mentre in ambito europeo e internazionale è comunemente utilizzata la classificazione definita dall'UIC (*Union Internationale des Chemins de Fer*) [13]. Il sistema AAR può essere considerato una semplificazione di quello UIC, con il quale condivide il principio di utilizzare lettere per indicare gli assi motori e numeri per gli assi portanti o folli; esso, tuttavia, non distingue alcuni aspetti che nella classificazione UIC permettono di specificare se gli assi siano motorizzati indipendentemente oppure liberi di ruotare e traslare.

Con il termine sala si indica l'asse ferroviario, mentre l'insieme costituito da asse e ruote prende il nome di sala montata. I rodiggi possono assumere configurazioni differenti in funzione del numero di assi e della tipologia di sospensione adottata, parametri che influenzano in modo significativo il comportamento dinamico e la ripartizione dei carichi sul binario.

L'impiego di un numero di assi superiore a uno si rende necessario soprattutto nel caso di veicoli caratterizzati da massa elevata, per i quali occorre contenere il carico trasmesso da ciascun asse entro i limiti ammessi dall'infrastruttura. A questo proposito, la norma EN 15528 [14] definisce una classificazione delle linee ferroviarie in categorie standardizzate, individuate mediante lettere progressive (A, B, C, D, E, F), sulla base della capacità di carico ammissibile per asse, generalmente varia tra 12,5 t/asse a 25 t/asse. Di seguito sono riportati alcuni esempi della classificazione appena richiamata.

Tabella 2.1: Classificazione carico binari (fonte [15]).

Classifica categoria	Massa per asse
D4	22,5 t
C3	20,0 t
B2	18,0 t
A	16,0 t

Inoltre, i tram presentano generalmente carichi per asse dell'ordine dalle 6 alle 10 t/asse, poiché circolano su infrastrutture di tipo stradale e sono quindi progettati secondo criteri differenti rispetto ai veicoli ferroviari convenzionali.

3 Modello multicorpo su SIMPACK

3.1 Introduzione

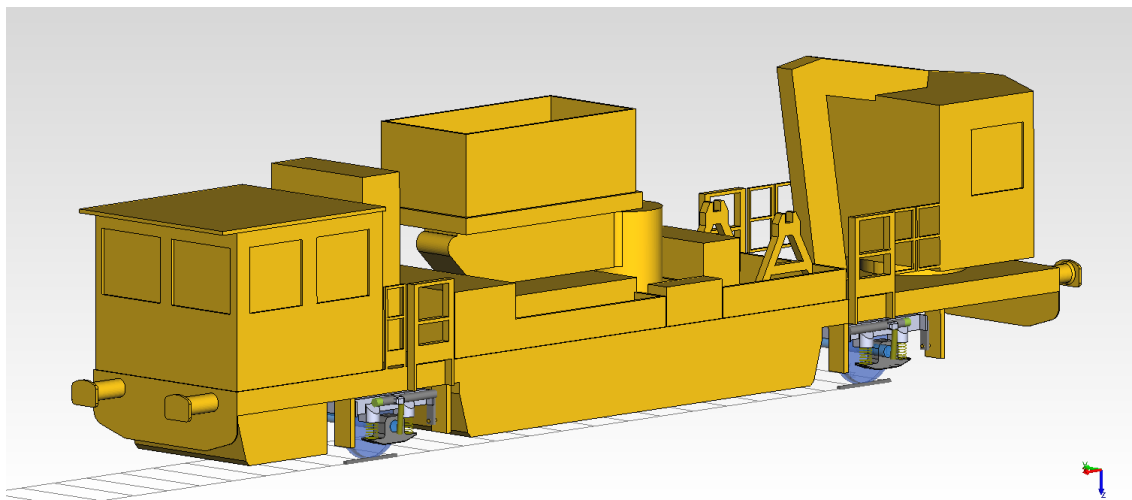


Figura 3.1: modello Simpack dell'APV 520 SPAZIO 10.

Per lo sviluppo del modello numerico oggetto della presente tesi è stato utilizzato il software Simpack Rail 2025x, appartenente alla suite SIMULIA di Dassault Systèmes [16], dedicato alla simulazione di sistemi multicorpo ad alta fedeltà. Il programma consente di sviluppare prototipi virtuali di sistemi meccanici complessi e di analizzarne il comportamento dinamico attraverso la formulazione e la risoluzione delle equazioni del moto.

Dal punto di vista applicativo, Simpack è uno strumento estremamente versatile, in quanto può essere impiegato nella modellazione di un'ampia gamma di sistemi meccanici, tra cui veicoli stradali, sistemi di trasmissione, motori, turbine eoliche, applicazioni biomeccaniche e sistemi ferroviari. Il software risulta infatti adatto sia alla simulazione di veicoli con pneumatici, quali motocicli, automobili e autocarri, sia alla simulazione di veicoli e meccanismi a guida vincolata su rotaia.

L'interesse di Simpack per le applicazioni ferroviarie deriva dalla possibilità di rappresentare in modo integrato i principali sottosistemi che determinano il comportamento dinamico del veicolo, quali il contatto ruota-rotaia, le sospensioni, i carrelli, i giunti e gli altri organi mobili. Nei veicoli ferroviari, infatti, le prestazioni complessive dipendono dall'interazione tra numerosi componenti e dalla loro risposta congiunta alle irregolarità del binario e alle condizioni di esercizio. La simulazione multicorpo consente quindi di costruire un prototipo virtuale del sistema e di studiarne la risposta senza ricorrere, a un prototipo fisico, permettendo analisi tra diverse soluzioni progettuali.

Per quanto riguarda le applicazioni ferroviarie, Simpack consente l'analisi di problematiche tipiche quali la sicurezza contro il deragliamento, la marcia in curva e su binario irregolare, la velocità critica, il comfort di marcia, l'ottimizzazione dei profili ruota-rotaia, l'usura e la fatica da contatto, nonché lo studio di scambi, incroci, sistemi frenanti e sospensioni.

Nel contesto della presente tesi, la scelta di Simpack è motivata dalla sua consolidata applicazione nel settore ferroviario e dalla capacità di rappresentare con adeguato livello di dettaglio il comportamento dinamico del veicolo studiato.

3.2 Le basi di Simpack

3.2.1 Marker

Nel software Simpack, i markers sono sistemi di riferimento locali associati a un corpo o a un punto dello spazio e vengono utilizzati per definire posizione e orientazione di elementi del modello. Essi costituiscono un riferimento geometrico necessari per collegare tra loro i vari componenti del sistema, applicare vincoli, forze, sensori e condizioni iniziali.

Dal punto di vista pratico, i markers consentono di individuare in modo univoco i punti nei quali vengono definiti i collegamenti tra corpi, come ad esempio giunti, elementi elastici e smorzanti o punti di applicazione delle forze. Nel presente lavoro, i markers sono stati quindi utilizzati per descrivere correttamente le relazioni reciproche tra telaio, carrelli, sale montate e organi della sospensione, garantendo una rappresentazione ordinata e coerente del modello multicorpo.

Di conseguenza, la definizione della posizione dei marker rappresenta una fase preliminare fondamentale, in quanto tali elementi costituiscono i riferimenti geometrici utilizzati per costruire il modello e per descrivere i collegamenti e le interazioni tra i diversi componenti.

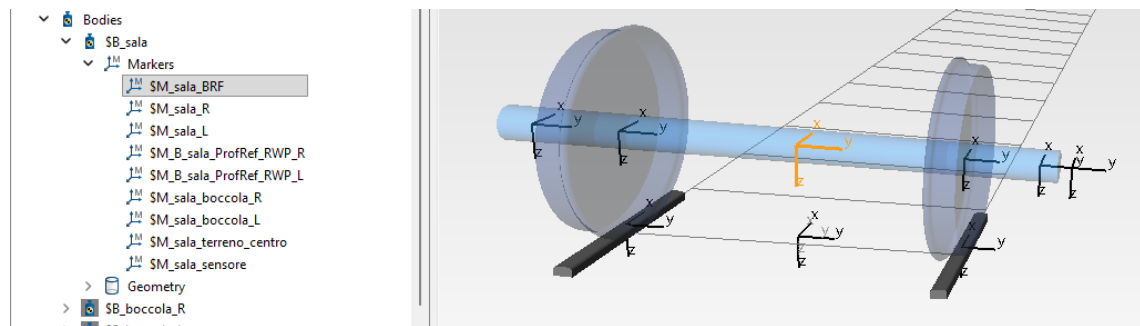


Figura 3.2: Visualizzazione dei markers della sala.

3.2.2 Sistema di riferimento assoluto e gradi di libertà

Nella modellazione *multibody* risulta fondamentale definire in modo chiaro il sistema di riferimento adottato, poiché tutte le posizioni, gli spostamenti, le velocità, le accelerazioni e le grandezze di forza vengono espressi rispetto a esso. In Simpack è presente un sistema di riferimento assoluto, rispetto al quale vengono poi definiti i sistemi di riferimento locali associati ai singoli corpi del modello.

Nel campo ferroviario, come nelle normative [1] e nei documenti UIC [17], viene generalmente adottato il seguente orientamento degli assi:

- x : asse longitudinale, con verso positivo coincidente con la direzione di marcia del veicolo;
- y : asse trasversale, con verso positivo orientato verso destra rispetto al veicolo;

- z: asse verticale, con segno positivo verso il basso.

Occorre pertanto prestare particolare attenzione a tale convenzione, poiché alcune grandezze possono assumere un segno diverso rispetto a quanto avviene in altri ambiti della meccanica; ad esempio, l'accelerazione di gravità risulta pari a $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ lungo la direzione positiva dell'asse z.

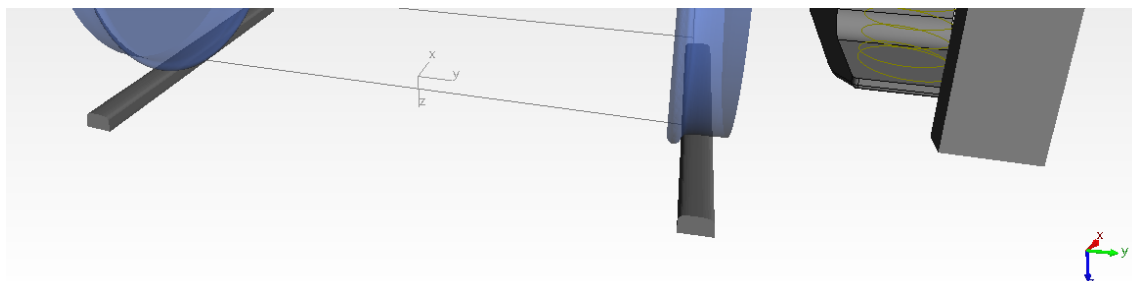


Figura 3.3: Terna destrorsa utilizzata su Simpack.

Inoltre, Simpack utilizza la seguente notazione per gli angoli:

- φ : roll angle (intorno a x)
- γ : pitch angle (intorno a y)
- ψ : yaw angle (intorno a z)

In uno spazio tridimensionale ogni corpo rigido è caratterizzato da sei gradi di libertà. Gli elementi descritti nel sottoparagrafo 3.2.4 “Collegamenti e interazioni” consentono di ridurre opportunamente tali gradi di libertà, definendo i vincoli e le interazioni reciproche tra i vari corpi del modello.

3.2.3 Geometrie

In Simpack, la geometria dei componenti può essere definita principalmente in due modi: mediante importazione di un file CAD esterno oppure tramite creazione diretta all'interno del software.

Nel primo caso, viene creata una nuova geometria e selezionata l'opzione “Type 39: CAD interface”, che consente di importare file in formato STEP realizzati, ad esempio, in SolidWorks. Questa procedura è stata utilizzata per il telaio, il carrello e i mozzi. Occorre prestare particolare attenzione al fatto che i sistemi di riferimento di SolidWorks e Simpack potrebbero non coincidere. Per questo motivo, in funzione di come il componente è stato modellato nel CAD, può essere necessario correggerne posizione e orientamento nello spazio una volta importato nel software di simulazione. Tali operazioni possono essere effettuate direttamente nella finestra delle proprietà della geometria, come mostrato in Figura 3.4.

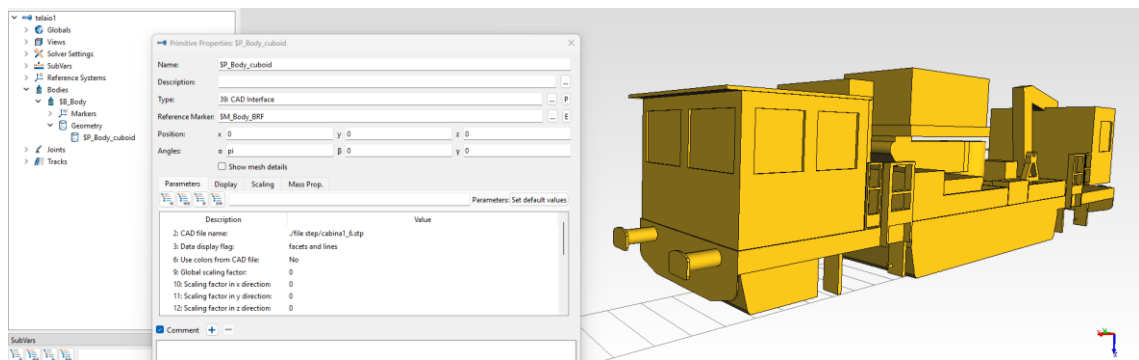


Figura 3.4: Geometria della cassa.

La seconda modalità può invece essere adottata quando la geometria del componente risulta sufficientemente semplice. In questo caso, Simpack consente di creare direttamente la geometria all'interno del software, definendone forma, dimensioni, posizione e orientamento nello spazio (come mostrato in Figura 3.5).

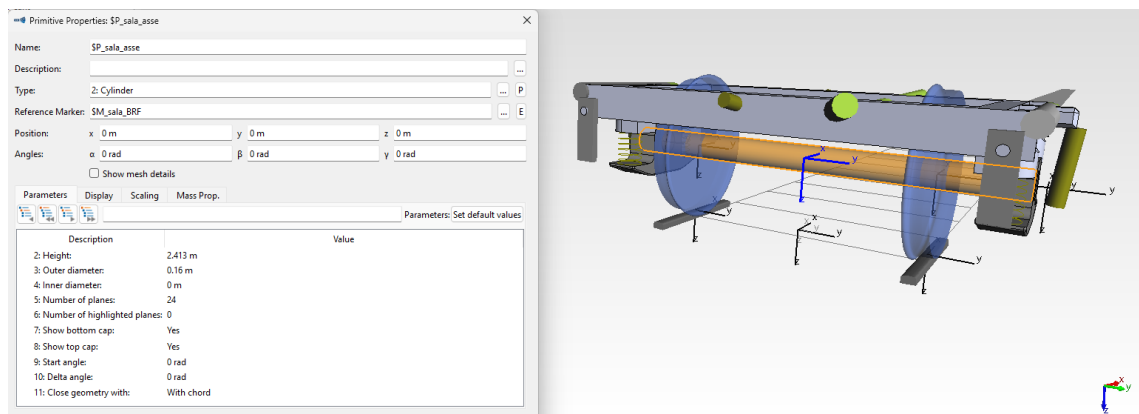


Figura 3.5: Geometria della sala.

In alternativa, per alcune tipologie di oggetti geometrici, è possibile definirne la posizione anche a partire da due marker (Figura 3.6), in modo da vincolare in maniera immediata geometria e collocazione del componente rispetto al modello.

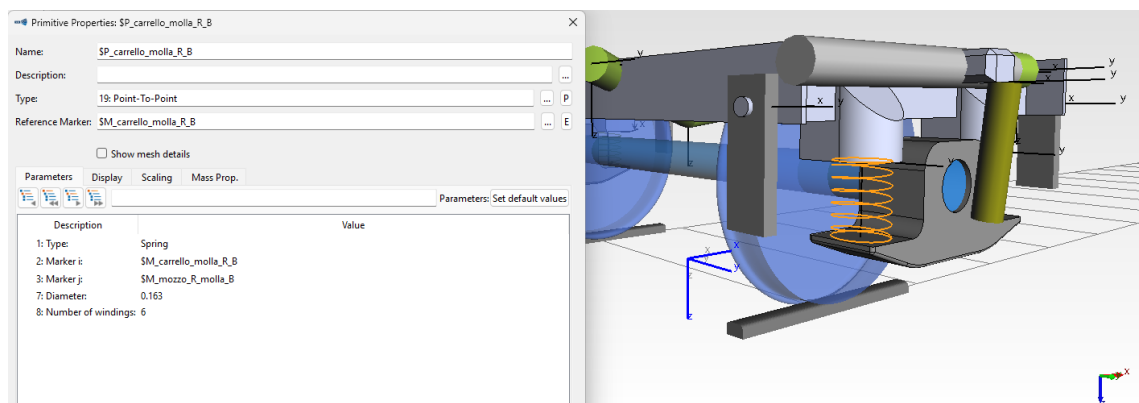


Figura 3.6: Geometria della molla della sospensione primaria.

3.2.4 Collegamenti e interazioni

Nella costruzione di un modello *multibody* in Simpack, un ruolo fondamentale è svolto dagli elementi che definiscono i collegamenti e le interazioni tra i vari corpi del sistema.

Tra questi, ci sono: *joint*, *constraint* e *force element*, che pur essendo tutti elementi di modellazione privi di massa, svolgono funzioni differenti all'interno del modello.

I vincoli cinematici (*joints*) sono utilizzati per collegare due corpi tra loro, oppure un corpo al sistema di riferimento, definendo i gradi di libertà ammessi nel moto relativo. In altre parole, il vincolo cinematico stabilisce quali movimenti sono consentiti e quali risultano invece impediti, descrivendo così il comportamento cinematico del collegamento. A seconda della tipologia scelta, esso può consentire rotazioni, traslazioni oppure combinazioni di esse; nelle direzioni vincolate, il software introduce automaticamente le corrispondenti reazioni vincolari.

Le equazioni di vincolo (*constraints*) sono elementi di modellazione che vengono utilizzati per imporre direttamente vincoli tra corpi o tra un corpo e un sistema di riferimento. Rispetto ai vincoli cinematici, essi non sono pensati principalmente per rappresentare un collegamento meccanico fisico, bensì per limitare in modo esplicito alcuni gradi di libertà o per definire relazioni cinematiche aggiuntive tra i corpi del modello.

Gli elementi di forza (*force elements*), non impongono vincoli cinematici, ma servono a introdurre nel modello forze e coppie descritte tramite opportune leggi costitutive. Essi vengono utilizzati per rappresentare molle, smorzatori, attriti, contatti e tutte quelle interazioni che non bloccano direttamente il moto relativo tra i corpi, ma ne influenzano la dinamica attraverso azioni meccaniche. In questo senso, gli elementi di forza non definiscono quali movimenti siano permessi, ma agiscono sulle equazioni del moto modificando la risposta dinamica del sistema.

In sintesi, gli elementi *joints* definiscono la struttura del sistema, gli elementi *constraints* impongono condizioni di vincolo aggiuntive e gli elementi di forza descrivono le interazioni meccaniche attraverso forze e coppie. Nel presente modello, tali elementi sono stati utilizzati in modo complementare per rappresentare correttamente i collegamenti tra i vari corpi del veicolo e il comportamento degli organi della sospensione.

Per la descrizione degli elementi di modellazione di Simpack si è fatto riferimento alla documentazione tecnica ufficiale di supporto [18] ed ad altre fonti utili [19], [20].

3.2.5 Struttura ad albero

Simpack è un software di simulazione multicorpo nel quale il modello viene costruito organizzando i vari elementi in modo ordinato e gerarchico all'interno dell'ambiente di lavoro. Questa impostazione risulta particolarmente utile nella modellazione di sistemi complessi, poiché consente di suddividere il veicolo nei suoi principali sottosistemi e di gestirne più facilmente le proprietà.

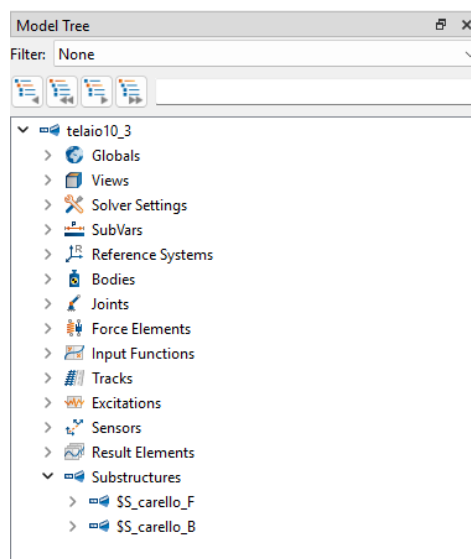


Figura 3.7: Finestra di lavoro "Model Tree".

Dal punto di vista pratico, il modello può essere visto come una struttura ad albero (Figura 3.7), nella quale ai diversi livelli vengono inseriti i corpi, i marker, le geometrie, i vincoli, gli elementi di forza, i sensori e gli altri componenti necessari alla simulazione. Tale organizzazione permette di individuare rapidamente le relazioni tra i vari elementi del modello e di modificare in modo più semplice la struttura complessiva del sistema.

3.2.6 Flusso di lavoro di Simpack

Il flusso di lavoro di Simpack può essere suddiviso in tre fasi principali: pre-processing, esecuzione della simulazione tramite solver e post-processing. Questa organizzazione consente di separare in modo chiaro la costruzione del modello, il calcolo numerico e la successiva analisi dei risultati.

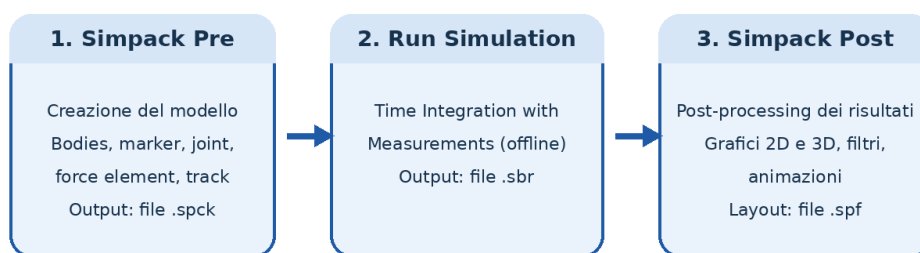


Figura 3.8: Workflow Simpack.

Nella prima fase di pre-processing, svolta nell'ambiente Simpack Pre, viene costruito il modello *multibody* definendo tutti gli elementi che compongono il sistema e le loro relazioni reciproche, questo è il modulo dedicato alla costruzione del modello. Al termine di questa fase si ottiene il file di modello con estensione *.spck*, che costituisce la base per le analisi successive.

Successivamente, il modello viene elaborato mediante il *solver* di Simpack, che rappresenta il modulo dedicato alla risoluzione numerica delle equazioni del moto e consente analisi nel dominio del tempo e della frequenza. Nel presente lavoro, la simulazione è stata generalmente eseguita tramite la modalità "Time Integration with Measurements (offline)", al termine della quale viene prodotto un file di risultati con

estensione *.sbr*. In alternativa, il software consente anche l'esecuzione di simulazioni di tipo "Time Integration (online)", finalizzate principalmente alla visualizzazione grafica del comportamento del modello, oppure simulazioni "Time Integration without Measurements (offline)", che effettuano il calcolo numerico senza generare il corrispondente file di misure.



Figura 3.9: Time Integration.

L'ultima fase del flusso di lavoro è il *post-processing*, svolto nell'ambiente Simpack Post, che consente la visualizzazione e l'elaborazione dei risultati. In questo modulo è possibile creare grafici 2D, grafici 3D, animazioni e applicare filtri di elaborazione ai dati ottenuti dalla simulazione. Il layout dei risultati desiderati può essere salvato in un file con estensione *.spf*, che funge da template di *post-processing* e consente di visualizzare rapidamente, in modo coerente e ripetibile, i diversi file di output generati dal *solver*.

L'impiego di file *.spf* consente di mantenere coerente e ripetibile la struttura delle analisi su differenti simulazioni (*.sbr*), risultando particolarmente efficace nelle attività iterative di modellazione e confronto dei risultati.

3.2.7 Modelli di contatto ruota-rotaia

Le forze tangenziali che si generano nell'area di contatto, governate dallo scorrimento (*creepage*) longitudinale, laterale e di spin, costituiscono la principale fonte di eccitazione per la dinamica del rotabile e, conseguentemente, per l'intero sistema di sospensioni.

La relazione forza-scorrimento è caratterizzata da un primo tratto lineare di pseudo-slittamento (*stick*), seguito da una transizione curva che culmina nella saturazione al limite di aderenza di Coulomb (*slip*).

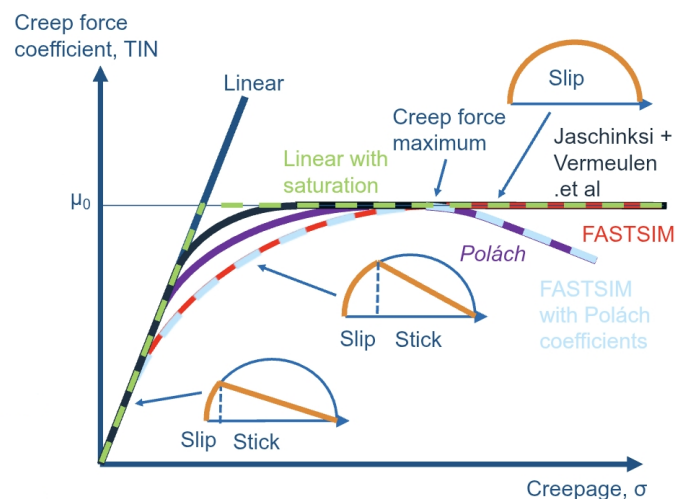


Figura 3.10: Grafico forze tangenziali (fonte: [19]).

All'interno dell'ambiente di simulazione Simpack, l'elemento "RWC" (*Rail-Wheel Contact*) permette di selezionare diverse formulazioni matematiche per la risoluzione del

problema tangenziale. I metodi differiscono per efficienza numerica e per il range di validità in relazione alle componenti dello scorrimento (longitudinale, laterale e di spin):

- Metodi Lineari e con Saturazione: il metodo lineare puro possiede un'efficienza numerica estremamente elevata, ma è limitato a scorrimenti infinitesimi. L'introduzione di un tetto di saturazione migliora il comportamento al limite dell'aderenza, mantenendosi tuttavia inadatto a scorrimenti complessi o elevati.
- Metodo di Jaschinski: utilizza una tangente iperbolica per garantire una transizione più dolce e realistica tra la fase lineare e la saturazione. Presenta un'alta efficienza e gestisce in modo discreto gli scorrimenti longitudinali e laterali, sebbene mostri limitazioni per valori di spin elevati.
- Metodo di Vermeulen: si avvicina maggiormente alla realtà fisica del fenomeno, gestendo grandi scorrimenti longitudinali e laterali con alta efficienza, ma rimanendo limitato a valori medi per quanto riguarda lo spin.
- Algoritmo FASTSIM (Kalker): basato sulla teoria semplificata di Kalker, questo metodo discretizza l'area di contatto (considerata inizialmente ellittica equivalente) in strisce indipendenti. A fronte di un'efficienza numerica definita "moderata", garantisce un'elevata fedeltà nella modellazione di grandi scorrimenti lungo tutte e tre le direzioni (longitudinale, laterale e spin). Solo FASTSIM può essere utilizzato per il contatto elastico discreto, il quale impiega zone di contatto non ellittiche.
- Metodo di Polách: basato su un approccio puramente analitico, è eccellente per la gestione di grandi scorrimenti longitudinali e laterali, fornendo risultati molto simili ad algoritmi più complessi, ma mantiene dei limiti nella gestione di elevati scorrimenti di spin.

Tabella 3.1: Riassunto dei vari modelli di contatto fra ruota-rotaia.

	Efficienza Numerica	Scorrimento longitudinale e laterale	Scorrimento di spin	Estendibile a zone di contatto non ellittiche
Lineare	Estremamente alta	Piccolo	Piccolo	No
Lineare con saturazione	Estremamente alta	Medio	Medio	No
Jaschinski	Alta	Medio	Medio	No
Vermuelen	Alta	Grande	Medio	No
FASTSIM	Moderata	Grande	Grande	Sì
Polách	Alta	Grande	Medio	No

3.3 Massa e momenti di inerzia

Il mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10 è composto da due carrelli monoassiali. Ogni sala è dotata di due mozzi che consentono la rotazione dell'asse e il suo collegamento al carrello mediante la sospensione principale, la quale permette esclusivamente gli spostamenti verticali. I carrelli sono a loro volta vincolati al telaio tramite uno schema sospensivo secondario che consente spostamenti trasversali e longitudinali. Con il

termine “cassa” o “telaio” si intende pertanto l’insieme dei componenti collegati a valle della sospensione secondaria.

Nella modellazione *multibody* è opportuno adottare una schematizzazione del veicolo quanto più possibile semplificata, evitando di rappresentare separatamente componenti che non influenzano in modo significativo la dinamica globale del sistema. Per tale motivo, ai fini della determinazione della massa e dei momenti di inerzia del telaio, è stato utilizzato un file Excel contenente la stima dei pesi dei vari componenti e degli eventuali liquidi in essi contenuti. Di conseguenza, tali grandezze non sono state ricavate direttamente mediante SolidWorks, come invece avvenuto per altri componenti descritti successivamente.

Nella Tabella 3.2 che segue sono riportati i pesi e la posizione dei vari componenti, ciascuno schematizzato come massa puntiforme.

Tabella 3.2: Massa e posizioni dei componenti dell'APV 520 SPAZIO 10.

VERIFICA PESO SCARICATO DALLE RUOTE SULLA ROTAIA											
VEICOLO: <u>APV 520 SPAZIO 10</u>		CODICE: <u>2005521</u>		DATA: <u>20/05/21</u>		GB					
Distribuzione pesi teorica:											
PARAMETRI MACCHINA				Ruota 1		9882,9		Ruota 3:		9636,6	
L	15000	(mm)	Lunghezza macchina	CABINA 1		CABINA GRU					
P	9000	(mm)	Passo								
SB	3000	(mm)	Sbalzo 1								
	3000	(mm)	Sbalzo 2								
d	1500	(mm)	Scartamento	Ruota 2:		9888,8		Ruota 4:		9630,7	
	920	(mm)	diametro ruota	Asse 1		19771,8		Asse 2		19267,3	
DISTRIBUZIONE PESI											
RIEPILOGO MASSE				MASSA TOTALE		X		Y		Z	
m _{ass1}	450	[kgf]	ASSE 1	39039,03	[kgf]	3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass2}	450	[kgf]	ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.1}	720	[kgf]	RUOTE ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.2}	720	[kgf]	RUOTE ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.3}	200	[kgf]	BOCCOLE ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.4}	200	[kgf]	BOCCOLE ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.5}	140	[kgf]	SOSPENSIONI ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	550	(mm)
m _{ass1.6}	140	[kgf]	SOSPENSIONI ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	550	(mm)
m _{ass1.7}	640	[kgf]	RIDUTTORE ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.8}	640	[kgf]	RIDUTTORE ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.9}	100	[kgf]	FANALIERA			7500	(mm)	0	(mm)	1350	(mm)
m _{ass1.10}	8860	[kgf]	TELAIO NUDDO + STAFFE			7500	(mm)	0	(mm)	1060	(mm)
m _{ass1.11}	400	[kgf]	SALDATURE + VARIA A TELAI			7500	(mm)	0	(mm)	1060	(mm)
m _{ass1.12}	400	[kgf]	COFANO CENTRALE POTENZA - alluminio			4000	(mm)	0	(mm)	1350	(mm)
m _{ass1.13}	2300	[kgf]	CABINA 1 - alluminio			1350	(mm)	0	(mm)	2200	(mm)
m _{ass1.14}	1500	[kgf]	CABINA 2 - alluminio			14000	(mm)	0	(mm)	220	(mm)
m _{ass1.15}	4000	[kgf]	SPAZIO 10 (12)			7000	(mm)	0	(mm)	2500	(mm)
m _{ass1.16}	1200	[kgf]	MAT			3000	(mm)	0	(mm)	2250	(mm)
m _{ass1.17}	70	[kgf]	SCALE SALITA LATO CAB 1			3500	(mm)	0	(mm)	1300	(mm)
m _{ass1.18}	70	[kgf]	SCALE SALITA LATO CAB 2			12300	(mm)	0	(mm)	1300	(mm)
m _{ass1.19}	40	[kgf]	SPONDE			1000	(mm)	0	(mm)	1300	(mm)
m _{ass1.20}	160	[kgf]	SERBATOIO GASOLIO			1000	(mm)	0	(mm)	550	(mm)
m _{ass1.21}	100	[kgf]	SERBATIO OLIO			6000	(mm)	800	(mm)	1350	(mm)
m _{ass1.22}	700	[kgf]	CAVALLETTO PORTABIBINA COMPLETO			10500	(mm)	0	(mm)	1750	(mm)
m _{ass1.23}	300	[kgf]	PANTOGRAFO			1500	(mm)	0	(mm)		(mm)
m _{ass1.24}	120	[kgf]	SABBIERE			7500	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.25}	140	[kgf]	LEVERISMI FRENO ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.26}	140	[kgf]	LEVERISMI FRENO ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
m _{ass1.27}	500	[kgf]	CARDANI			7500	(mm)	0	(mm)	1100	(mm)
m _{ass1.28}	1000	[kgf]	CARRELLO MONOASSE ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	800	(mm)
m _{ass1.29}	1000	[kgf]	CARRELLO MONOASSE ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	800	(mm)
	70	[kgf]	CACCIAPIETRE ASSE 1			3000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
	70	[kgf]	CACCIAPIETRE ASSE 2			12000	(mm)	0	(mm)	460	(mm)
	100	[kgf]	SERBATOIO UREA + UREA			5500	(mm)	-800	(mm)	1350	(mm)
	1225	[kgf]	MOTORE DEUTZ TCD 13.5L6			5000	(mm)	0	(mm)	1350	(mm)
	350	[kgf]	ACCESSORI VARI MOTORE			5000	(mm)	0	(mm)	1350	(mm)
	550	[kgf]	CAMBIO ALLISON M48000			6500	(mm)	0	(mm)	1200	(mm)
	900	[kgf]	TRASFERT DROMOS			7500	(mm)	0	(mm)	1000	(mm)
		[kgf]	CESTELLO ORMET			8000	(mm)	0	(mm)		(mm)
	2625	[kgf]	GRU FASSI F235A.0.25			13700	(mm)	0	(mm)	2200	(mm)
	400	[kgf]	TRAVERSA STABILIZZATRICE MAXISTAB			13700	(mm)	0	(mm)	650	(mm)
	430	[kgf]	GRUPPO ELETTROGENO 10YSXC			8000	(mm)	0	(mm)	1650	(mm)
	280	[kgf]	RESPINGENTI LATO CABINA 1			0	(mm)	0	(mm)	1060,0	(mm)
	280	[kgf]	RESPINGENTI LATO CABINA GRU			15000	(mm)	0	(mm)	1060	(mm)
	100	[kgf]	GANCIO LATO CABINA 1			0	(mm)	0	(mm)	1050,0	(mm)
m _{ass1.30}	100	[kgf]	GANCIO LATO CABINA 2			15000	(mm)	0	(mm)	1050,0	(mm)
m _{ass1.31}	1200	[kgf]	IMPIANTO IDRAULICO			7500	(mm)	0	(mm)	1060,0	(mm)
	1000	[kgf]	IMPIANTO PNEUMATICO			7500	(mm)	0	(mm)	1060,0	(mm)
	1200	[kgf]	IMPIANTO ELETTRICO			7500	(mm)	0	(mm)	1060,0	(mm)
	250	[kgf]	TRASMISSIONE IDROSTATICA AUSILIARIA			7500	(mm)	0	(mm)	1060,0	(mm)
	300,03		GASOLIO (serb.2/3)			1000	(mm)	0	(mm)	500,0	(mm)
	209,00		OLIO			6000	(mm)	0	(mm)	1390,0	(mm)

Successivamente è stato calcolato il baricentro del veicolo assumendo come origine O il punto avente le seguenti caratteristiche:

- appartenente al piano di rotolamento, ossia al piano individuato dai punti di contatto tra ruote e rotaie;
- appartenente al piano dello scudo del veicolo, cioè al piano frontale del mezzo;
- appartenente al piano centrale di simmetria, che divide il veicolo in due parti lungo la direzione trasversale.

Tabella 3.3: Stima baricentro

$X_G [mm]$	$Y_G [mm]$	$Z_G [mm]$
7441.85	0	1289.56

Tuttavia, i valori teorici così ottenuti, essendo basati su stime, non rappresentano con precisione la configurazione reale del veicolo. Per ottenere una valutazione più affidabile della massa complessiva e della posizione del baricentro, sono quindi stati utilizzati i dati derivanti dalla pesatura statica sperimentale del mezzo d'opera, dai quali sono stati successivamente sottratti i contributi dei componenti non appartenenti al telaio.

Tabella 3.4: Carico reale delle ruote dell'APV 520 SPAZIO 10.

Distribuzione pesi REALE:					
Ruota 1: 9920,0 Ruota 1 solo telaio: 8050,0 Ruota 3: 10160,0 Ruota 3 solo telaio: 8290,0 O CABINA 1 G CABINA GRU Ruota 2: 9140,0 Ruota 2 solo telaio: 7270,0 Ruota 4: 9580,0 Ruota 4 solo telaio: 7710,0					
Completo	Asse 1	19060,0	Asse 2	19740,0	totale con assi 38800,0
Solo telaio	"Asse 1"	15320,0	"Asse 2"	16000,0	totale senza assi 31320,0

Nella precedente Tabella 3.4:

- i valori riportati sono i carichi sulle ruote espressi in chilogrammi
- indicativamente O è la posizione dell'origine e G del baricentro
- i valori evidenziati è il carico dovuto al solo telaio

Dunque, il baricentro ottenuto e utilizzato dopo le seguenti considerazioni è il seguente:

Tabella 3.5: Baricentro reale APV 520 SPAZIO 10.

$X_G [mm]$	$Y_G [mm]$	$Z_G [mm]$	$m_G [kg]$
7597.70	-32.6	1449.44	31320

Infine, sono stati calcolati i momenti di inerzia rispetto al baricentro così determinato, adottando fin dall'inizio l'orientamento degli assi del sistema di riferimento assoluto di Simpack. In questo modo sono stati ottenuti i seguenti valori:

Tabella 3.6: Momenti d'inerzia della cassa dell'APV 520 SPAZIO 10.

$I_{xx} = 14133.1 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$	$I_{xy} = 214.3 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$	$I_{xz} = 11972.9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
Simmetrica	$I_{yy} = 364119.9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$	$I_{yz} = 2 \cdot 10^{-14} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
Simmetrica	Simmetrica	$I_{zz} = 350309.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

Di seguito, i valori appena determinati sono stati inseriti nel software di modellazione.

Body Properties: \$B_Body

Name: \$B_Body

Description:

Type: Rigid

Mass Properties Position Loads

Data input: Manual

Mass: 31320 kg

Center of Gravity

Position: x -7.597701149 m y 0.0326 m z -1.449444807 m

Relative to: Marker

Reference Marker: \$M_Body_BRF

Inertia

	x	y	z
Moments of inertia:			
x	14133.10487 kg m ²	214.3499254 kg m ²	11972.89663 kg m ²
y	sym	364119.9295 kg m ²	2e-14 kg m ²
z	sym	sym	350309.7685 kg m ²

Relative to: Center of Gravity

Figura 3.11: Proprietà del telaio dell'APV 520 SPAZIO 10.

Come mostrato in Figura 3.11 nel software è possibile impostare l'opzione "Relative to: Marker" e selezionare successivamente il *marker* denominato \$M_Body_BRF, corrispondente al punto *O*, che possiede le caratteristiche descritte precedentemente. In modo analogo, è possibile specificare il punto rispetto al quale sono calcolati i momenti di inerzia; nel caso in esame è stata selezionata l'opzione "Relative to: Center of Gravity".

Per quanto riguarda invece la massa delle sale, dei mozzi e del carrello, sono stati utilizzati gli assiemi completi sviluppati in SolidWorks. In questa fase è stata adottata la scelta di considerare come un unico corpo più elementi solidali tra loro; ad esempio, nelle proprietà del carrello sono state incluse anche le masse dei freni e di altri organi necessari al corretto funzionamento del mezzo d'opera.

Ciò spiega perché, nonostante il carrello modellato in Simpack presenti una geometria simmetrica, il relativo baricentro non risulti appartenente al piano di simmetria e si collochi inoltre in posizione più bassa rispetto a quanto ci si potrebbe attendere dalla sola geometria del modello. Il modello CAD 3D importato in Simpack rappresenta infatti una semplificazione del sistema reale; tale scelta non introduce un errore nel calcolo delle

proprietà fisiche, ma costituisce esclusivamente una semplificazione di tipo grafico e modellistico.

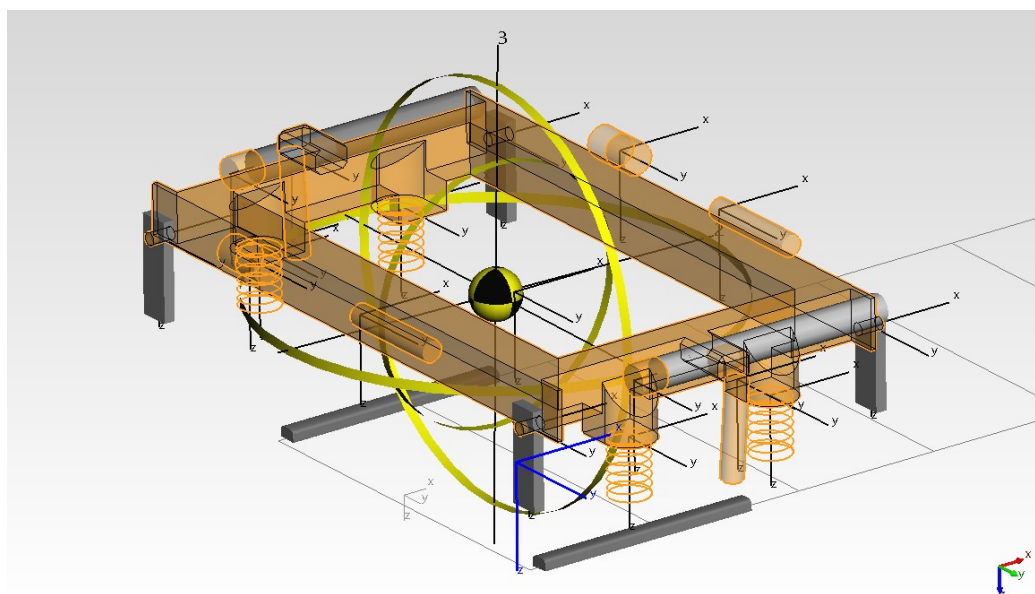


Figura 3.12: Baricentro e momenti di inerzia del carrello.

Di seguito vengono riportate sinteticamente le principali proprietà fisiche dei tre componenti considerati. Per quanto riguarda invece l'impostazione della voce "Relative to:", valgono le stesse considerazioni già esposte in precedenza.

Body Properties: \$B_carrello

Name: \$B_carrello

Description:

Type: Rigid

Mass Properties Position Loads

Data input: Manual

Mass: 1212.36232 kg

Center of Gravity

Position: x -0.01315 m y 0.13131 m z 0.0554 m

Relative to: Marker

Reference Marker: \$M_carrello_origine_SolidWorks

Inertia

	x	y	z
Moments of inertia:			
x	974.9003571 kg m ²	4.2471181 kg m ²	-5.3882655 kg m ²
y	sym	386.5316392 kg m ²	-3.604031 kg m ²
z	sym	sym	1270.4638444 kg m ²

Relative to: Center of Gravity

Figura 3.13: Proprietà del carrello dell'APV 520 SPAZIO 10.

Body Properties: \$B_sala

Name:

Description:

Type:

Mass Properties Position Loads

Data input:

Mass:

Center of Gravity

Position: x y z

Relative to:

Inertia

	x	y	z
Moments of inertia:			
x	658.3587252 kg m<sup>2</sup>	-0.0035692 kg m<sup>2</sup>	0.0002002 kg m<sup>2</sup>
y	sym	102.6572752 kg m<sup>2</sup>	0.0022257 kg m<sup>2</sup>
z	sym	sym	658.3589213 kg m<sup>2</sup>

Relative to:

Figura 3.14: Proprietà della sala dell'APV 520 SPAZIO 10.

Body Properties: \$B_boccola_R

Name:

Description:

Type:

Mass Properties Position Loads

Data input:

Mass:

Center of Gravity

Position: x y z

Relative to:

Reference Marker:

Inertia

	x	y	z
Moments of inertia:			
x	1.1276431 kg m<sup>2</sup>	-0.0038809 kg m<sup>2</sup>	3.32e-05 kg m<sup>2</sup>
y	sym	3.362754 kg m<sup>2</sup>	0.0383929 kg m<sup>2</sup>
z	sym	sym	2.8433388 kg m<sup>2</sup>

Relative to:

Figura 3.15: Proprietà della boccola dell'APV 520 SPAZIO 10.

I restanti componenti della sospensione, avendo una massa sensibilmente inferiore rispetto a quella dei componenti precedentemente descritti e un'influenza ridotta sulla dinamica complessiva del veicolo, sono stati trascurati al fine di semplificare la modellazione.

3.4 Modellazione del carrello

Per la realizzazione del carrello è stato seguito il workflow descritto nei paragrafi seguenti: si è partiti dalla sala, elemento direttamente a contatto con il binario, per poi modellare le boccole, il telaio del carrello e infine il collegamento al telaio. Tale sequenza è stata scelta in modo da seguire il percorso di trasmissione dei carichi dal contatto ruota-rotaia fino al telaio, attraverso i diversi organi della sospensione.

3.4.1 Modellazione della sala montata

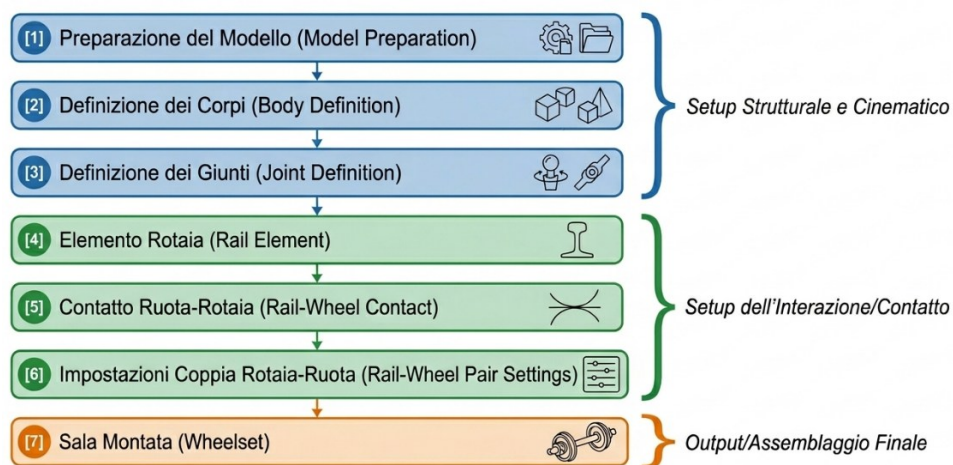


Figura 3.16: Workflow modellazione sala montata.

La modellazione del carrello è stata avviata a partire dalla sala montata, in quanto essa rappresenta il sottosistema direttamente responsabile dell'interazione con il binario e costituisce quindi il primo elemento del percorso di trasmissione delle azioni meccaniche dal contatto ruota-rotaia verso la struttura sospesa del veicolo. In una prima fase è stata definita la geometria della sala che, ai fini del presente modello, è stata schematizzata mediante un cilindro, come mostrato in Figura 3.5.

Successivamente è stato definito il binario, assegnando il profilo della rotaia, l'inclinazione del piano di posa della rotaia (*rail cant*) pari a 1:20 e la posizione relativa delle ruote rispetto al centro del veicolo. Tale impostazione è necessaria per descrivere correttamente la geometria locale del contatto e per garantire coerenza tra la configurazione del veicolo e quella dell'infrastruttura. In Simpack Rail, la corretta rappresentazione del binario e del contatto ruota-rotaia costituisce infatti uno degli aspetti centrali nella simulazione della dinamica ferroviaria, poiché da essa dipendono in modo diretto le forze di contatto, la stabilità di marcia e il comportamento del veicolo lungo il tracciato.

Al fine di semplificare la trattazione del modello e considerato che i profili ruota costituiscono proprietà intellettuale di aziende terze, è stato scelto di adottare il profilo S1002 per entrambi gli scartamenti. Tale profilo rappresenta una scelta particolarmente

Rail Properties: \$RWR_Rail_profile

Name:

Description:

Sides: ▼ P

Standard Advanced Plots

Lateral Rail Position:

Lateral rail distance method: ▼ P

Lateral rail distance:

Rail Geometry

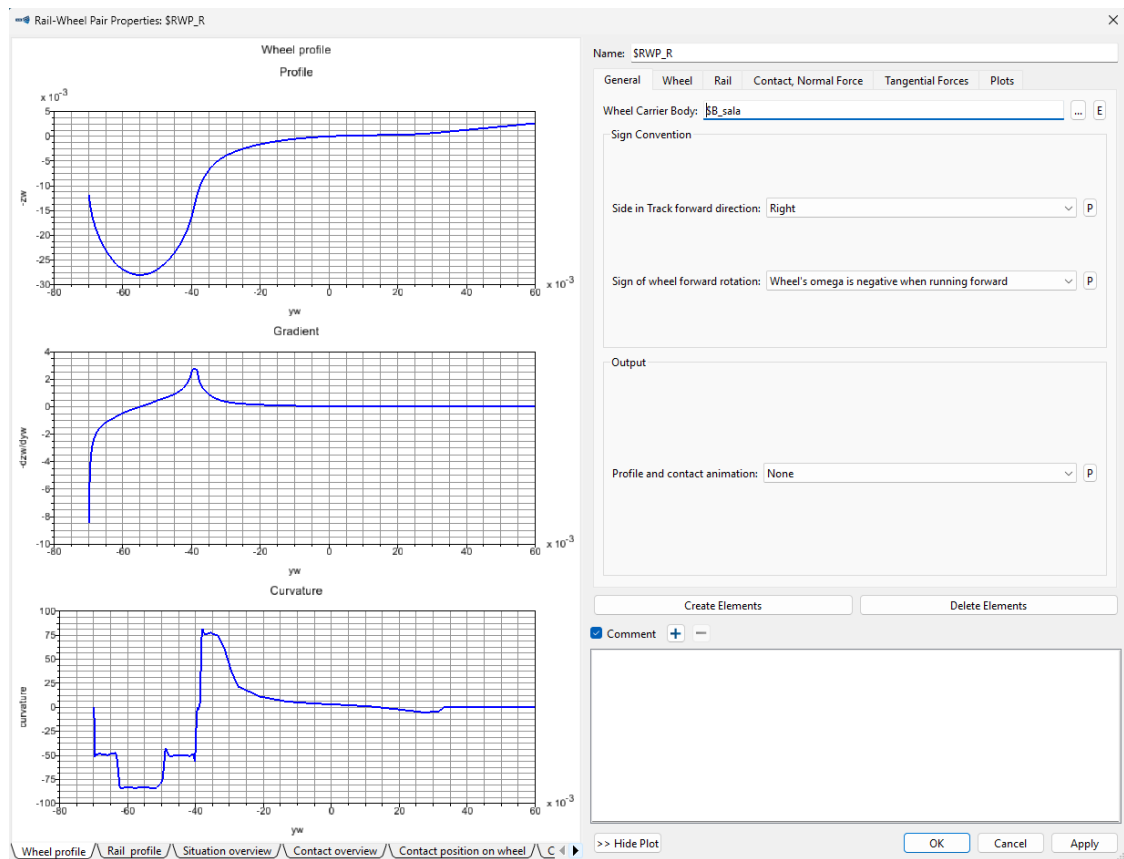
	Left	Right
Rail profiles:	S position Left side profile file 1 0 m ./././././Program Files/Simpack-2025x/defaults/database/UIIC60.prr	S position Right side profile file 1 0 m ./././././Program Files/Simpack-2025x/defaults/database/UIIC60.prr

+ F_{max} -
+ F_{max} -

Rail cant (1m):

Rediscretization step:

Il profilo associato alla ruota destra è riportato in Figura 3.18. In questa fase sono state inoltre definite le grandezze ingegneristiche riportate in Tabella 3.7, non precedentemente inserite nelle apposite sezioni selezionabili nella parte superiore destra della finestra mostrata in Figura 3.18. Per ragioni di sintesi, tali impostazioni non vengono qui riportate nel dettaglio, al fine di non appesantire inutilmente la trattazione.



40

Tabella 3.7: Grandezze ingegneristiche contatto ruote-binario.

Raggio ruote [m]	0.46
Inclinazione del piano di posa della rotaia	1:20
Distanza fra una ruota e il centro [m]	0.79 (Lituania) / 0.864 (Spagna)
Modulo di Young [GPa]	210
Numero di Poisson	0.28
Coefficiente di attrito	0.4

Si riporta unicamente la sezione relativa alle forze tangenziali (Figura 3.19), così da richiamare quanto già anticipato nel sottoparagrafo 3.2.7. per la simulazione delle forze tangenziali agenti nell'interfaccia di contatto ruota-rotaia è stato adottato il modello FASTSIM, ritenuto particolarmente adatto per la validazione del comportamento dinamico e l'analisi delle sospensioni del modello APV 520 SPAZIO 10. L'algoritmo FASTSIM viene raccomandato come standard industriale per le simulazioni *multibody* ferroviarie avanzate. Tale preferenza è giustificata dai seguenti fattori legati agli obiettivi della presente tesi:

- Gestione completa del moto di rotazione relativo (*Spin Creepage*): l'analisi del comportamento dinamico in curva e delle oscillazioni dei carrelli sollecita fortemente le sospensioni. In queste fasi transitorie, la componente di *spin* nell'area di contatto diventa rilevante. A differenza dei metodi di Polách o Vermeulen (che gestiscono uno *spin* di entità media), FASTSIM è l'unico approccio semplificato in grado di calcolare accuratamente gli sforzi tangenziali in presenza di *Large Spin creepage*.
- Transizione a geometrie di contatto complesse: FASTSIM è l'unico algoritmo estendibile ad aree di contatto non ellittiche, potendo così considerare la deformabilità dei materiali nel punto di contatto.
- Rapporto fedeltà-costo computazionale: sebbene l'efficienza numerica sia classificata come "moderata" rispetto ai metodi puramente analitici (High/Extremely High), la potenza computazionale moderna rende il FASTSIM il compromesso ideale. La lieve perdita in velocità di calcolo è ampiamente compensata dalla robustezza dei risultati sulle forze eccitatrici che si trasmettono ai gradi di libertà del carrello, garantendo una validazione del modello di sospensione molto più aderente ai dati sperimentali.

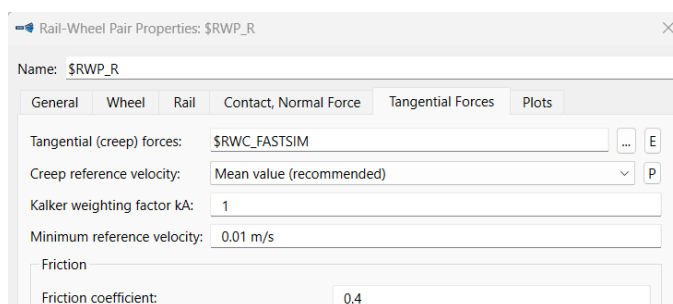


Figura 3.19: Proprietà delle forze tangenziali del contatto ruota-rotaia.

Mentre nella Figura 3.20 è riportato il profilo della rotaia destra. Infatti, considerando che è una vista posteriore della rotaia, nel primo grafico è possibile notare la piccola inclinazione di essa in senso antiorario dovuta al *rail cant*.

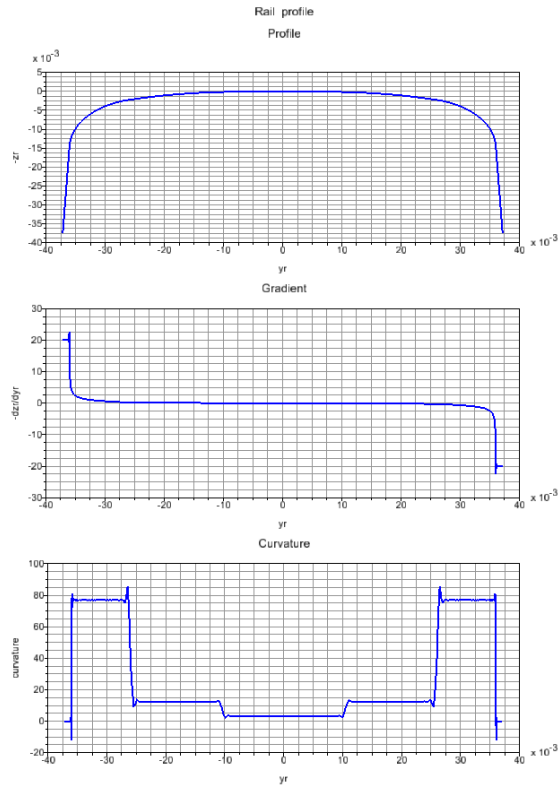


Figura 3.20: Profilo rotaia destra.

Infine, la configurazione finale del contatto ruota-rotaia è mostrata in Figura 3.21, dove è possibile notare, che nel primo grafico, sono mostrati i possibili contatti fra ruota-rotaia, mentre nel secondo il numero di punti di contatto nel caso di veicolo fermo.

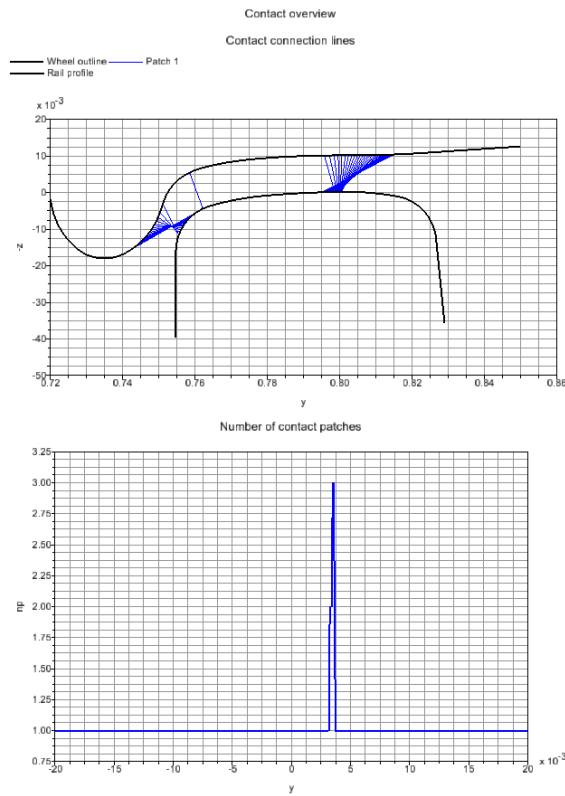


Figura 3.21: Contatto ruota-rotaia lato destro

Una volta definita l'interfaccia ruota-rotaia, è stata introdotta la sala montata come corpo dinamico del modello, assegnandone le proprietà inerziali mediante l'apposita finestra "Wheelset Properties". In tale schematizzazione, asse e ruote sono stati considerati come un unico corpo rigido, cosicché massa e momenti di inerzia sono stati attribuiti complessivamente alla sala montata, come evidenziato in Figura 3.22. Tale scelta è coerente con l'impostazione tipica dei modelli *multibody* ferroviari, nei quali la sala montata viene generalmente trattata come un singolo sottosistema meccanico.

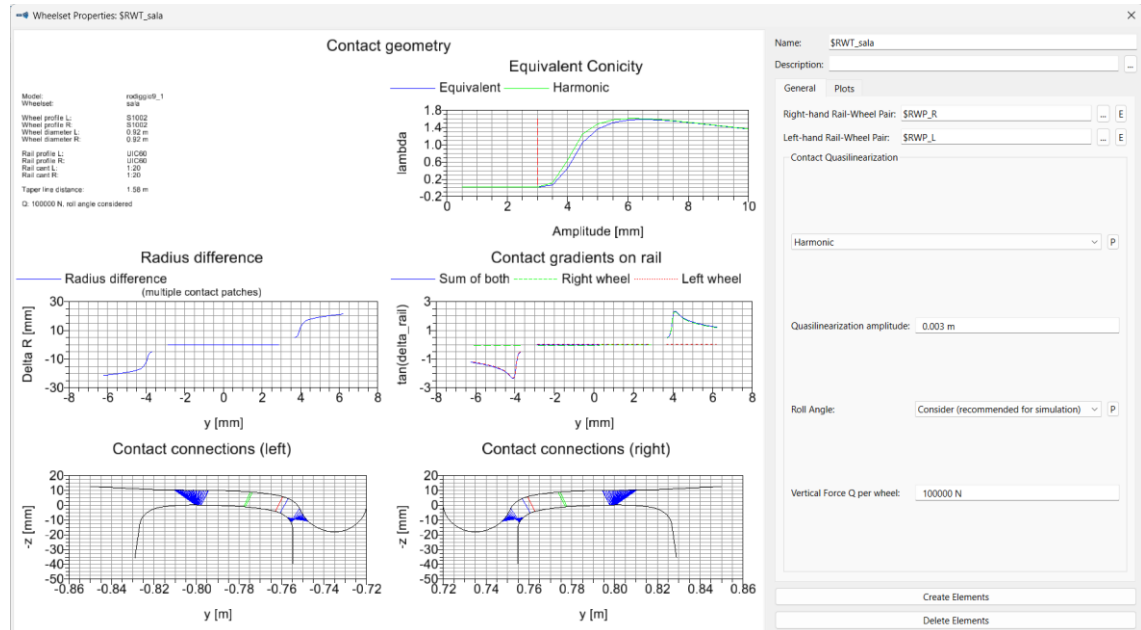


Figura 3.22: Wheelset Properties.

Il moto della sala lungo il binario è stato quindi descritto mediante un *Joint* di tipo 7: General Rail Track Joint, elemento specifico di Simpack Rail comunemente utilizzato per sale montate, telai di carrello e casse di veicoli ferroviari. A differenza dei *joints* definiti rispetto a un sistema cartesiano globale, questo elemento descrive il moto del corpo con riferimento alla geometria del binario attivo, esprimendo i gradi di libertà secondo coordinate legate al tracciato. Nella configurazione standard, il *joint* consente sei gradi di libertà, espressi nelle coordinate s , y , z , ϕ , ψ e γ , e adotta una sequenza di rotazioni di tipo *roll-yaw-pitch*, particolarmente adatta ai modelli ferroviari perché evita singolarità numeriche nella descrizione della rotazione della sala.

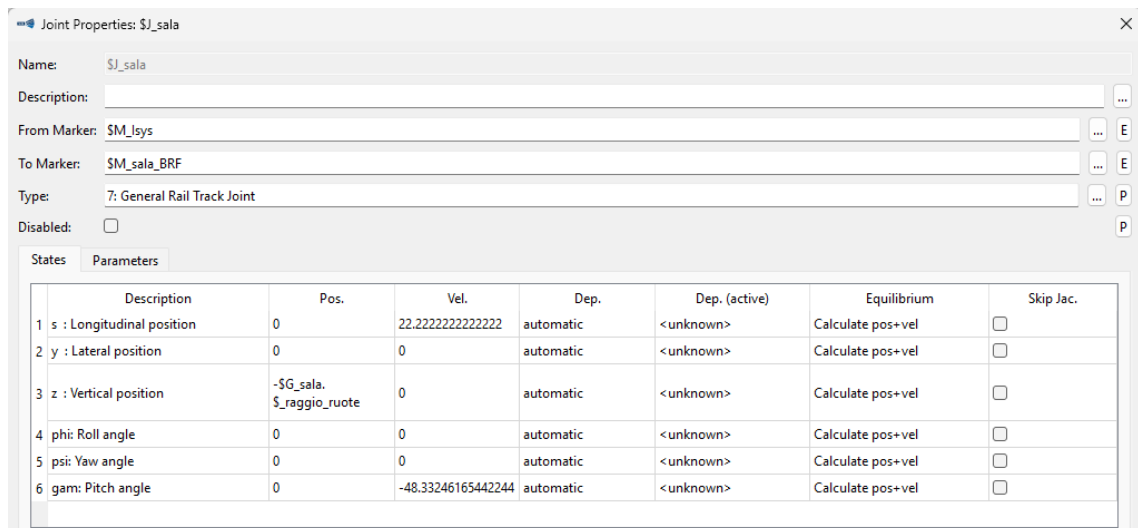


Figura 3.23: Vincolo cinematico (joint) della sala montata.

Nel presente modello, tale *joint* è stato definito tra il marker del sistema di riferimento assoluto (\$M_Isys) e il marker di riferimento della sala (\$M_sala_BRF, dove BRF indica il *Body Reference Frame*). La relazione iniziale tra i due *markers* è stata imposta assegnando lungo la direzione verticale una distanza pari al raggio della ruota, così da collocare correttamente la sala rispetto al binario nella configurazione iniziale del modello. In questo modo è stato possibile ottenere una rappresentazione coerente sia dal punto di vista geometrico sia dal punto di vista cinematico della sala montata all'interno del rodiggio.

A completamento della modellazione, alla sala montata sono state assegnate le relative *Body Properties*, comprendenti massa, posizione del baricentro e momenti di inerzia, come riportato in Figura 3.14. Tali proprietà non sono state attribuite separatamente ad asse e ruote, ma all'intero assieme della sala montata, che nel presente lavoro è stato schematizzato come un unico corpo rigido equivalente. Questa scelta consente di mantenere il modello sufficientemente semplice dal punto di vista numerico, senza compromettere la corretta rappresentazione delle caratteristiche inerziali del sottosistema.

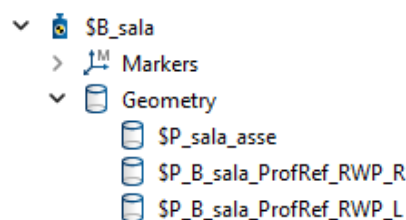


Figura 3.24: Geometry Wheelset.

In questo modo è stato possibile definire in maniera completa la sala montata, sia dal punto di vista geometrico e cinematico, sia dal punto di vista inerziale, ottenendo il primo sottosistema del rodiggio necessario per la successiva modellazione delle boccole e del carrello.

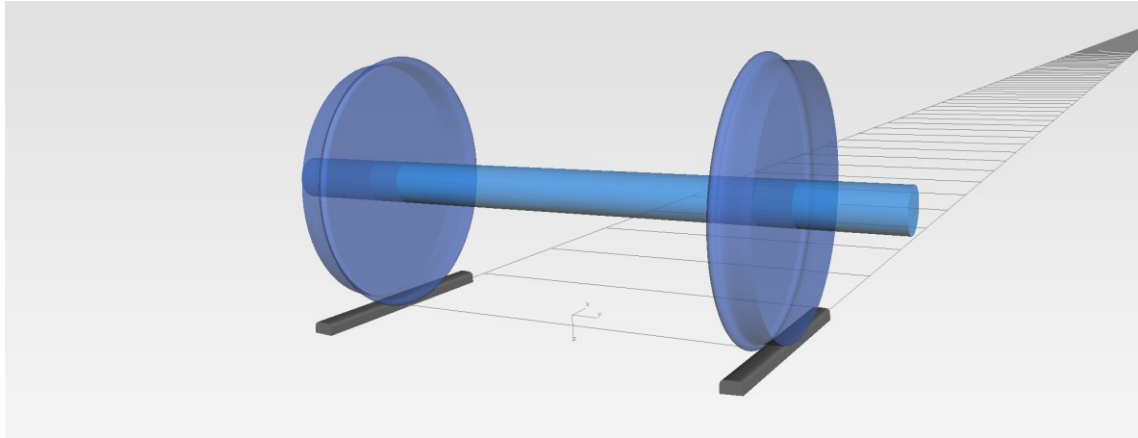


Figura 3.25: Sala montata su Simpack.

3.4.2 Modellazione delle boccole

La modellazione delle boccole è stata eseguita a partire dalla geometria tridimensionale sviluppata in ambiente CAD tramite SolidWorks e successivamente importata in Simpack mediante file in formato STEP. A tale geometria sono state assegnate le proprietà geometriche e inerziali riportate in Figura 3.15, in modo da rappresentare il componente con un livello di dettaglio grafico maggiore.

Per mettere in relazione la boccia con la sala montata, già modellata nel paragrafo precedente, è stato introdotto un vincolo cinematico (*joint*) di tipo 2: *Revolute be*, configurato in modo da consentire la sola rotazione β attorno all'asse y , mantenendo vincolati gli altri gradi di libertà relativi tra i due corpi. Tale scelta consente di riprodurre il comportamento cinematico del collegamento in maniera sufficientemente realistica, preservando al tempo stesso una formulazione modellistica compatta e numericamente efficiente.

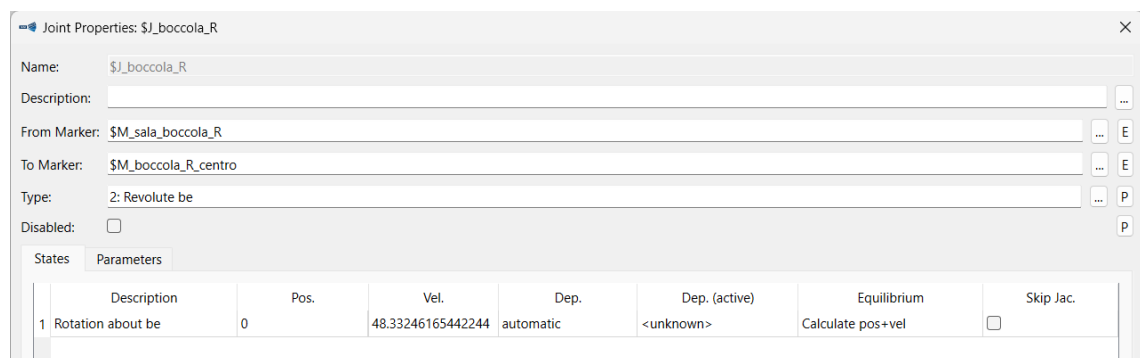


Figura 3.26: Vincolo cinematico (*joint*) della boccia destra del rodiggio.

Il posizionamento del *joint* è stato definito attraverso i markers $\$M_{sala_boccola_R}$ e $\$M_{boccola_R_centro}$, sovrapposti nella configurazione iniziale del modello. In questo modo è stato possibile garantire la corretta corrispondenza geometrica tra boccia e sala montata e assicurare la coerenza del vincolo cinematico introdotto. Nel presente elaborato è stata riportata la sola boccia destra, in quanto la modellazione della boccia sinistra risulta del tutto analoga per simmetria del sistema.

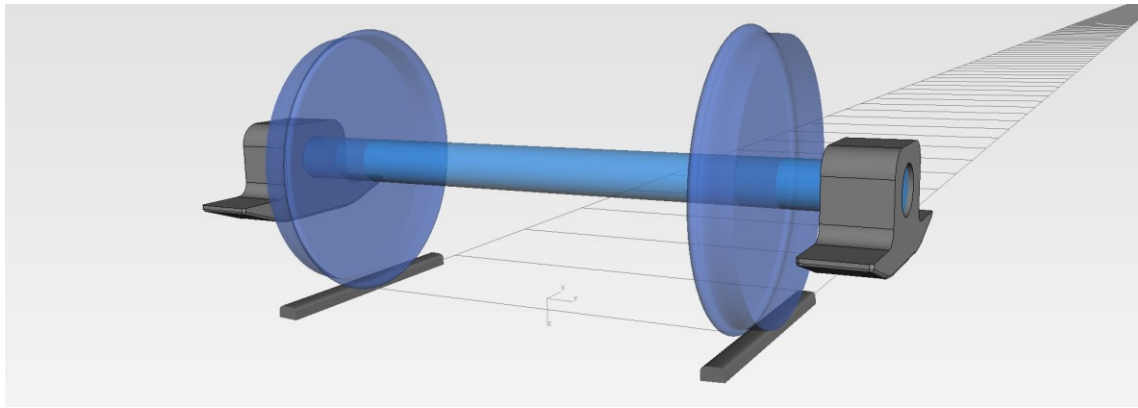


Figura 3.27: Boccole collegate alla sala montata.

3.4.3 Modellazione del telaio del carrello

La geometria principale del telaio di carrello è stata modellata in ambiente CAD mediante SolidWorks, mentre i restanti componenti, caratterizzati da forme geometriche semplici, sono stati definiti direttamente all'interno di Simpack. Analogamente a quanto già adottato per la sala montata, l'insieme di tali elementi è stato trattato nel modello *multibody* come un unico corpo rigido equivalente, come mostrato in Figura 3.28.

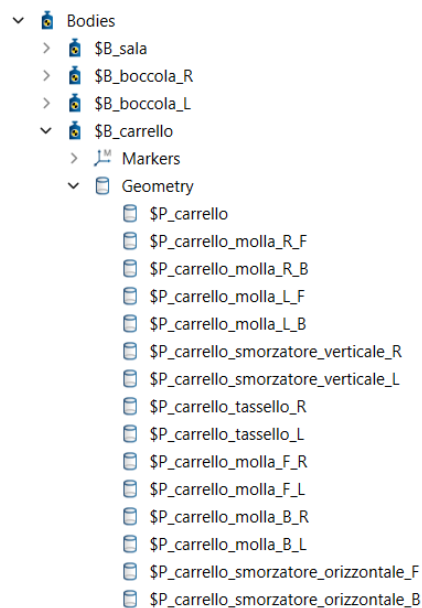


Figura 3.28: Albero geometrie del telaio del carrello

A questo insieme sono state attribuite le proprietà geometriche e inerziali riportate in Figura 3.13. In tali caratteristiche sono state ricomprese anche le masse associate a componenti accessori, quali parasassi, organi frenanti e altri componenti funzionali alla marcia del mezzo su rotaia, che non sono stati rappresentati graficamente nel modello al fine di evitarne un inutile appesantimento visivo, senza tuttavia compromettere l'accuratezza dei risultati della simulazione.

Il carrello è inoltre dotato di una sospensione primaria costituita, per ciascuna boccola, da quattro molle e da uno smorzatore, aventi il compito principale di attenuare le sollecitazioni verticali trasmesse dal binario. In particolare, ogni boccola presenta due

molle esterne di diametro maggiore e lunghezza pari a 260 mm, al cui interno sono collocate due molle di diametro minore e lunghezza pari a 234 mm.

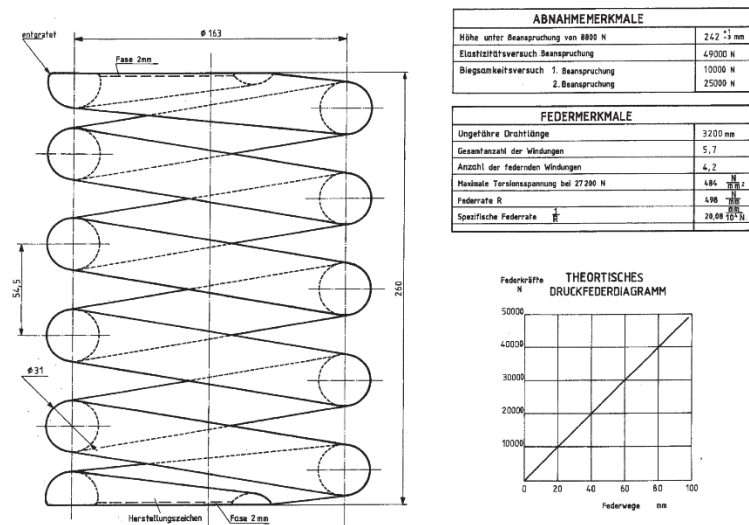


Figura 3.29: Molla esterna presente nella sospensione primaria.

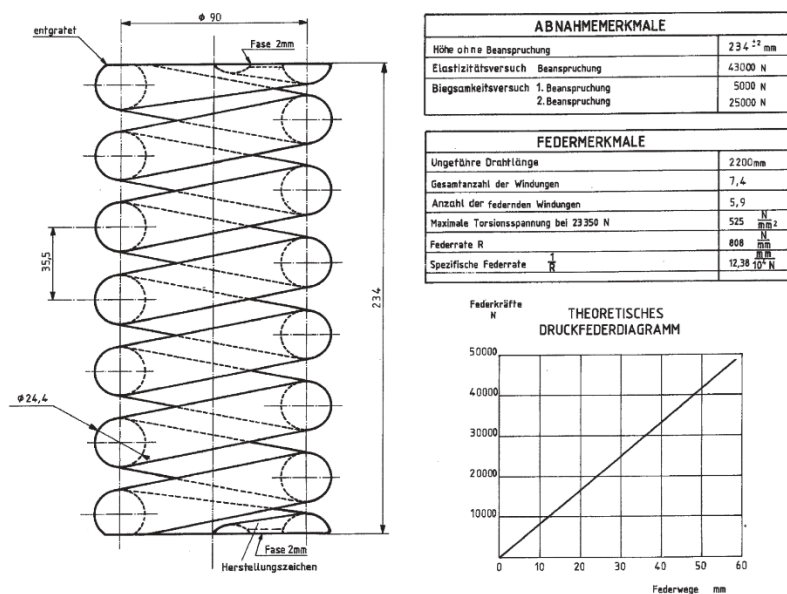


Figura 3.30: Molla interna presente nella sospensione primaria.

Entrambe le molle sono caratterizzate da un comportamento lineare. Tuttavia, poiché le molle più corte entrano in funzione soltanto a seguito di una compressione di 26 mm delle molle più lunghe, il comportamento complessivo del sistema risulta bilineare. Tale andamento, ottenuto come sovrapposizione del contributo delle due molle, è stato implementato nel modello Simpack mediante un unico elemento elastico con variazione di pendenza, come mostrato in Figura 3.31 e sono state riprodotte graficamente nel software mediante appositi elementi di tipo molla, mostrati in Figura 3.6.

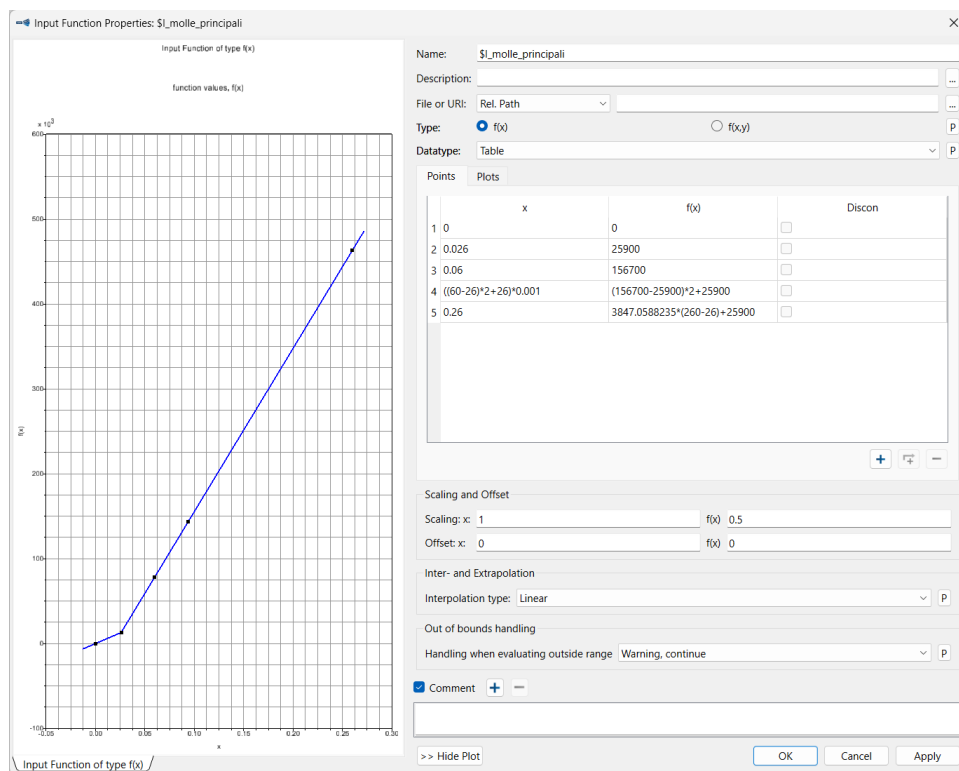


Figura 3.31: Caratteristica molle verticali della sospensione primaria.

Gli smorzatori, così come gli altri elementi della sospensione, sono stati invece schematizzati mediante geometrie cilindriche. Ad esempio, il cilindro rappresentativo dello smorzatore della sospensione verticale destra è stato definito assegnandone il diametro, mentre la sua lunghezza risulta determinata dalla posizione di due marker, corrispondenti ai punti di ancoraggio del componente: il primo sulla boccia destra, denominato `$M_boccia_R_smorzatore_verticale` in Figura 3.32, e il secondo sul telaio del carrello, denominato `$M_carrello_smorzatore_verticale_R`. Durante la simulazione, tale cilindro, analogamente agli elementi elastici precedentemente descritti, varia la propria lunghezza in funzione del moto relativo dei punti di attacco, riproducendo così il comportamento del componente reale.

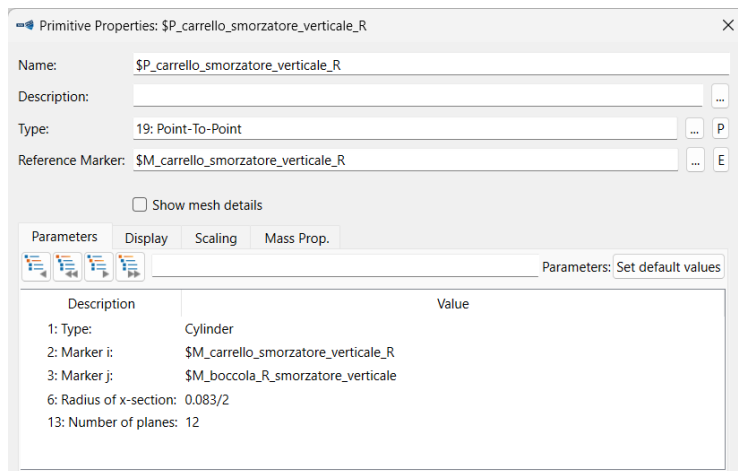


Figura 3.32: Geometria dello smorzatore verticale della sospensione primaria.

La posizione dei *markers* è stata determinata a partire dal disegno bidimensionale del carrello completo, riportato in Figura 3.33.

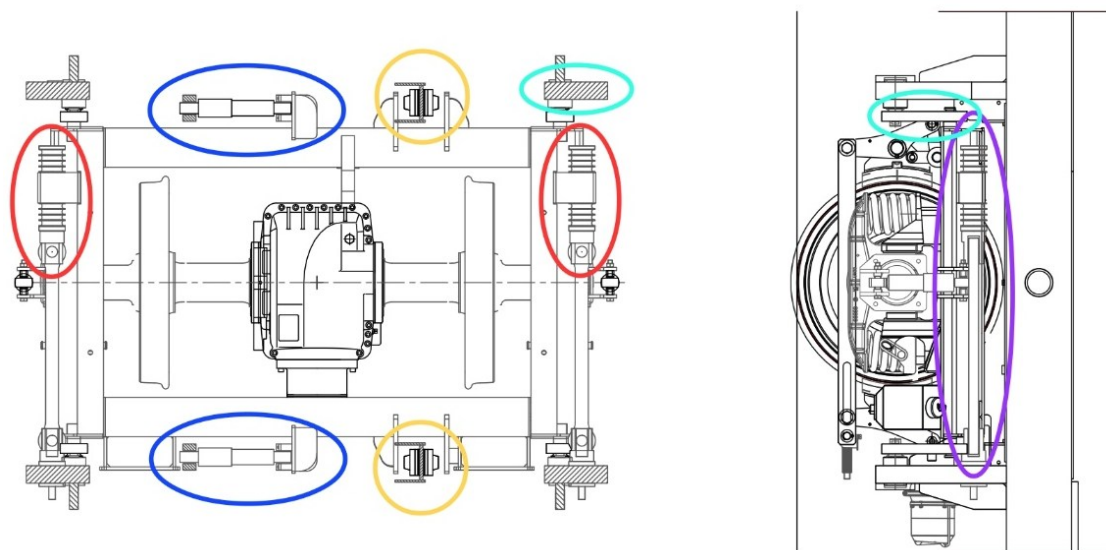


Figura 3.33: Viste 2D carrello.

Dalla vista in pianta è possibile osservare che, lungo la direzione trasversale del carrello, sono presenti due elementi sospensivi disposti nella parte anteriore del telaio e due nella parte posteriore. In Figura 3.33, l'elemento evidenziato in blu rappresenta uno smorzatore viscoso, modellato in Simpack mediante un cilindro. In questo caso, a differenza di quanto fatto per lo smorzatore verticale, oltre alla caratteristica dissipativa è stata introdotta anche una rigidezza equivalente.

Tale scelta modellistica deriva dal fatto che, nella sospensione primaria verticale, la rigidezza propria dello smorzatore può essere trascurata rispetto a quella delle molle, mentre nel caso della sospensione orizzontale non è presente un elemento elastico distinto. Di conseguenza, è stata assegnata allo smorzatore una rigidezza equivalente, assunta convenzionalmente pari al 10% del contributo smorzante, al fine di rappresentare in maniera semplificata ma efficace la risposta complessiva del collegamento.

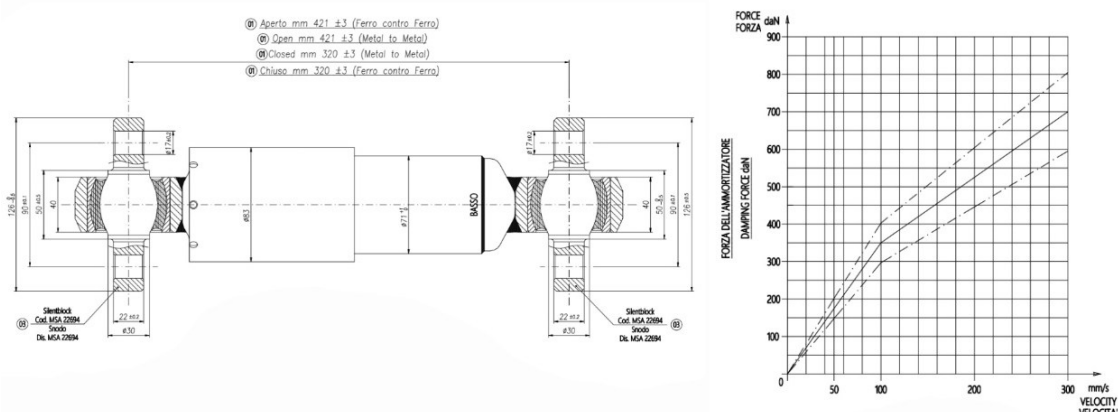


Figura 3.34: Curva caratteristica di uno smorzatore orizzontale.

Nella Figura 3.34 sono riportate la curva caratteristica e le dimensioni dello smorzatore trasversale. Tali caratteristiche sono state quindi implementate nell'ambiente di simulazione, nel quale è stata riprodotta la medesima curva caratteristica, riportata in Figura 3.35.

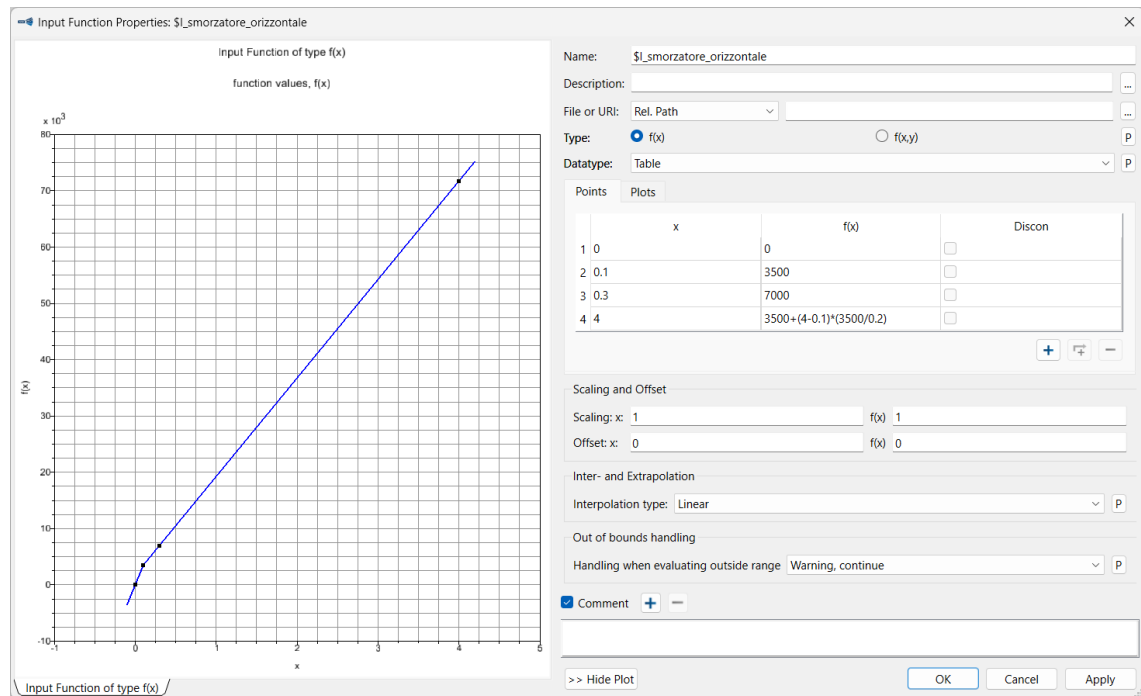


Figura 3.35: Curva caratteristica di uno smorzatore orizzontale ricreata su Simpack.

Dall'esame della caratteristica dei tamponi evidenziati in giallo nella Figura 3.33 emerge la presenza di un gioco di 29 mm. Pertanto, l'azione elastica dei componenti si manifesta soltanto al superamento di tale valore di spostamento relativo tra cassa e telaio del carrello e risulta attiva esclusivamente in compressione. La relativa caratteristica elastica, riportata in Figura 3.36, è stata riprodotta nel modello Simpack di Figura 3.37 mediante l'inserimento di punti campionati della curva, successivamente raccordati tramite interpolazione Akima, così da rappresentare correttamente il tratto iniziale a rigidità nulla.

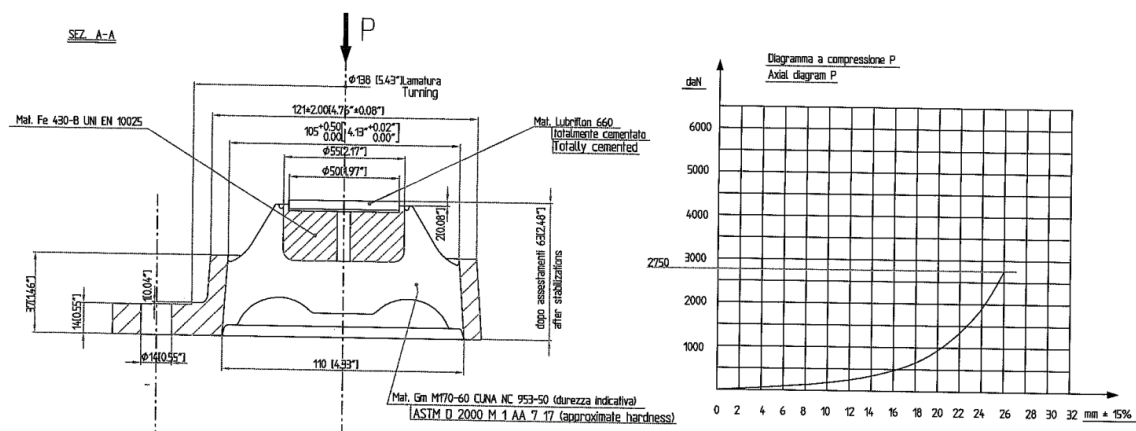


Figura 3.36: Curva caratteristica di un tampone.

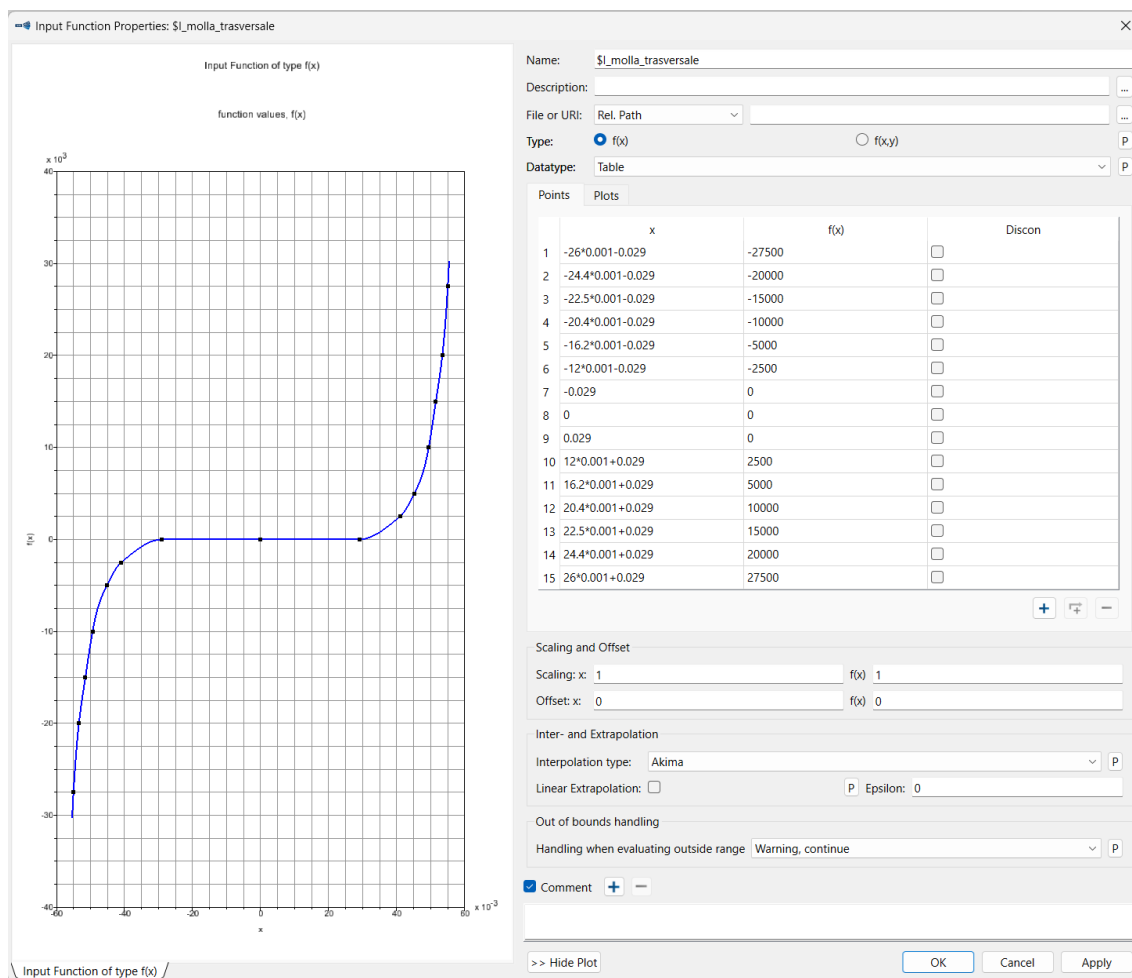


Figura 3.37: Curva caratteristica di un tampone ricreata su Simpack.

Ogni gruppo di tasselli è mantenuto in condizione di precarico da un componente rigido collegato al telaio del carrello, denominato nel modello `braccetto`. Tra quest'ultimo e la cassa del mezzo d'opera è inoltre interposta un'asta, denominata nel modello Simpack `braccio`, dotata di uniball alle due estremità, così da consentire il corretto trasferimento delle azioni meccaniche tra i diversi componenti. Nel modello *multibody*, gli uniball sono stati schematizzati mediante giunti sferici (*joints* di tipo 10: `spherical al-be-ga`), in grado di consentire la libera rotazione attorno ai tre assi del sistema di riferimento. Il `braccetto` è inoltre collegato al telaio tramite un giunto prismatico orientato secondo l'asse longitudinale, che limita il moto relativo alla sola traslazione lungo tale direzione (*joint* di tipo 4: `Prismatic x`).

Tale insieme di elementi della sospensione, evidenziati in viola sulla Figura 3.33, assolvono alla funzione di trasmettere alla cassa del veicolo le azioni longitudinali dovute alla trazione e alla frenatura delle sale motrici. Essi svolgono inoltre un ruolo significativo nel controllo dinamico del veicolo, contribuendo allo smorzamento del fenomeno del serpeggio.

Sull'ambiente di simulazione di Simpack è stato riportato l'andamento mostrato nel grafico in Figura 3.38, il quale rappresenta il diagramma di compressione dei tasselli montati.

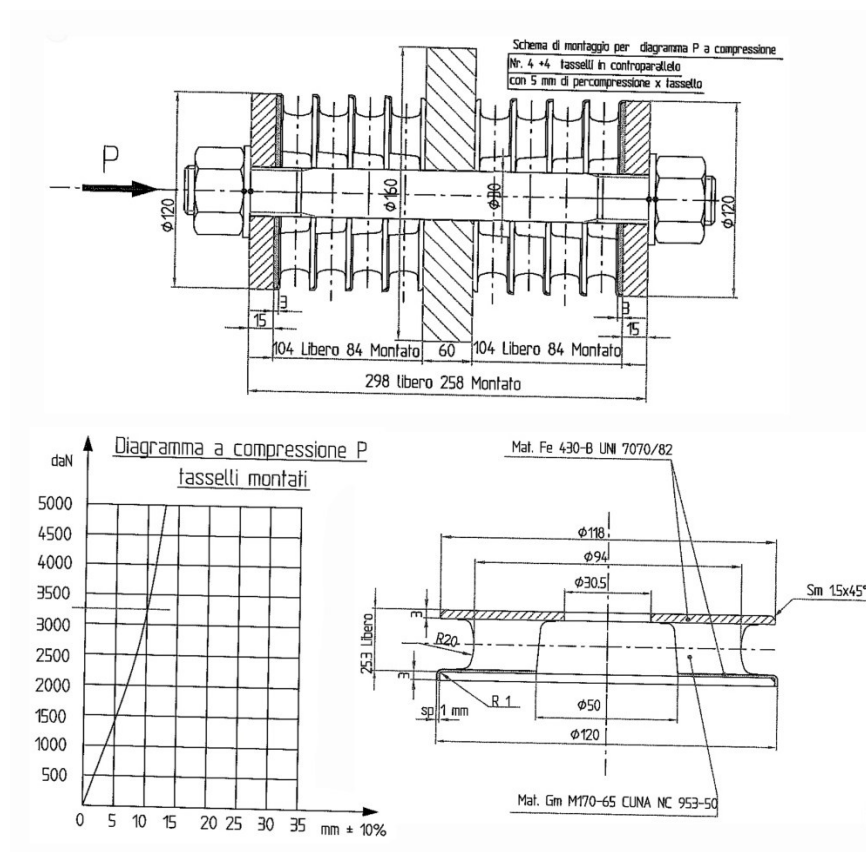


Figura 3.38: Tasselli montati con curva caratteristica.

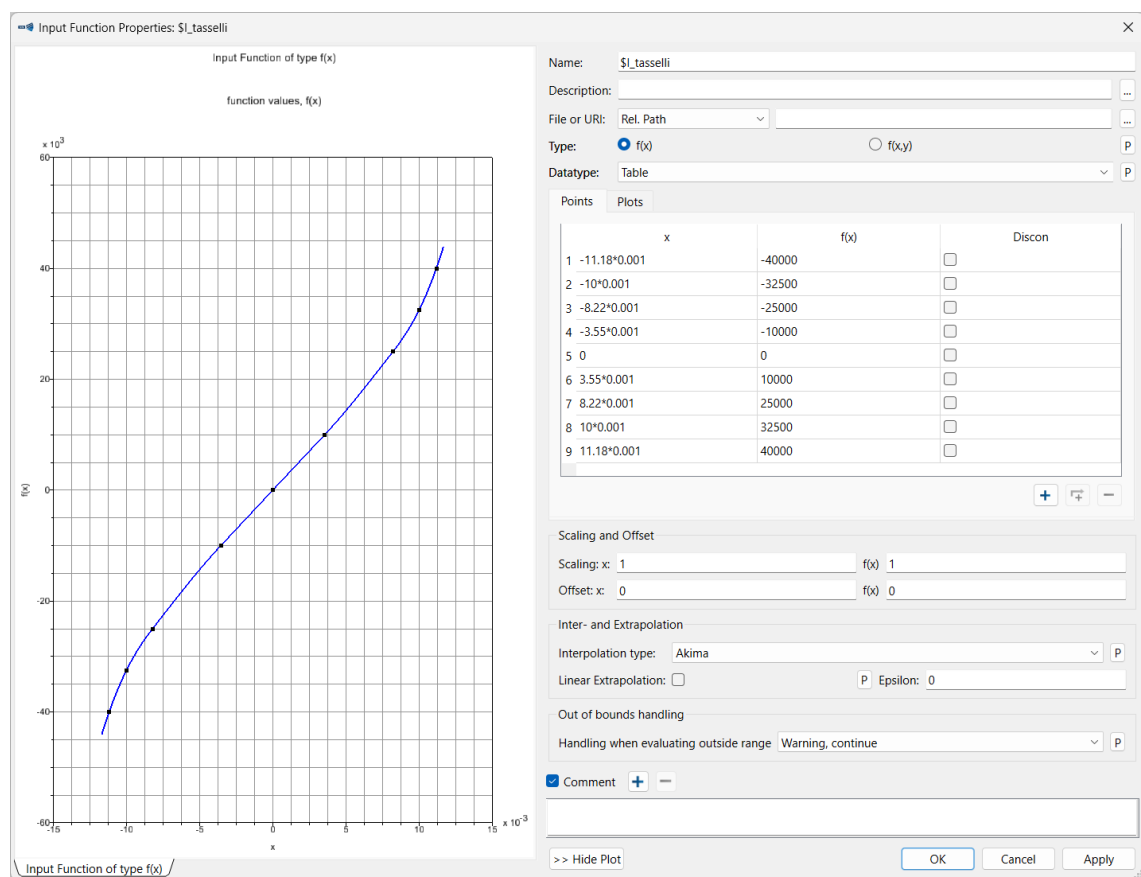


Figura 3.39: Curva caratteristica di un gruppo di tasselli montati ricreata su Simpack.

Infine, sono presenti quattro tiranti, ciascuno dotato di due uniball, che collegano il telaio del carrello alla cassa mediante giunti sferici. Tale insieme di elementi consente il trasferimento del carico verticale dalla cassa al carrello sospensivo, permettendo al contempo gli spostamenti relativi nel piano parallelo al piano del ferro. Affermazione valida nell'ipotesi di piccoli angoli di rotazione dei tiranti; per spostamenti di ampiezza maggiore si manifesta infatti, anche una componente di moto relativa in direzione verticale.

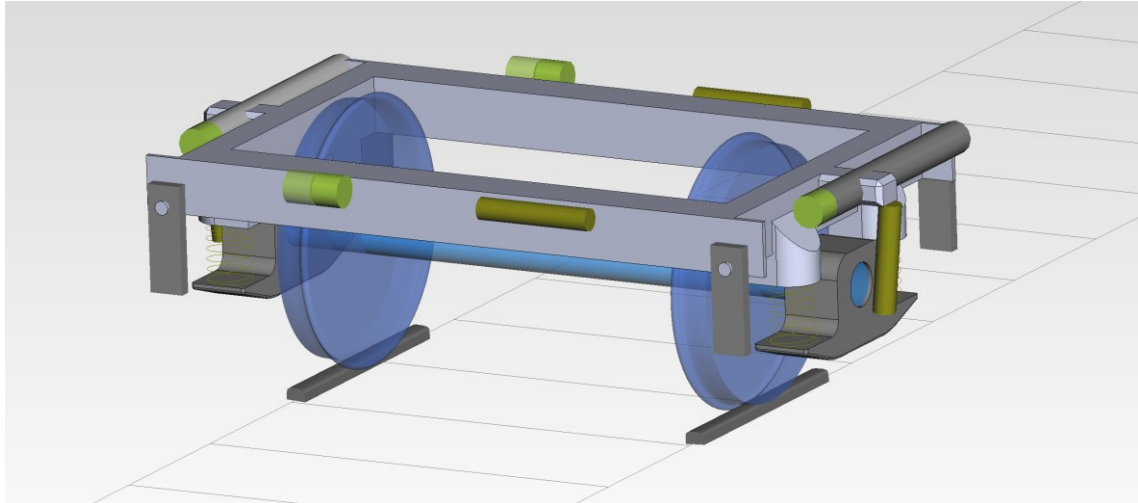


Figura 3.40: Carrello completo.

3.5 Assemblaggio dei carrelli sul telaio e sensori

Completata la modellazione del carrello, è stato predisposto un nuovo file di assieme nel quale sono stati inseriti la cassa del mezzo d'opera e i due carrelli precedentemente modellati, importati come due *substructures*. Tale strategia modellistica consente di incrementare la modularità del modello numerico, rendendone più agevole il successivo aggiornamento e il riutilizzo in configurazioni differenti. In particolare, essa permette sia l'integrazione del carrello sviluppato con telai appartenenti ad altri mezzi d'opera ferroviari, sia l'adozione, sulla cassa dell'APV 520 SPAZIO 10, di differenti gruppi sospensivi. Un ulteriore vantaggio di tale approccio consiste nella possibilità di modellare un solo carrello e di estendere automaticamente a entrambi le eventuali modifiche apportate al modello di base.

Alla cassa del veicolo è stato assegnato lo stesso vincolo cinematico adottato per la sala montata e per il telaio del carrello, (*joint* di tipo 7: General Rail Track Joint). Il collegamento degli otto tiranti e dei quattro bracci è stato successivamente realizzato mediante equazioni di vincolo (*constraint* di tipo 10: Spherical), impiegate per rappresentare il comportamento cinematico degli uniball. Sono stati infine definiti i *markers* necessari alla connessione tra i vari sottosistemi e gli elementi sospensivi, così da garantire il corretto trasferimento delle azioni meccaniche all'interno del modello.

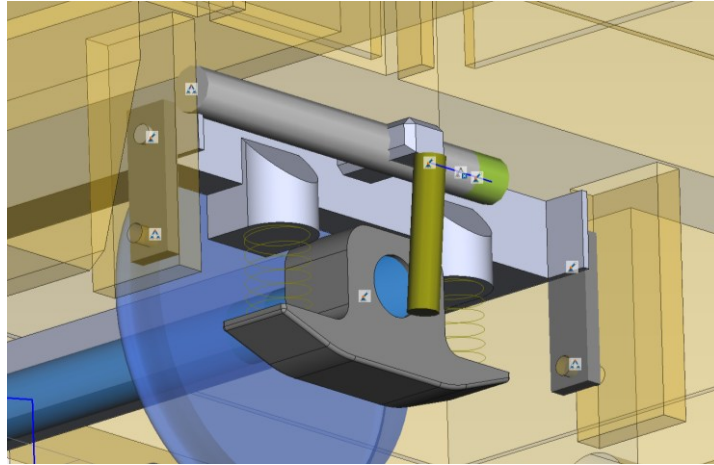


Figura 3.41: Rappresentazione dei collegamenti tra cassa e carrello in Simpack.

Successivamente sono stati introdotti quattro *markers*, ciascuno associato a un sensore in grado di misurare posizione, velocità e accelerazione rispetto al sistema di riferimento assoluto. La collocazione dei sensori, mostrata nella Figura 3.42, è stata definita in accordo con le indicazioni normative. Due sensori, evidenziati in blu, sono installati sulle boccole delle sale anteriore e posteriore, mentre gli altri due, evidenziati rispettivamente in verde e in rosso, sono posizionati sul telaio del veicolo in corrispondenza delle zone soprastanti le due sale; nel caso in cui il posizionamento esattamente sopra la sala non sia possibile, il sensore viene collocato nel punto più prossimo a essa.

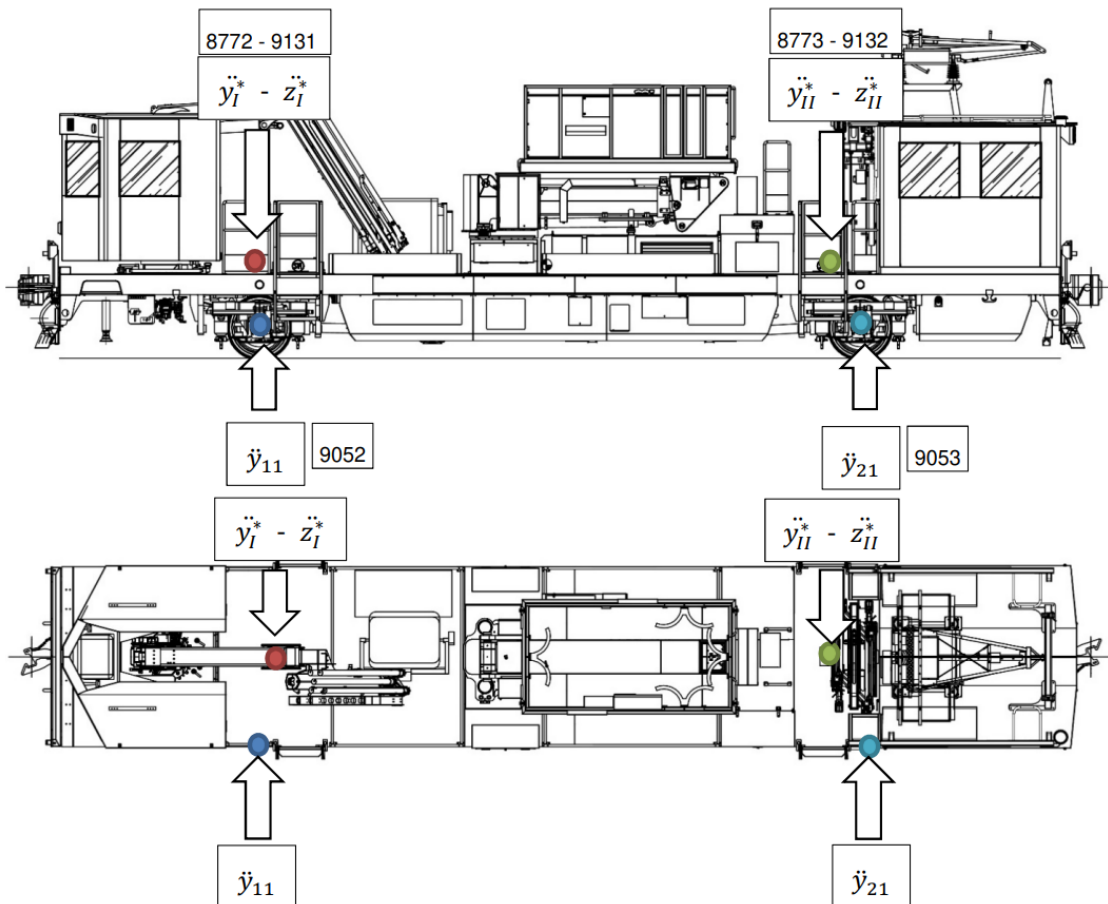


Figura 3.42: Posizione dei sensori (fonte: [21]).

In Figura 3.43 è riportata la denominazione degli elementi sensori (*sensors*), al fine di agevolarne l'identificazione durante la fase di *post-processing*.

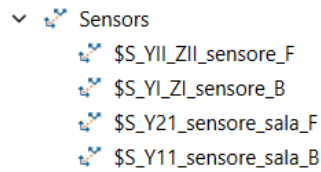


Figura 3.43: Denominazione degli elementi "sensors" sull'ambiente di simulazione di Simpack.

Nella Figura 3.44 sono presenti quattro segmenti arancioni che collegano, ai rispettivi estremi, il *marker* del sistema di riferimento assoluto e il *marker* associato a ciascun sensore, tali elementi rappresentano le grandezze relative misurate.

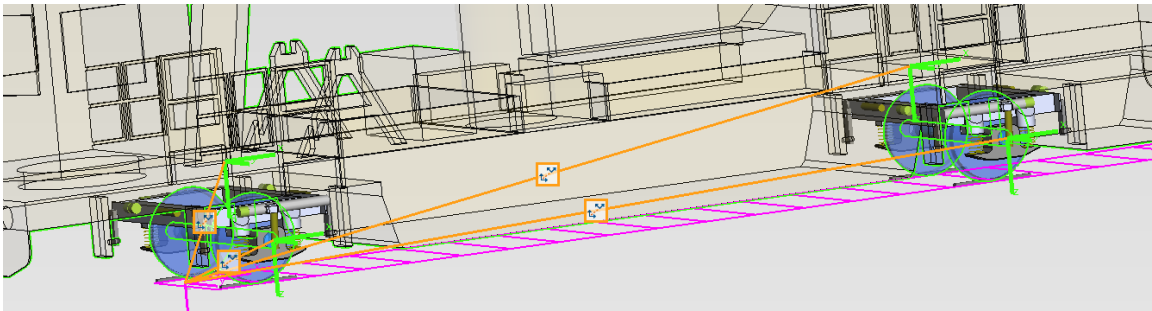


Figura 3.44: Posizione dei sensori nel modello sviluppato in Simpack.

3.6 Tracciato

Le prove sperimentali sono state condotte sul tratto ferroviario compreso tra Naujoji Vilnia e Bezdonys, in Lituania, in condizioni di interruzione della linea, come mostrato in Figura 3.45.



Figura 3.45: Tratto tracciato di prova (fonte:[21]).

Tale tracciato è stato successivamente ricostruito nell'ambiente di simulazione multibody di Simpack, come riportato in Figura 3.46.

Nella finestra *Layout* sono state inserite le caratteristiche plano-altimetriche del tracciato. In particolare, per la geometria in pianta sono stati definiti:

- i tratti rettilinei, identificati nel software mediante l'opzione *Type* STR, per i quali è necessario specificare la lunghezza del segmento in metri;
- i tratti di transizione a clotoide tra rettilineo e curva, indicati con *Type* CLO, nei quali devono essere assegnati il raggio di curvatura iniziale, il raggio finale e la lunghezza del tratto di raccordo;
- i tratti in curva a raggio costante, modellati mediante l'opzione *Type* CIR, per i quali occorre definire la lunghezza dell'arco e il corrispondente raggio di curvatura.

Il parametro “*Lsmo/2*” è stato impostato pari a 1.5 m e rappresenta la lunghezza di transizione tra due elementi consecutivi del binario. Tale valore è risultato adeguato per il caso in esame; in generale, per linee ad alta velocità si adottano valori maggiori, mentre per tracciati urbani possono essere impiegati valori inferiori.

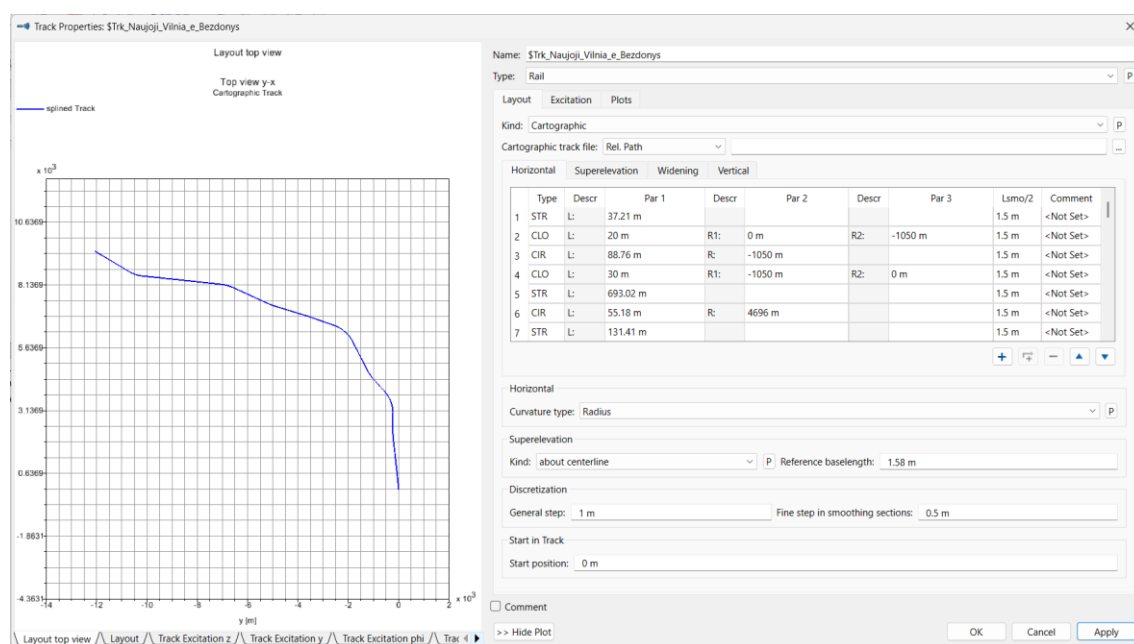


Figura 3.46: Tracciato di prova ricreato sull'ambiente di simulazione di Simpack.

In Figura 3.46 sono riportati i primi sette elementi del circuito; la descrizione completa del tracciato è invece riportata nella Tabella 9.1 a pagina 84.

Sono stati quindi introdotti anche i valori di sopraelevazione, riportati nella Tabella 9.2 a pagina 85. In particolare:

- l'opzione *Type* CST è stata utilizzata per i tratti a sopraelevazione costante, ossia rettilinei e curve;

- l'opzione `Type LIR` è stata invece impiegata nei tratti di transizione tra porzioni di linea caratterizzate da differenti valori di sopraelevazione, assumendo una variazione lineare della stessa.

Infine, è stato definito il profilo altimetrico del tracciato mediante una discretizzazione in punti distanziati di 500 metri. Sono stati quindi costruiti tratti di 400 metri a pendenza costante, espressa in forma normalizzata, inseriti attraverso il comando `Type CSL`. Ciascun tratto è stato raccordato al successivo mediante un elemento di transizione di 100 metri definito tramite il comando `Type PL2`, impiegato per descrivere il raccordo altimetrico tra due pendenze consecutive. La Tabella 9.3 riportata a pagina 86, racchiude i dati usati per la ricreazione sull'ambiente di simulazione del profilo altimetrico.

I dati utilizzati per la ricostruzione sono stati ricavati dal documento interno [21]. In Figura 3.47 sono riportati esclusivamente i primi chilometri del tracciato, a scopo informativo, poiché una rappresentazione completa avrebbe richiesto un'immagine di dimensioni eccessive, poco leggibile e di limitata utilità ai fini della trattazione. Nella stessa figura sono inoltre presenti due linee ferroviarie, indicate con "I" e "IIA", in quanto il collegamento tra Naujoji Vilnia e Bezdonys è costituito da due linee distinte. La prova sperimentale è stata condotta sulla seconda linea, identificata in figura con la sigla IIA.

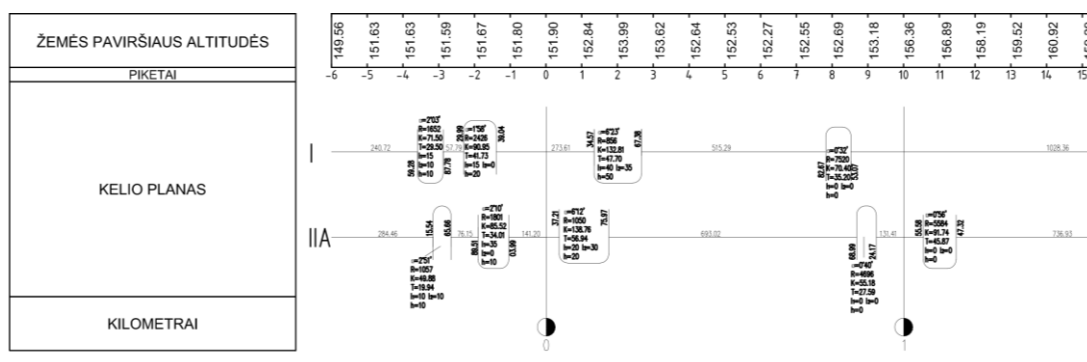


Figura 3.47: Caratteristiche dei primi 2 km del tratto ferroviario (fonte: [21]).

4 Normativa UNI EN 14363

4.1 Introduzione

La norma UNI EN 14363 intitolata "Applicazioni ferroviarie - Prove e simulazioni per l'accettazione delle caratteristiche di marcia dei veicoli ferroviari - Prove di comportamento dinamico e statico", costituisce il principale riferimento tecnico per l'accettazione delle caratteristiche di marcia dei veicoli ferroviari destinati alla rete europea. Essa definisce infatti il processo attraverso il quale tali caratteristiche vengono valutate nell'ambito dei procedimenti di conformità del veicolo, fornendo un riferimento per l'analisi del comportamento dinamico in esercizio.

In particolare, la norma disciplina le modalità con cui devono essere condotte le prove e le valutazioni necessarie a verificare la sicurezza di marcia, la stabilità dinamica e la qualità di marcia del veicolo, considerando sia l'attività sperimentale sia il supporto della simulazione numerica. Il suo campo di applicazione comprende pertanto l'insieme delle verifiche richieste ai fini della conformità dinamica del mezzo, includendo le prove di comportamento in linea e le prove stazionarie, secondo un'impostazione metodologica comune. Tale normativa non si limita al mezzo oggetto della presente tesi, ma si estende a tipologie di veicoli anche significativamente differenti, quali, ad esempio, i veicoli ad alta velocità, i carri merci, le locomotive e, più in generale, i rotabili equipaggiati con carrelli di differente configurazione. La norma assume pertanto rilievo in un contesto applicativo ampio, poiché fornisce un quadro comune per l'impostazione delle verifiche dinamiche anche in presenza di soluzioni costruttive, prestazionali e funzionali tra loro diverse.

La UNI EN 14363:2016+A2:2022 si configura come un aggiornamento delle precedenti versioni della norma e, in particolare, si pone in continuità con l'edizione del 2019, della quale mantiene l'impostazione generale e i principi metodologici adottati per la valutazione del comportamento dinamico dei veicoli ferroviari. Rispetto alle versioni precedenti, il testo entrato in vigore il 27 ottobre 2022 presenta tuttavia un contenuto più esteso e articolato, grazie all'introduzione di sezioni aggiuntive che ne ampliano il quadro normativo senza modificarne la struttura generale introdotta nella prima versione del 2016.

Nel presente lavoro, la UNI EN 14363 viene pertanto assunta come riferimento per l'inquadramento dei parametri e dei criteri utilizzati nella valutazione del comportamento dinamico del mezzo in esame. Nei paragrafi successivi saranno analizzati in modo sistematico i diversi dati previsti dalla norma, evidenziandone il significato fisico, il ruolo nella valutazione delle prestazioni dinamiche e la loro applicazione nell'ambito delle prove sperimentali e delle corrispondenti simulazioni numeriche.

4.2 Metodo di misurazione e grandezze di valutazione

Nell'ambito della UNI EN 14363, la verifica della conformità di marcia del veicolo non è affidata a un'unica prova, ma a un percorso di valutazione articolato in fasi successive, ciascuna finalizzata ad analizzare specifici aspetti del comportamento dinamico e statico

del rotabile. In tale contesto, la norma distingue una fase preliminare, rivolta alle caratteristiche di base e ai comportamenti a bassa velocità, e una fase successiva dedicata alle prove in linea, necessarie per accertare le prestazioni dinamiche del veicolo nelle condizioni operative di interesse. Nel seguito vengono richiamati i contenuti essenziali delle due fasi, con particolare attenzione alla valutazione dinamica delle prestazioni, che costituisce il riferimento principale per le analisi sviluppate nel presente lavoro.

La Prima Fase indaga le caratteristiche di base e il comportamento a bassa velocità del veicolo prima che questo venga autorizzato a effettuare corse in linea ad alta velocità. Questa fase comprende prove stazionarie e a bassa velocità che mirano a isolare specifici comportamenti meccanici della cassa e del rodiggio. Tra queste prove spiccano: la valutazione della sicurezza contro lo svio (descritto sul capitolo 4.3) su binario sghembo (*twist test*), per alcuni carri merci è necessario prendere in considerazione la sicurezza in marcia in presenza di forze di compressione longitudinale in curve a S (*longitudinal compressive forces in S-shaped curves*), la determinazione del coefficiente di torsione della cassa, le caratteristiche di spostamento (*sway characteristics*) dovute all'eccesso o all'insufficienza di sopraelevazione, e il comportamento dinamico nelle biforcazioni degli scambi e negli incroci curvilinei. Solo dopo aver superato con successo questa prima fase stazionaria e a bassa velocità, il veicolo è ritenuto idoneo per l'analisi dinamica complessa.

La Seconda Fase è dedicata interamente alla valutazione dinamica delle prestazioni attraverso prove in linea (*on-track tests*). In questo stadio, il veicolo viene fatto circolare su tratte ferroviarie specifiche, esplorando l'intero inviluppo operativo di progetto, definito principalmente dalla massima velocità ammissibile (V_{adm}) e dalla massima insufficienza di sopraelevazione ammissibile (I_{adm}). Le prove in linea sono progettate per valutare tre aspetti interdipendenti del comportamento del veicolo:

1. Sicurezza in marcia (*Running safety*): la capacità del veicolo di negoziare curve e difetti del binario senza incorrere in deragliamenti per sormonto del bordino o per eccessivo spostamento del binario stesso.
2. Carico dei binari (*Track loading*): la limitazione delle forze verticali e trasversali scambiate all'interfaccia ruota-rotaila per prevenire l'affaticamento prematuro, l'usura abrasiva e il cedimento strutturale della struttura ferroviaria.
3. Caratteristiche di marcia (*Ride characteristics*): la valutazione delle accelerazioni registrate nel telaio del carrello e nella cassa del veicolo, parametri fondamentali per il comfort dei passeggeri e per l'integrità dei componenti montati a bordo.

Per verificare la conformità di marcia, durante i test in linea, la norma UNI EN 14363 definisce due approcci metodologici distinti: il Metodo di Misurazione Normale e il Metodo di Misurazione Semplificato. La scelta tra questi due metodi rappresenta uno snodo decisionale critico nell'ingegneria dell'omologazione, in quanto comporta differenze abissali in termini di costi, tempi, complessità strumentale e limitazioni operative. Il metodo normale richiede la misurazione diretta delle forze di contatto ruota-rotaila, mentre il metodo semplificato si affida all'estrapolazione del comportamento dinamico tramite accelerometri.

I capitoli che seguono forniscono un'analisi ingegneristica di ciascun modello di misurazione. Ogni capitolo delinea l'insieme delle caratteristiche del metodo, i requisiti normativi stringenti per potervi rientrare, le strumentazioni richieste e l'elaborazione matematica e statistica necessaria per validare le prove.

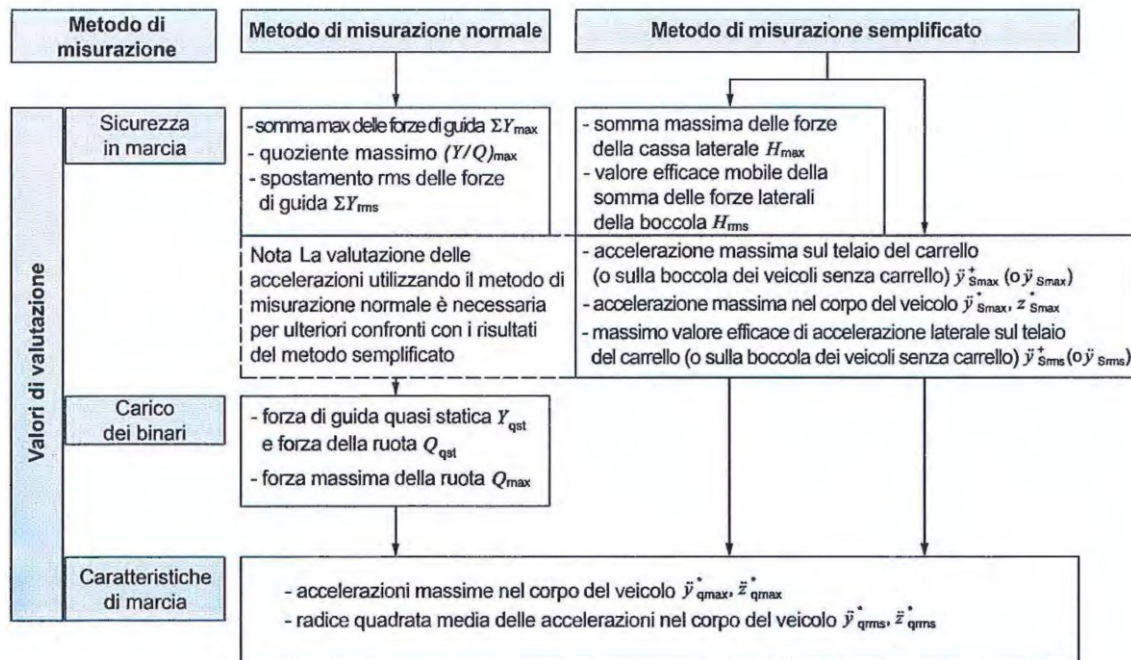


Figura 4.1: Metodi di misurazione e grandezze di valutazione (fonte: [1])

4.2.1 Metodo di misurazione normale

Il metodo di misurazione normale rappresenta l'approccio empirico più completo e rigoroso per l'analisi del comportamento dinamico di un veicolo ferroviario. Esso consiste nella misurazione continua e diretta delle forze dinamiche di interazione che si generano all'interfaccia tra la ruota e la rotaia, affiancata dalla registrazione delle accelerazioni nei carrelli e nella cassa del veicolo.

Nell'interazione veicolo-binario, lo stato di sollecitazione è descritto principalmente da due vettori di forza fondamentali nel piano trasversale: la forza laterale di guida (Y) e la forza verticale (Q). La forza Y è generata in gran parte dalle forze di scorrimento (creep forces) e dal contatto del bordino della ruota contro la rotaia durante la percorrenza in curva o in caso di instabilità cinematica (serpeggio). La forza verticale Q è determinata dal carico statico del veicolo sommato alle fluttuazioni dinamiche indotte dai difetti di livello longitudinale del binario, dal rollio della cassa e dall'insufficienza di sopraelevazione. Un'altra forza che verrà misurata è la forza laterale della boccola (H).

Il metodo di misurazione normale è il procedimento di default nell'omologazione ferroviaria. Esso è universalmente applicabile a qualsiasi veicolo a scartamento normale, indipendentemente dalla massa, dalla velocità o dall'architettura. A differenza del metodo semplificato, che è un'eccezione concessa solo sotto rigidi vincoli, il metodo normale diventa obbligatorio qualora il veicolo in esame non soddisfi i limiti operativi o geometrici prestabiliti dalle normative internazionali.

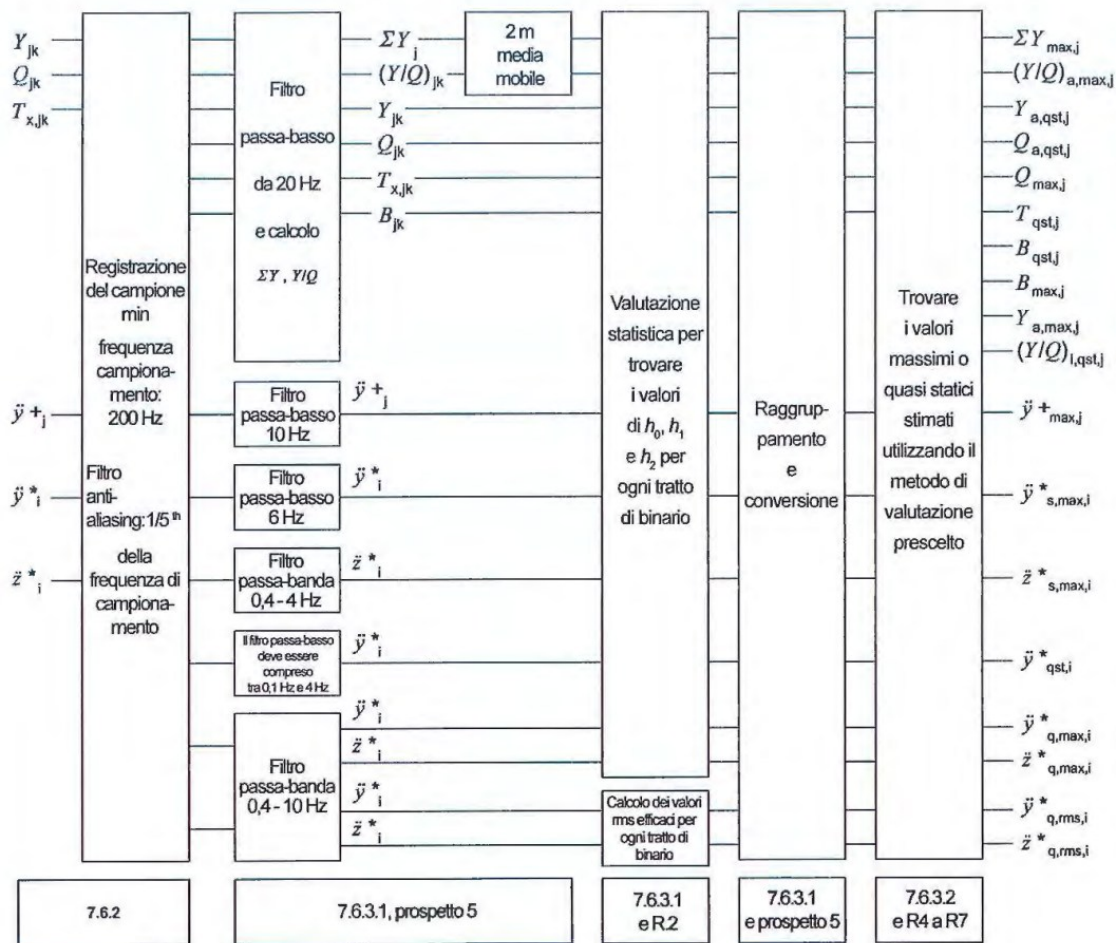


Figura 4.2: Principio del processo di valutazione dei dati misurati richiesti dalla norma EN 14363 (fonte: [1]).

L'esecuzione del metodo di misurazione normale richiede la costituzione di un convoglio di prova dedicato, l'installazione di sensori complessi e costosi, e l'uso di tratte ferroviarie con specifiche topologie. La norma UNI EN 14363 impone che le forze al contatto ruota-rotaia vengano misurate su tutte le ruote dei carrelli scelti per la strumentazione (generalmente il carrello di testa, che affronta le condizioni aerodinamiche e di geometria d'ingresso più severe, e talvolta un carrello intermedio o di coda per verificare l'effetto di accoppiamento con gli altri veicoli). Qualora il veicolo sia perfettamente simmetrico e possa essere provato in entrambi i sensi di marcia, il numero di sale strumentate può essere ridotto per contenere i costi.

Il tratto distintivo e tecnologicamente più avanzato del metodo normale è l'impiego delle Sale Montate Strumentate (*Instrumented Wheelsets - IWS*), le quali richiedono una lavorazione meccanica della ruota per l'applicazione di ponti di Wheatstone composti da estensimetri (*strain gauges*). Oltre alle IWS, il metodo normale prevede l'uso di accelerometri:

- Accelerometri montati sui telai dei carrelli, direttamente sopra le boccole esterne ($\ddot{y}^+$, $\ddot{z}^+$), per captare le dinamiche non sospese e primarie.

- Accelerometri montati sul pavimento della cassa ($\ddot{y}^*$, $\ddot{z}^*$), localizzati sulla verticale dei perni di rotazione dei carrelli, per valutare le caratteristiche di marcia finali avvertite dai passeggeri o dal carico.

La mole di dati grezzi proveniente dalle IWS e dagli accelerometri deve essere processata per estrarre le grandezze di interesse meccanico, isolando i moti di corpo rigido del veicolo dal rumore vibrazionale locale.

Per il metodo normale, i segnali di forza (Y e Q) vengono preliminarmente trattati con un filtro passa-basso con frequenza di taglio a 20 Hz. Successivamente, ai segnali finalizzati alla valutazione della sicurezza e del carico dei binari viene applicato il metodo della media mobile su una finestra di 2 metri (la distanza tipica di una o due traverse) con un avanzamento massimo di 0.5 metri. Questo garantisce che picchi isolati istantanei, che non hanno l'energia sufficiente per deragliare un veicolo o spostare il binario, vengano matematicamente mitigati. Per ciascun tratto di binario valido all'interno di una zona, dai segnali filtrati vengono estratti i percentili della distribuzione delle frequenze:

- Percentile 50.0% (h_0): Rappresenta il valore mediano, identificato come la componente "quasi-statica" del carico.
- Percentili 0.15% (h_1) e 99.85% (h_2): Rappresentano i valori estremi dinamici (rispettivamente minimi e massimi) delle oscillazioni. Statisticamente, in una distribuzione normale, corrispondono a circa $\pm 3\sigma$, eliminando così lo 0.3% di dati anomali.

Tabella 4.1: Grandezze di valutazione per il metodo di prova normale.

	Descrizione	Simbolo	Valore limite	Filtro di valutazione
Sicurezza in marcia	Somma delle forze di guida sull'assile	$\Sigma Y_{j,max}$	$\leq k_1 \cdot \left(10 + \frac{P_{F0}}{3}\right)$ [kN] Dove $k_1 = 1.0$	Filtro passa-basso 20 Hz + media mobile con: lunghezza finestra 2m e lunghezza gradino 0.5m
	Quoziente della forza laterale e verticale della ruota esterna	$(Y/Q)_{j,a,max}$	≤ 0.80	
	Somma delle forze di guida quasi statica	$\Sigma Y_{j,rms}$	$\leq k_1 \cdot \left(10 + \frac{P_{F0}}{3}\right) / 2$ [kN]	Filtro passa-banda $f_0 \pm 2 \text{ Hz}$ + RMS con: lunghezza finestra 100m e lunghezza gradino $\leq 10\text{m}$
Carico dei binari	Forza verticale quasi statica della ruota esterna	$Q_{j,a,qst}$	≤ 145 [kN]	Filtro passa-basso 20 Hz + Percentile 50.0% (h_0)
	Forza verticale massima della ruota esterna	$Q_{j,a,max}$	$\leq \min(90 + Q_{F0}; 200)$ [kN] per velocità inferiori a 160 km/h	Filtro passa-basso 20 Hz + Percentile 99.85% (h_2)

j = numero di sala montata.
 m = numero del rodiggio.
 a = ruota sulla rotaia esterna di una curva.
 i = ruota sulla rotaia interna di una curva.
 P_{F0} = forza verticale statica nominale della sala montata

La normativa fornisce due prospetti principali per la valutazione dei segnali finalizzata alla verifica della conformità del veicolo: il “Prospetto 4”, relativo al sommario delle grandezze di valutazione e dei corrispondenti valori limite, e il “Prospetto 5”, dedicato alle condizioni di elaborazione dei segnali di misura. Nel primo sono riportate le diverse grandezze di interesse, indicando per ciascuna quali siano richieste nel metodo di prova normale o semplificato, nonché i relativi valori limite, definiti in funzione della tipologia di veicolo. Il secondo prospetto specifica invece le modalità con cui i segnali relativi alle diverse grandezze devono essere trattati prima della valutazione.

Per ragioni di sintesi, nella Tabella 4.1 sono state riportate soltanto le grandezze di interesse per il veicolo oggetto della presente tesi, unitamente ai valori limite pertinenti al mezzo d'opera in esame e alle relative condizioni di condizionamento del segnale richiamate dal Prospetto 5.

Il superamento di una sola di queste grandezze porta alla non-omologazione del veicolo o all'imposizione di restrizioni (per esempio, riduzione permanente della velocità ammissibile o dell'insufficienza di sopraelevazione).

4.2.2 Metodo di misurazione semplificato

Il Modello di Misurazione Semplificato costituisce un metodo alternativo, ideato per validare il comportamento dinamico dei veicoli riducendo radicalmente la complessità tecnologica, le tempistiche e l'onere economico dei test.

A differenza del metodo normale, il metodo semplificato elimina la necessità di ricorrere alle costose sale montate strumentate (IWS). Di conseguenza, la misurazione diretta delle forze di contatto ruota-rotaia (Y e Q) non è necessaria.

In questo approccio, le valutazioni della sicurezza in marcia e delle caratteristiche di marcia vengono ricavate attraverso: le accelerazioni trasversali delle sale montate e le accelerazioni trasversali e verticali sul pavimento della cassa. In condizioni specifiche, l'analisi accelerometrica deve essere integrata dalla misurazione delle forze laterali scambiate tra l'assile e la boccola (forze H), un'operazione tecnologicamente molto più accessibile rispetto alla sale montate strumentate.

La norma assume che, se un veicolo adotta un'architettura sospensiva e cinematica di tipo "convenzionale" (ampiamente collaudata nella storia ferroviaria), possiede masse e dimensioni all'interno di intervalli noti, e dimostra di mantenere bassi livelli di accelerazione nei carrelli e in cassa, allora implicitamente i carichi generati all'interfaccia ruota-rotaia non raggiungeranno mai le soglie critiche di sormonto del bordino o di scartamento del binario. Per compensare l'assenza di misurazioni dirette, i valori limite per le accelerazioni nel metodo semplificato sono fissati a soglie molto conservative, garantendo un ampio margine di sicurezza a monte dei cedimenti. Inoltre, nel metodo semplificato si assume che il veicolo rispetti i limiti di carico del binario, rendendo non necessaria l'indagine diretta su queste grandezze legate all'usura infrastrutturale.

Tabella 4.2: Condizioni di base per l'utilizzo di un metodo di misurazione semplificato (fonte: [1]).

Tipo di rodiggio uno dei seguenti:	
- sale montate singole; - carrello con due sale montate $2a^+ \leq 3,3$ m; - carrello con tre o più sale montate con distanza tra le sale montate esterne $\leq 4,5$ m con misurazione inoltre delle forze laterali della boccia H.	
Configurazione del veicolo una delle seguenti:	
Veicoli singoli - con due sale montate singole; - con due carrelli.	
Veicoli articolati costituiti da due o più corpi di veicoli, con le seguenti possibili disposizioni di rodiggi per corpo di veicolo - fino a due sale montate singole; - fino a due carrelli.	
Forza verticale statica nominale della sala montata P_{F0} (per tutti i veicoli)	≤ 200 kN ^{a)}
Velocità massima ammissibile del veicolo V_{adm}	
veicoli con sale montate singole	≤ 100 km/h
carri merci con carrelli	≤ 120 km/h
altri veicoli con massa del carrello $m^+ > 10$ t	≤ 120 km/h
altri veicoli con massa del carrello $m^+ > 10$ t e inoltre la misurazione delle forze laterali della boccia H	≤ 160 km/h
altri veicoli con massa del carrello $m^+ \leq 10$ t e $(P_{F0} \times V_{adm}) \leq 34\,000$ [kN km/h] ^{a)}	≤ 200 km/h
Insufficienza di sopraelevazione ammissibile l_{adm}	
carri merci	≤ 130 mm
unità multiple con forze verticali statiche nominali della sala montata $P_{F0} \leq 170$ kN ^{a)} e $V_{adm} \leq 160$ km/h	≤ 165 mm
altri veicoli	≤ 150 mm
a) P_{F0} è la forza verticale statica nominale della sala montata più alta del veicolo nella configurazione di carico valutata (vedere punto 5.3.2).	

La Tabella 4.2, riportata in precedenza, sintetizza le condizioni che il veicolo deve soddisfare ai fini della verifica della conformità di marcia mediante il metodo semplificato. Di conseguenza, per il veicolo in esame, la valutazione verrà condotta sulla base delle accelerazioni riportate nella successiva Tabella 4.3. La disposizione degli accelerometri è illustrata nella Figura 3.42, nella quale:

- gli accelerometri evidenziati in verde e in rosso, posizionati sulla cassa, sono impiegati per la misura delle accelerazioni $\ddot{y}_{m,S,max}^*$ e $\ddot{z}_{m,S,max}^*$ riportate nella Tabella 4.3;
- gli accelerometri evidenziati in blu sono invece destinati alla misura delle restanti accelerazioni $\ddot{y}_{j,rms}^*$ della medesima tabella.

Tabella 4.3: Criteri di accettabilità metodo semplificato.

Descrizione	Grandezza da valutare	simbolo	Valore limite	Filtro di valutazione
-------------	-----------------------	---------	---------------	-----------------------

Accelerazioni massime della cassa del veicolo al di sopra dei rodiggi	Accelerazione laterale del telaio sopra i rodiggi	$\ddot{y}_{m,S,max}^*$	$3 \frac{m}{s^2}$	Filtro passa-basso 6 Hz + Percentile 99.85% (h_2)
	Accelerazione verticale del telaio sopra i rodiggi	$\ddot{z}_{m,S,max}^*$	$5 \frac{m}{s^2}$	Filtro passa-basso 4 Hz + Percentile 99.85% (h_2)
Criterio di instabilità	Accelerazione laterale sulle boccole	$\ddot{y}_{j,rms}^*$	$5 \frac{m}{s^2}$	Filtro passa-banda $f_0 \pm 2 \text{ Hz}$ + RMS con: lunghezza finestra 100m e lunghezza gradino $\leq 10\text{m}$

Come riportato in Tabella 4.2, nel caso in cui venga considerato un veicolo con massa del carrello $m^+ > 10 \text{ t}$ e velocità compresa tra 120 km/h e 160 km/h, è necessario determinare anche le forze laterali di boccola H , i cui valori sono riportati nella successiva Tabella 4.5.

Tabella 4.4: Valutazione della forza laterale della boccola per il metodo semplificato.

Descrizione	Simbolo	Valore limite	Filtro di valutazione
Sicurezza in marcia - Forza laterale della boccola	$H_{j,max}$	$\leq k_2 \cdot \left(10 + \frac{P_{F0}}{3}\right) [\text{kN}]$ Dove $k_2 = 0.9$	Filtro passa-basso 20 Hz + media mobile con: lunghezza finestra 2m e lunghezza gradino 0.5m + Percentili 0.15% (h_1) e 99.85% (h_2)
	$H_{j,rms}$	$\leq k_2 \cdot \left(10 + \frac{P_{F0}}{3}\right) / 2 [\text{kN}]$	Filtro passa-banda $f_0 \pm 2 \text{ Hz}$ + RMS con: lunghezza finestra 100m e lunghezza gradino $\leq 10\text{m}$
j = numero di sala montata. m = numero del rodiggio. a = ruota sulla rotaia esterna di una curva. i = ruota sulla rotaia interna di una curva. P_{F0} = forza verticale statica nominale della sala montata. f_0 descritta nel capitolo 6.			

La prova prevede la suddivisione del tracciato in diverse zone, definite in funzione del raggio di curvatura e dell'insufficienza di sopraelevazione. Per ciascuna zona sono quindi individuate specifiche condizioni di prova, alle quali corrispondono differenti valori di velocità V_{adm} come mostrato nella Tabella 4.5. Inoltre, analogamente a quanto osservato nel tracciato impiegato per la campagna sperimentale, non tutti i tratti di binario risultano idonei alla valutazione delle accelerazioni.

Tabella 4.5: Condizioni obiettivo per le zone di prova e tratti di binario (fonte: [1])

Obiettivi della prova	Descrizione	Zona di prova			
		Stabilità	1	2	3
		Binario tangente e curve a raggio molto ampio ^{a)}		Curve ad ampio raggio	Curve a piccolo raggio
	Obiettivo	Prove della stabilità di marcia dei veicoli	Prove nell'area delle velocità ammissibili dei veicoli	Prove delle combinazioni di velocità ammissibili e insufficienze di sopraelevazione dei veicoli	Prove nell'area dell'insufficienza di sopraelevazione ammissibile dei veicoli Include tratti di binario con una geometria di contatto che crea condizioni di sterzata sfavorevoli per una sala montata nella zona di prova 4
	Comportamento dinamico del veicolo previsto	Massima probabilità di comportamento dinamico instabile	Non ci sono forze guida o accelerazioni quasi statiche o solo basse, ma un contenuto dinamico maggiore in tutte le grandezze di valutazione	Sovrapposizione dei contenuti quasi statici e dinamici di tutte le grandezze di valutazione	Se le forze di guida quasi statiche, le forze verticali della ruota e le accelerazioni sono maggiori, il contenuto dinamico generalmente diminuisce
Condizioni di prova obiettivo	Raggio di curva	-			400 m ≤ R ≤ 600 m ^{b)}
	Valore medio del raggio di curva di tutti i tratti di binario R_m	-			500 m (±50 m) ^{b) c) d)}
	Velocità di prova $V^{d)}$	$V_{adn} \leq 100 \text{ km/h: } V = V_{adn} + 10 \text{ km/h}$ $100 \text{ km/h} < V_{adn} \leq 300 \text{ km/h: } V = 1,1 \times V_{adn}^{d) f)}$ $V_{adn} > 300 \text{ km/h: } V = V_{adn} + 30 \text{ km/h}$		$V_{adn} \leq 1,1 \times V_{adn}^{d) f)}$	$V \leq 1,1 \times V_{adn}$
	Tolleranza dell'intervallo di valutazione ^{d) e)}	±5 km/h		±5 km/h	+5 km/h
	Prova di insufficienza di sopraelevazione / (intervallo di valutazione) ^{d)}	$l \leq 40 \text{ mm}^{g)}$		$0,70^{h)}$ × $l_{adn} \leq l \leq 1,15 \times l_{adn}^{h)}$	

In analogia con il metodo normale, l'elaborazione statistica dei segnali prevede la scomposizione per tratti (*track sections*), l'estrazione dei percentili ($h_1 = 0.15\%$, $h_2 = 99.85\%$) e l'estrapolazione dei Valori Massimi Stimati al 99%. Tuttavia, il prospetto 4 della EN 14363 impone vincoli decisamente diversi e sostitutivi per validare il veicolo con il metodo semplificato.

Il metodo di misurazione semplificato, ad esempio, è utilizzato anche nei casi di estensione dell'accettazione, regolati dall'Appendice U della EN 14363. Nel corso della vita utile di un veicolo ferroviario, infatti, possono rendersi necessarie modifiche alle sospensioni, alla taratura degli smorzatori anti-serpeggio, alla massa in servizio o anche al rodiggio. Sottoporre il veicolo al metodo di misurazione normale dopo ogni variazione risulterebbe oneroso sia dal punto di vista economico sia da quello operativo. Per tale ragione, la norma fa riferimento al concetto di veicolo di riferimento. In tale contesto, la norma prevede che, qualora le modifiche introdotte non alterino in modo sostanziale il comportamento dinamico già validato del veicolo originario, la verifica possa essere condotta senza ripetere l'intera procedura di prova. Il riferimento al veicolo già approvato consente infatti di assumere quest'ultimo come base di confronto e di valutare gli effetti delle variazioni introdotte mediante una campagna sperimentale più contenuta, eventualmente integrata da strumenti di simulazione nei casi previsti. In questo modo, l'estensione dell'accettazione si configura come una procedura finalizzata a verificare la compatibilità della modifica con le prestazioni dinamiche già accertate, evitando la ripetizione completa delle prove quando essa non risulti necessaria.

4.3 Svio

La maggior parte dei parametri impiegati nella verifica di conformità del veicolo è di agevole interpretazione, poiché il loro significato può essere compreso già a partire dalla loro denominazione. Un parametro meno immediato è invece il coefficiente di Nadal, definito dal rapporto Y/Q , utilizzato nella valutazione delle condizioni che possono portare allo svio del veicolo.

Lo svio di un veicolo ferroviario è un fenomeno complesso che si manifesta tipicamente per sormonto del bordino della ruota sulla rotaia. Secondo la normativa [1], un elemento

di fondamentale importanza nell'insorgere di questa dinamica è l'esistenza dello sghembo del binario. Questo difetto geometrico è il risultato della naturale transizione di tracciato tra un binario a livello e uno sopraelevato, al quale si sommano gli inevitabili scostamenti di livello trasversale. La coincidenza di una forza orizzontale rilevante con lo scarico del peso sulla ruota di testa nell'affrontare una curva può provocare lo svio, qualora entrambi questi effetti siano presenti su una distanza sufficiente.

Le cause che portano allo scarico verticale della ruota dipendono da una moltitudine di parametri che possono dipendere:

- dal veicolo: la rigidità torsionale della cassa e del telaio del carrello in combinazione con la rigidità verticale delle sospensioni (primarie e secondarie). Ulteriori influenze derivano dall'eccentricità del baricentro del veicolo, dall'isteresi di torsione durante lo sghembo e dall'eccentricità longitudinale delle barre stabilizzatrici nei telai flessibili.
- dal binario: lo sghembo dovuto alla transizione della sopraelevazione, gli scostamenti di livello trasversale e l'eventuale sopraelevazione in eccesso o in difetto.

Mentre, le forze di guida espresse al contatto ruota-rotaia sono influenzate da:

- Architettura del veicolo: il passo del carrello (o la distanza tra le sale per i veicoli sprovvisti di carrelli), la resistenza all'imbardata del carrello stesso e la rigidità longitudinale offerta dalle sospensioni primarie.
- Geometria del tracciato: i raggi di curva e gli scostamenti di allineamento del binario.
- Condizioni di attrito e contatto: le condizioni atmosferiche e l'eventuale contaminazione o lubrificazione nell'area di contatto influenzano marcatamente le forze in gioco. Le prove su binario speciale vengono condotte volutamente in condizioni di asciutto per considerare le forze di attrito più elevate e cautelative. Infine, giocano un ruolo chiave la geometria dei profili ruota-rotaia, l'inclinazione delle rotaie e la distanza libera tra sala montata e binario.

Come misura operativa della vicinanza a una situazione critica per sormonto del bordino, la normativa assume il rapporto massimo tra la forza laterale Y e la forza verticale Q sopportata da una singola ruota, grandezza denotata come $(Y/Q)_a$, dove il pedice "a" indica che è riferito alla ruota esterna. Questo indice di sicurezza fu formulato e proposto per la prima volta dall'ingegnere francese M.J. Nadal nel 1908 e, da allora, è universalmente impiegato dalle amministrazioni ferroviarie mondiali.

Il criterio di Nadal si basa sull'equilibrio delle forze lungo il piano inclinato di contatto tra la ruota e la rotaia. Analiticamente, lo svio si verifica quando la somma delle componenti verticali delle forze normali e tangenziali è sufficiente a sostenere interamente la forza verticale scaricata sulla ruota. Il modello assume che esista un pattinamento diretto verso il basso sul punto di contatto del bordino. In questa circostanza, la forza tangenziale d'attrito esercitata sul bordino corrisponde al coefficiente di attrito sul bordino μ moltiplicato per la forza normale al contatto N .

Nella Figura 4.3 la retta indicata con “1” è la direzione della forza risultante.

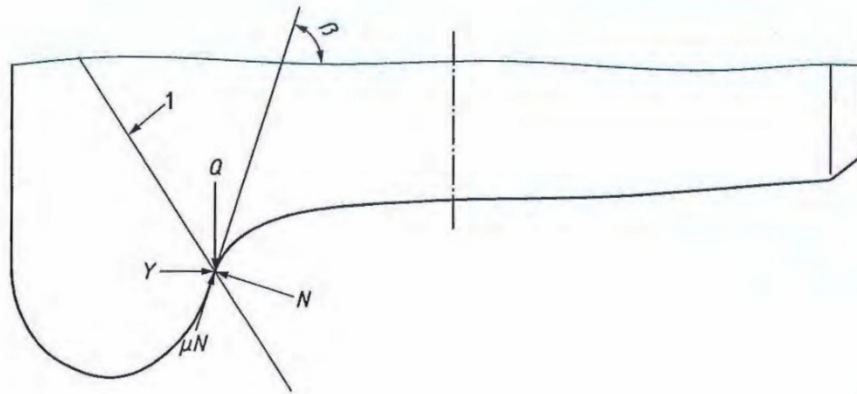


Figura 4.3: Forze del bordino in caso di svio incipiente (fonte:[1])

L'equazione delle forze agenti in direzione laterale e verticale nel momento dello svio incipiente si esprime con le formule:

$$Y = N \sin\beta - \mu N \cos\beta \quad (4.1)$$

$$Q = N \cos\beta + \mu N \sin\beta \quad (4.2)$$

Rapportando le due grandezze, si ricava la formula limite di Nadal:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan\beta - \mu}{1 + \mu \tan\beta} = \tan(\beta - \arctan\mu) \quad (4.3)$$

La limitazione di $(Y/Q)_a$ risulta quindi essere una funzione dipendente dall'angolo del bordino β e dal coefficiente di attrito μ .

Nella Figura 4.4 sono rappresentati i valori per intervalli pratici di angoli e coefficienti di attrito del bordino, dove: $(Y/Q)_{a,lim}$ è il valore limite di $(Y/Q)_a$.

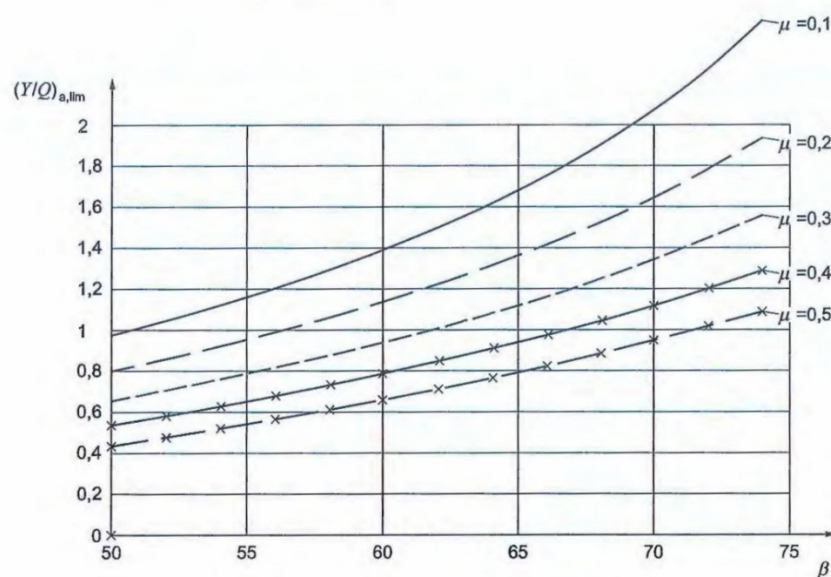


Figura 4.4: Limitazione $(Y/Q)_a$ per variazioni dell'angolo del bordino e del coefficiente di attrito (fonte: [1])

La formula matematica di Nadal determina il rapporto minimo di $(Y/Q)_a$ in corrispondenza del quale il sormonto può teoricamente innescarsi. Dal punto di vista dinamico questo criterio è fortemente conservativo, soprattutto in presenza di angoli d'attacco piccoli o negativi. Il motivo risiede in una delle ipotesi fondamentali alla base della formula, che considera valido solo il puro pattinamento verso il basso del bordino.

Nella reale interazione ruota-rotaia, la presenza di scorrimento longitudinale al contatto con il bordino genera forze di scorrimento longitudinali, di conseguenza la componente utile al sollevamento della ruota associata a tale scorrimento è minore del valore μV ipotizzato da Nadal. È proprio questa attenuazione fisica che consente nella pratica di raggiungere in sicurezza valori di $(Y/Q)_a$ più elevati rispetto a quelli previsti dalla formula analitica.

Va inoltre sottolineato che il superamento istantaneo del limite di Nadal non comporta necessariamente un deragliamento immediato. Gli studi sperimentali e numerici sullo svio per arrampicamento del bordino indicano infatti che, perché il deragliamento si verifichi, il rapporto Y/Q deve mantenersi al di sopra della soglia critica per un intervallo di tempo e di spazio sufficiente a consentire al bordino di risalire completamente il fianco interno della rotaia. Per questo motivo, in letteratura sono stati proposti criteri combinati basati sia sul limite di Y/Q sia sulla distanza di arrampicamento del bordino, detti “flange climb distance criteria”, che tengono conto della lunghezza del bordino, dell'angolo d'attacco e dell'evoluzione temporale delle forze laterali [22].

5 Post processing

Completata la modellazione del veicolo in Simpack con scartamento pari a 1520 mm, è stata avviata la fase di post-processing finalizzata al confronto tra i risultati della simulazione e i dati sperimentali. Tale confronto presenta però una criticità intrinseca, legata al fatto che il binario reale è affetto da irregolarità geometriche, mentre il binario considerato nel modello *multibody* è assunto ideale.

Poiché durante le prove sperimentali non sono state acquisite le caratteristiche geometriche del tracciato, in quanto il metodo semplificato adottato non ne richiedeva tale misurazione, dunque non è stato possibile ricostruire direttamente nel modello le effettive irregolarità del tracciato. Per tener conto del contributo dinamico associato a tali imperfezioni, è stata quindi introdotta un'eccitazione casuale, successivamente calibrata mediante un opportuno fattore di scala, così da ottenere una risposta numerica confrontabile con quella osservata sperimentalmente.

Una volta ottenuta una buona corrispondenza tra il modello *multibody*, riferito allo scartamento di 1520 mm, e i dati sperimentali disponibili, l'analisi è stata estesa al caso di scartamento pari a 1668 mm. In questo modo è stato possibile valutare se la variazione di scartamento determinasse il rispetto o meno dei limiti normativi da parte del mezzo d'opera ferroviario.

Per l'avvio della simulazione è stata adottata una frequenza di campionamento pari a 200 Hz, coincidente con quella utilizzata per l'acquisizione dei dati sperimentali. Per quanto riguarda invece la velocità di marcia, nel modello è stato impostato un valore pari a 105 km/h. Tale scelta deriva dal fatto che i dati sperimentali effettivamente analizzati non sono stati acquisiti sull'intero tratto precedentemente descritto, ma soltanto in specifiche porzioni comprese tra il km 4,070 e il km 11,400.

Più nel dettaglio, all'interno di tale intervallo erano presenti alcune zone di prova di tipo 1, per le quali la normativa prevede una velocità di prova pari a $V = V_{adm} + 10$, con tolleranza di ± 5 km/h; nel caso in esame, essendo $V_{adm} = 100$ km/h, ne consegue un valore obiettivo di 110 km/h. Erano inoltre presenti alcune zone di prova di tipo 2, per le quali la velocità richiesta deve essere compresa tra V_{adm} e $V_{adm} + 10$, anch'essa con tolleranza di ± 5 km/h.

Nella Tabella 5.1 è riportato lo schema riassuntivo delle zone considerate, unitamente alle velocità medie mantenute nelle due tipologie di prova. Nel modello *multibody* si è scelto di adottare una velocità pari a 105 km/h, in quanto tale valore rientra nelle tolleranze normative previste per entrambe le zone ed è inoltre compreso tra le velocità medie registrate sperimentalmente, risultando quindi idoneo a fornire una stima rappresentativa delle effettive condizioni di prova.

Tabella 5.1: Condizioni di circolazione.

Criterio	Zona di prova 1	Zona di prova 2
Velocità ammessa (km/h)	100	100
Velocità nominale di prova (km/h)	110	100÷110
Tolleranza (km/h)	± 5	± 5
Velocità media effettiva di prova (km/h)	107,6	101,5

Insufficienza di sopraelevazione (mm)	-	80
Insufficienza di sopraelevazione di prova (mm)	$I < 40$	$0,7 I_{adm} \leq I \leq 1,15 I_{adm}$
Insufficienza di sopraelevazione media di prova (mm)	-	67,1
Numero di sezioni di prova	60	17
Lunghezza media sezioni di prova (m)	100	100
Tolleranza sulla lunghezza	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$

La Tabella 5.2 riporta i risultati delle prove sperimentali eseguite sul mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10. I valori massimi registrati sono stati ottenuti in seguito al condizionamento del segnale effettuato secondo la procedura precedentemente descritta.

Tabella 5.2: Risultati sperimentali delle grandezze misurate dei parametri di sicurezza di circolazione in zona 1.

Zona di prova 1			
Grandezza misurata [m/s ²]	Valore limite [m/s ²]	Valore massimo [m/s ²]	% valore limite
$\ddot{y}_{s,I}^*$	3,00	1,40	46,72
$\ddot{y}_{s,II}^*$	3,00	2,61	87,05
$\ddot{y}_{11,rms}^*$	5,00	4,46	89,23
$\ddot{y}_{21,rms}^*$	5,00	2,59	51,73

In modo analogo, la Tabella 5.3 presenta i risultati relativi ai dati acquisiti nelle zone di prova 2.

Tabella 5.3: Risultati sperimentali delle grandezze misurate dei parametri di sicurezza di circolazione in zona 2.

Zona di prova 2			
Grandezza misurata [m/s ²]	Valore limite [m/s ²]	Valore massimo [m/s ²]	% valore limite
$\ddot{y}_{s,I}^*$	3,00	1,509	50,31
$\ddot{y}_{s,II}^*$	3,00	2,787	92,89
$\ddot{z}_{s,I}^*$	5,00	3,003	60,05
$\ddot{z}_{s,II}^*$	5,00	4,900	98,00

I risultati ottenuti dal modello numerico sono riportati nella Tabella 5.4 e nella Figura 9.1. Il confronto con i dati sperimentali mostra un accordo nel complesso soddisfacente, pur con differenze non uniformi tra le diverse grandezze considerate. Tale comportamento è coerente con l'impostazione adottata nel modello, nel quale le irregolarità della via non sono state introdotte a partire da misure reali del binario, ma mediante un'eccitazione casuale opportunamente scalata.

Tabella 5.4: Risultati numerici della simulazione col metodo semplificato del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1520 mm

Front		Back		Valore limite
$\ddot{y}_{s,II}^*$	$2,41 \text{ m/s}^2$	$\ddot{y}_{s,I}^*$	$1,22 \text{ m/s}^2$	$3,00 \text{ m/s}^2$
$\ddot{y}_{21,rms}^*$	$2,84 \text{ m/s}^2$	$\ddot{y}_{11,rms}^*$	$4,05 \text{ m/s}^2$	$5,00 \text{ m/s}^2$
$\ddot{z}_{s,II}^*$	$4,88 \text{ m/s}^2$	$\ddot{z}_{s,I}^*$	$2,72 \text{ m/s}^2$	$5,00 \text{ m/s}^2$

La calibrazione non è stata pertanto condotta con l'obiettivo di riprodurre esattamente ogni singolo valore sperimentale, bensì di ottenere una risposta globale del modello quanto più possibile rappresentativa del comportamento osservato in prova. A tal fine, il

fattore di scala associato al segnale casuale è stato determinato attraverso una serie di simulazioni successive, ricercando il miglior compromesso nella riproduzione dei livelli di accelerazione complessivamente misurati.

Va inoltre sottolineato che i risultati sperimentali riportati nella Tabella 5.2 e Tabella 5.3 sono riferiti a specifiche zone di prova, mentre la simulazione, per esigenze di semplificazione del modello e della trattazione, è stata eseguita su un tratto più esteso, compreso tra il km 4,070 e il km 11,400. Il tratto di linea considerato include tutte le zone di prova 1 e 2 impiegate nelle prove sperimentali per la valutazione della conformità di marcia, ossia i tratti ritenuti idonei ai fini della verifica. Il confronto deve quindi essere interpretato come una verifica di coerenza complessiva tra modello e prova sperimentale, più che come una corrispondenza puntuale tra singoli valori.

Successivamente, il modello è stato modificato variando lo scartamento del binario e la posizione delle ruote sulla sala montata, così da riprodurre la configurazione con scartamento spagnolo pari a 1668 mm. Su tale configurazione è stata quindi eseguita la medesima procedura di simulazione già descritta per il caso di riferimento, mantenendo invariati sia i criteri di analisi sia le modalità di condizionamento dei segnali, in modo da rendere coerente il confronto tra le due condizioni esaminate.

Le grandezze considerate nell'analisi sono state le accelerazioni laterali della boccola e le accelerazioni laterali e verticali della cassa del veicolo. Come riportato nella Tabella 5.5 e nella Figura 9.2, tutti i valori ottenuti risultano contenuti entro i limiti imposti dalla normativa.

Tabella 5.5: Risultati numerici della simulazione col metodo semplificato del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

Front		Back		Valore limite
$\ddot{y}_{s,II}^*$	$2,40 \text{ m/s}^2$	$\ddot{y}_{s,I}^*$	$1,21 \text{ m/s}^2$	$3,00 \text{ m/s}^2$
$\ddot{y}_{21,rms}^*$	$1,82 \text{ m/s}^2$	$\ddot{y}_{11,rms}^*$	$1,99 \text{ m/s}^2$	$5,00 \text{ m/s}^2$
$\ddot{z}_{s,II}^*$	$4,86 \text{ m/s}^2$	$\ddot{z}_{s,I}^*$	$2,72 \text{ m/s}^2$	$5,00 \text{ m/s}^2$

Rispetto al caso di riferimento con scartamento pari a 1520 mm, la configurazione a 1668 mm evidenzia una minore accelerazione laterale in corrispondenza delle boccole. Tale scostamento è dovuto principalmente alla presenza, nel caso a 1520 mm, di un picco massimo più elevato, come si può notare nella Figura 9.1. Mentre per il resto l'andamento dei segnali risulta sostanzialmente simile nelle due configurazioni analizzate. Anche il confronto dei valori del percentile 99,85% mostra una marcata coerenza tra i due casi, consentendo di affermare che la variazione di scartamento non determina un peggioramento della dinamica di marcia del veicolo. Di conseguenza, la configurazione a 1668 mm non presenta criticità tali da compromettere la sicurezza di marcia e può quindi ritenersi compatibile con il mantenimento delle condizioni richieste per l'omologazione.

Pur non essendo richiesta ai fini della procedura di verifica adottata, è stata comunque estesa l'analisi anche ai parametri previsti dalla prova secondo il metodo normale, riportati in Tabella 5.6, così da disporre di un ulteriore elemento di valutazione del comportamento dinamico del veicolo. L'utilizzo del software ha consentito di svolgere questa analisi supplementare senza la necessità di ricorrere a una campagna sperimentale dedicata su sala montata strumentata, evitando quindi costi aggiuntivi. I risultati ottenuti mostrano che il veicolo risulta conforme anche rispetto ai parametri considerati con il

metodo normale, mentre le corrispondenti elaborazioni grafiche sono riportate nel capitolo 9.2 a pagina 88, in appendice.

Tabella 5.6: Risultati numerici della simulazione col metodo normale del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

	Descrizione	Simbolo	Valore registrato	Valore limite	Figura di riferimento
Sicurezza in marcia	Somma delle forze di guida sull'assile	$\Sigma Y_{1,max}$	19,757 kN	60,096 kN	Figura 9.3
		$\Sigma Y_{2,max}$	21.832 kN	62,320 kN	
	Quoziente della forza laterale e verticale della ruota esterna	$(Y/Q)_{1,sx,max}$	0,120	0.8	Figura 9.4
		$(Y/Q)_{1,dx,max}$	0,215		
		$(Y/Q)_{2,sx,max}$	0,072		
		$(Y/Q)_{2,dx,max}$	0,209		
	Somma delle forze di guida quasi statica	$\Sigma Y_{1,rms}$	17,945 kN	30,048 kN	Figura 9.5
$\Sigma Y_{2,rms}$		19,464 kN	31,160 kN		
Carico dei binari	Forza verticale quasi statica della ruota esterna	$Q_{1,sx,qst}$	84,766 kN	145 kN	Figura 9.6
		$Q_{1,dx,qst}$	91,486 kN		
		$Q_{2,sx,qst}$	89,131 kN		
		$Q_{2,dx,qst}$	93,943 kN		
	Forza verticale massima della ruota esterna	$Q_{1,sx,max}$	102,178 kN	174,766 kN	
		$Q_{1,dx,max}$	115,425 kN	181,486 kN	
		$Q_{2,sx,max}$	95,844 kN	179,131 kN	
		$Q_{2,dx,max}$	110,966 kN	183,943 kN	
1: sala anteriore. 2: sala posteriore. sx: sinistra. dx: destra. qst: quasi-statica. max: massima.					

6 Moto oscillatorio di serpeggio

Lo studio della dinamica dei veicoli ferroviari è legato a un equilibrio progettuale fondamentale: da un lato è necessario garantire una buona stabilità direzionale alle alte velocità, dall'altro occorre assicurare un corretto comportamento in curva anche in assenza di un differenziale meccanico. Per soddisfare entrambe queste esigenze, i veicoli ferroviari impiegano sale montate rigide con ruote a profilo conico, o comunque caratterizzate da una determinata conicità equivalente. Questa configurazione consente il naturale adattamento del veicolo al tracciato, ma introduce al tempo stesso la possibilità di un moto oscillatorio laterale autoeccitato, noto in letteratura come moto di serpeggio (*hunting*).

Il moto di serpeggio consiste in un'oscillazione accoppiata di spostamento laterale e rotazione d'imbardata della sala montata rispetto all'asse del binario. A basse velocità, le perturbazioni dovute alle irregolarità della via vengono generalmente smorzate dalle forze di contatto ruota-rotaia e dagli elementi dissipativi presenti nel sistema di sospensione. All'aumentare della velocità, tuttavia, le condizioni dinamiche del sistema cambiano e può essere raggiunta una soglia oltre la quale tali oscillazioni non si attenuano più, ma tendono ad amplificarsi fino a stabilizzarsi in un moto periodico permanente. Tale soglia prende il nome di velocità critica e rappresenta uno dei principali parametri nella valutazione della stabilità di marcia del veicolo.

L'insorgenza del serpeggio assume un ruolo centrale nella progettazione e nella verifica dei rotabili, poiché può determinare un peggioramento del comportamento dinamico del veicolo e un incremento delle sollecitazioni trasmesse, sia al binario sia ai componenti del mezzo. In particolare, l'aumento delle oscillazioni laterali può riflettersi: sul comfort di marcia percepito dagli occupanti del veicolo, sull'usura del contatto ruota-rotaia, sulla fatica degli organi del carrello e, nei casi più gravosi, sulle condizioni di sicurezza della marcia. Per questo motivo, la stabilità al serpeggio costituisce un aspetto essenziale nell'ambito delle procedure di omologazione e di verifica dinamica.

Al fine di evitare tali scenari, l'approvazione e la messa in servizio di un nuovo rotabile, o di un rotabile modificato, sono strettamente vincolate al superamento di rigorosi test di conformità definiti da normative internazionali, tra cui lo standard europeo EN 14363, finora utilizzato nella presente trattazione. Tale norma definisce f_0 come "la frequenza di instabilità, ed è definita come la frequenza dominante in caso di comportamento instabile. Deve essere determinata prima della valutazione dei risultati di prova" [1].

Dunque, l'analisi richiede, tra gli aspetti preliminari, l'individuazione della frequenza dominante associata all'instabilità, indicata nel seguito come frequenza di *hunting* f_0 . La determinazione di tale frequenza, insieme alla corrispondente velocità critica, oltre alle prove sperimentali, risulta particolarmente utile il ricorso a modelli *multibody* o software dedicati, che consentono di studiare il fenomeno in ambiente numerico.

6.1 Individuazione della frequenza di serpeggio su Simpack

L'individuazione della frequenza di *hunting* e della corrispondente velocità critica è stata effettuata mediante simulazioni in ambiente Simpack. Il procedimento è stato condotto

osservando la risposta del veicolo nel dominio del tempo a seguito di una perturbazione laterale introdotta sul binario, così da innescare il moto di serpeggio e valutarne l'evoluzione al variare della velocità.

L'eccitazione adottata è stata definita mediante una funzione armonica applicata su un tratto rettilineo di binario, con lunghezza pari a 1 m e ampiezza pari a 3 mm, Figura 6.1. La perturbazione è stata posizionata in modo da agire dopo cinque secondi dall'inizio della simulazione, così da garantire che il mezzo d'opera avesse già raggiunto una condizione di regime prima dell'innescare. In questo modo è stato possibile introdurre un'eccitazione di breve durata, ma comunque continua, evitando l'applicazione di un impulso brusco.

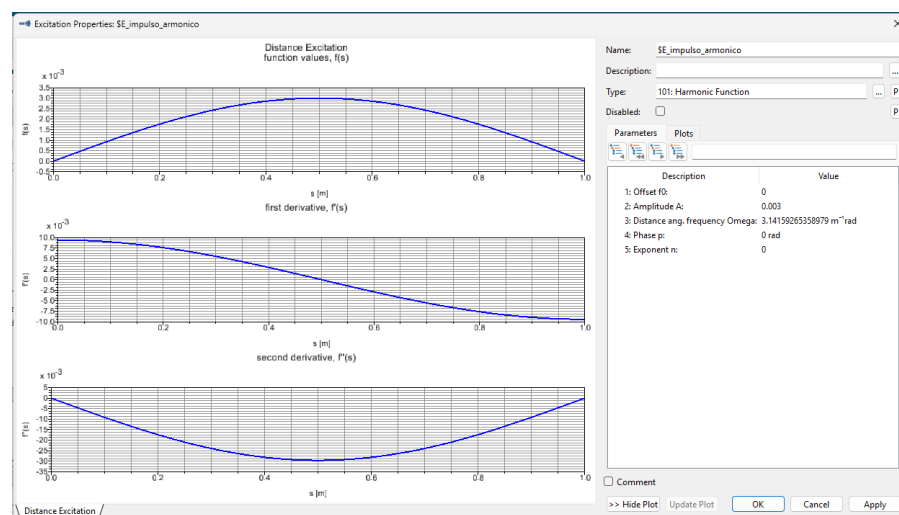


Figura 6.1: Eccitazione del binario rettilineo per determinare il moto di serpeggio.

In una prima fase è stata eseguita una simulazione a una velocità assunta cautelativamente superiore a quella critica. In particolare, è stata effettuata una prima prova a 210 km/h, pari al doppio della velocità alla quale era stata eseguita la prova per la verifica della conformità di marcia. In questa condizione si è osservato che il moto non veniva smorzato, evidenziando quindi un comportamento instabile del sistema.

Successivamente, è stata eseguita una seconda simulazione a una velocità intermedia tra 105 km/h e 210 km/h, pari a 157 km/h. Anche in questo caso il moto di serpeggio non risultava smorzato; si è quindi proceduto con ulteriori simulazioni a velocità intermedie tra i valori progressivamente individuati, fino al raggiungimento della condizione limite corrispondente alla velocità critica del veicolo.

Al termine di tale procedura, la velocità critica è stata individuata nel valore di 129 km/h. In corrispondenza di tale condizione, le oscillazioni indotte dalla perturbazione iniziale non decadono in maniera apprezzabile, ma tendono a permanere nel tempo, identificando così la soglia di instabilità del sistema. Nella Figura 6.2 è possibile notare come le velocità e l'accelerazioni laterali del veicolo, che sta percorrendo il tracciato a 128 km/h, decadono col passare del tempo. Mentre alla velocità di marcia pari a 129 km/h non è presente tale decadimento, come mostrato in Figura 6.3.

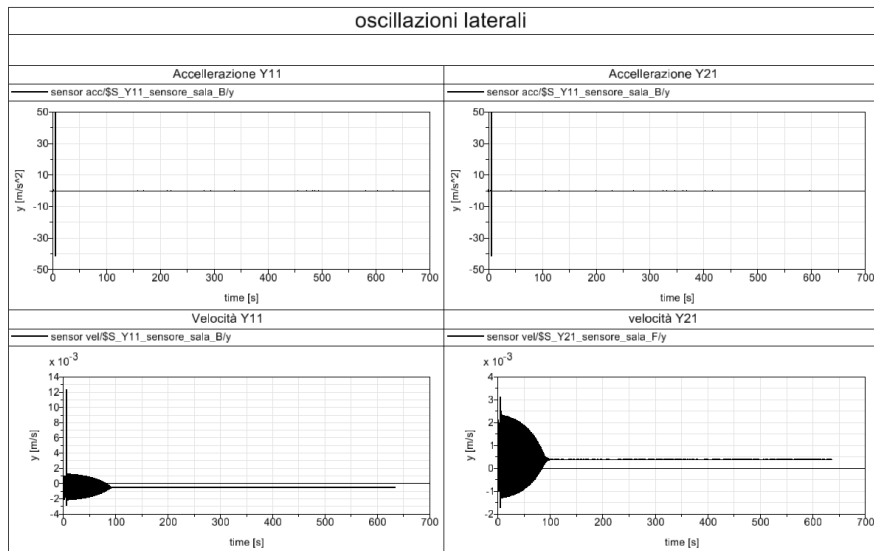


Figura 6.2: Velocità e accelerazioni del moto di serpeggio a 128 km/h.

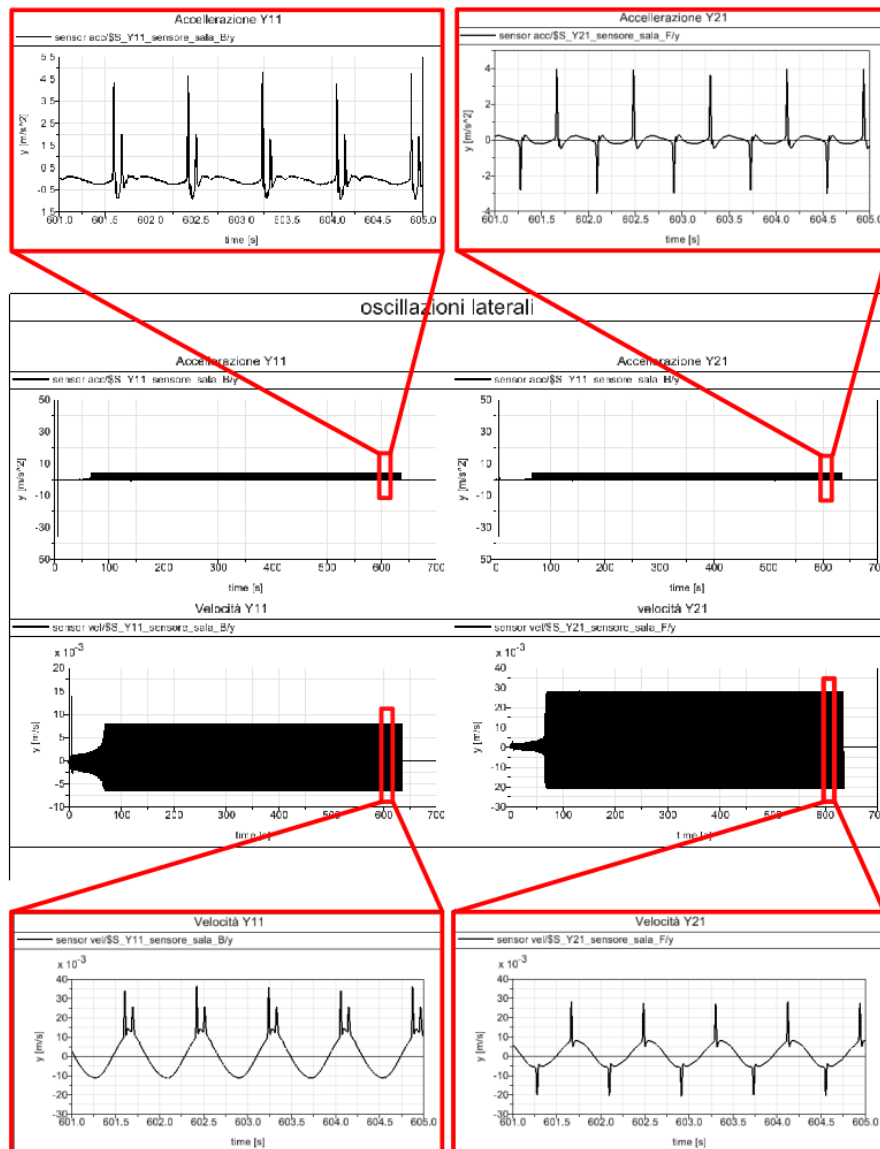
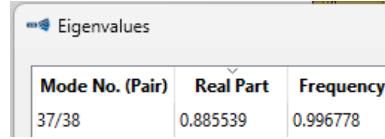


Figura 6.3: Velocità e accelerazioni del moto di serpeggio a 129 km/h.

Una volta determinata la velocità critica, è stata eseguita, alla medesima velocità, l'analisi dei moti propri del sistema veicolo mediante l'apposita funzione disponibile nel software. Sono stati quindi individuati i modi associati ad autovalori (*eigenvalues*) con parte reale positiva e, tra questi, è stato riconosciuto il moto proprio di interesse associato al fenomeno di *hunting*. Dunque, è stata ricavata la frequenza pari a 1 Hz, come mostrato in Figura 6.4, corrispondente alla frequenza di serpeggio f_0 precedentemente definita.



Mode No. (Pair)	Real Part	Frequency
37/38	0.885539	0.996778

Figura 6.4: Frequenza di serpeggio del mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10 con scartamento di 1668 mm.

6.2 Stima preliminare della frequenza di instabilità

La determinazione della frequenza di instabilità f_0 può essere affrontata in modo rigoroso mediante modelli numerici *multibody*, che consentono di descrivere con maggiore completezza l'interazione tra veicolo e binario e di rappresentare il contributo dei diversi sottosistemi coinvolti nel fenomeno del serpeggio. Al contrario, una sua valutazione puramente analitica risulta di difficile applicazione pratica, poiché richiede l'impiego di formulazioni complesse e, soprattutto, la disponibilità di parametri non sempre facilmente ricavabili, spesso ottenibili solo attraverso campagne sperimentali dedicate e, con strumentazioni più complesse di quelle richieste per la valutazione col metodo di misurazione semplificato.

Per questo motivo, ai fini della presente trattazione e in risposta alla richiesta aziendale di disporre di un metodo pratico per una stima preliminare di f_0 , è stato adottato un approccio semplificato basato sul comportamento dinamico della singola sala montata. In particolare, si è fatto riferimento all'osservazione secondo cui la frequenza di instabilità di una sala montata isolata risulta generalmente superiore a quella dell'intero veicolo; tale proprietà consente quindi di utilizzare il modello della sala montata come base per una valutazione di prima approssimazione, cautelativa e fisicamente coerente.

In quest'ottica, la frequenza di instabilità è stata ricavata a partire dalla relazione:

$$f_0 = \frac{v_{critica}}{\lambda} \quad (6.1)$$

dove λ rappresenta la lunghezza d'onda associata al moto di serpeggio. Per la sua determinazione è stata utilizzata la formula di Klingel, riportata nella norma EN 15302 [23], applicata alla sala montata e assunta come riferimento per il modello semplificato:

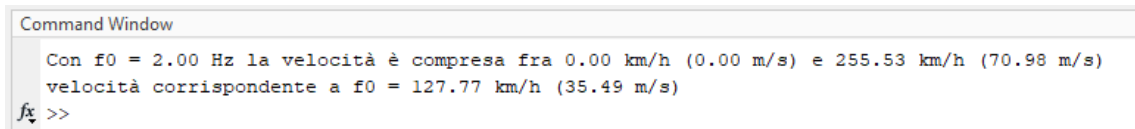
$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{b_A r_0}{\tan(\gamma)}} \quad (6.2)$$

in cui r_0 è il raggio della ruota nel punto di contatto, b_A rappresenta la metà della distanza tra i punti di contatto ruota-rotaia, mentre $\tan(\gamma)$ è la conicità equivalente.

Per il mezzo d'opera con scartamento pari a 1688 mm sono stati assunti i seguenti valori: $r_0 = 0,46$ m, $b_A = 0,867$ m e $\tan(\gamma) = 0,05$. Sostituendo tali grandezze nella relazione precedente si ottiene una lunghezza d'onda caratteristica pari a $\lambda = 17,7760$ m.

Maggiori difficoltà sono invece emerse nella definizione analitica della velocità critica, per la quale sarebbe stato necessario disporre di informazioni aggiuntive non disponibili. Di conseguenza, anziché forzare l'impiego di un modello teorico eccessivamente semplificato e poco controllabile, si è scelto di adottare un criterio più diretto, finalizzato a verificare la plausibilità dell'ordine di grandezza della frequenza di instabilità.

Considerando che il mezzo d'opera appartiene alla categoria dei veicoli ferroviari progettati per basse velocità, si può ragionevolmente ritenere che anche la corrispondente velocità critica non assuma valori elevati. Per tale motivo è stato assunto come valore di riferimento $f_0 = 2$ Hz e, tenendo conto del margine di discostamento ammesso dalla normativa, è stato determinato il corrispondente intervallo di velocità critica compatibile. Tale valore non è stato quindi introdotto come risultato esatto del modello semplificato, ma come stima preliminare da sottoporre a verifica, calcolato mediante la lunghezza d'onda caratteristica calcolata per ciascun mezzo. In questo modo, il procedimento adottato ha consentito di definire un intervallo di lavoro realistico sia per la frequenza di instabilità sia per la velocità critica, da confrontare successivamente con i risultati ottenuti mediante il modello numerico completo. Il codice sviluppato in ambiente MATLAB consente infine di determinare tale intervallo sulla base dei dati caratteristici del mezzo d'opera, come riportato in Figura 6.5.



```
Command Window
Con f0 = 2.00 Hz la velocità è compresa fra 0.00 km/h (0.00 m/s) e 255.53 km/h (70.98 m/s)
velocità corrispondente a f0 = 127.77 km/h (35.49 m/s)
fx >>
```

Figura 6.5: Risultati Command Window di MATLAB.

Il codice completo è riportato nel sottocapitolo 9.4 in appendice a pagina 92.

7 Conclusioni e considerazioni

Come mostrato nel corso della presente trattazione, il mezzo d'opera APV 520 SPAZIO 10, nella configurazione a scartamento spagnolo pari a 1668 mm, risulta conforme ai requisiti previsti dalla normativa per la valutazione della sicurezza di marcia. Il modello numerico sviluppato ha infatti consentito di riprodurre il comportamento dinamico del veicolo e di confrontarlo con la configurazione di riferimento a scartamento 1520 mm, per la quale erano disponibili i dati sperimentali acquisiti sul tratto di linea compreso tra le città di Naujoji Vilnia e Bezdonys. I risultati ottenuti hanno mostrato che il passaggio al nuovo scartamento non introduce effetti peggiorativi significativi sul comportamento dinamico del mezzo e consente di mantenere la conformità richiesta.

La costruzione del modello relativo allo scartamento 1668 mm è stata effettuata ricreando, per quanto possibile, le stesse condizioni adottate per la configurazione a 1520 mm, in modo da rendere coerente il confronto tra i due casi. Tale confronto, pur avendo fornito risultati soddisfacenti, è stato condotto adottando alcune semplificazioni modellistiche, ritenute accettabili rispetto agli obiettivi del lavoro ma comunque meritevoli di essere esplicitate.

In primo luogo, il peso del mezzo d'opera utilizzato nelle simulazioni non coincide perfettamente con quello reale del veicolo impiegato nelle prove sperimentali. Le caratteristiche inerziali della cassa sono state infatti ricostruite a partire da un file Excel contenente una stima delle masse dei vari componenti installati sul telaio e del telaio stesso; di conseguenza, tali valori non possono rappresentare con assoluta esattezza la configurazione reale del mezzo. Le inerzie dei componenti del carrello sono state ricavate dal modello CAD 3D disponibile, il quale includeva la geometria e il peso dei principali organi, ma non consentiva di considerare in maniera puntuale la presenza di fluidi, oli o altri contributi di massa secondari.

Un secondo aspetto riguarda la ricostruzione del tracciato. Come discusso nei capitoli precedenti, non è stato possibile riprodurre in maniera esatta tutte le sollecitazioni agenti sul veicolo durante la prova reale. Il tracciato e le relative irregolarità sono quindi stati ricostruiti cercando di rappresentare nel modo più fedele possibile le condizioni di esercizio, pur nella consapevolezza che la simulazione non può restituire perfettamente la reale configurazione sperimentale.

Un'ulteriore semplificazione ha riguardato il profilo ruota adottato nel modello. Non essendo disponibili i profili effettivamente utilizzati sul veicolo reale, in quanto appartenenti a documentazione di aziende terze soggetta a vincoli di proprietà intellettuale, è stato impiegato il profilo S1002, ampiamente utilizzato nelle simulazioni multicorpo e ritenuto idoneo ai fini del presente studio. Sebbene tale scelta non consenta di riprodurre in modo esatto la geometria reale di contatto ruota-rotai, essa ha comunque permesso di sviluppare un modello coerente e funzionale agli obiettivi dell'analisi.

Inoltre, nel modello non è stato considerato l'attrito relativo presente in alcuni accoppiamenti meccanici tra componenti mobili. Tale contributo non è stato introdotto sia per la mancanza di dati sperimentali affidabili, sia perché i componenti in esame sono generalmente progettati per lavorare con attriti contenuti. In questo contesto, la scelta di trascurarne l'effetto può ritenersi accettabile, anche alla luce del fatto che, in diversi casi,

il loro contributo risulta modesto rispetto ad altre azioni di entità nettamente maggiore che governano la dinamica complessiva del sistema.

Dal punto di vista metodologico, sarebbe stato possibile suddividere la simulazione in un numero maggiore di zone di analisi, così da ottenere una rappresentazione più dettagliata del comportamento del veicolo lungo il tracciato. Tuttavia, tale scelta avrebbe comportato un significativo aumento dei tempi di modellazione, calcolo e post-elaborazione, a fronte di un incremento di precisione non proporzionato agli scopi della presente trattazione. Per questo motivo si è ritenuto più opportuno adottare una suddivisione semplificata, comunque sufficiente a garantire la significatività dei risultati ottenuti.

Inoltre, il modello multicorpo sviluppato in Simpack presenta una condizione di ipervincolo nel collegamento tra il telaio del carrello e la cassa del veicolo. Tale configurazione è stata mantenuta in quanto il software gestisce automaticamente la ridondanza cinematica senza compromettere l'esito del calcolo, consentendo al tempo stesso una rappresentazione grafica che raffigura meglio il caso reale. Anche in questo caso, si tratta quindi di una scelta modellistica consapevole, che non ha evidenziato effetti tali da invalidare i risultati dell'analisi.

Infine, nell'ambito del lavoro è stata determinata anche la frequenza di instabilità del veicolo, grandezza necessaria per l'impostazione dei filtri da utilizzare nell'analisi dei segnali richiesti dalla normativa. Tale frequenza è stata dapprima ricavata mediante Simpack attraverso un procedimento di valutazione rigoroso, basato sull'analisi della risposta dinamica del sistema e dei corrispondenti modi propri. Successivamente, è stato proposto anche un metodo semplificato per una stima preliminare di massima, utile come supporto nelle fasi iniziali dell'analisi ma non idoneo a sostituire gli strumenti numerici dedicati nelle applicazioni a fini normativi.

Nel complesso, il lavoro svolto ha consentito di sviluppare un modello numerico capace di rappresentare in modo soddisfacente il comportamento dinamico del mezzo d'opera e di verificare la compatibilità del veicolo con il nuovo scartamento di 1668 mm. Pur in presenza delle semplificazioni descritte, i risultati ottenuti possono essere ritenuti coerenti con gli obiettivi dello studio e costituiscono una base utile sia per eventuali approfondimenti futuri, sia per ulteriori sviluppi del modello in ambito applicativo.

8 Bibliografia

- [1] «UNI EN 14363:2022 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 23 marzo 2026. [Online]. Disponibile su: <https://store.uni.com/uni-en-14363-2022>
- [2] «Scartamento ferroviario», *Wikipedia*. 23 dicembre 2025. Consultato: 23 marzo 2026. [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Scartamento_ferroviario&oldid=148603013
- [3] M. Bižić, D. Petrović, e I. Pančić, «Functions of wheel-rail contact geometry», *IMK-14 - Istraz. Razvoj*, vol. 21, fasc. 4, pp. 71–78, 2015, doi: 10.5937/IMK1503071B.
- [4] «FSE20091202_Tecnogamma_Pirovano_Ruote.pdf». Consultato: 8 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: https://www.math.unipd.it/~marcuzzi/DIDATTICA/LEZ&ESE_PIAI_Matematica/FSE20091202_Tecnogamma_Pirovano_Ruote.pdf
- [5] «How is the cant measured?», A railway track blog. Consultato: 9 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://railwaytrackblog.com/2016/01/25/how-is-the-cant-measured/>
- [6] «UNI EN 13803:2017 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 10 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://store.uni.com/uni-en-13803-2017>
- [7] «Equazione dell'usura», *Wikipedia*. 10 gennaio 2019. Consultato: 9 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Equazione_dell%27usura&oldid=102016979
- [8] M. Hou, B. Chen, e D. Cheng, «Study on the Evolution of Wheel Wear and Its Impact on Vehicle Dynamics of High-Speed Trains», *Coatings*, vol. 12, fasc. 9, p. 1333, set. 2022, doi: 10.3390/coatings12091333.
- [9] «UNI EN 15313:2025 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 9 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://webstore.uni.com/uni-en-15313-2024>
- [10] «UNI EN 14033-1:2017 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 10 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://store.uni.com/uni-en-14033-1-2017>
- [11] «SVI spa - Mezzi d'Opera Ferroviari». Consultato: 7 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://www.svi-spa.com/foto.asp>
- [12] S. Iwnicki, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. CRC Press, 2006.
- [13] «Rodiggio», *Wikipedia*. 18 febbraio 2026. Consultato: 7 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Rodiggio&oldid=149480256>
- [14] «UNI EN 15528:2022 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 7 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://store.uni.com/uni-en-15528-2022>
- [15] V. Franchella, «INDUSTRIA DI MARCA DISTRIBUZIONE MODERNA».
- [16] «Simpack», Dassault Systèmes. Consultato: 25 marzo 2026. [Online]. Disponibile su: <https://www.3ds.com/it/products/simulia/simpack>

- [17] «UIC - International union of railways - The worldwide railway organisation», UIC - International union of railways. Consultato: 1 aprile 2026. [Online]. Disponibile su: <https://uic.org/>
- [18] «SIMULIA User Assistance 2025x». Dassault Systemes Americas Corp.
- [19] «Dassault Systèmes : 3DEXPERIENCE Edu SPACE». Consultato: 25 marzo 2026. [Online]. Disponibile su:
https://eduspace.3ds.com/CompanionManager/up/?&lexType=1&lang=en&lpId=227432&cls_aud=s&utm_source=77_6_7&utm_medium=onl_crs&utm_campaign=C226390&/index.html/#/lp-content
- [20] «SIMPACK Wheel/Rail Basics Training | PDF | Force | Curvature», Scribd. Consultato: 25 marzo 2026. [Online]. Disponibile su:
<https://www.scribd.com/document/488909165/simpack-Wheel-Rail-Training-BASIC>
- [21] SVI s.p.a., «APV 520 SPAZIO 10-100 L TEST REPORT: Valutazione del comportamento dinamico».
- [22] B. P. Marquis e R. Greif, «Application of Nadal Limit in the prediction of wheel climb derailment». Consultato: 23 marzo 2026. [Online]. Disponibile su:
<https://rosap.ntl.bts.gov>
- [23] «EN 15302:2021 - UNI Ente Italiano di Normazione». Consultato: 24 giugno 2026. [Online]. Disponibile su: <https://conto.uni.com/en/en-15302-2021>

Ringraziamenti

Il primo ringraziamento, il più importante, va ai miei genitori, che mi hanno sempre supportato in tutto e mi sostengono dal 2001.

Ringrazio gli amici più stretti, che mi hanno accompagnato nella crescita nel corso della mia vita, confermando il detto secondo cui "si è la media dei propri amici". Ringrazio inoltre gli amici incontrati durante il percorso universitario, che hanno reso più leggero e divertente un cammino comunque impegnativo.

Ringrazio tutte le persone che hanno contribuito, in vario modo, alla realizzazione di questa tesi: le persone incontrate presso SVI e il professor Silvio Sorrentino, relatore di questo lavoro.

Un saluto ai miei nonni, Italo e Beppe, venuti a mancare durante la stesura della tesi, e alla nonna Gina.

9 Appendice

9.1 Parametri del modello

Tabella 9.1: Geometria planimetrica del tracciato

Type	Descr	Par 1	Descr	Par 2	Descr	Par 3	Lsmo/2
STR	L:	37,21					1,5
CLO	L:	20	R1:	0	R2:	-1050	1,5
CIR	L:	88,76	R:	-1050			1,5
CLO	L:	30	R1:	-1050	R2:	0	1,5
STR	L:	693,02					1,5
CIR	L:	55,18	R:	4696			1,5
STR	L:	131,41					1,5
CIR	L:	91,74	R:	-5584			1,5
STR	L:	736,93					1,5
CLO	L:	125	R1:	0	R2:	4170	1,5
CIR	L:	383,66	R:	4170			1,5
CLO	L:	115	R1:	4170	R2:	0	1,5
STR	L:	476,95					1,5
CLO	L:	120	R1:	0	R2:	-1278	1,5
CIR	L:	834,14	R:	-1278			1,5
CLO	L:	135	R1:	-1278	R2:	0	1,5
STR	L:	422,44					1,5
CLO	L:	135	R1:	0	R2:	1926	1,5
CIR	L:	388,38	R:	1926			1,5
CLO	L:	130	R1:	1926	R2:	0	1,5
STR	L:	1171,53					1,5
CLO	L:	105	R1:	0	R2:	-1265	1,5
CIR	L:	166,88	R:	-1265			1,5
CIR	L:	150,11	R:	-840			1,5
CLO	L:	50	R1:	-840	R2:	0	1,5
STR	L:	126,92					1,5
CLO	L:	80	R1:	0	R2:	-809	1,5
CIR	L:	115,69	R:	-809			1,5
CIR	L:	190,47	R:	-1336			1,5
CLO	L:	115	R1:	-1336	R2:	0	1,5
STR	L:	951,68					1,5
CLO	L:	50	R1:	0	R2:	-4496	1,5
CIR	L:	123,6	R:	-4496			1,5
CLO	L:	60	R1:	-4496	R2:	0	1,5
STR	L:	1046,18					1,5
CLO	L:	145	R1:	0	R2:	4072	1,5
CIR	L:	409,05	R:	4072			1,5
CLO	L:	115	R1:	4072	R2:	0	1,5
STR	L:	1237,27					1,5
CLO	L:	160	R1:	0	R2:	-1706	1,5
CIR	L:	386,79	R:	-1706			1,5

CLO	L:	170	R1:	-1706	R2:	0	1,5
STR	L:	2997,1					1,5
CLO	L:	130	R1:	0	R2:	1213	1,5
CIR	L:	383,83	R:	1213			1,5
CLO	L:	160	R1:	1213	R2:	0	1,5
STR	L:	1375,02					1,5

Tabella 9.2: Sopraelevazione del tracciato

Type	Descr	Par 1	Descr	Par 2	Descr	Par 3	Lsmo/2
CST	L:	37,21	U:	0			1,5
CST	L:	20	U:	0			1,5
CST	L:	88,76	U:	0			1,5
CST	L:	30	U:	0			1,5
CST	L:	693,02	U:	0			1,5
CST	L:	55,18	U:	0			1,5
CST	L:	131,41	U:	0			1,5
CST	L:	91,74	U:	0			1,5
CST	L:	736,93	U:	0			1,5
LIR	L:	125	U1:	0	U2:	0.02	1,5
CST	L:	383,66	U:	0.02			1,5
LIR	L:	115	U1:	0.02	U2:	0	1,5
CST	L:	476,95	U:	0			1,5
LIR	L:	120	U1:	0	U2:	-0.04	1,5
CST	L:	834,14	U:	-0.04			1,5
LIR	L:	135	U1:	-0.04	U2:	0	1,5
CST	L:	422,44	U:	0			1,5
LIR	L:	135	U1:	0	U2:	0.025	1,5
CST	L:	388,38	U:	0.025			1,5
LIR	L:	130	U1:	0.025	U2:	0	1,5
CST	L:	1171,53	U:	0			1,5
LIR	L:	105	U1:	0	U2:	-0.07	1,5
CST	L:	166,88	U:	-0.07			1,5
CST	L:	150,11	U:	-0.07			1,5
LIR	L:	50	U1:	-0.07	U2:	0	1,5
CST	L:	126,92	U:	0			1,5
LIR	L:	80	U1:	0	U2:	-0.045	1,5
CST	L:	115,69	U:	-0.045			1,5
CST	L:	190,47	U:	-0.05			1,5
LIR	L:	115	U1:		U2:	0	1,5
CST	L:	951,68	U:	0			1,5
LIR	L:	50	U1:	0	U2:	-0.025	1,5
CST	L:	123,6	U:	-0.025			1,5
LIR	L:	60	U1:	-0.025	U2:	0	1,5
CST	L:	1046,18	U:	0			1,5
LIR	L:	145	U1:	0	U2:	0.025	1,5
CST	L:	409,05	U:	0.025			1,5
LIR	L:	115	U1:	0.025	U2:	0	1,5

CST	L:	1237,27	U:	0			1,5
LIR	L:	160	U1:	0	U2:	-0.045	1,5
CST	L:	386,79	U:	-0.045			1,5
LIR	L:	170	U1:	-0.045	U2:	0	1,5
CST	L:	2997,1	U:	0			1,5
LIR	L:	130	U1:	0	U2:	0.065	1,5
CST	L:	383,83	U:	0.065			1,5
LIR	L:	160	U1:	0.065	U2:	0	1,5
CST	L:	1375,02	U:	0			1,5

Tabella 9.3: Geometria altimetrica del tracciato

Type	Descr	Par 1	Descr	Par 2	Descr	Par 3	Lsmo/2
CSL	L:	450	P:	-0.00126			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00126	P2:	-0.00766	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00766			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00766	P2:	-0.00586	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00586			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00586	P2:	0.00574	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00574			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00574	P2:	-0.0111	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.0111			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.0111	P2:	0.00116	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00116			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00116	P2:	-0.00354	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00354			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00354	P2:	0.0057	1,5
CSL	L:	400	P:	0.0057			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.0057	P2:	0.007	1,5
CSL	L:	400	P:	0.007			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.007	P2:	0.0001	1,5
CSL	L:	400	P:	0.0001			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.0001	P2:	-0.00656	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00656			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00656	P2:	0.00698	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00698			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00698	P2:	-0.00314	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00314			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00314	P2:	-0.00768	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00768			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00768	P2:	0.0116	1,5
CSL	L:	400	P:	0.0116			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.0116	P2:	-0.00106	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00106			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00106	P2:	0.00242	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00242			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00242	P2:	-0.0001	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.0001			1,5

PL2	L:	100	P1:	-0.0001	P2:	0.00934	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00934			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00934	P2:	0.00684	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00684			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00684	P2:	0.00168	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00168			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00168	P2:	0.00406	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00406			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00406	P2:	-0.001	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.001			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.001	P2:	0.00412	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00412			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00412	P2:	0.0033	1,5
CSL	L:	400	P:	0.0033			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.0033	P2:	-0.00264	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00264			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00264	P2:	0.00308	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00308			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00308	P2:	-0.0027	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.0027			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.0027	P2:	0.00474	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00474			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00474	P2:	0.00216	1,5
CSL	L:	400	P:	0.00216			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.00216	P2:	0.0046	1,5
CSL	L:	400	P:	0.0046			1,5
PL2	L:	100	P1:	0.0046	P2:	-0.00968	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.00968			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.00968	P2:	-0.0011	1,5
CSL	L:	400	P:	-0.0011			1,5
PL2	L:	100	P1:	-0.0011	P2:	0.0003	1,5
CSL	L:	771,94	P:	0.0003			1,5

9.2 Risultati delle simulazioni con scartamento lituano

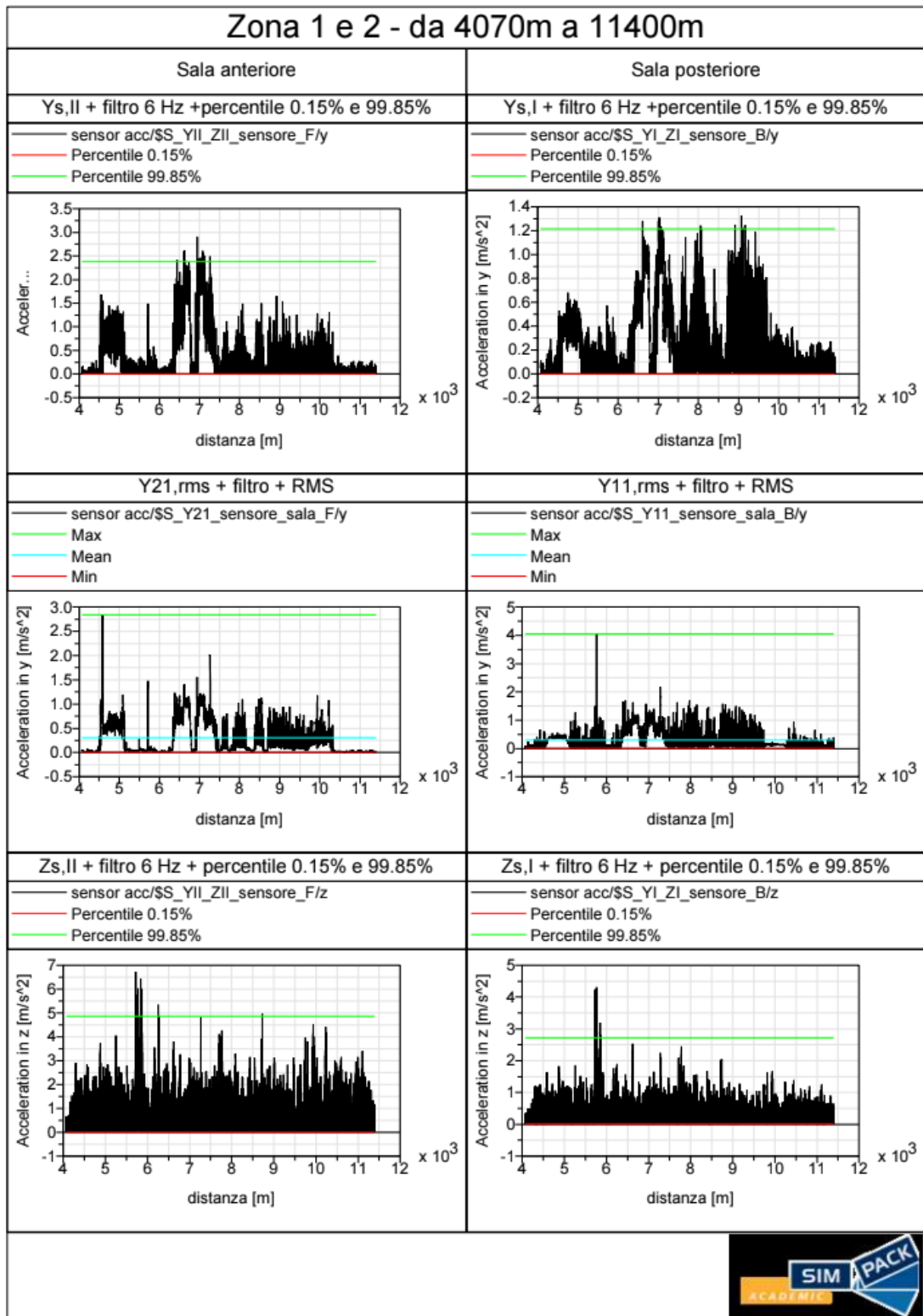


Figura 9.1: Risultati grafici della simulazione del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1520mm.

9.3 Risultati delle simulazioni con scartamento spagnolo

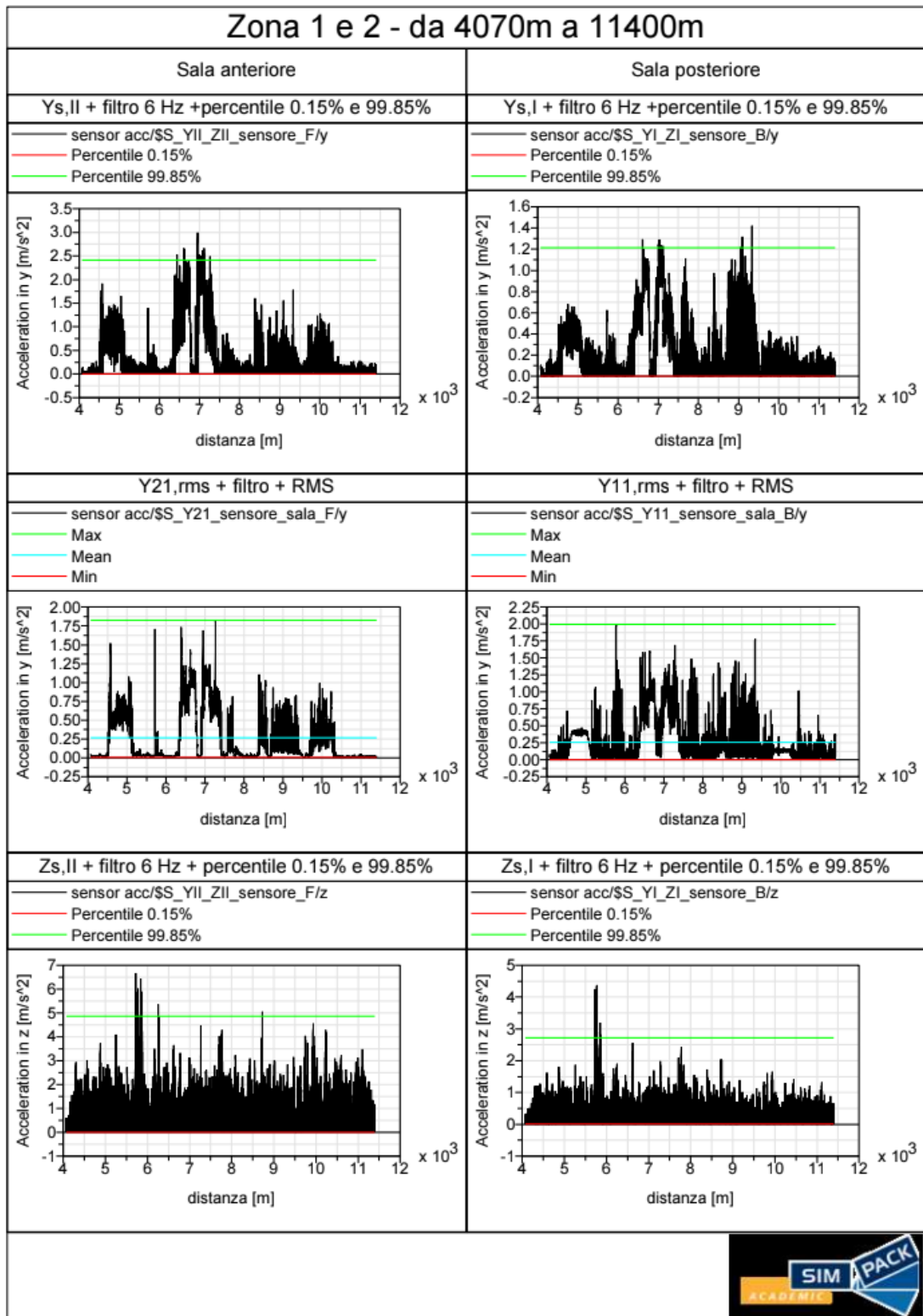


Figura 9.2: Risultati grafici della simulazione del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

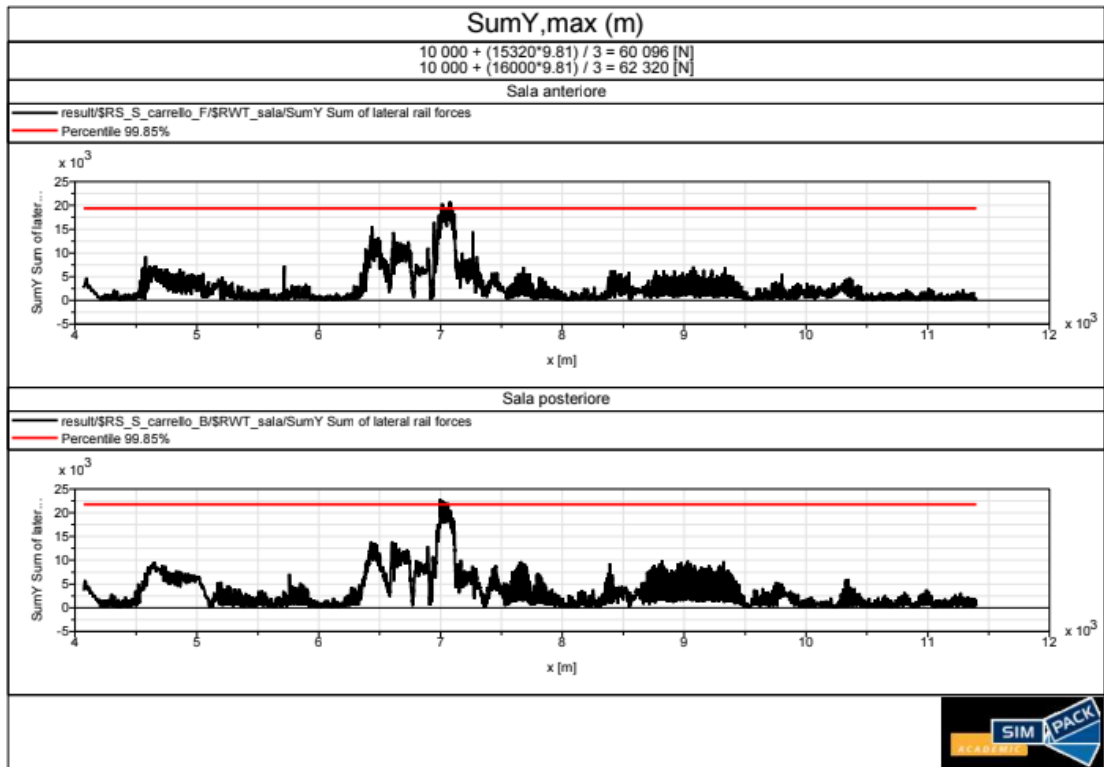


Figura 9.3: Risultati grafici $\Sigma Y_{j,max}$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

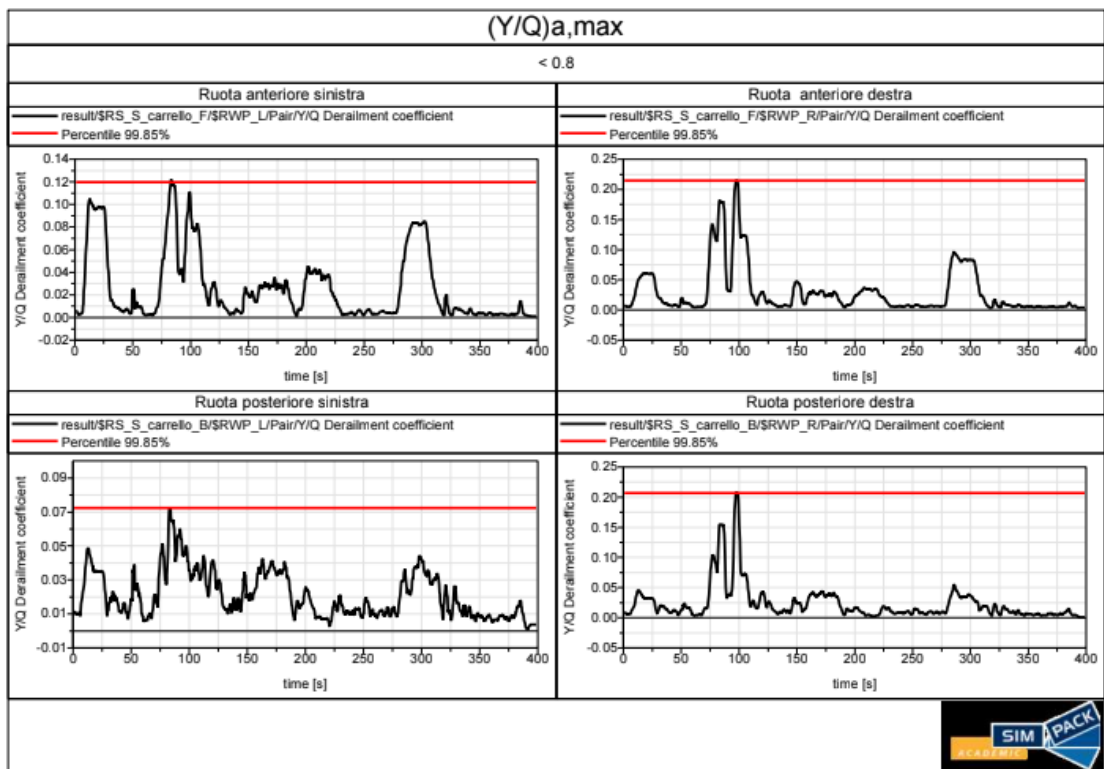


Figura 9.4: Risultati grafici $(Y/Q)_{j,a,max}$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

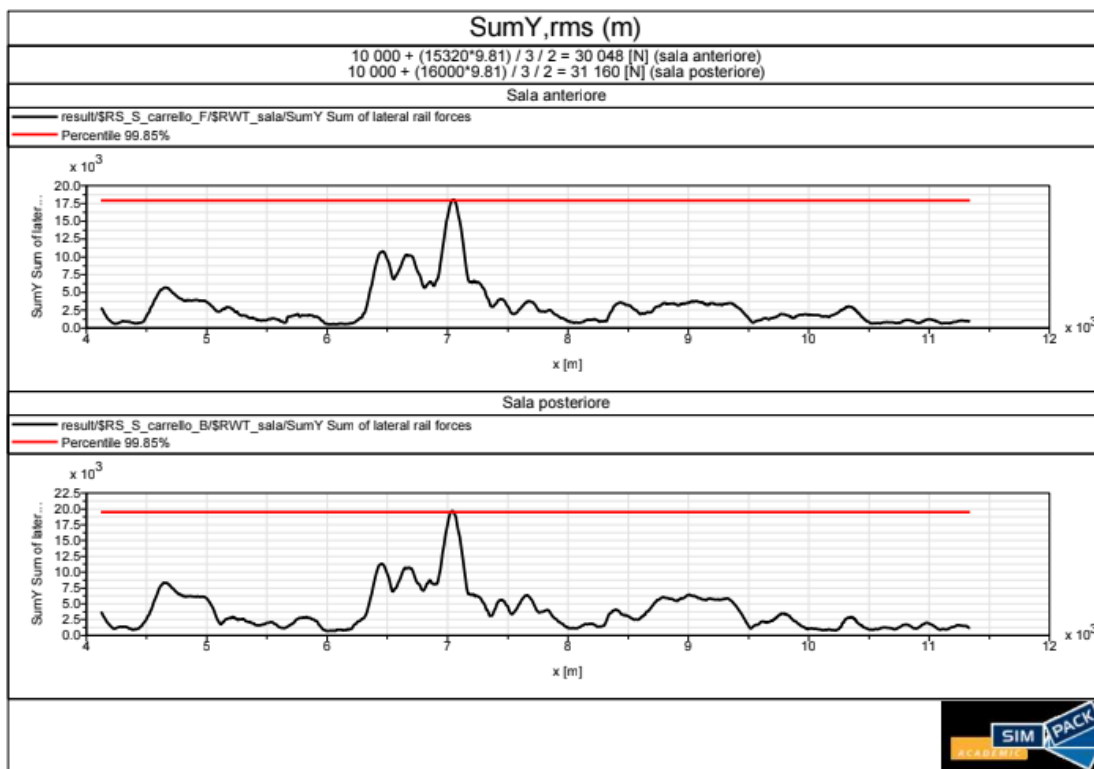


Figura 9.5: Risultati grafici $\Sigma Y_{j,rms}$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

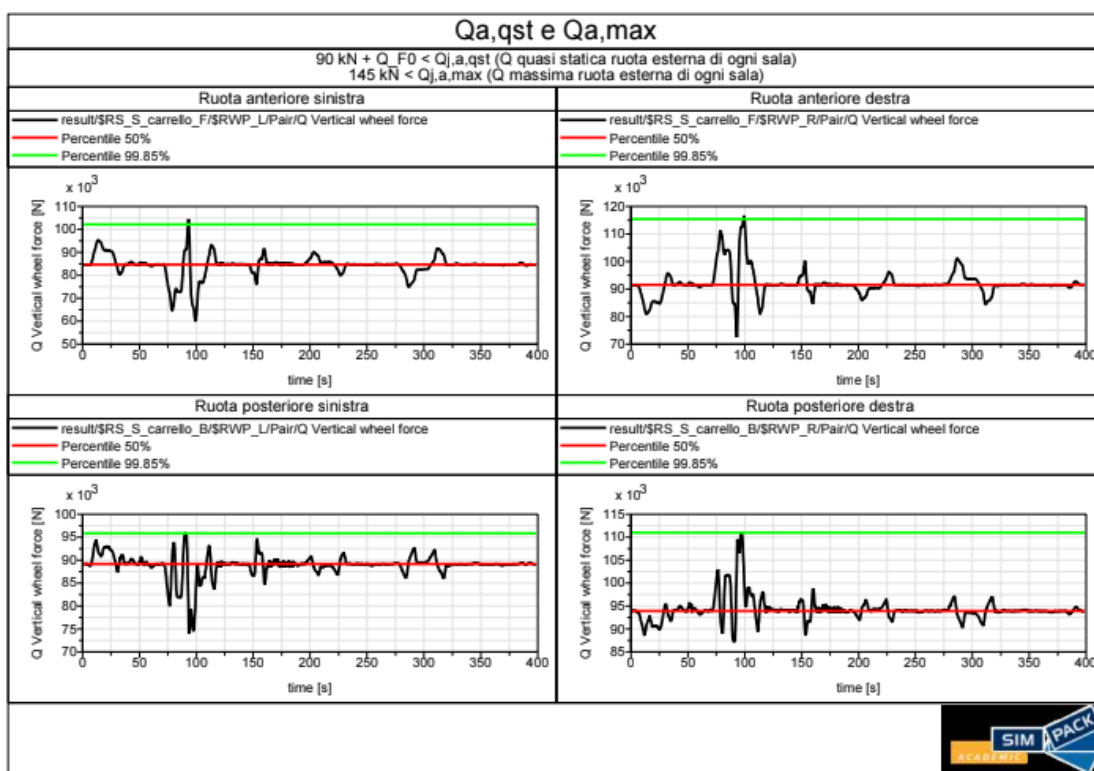


Figura 9.6: Risultati grafici $Q_{j,a,qst}$ e $Q_{j,a,max}$ del veicolo APV 520 SPAZIO 10 con scartamento 1668 mm.

9.4 Codice MATLAB del modello semplificato

```
clc; clear; close all;

%dati
r = 0.46;           % raggio ruota [m]
d = 1.734/2;        % scartamento efficace [m]
k = 1/20;           % conicità (pendenza)

%calcolo
L = 2 * pi * sqrt(d*r / k); %lunghezza d'onda
fmin = 0;            %frequenza minima
fmax = 4;            %frequenza massima
Vmin = L * fmin * 3.6; %velocità minima
Vmax = L * fmax * 3.6; %velocità massima
fmean = (fmin + fmax)/2; %f0

fprintf('Con f0 = %.2f Hz la velocità è compresa fra %.2f km/h (%.2f m/s) e\n', fmean, Vmin, Vmin/3.6, Vmax, Vmax/3.6);
fprintf('velocità corrispondente a f0 = 2 Hz = %.2f km/h (%.2f m/s) \n', (Vmax+Vmin)/2, (Vmax+Vmin)/7.2);
```