

POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
MECCANICA



TESI DI LAUREA MAGISTRALE

SIMULAZIONE DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI UN
VEICOLO TRANVIARIO STORICO RESTAURATO

Relatore

Prof. Nicola Bosso

Corelatori

Prof. Nicolò Zampieri

Ing. Matteo Magelli

Candidato

Federico Tripoli

a.a. 2023/2024

Ringraziamenti

Con questo elaborato si chiude un altro capitolo importante della mia vita: l'università.

Sembra così vicino il momento in cui ho varcato per la prima volta quell'atrio che avrei visto per così tanto tempo, ma in realtà sono già passati cinque anni. Devo ammettere che all'inizio ero molto spaventato all'idea di non riuscire a farcela, ma con impegno e sacrificio sono riuscito a raggiungere l'obiettivo e anche nei tempi giusti.

Sono stati cinque anni veramente duri, ma è anche grazie al supporto quotidiano di chi mi stava vicino che sono riuscito a superare tutto. È per questo motivo che ritengo fondamentale includerli all'interno del documento più importante di questo percorso.

Le prime persone da ringraziare sono i miei genitori, coloro che mi hanno dato la vita e non solo. Vi ringrazio per aver sempre creduto in me e nel mio potenziale, non facendomi mai mancare niente. Vi ringrazio anche per avermi fatto diventare una persona matura, preparandomi per il futuro che verrà.

Ti ringrazio, papà, per essere sempre stato la mia stella polare, per i consigli che non mi sono mai pentito di seguire e, soprattutto, per aver sempre creduto in me e in quello che facevo.

Ti ringrazio, mamma, per avermi sempre accudito e curato senza mai farmelo pesare, dandomi tutto ciò che ho sempre desiderato e facendomi diventare una persona completamente indipendente.

Devo ringraziare veramente tanto anche te, Leti, perché senza la tua presenza non sarei la persona matura che sono oggi. Sei sempre stata al mio fianco giorno dopo giorno, supportandomi e sopportandomi durante questi anni di università. Mi hai dimostrato tutto l'amore che provi e la passione che metti nel nostro rapporto. Insieme abbiamo raggiunto obiettivi che tante persone vorrebbero conseguire ma non ci riescono. Mi hai dimostrato quanto ti stai impegnando per migliorare, e ti prometto che io non sarò da meno, stando sempre al tuo fianco e sostenendoti in ogni tua piccola avventura.

Grazie, zia Anto, che fin da piccolo mi hai accudito e curato come una seconda mamma, dandomi sempre tutto ciò che desideravo. Mi hai dimostrato tutto il bene che mi vuoi, tanto che ti preoccupi più tu che la mamma. Grazie anche allo zio Max e alla zia Rita, che mi hanno sempre voluto bene proprio come uno zio fa con un nipote.

Un ringraziamento speciale va ai miei amatissimi nonni, che sin dai primi passi sono stati lì a farmi il tifo. Siete stati in grado di dimostrarmi tutto il bene e l'amore che un nonno deve dare a un nipote. Anche voi mi avete sempre dato tutto ciò che richiedevo, senza mai esitare.

Ti ringrazio, nonno Carmelo, per esserti sempre fatto in quattro per accontentarmi e mettendomi al primo posto in tutto. Grazie per tutto il bene e l'amore che mi hai dimostrato e mi dimostri ogni giorno. Grazie per aver condiviso con me la tua esperienza e sapienza, facendomi diventare un ragazzo educato.

Ti ringrazio, nonna Jolanda, anche tu mi hai sempre messo al primo posto, dandomi tutto l'amore e la cura che non potevo chiedere di più. Grazie per tutto.

Vi ringrazio, nonno Lino e nonna Angela, che siete andati via troppo presto per vedermi laureato, ma che comunque ogni giorno mi guardate da lassù, proteggendomi da tutto e da tutti. Siete e sarete per sempre le stelle più belle e splendenti del cielo.

Grazie a Mariagrazia, Carmelo, Davide e Assunta per tutto il bene e la felicità che mi state donando da sei anni. Ormai siete come una seconda famiglia per me.

Un grazie particolare anche a te, zio Nunzio, che anche se non ci vediamo mai, rimaniamo legati con un filo invisibile che attraversa tutta l'Italia. Lo stesso vale per tutta la famiglia allargata di Francavilla, che purtroppo incontriamo solo una volta all'anno, ma nel momento in cui siamo insieme viviamo emozioni forti e uniche.

Ci tengo infine a ringraziare l'Associazione Torinese Tram Storici, insieme al professor Bosso, al professor Zampieri e all'ing. Magelli, per avermi dato questa meravigliosa opportunità di lavorare su un pezzo di storia di una città importante come Torino. Spero che, in un futuro non troppo lontano, riuscirò a vedere la 614 circolare per le vie cittadine.

ABSTRACT

The restoration of historic trams is not only an operation of aesthetic and cultural preservation but also requires complex technical and engineering analyses to ensure the vehicle's safety and efficiency. This thesis focuses on the dynamic simulation of tram 614, a Turin tram from the 600 series restored by the Associazione Torinese Tram Storici (ATTS), using the multibody software SIMPACK. The goal of the thesis is to verify whether the main railway parameters, such as the $\frac{Y}{Q}$ ratio, the $\frac{DQ}{Q_0}$ coefficient and the limit gauge, fall within the values required by current regulations by analyzing the tram's behavior on the most critical sections of the Turin network. The data obtained from the software were analyzed in detail for each significant parameter.

The structure of the thesis begins with a brief introduction to the main components of a tram vehicle, providing the reader with the necessary basic knowledge. The second chapter describes ATTS and the main trams restored until today. The third chapter addresses the main problems related to railway dynamics, such as derailment, limit gauge, curve inscriptions, and wheel unloading. Next, the tram 614 is described in detail, followed by the setup of its components within the multibody software, including the addition of constraints and force elements that connect all the bodies. A section is also dedicated to the creation of the wheel and rail profiles, developed using MATLAB. The thesis continues with a description of the Turin tracks used in the simulation and concludes with an analysis of the results.

The results show that, despite the use of components from different trams and the necessary adaptations, the tram complies with the safety standards, keeping all parameters within regulatory limits. These results are essential for the homologation of tram 614 as a tourist vehicle, allowing it to be used as a "moving museum" through the streets of Turin.

SOMMARIO

Il restauro di tram storici non è solo un'operazione di preservazione estetica e culturale, ma richiede anche complesse analisi tecnico-ingegneristiche per assicurare la sicurezza e l'efficienza del veicolo. Questo elaborato è incentrato sulla simulazione dinamica della motrice 614, un tram torinese della serie 600 restaurato dall'Associazione Torinese Tram Storici (ATTS), utilizzando il software multibody SIMPACK. L'obiettivo della tesi è verificare se i principali parametri ferroviari, come il rapporto $\frac{Y}{Q}$, il coefficiente $\frac{DQ}{Q0}$ e la sagoma limite, rientrino nei valori imposti dalle normative vigenti, analizzando il comportamento del tram sui tratti più critici della rete di Torino. I dati ottenuti dal software sono stati analizzati in dettaglio per ogni parametro significativo.

La struttura dell'elaborato parte da una breve introduzione ai principali componenti di un veicolo tranviario, per fornire al lettore le conoscenze di base necessarie. Il secondo capitolo descrive l'ATTS e i principali tram restaurati fino a oggi. Nel terzo capitolo, vengono affrontati i principali problemi legati alla dinamica ferroviaria, come il deragliamento, la sagoma limite, l'iscrizione in curva e lo scaricamento delle ruote. Successivamente, viene descritta la motrice 614 in dettaglio, seguita dall'impostazione dei suoi componenti all'interno del software multibody, con l'aggiunta di vincoli ed elementi forza che mettono in relazione tutti i corpi. Un paragrafo è dedicato anche alla creazione dei profili delle ruote e delle rotaie, realizzati con MATLAB. La tesi prosegue con la descrizione dei tracciati di Torino utilizzati nella simulazione e si conclude con l'analisi dei risultati.

I risultati dimostrano che, nonostante l'utilizzo di componenti provenienti da tram diversi e gli adattamenti necessari, il tram rispetta gli standard di sicurezza previsti, mantenendo tutti i parametri all'interno dei limiti normativi. Questi risultati sono essenziali per l'omologazione della motrice 614 come mezzo turistico, permettendole di essere utilizzata come un "museo in movimento" per le strade di Torino.

Indice

Ringraziamenti	i
ABSTRACT	I
SOMMARIO	II
INDICE	III
ELENCO DELLE FIGURE	VII
ELENCO DELLE TABELLE	XI
1 INTRODUZIONE	1
2 STATO DELL'ARTE DEL SISTEMA TRANVIARIO	2
2.1 SALE MONTATE	2
2.1.1 ASSILE	3
2.1.2 RUOTE	3
2.2 BOCCOLE	5
2.3 GUIDE BOCCOLA	7
2.3.1 GUIDA PRISMATICA TRADIZIONALE (PARASALE)	8
2.3.2 GUIDA BOCCOLA A BRACCIO INTEGRATO	8
2.3.3 GUIDA BOCCOLA ELASTICA IN GOMMA	9
2.4 TELAIO CARRELLO	9
2.5 SOSPENSIONI PRIMARIE	11
2.6 SOSPENSIONI SECONDARIE	14
2.7 CASSA	16
2.8 COLLEGAMENTO CASSA - CARRELLO	17
2.9 ORGANI DI TRAZIONE	18
2.10 ORGANI DI FRENATURA	20
2.11 PANTOGRAFO	24
2.11.1 TROLLEY	25
3 ATTS: STORIA E RESTAURI	26
3.1 STORIA DI ATTS	26
3.2 RESTAURI DI ATTS	27
3.2.1 ATM TORINO 116	27

3.2.2	ATM BOLOGNA 201	27
3.2.3	ACEGAT TRIESTE 447	28
3.2.4	STEFER ROMA 312	29
3.2.5	ATM TORINO 502	30
3.2.6	2592 - 2595	30
4	PRINCIPALI PROBLEMI DINAMICI	31
4.1	IL TRACCIATO TRANVIARIO	31
4.2	PROBLEMA DEL DERAGLIAMENTO	32
4.3	SCARICAMENTO DELLE RUOTE	35
4.3.1	ACCELERAZIONE CENTRIPETA	35
4.4	ISCRIZIONE IN CURVA	38
4.4.1	DIFETTI DI LINEA	38
4.4.2	IMBARDATA	39
4.5	SAGOMA LIMITE	42
4.5.1	ROLLIO	44
4.6	CABRAGGIO	45
4.6.1	CABRAGGIO DELLA CASSA RISPETTO AL CARRELLO	45
4.6.2	CABRAGGIO DEL CARRELLO RISPETTO AL TRACCIATO	46
4.6.3	BECCHEGGIO	47
5	DESCRIZIONE DEL VEICOLO: ATM TORINO 614	49
5.1	STORIA DELLA "614"	49
5.2	STRUTTURA DEL VEICOLO	49
5.2.1	SALE MONTATE	50
5.2.2	BOCCOLE	52
5.2.3	TELAIO CARRELLO	52
5.2.4	SOSPENSIONI PRIMARIE	53
5.2.5	SOSPENSIONI SECONDARIE	54
5.2.6	CASSA	55
5.2.7	COLLEGAMENTO CASSA-CARRELLO	56
5.2.8	PANTOGRAFO	57
5.2.9	ORGANI DI TRAZIONE	58
5.2.10	ORGANI DI FRENATURA	58
6	SOFTWARE MULTIBODY: SIMPACK	60
6.1	REFERENCE SYSTEMS	61

6.2	BODY	61
6.3	MARKER	61
6.4	FORCE ELEMENTS	62
6.5	PRELOAD	63
6.6	TIME INTEGRATION	63
6.7	TRACK	63
6.7.1	HORIZONTAL	64
6.7.2	SUPERELEVATION	64
6.7.3	WIDENING	65
6.7.4	VERTICAL	65
6.8	RAIL-WHEEL PAIRS	66
7	IMPOSTAZIONE DEL MODELLO SU SIMPACK	67
7.1	SALE MONTATE	67
7.2	BOCCOLE	70
7.3	TELAIO CARRELLO	71
7.4	CASSA	72
7.5	SOSPENSIONI PRIMARIE	74
7.5.1	BUSHING CMP	74
7.6	SOSPENSIONI SECONDARIE	80
7.7	COLLEGAMENTO CASSA-CARRELLO	82
7.8	PANTOGRAFO	85
7.9	TRAZIONE	85
7.9.1	FORCE TORQUE EXPRESSION CMP	86
7.10	FRENATURA	88
7.11	PROFILI DI RUOTA E ROTAIA	89
7.11.1	PROFILO RUOTA	89
7.12	PROFILO ROTAIE	90
7.12.1	ROTAIE DI TORINO	90
7.12.2	IMPLEMENTAZIONE SU SIMPACK	90
8	TRACCIATI UTILIZZATI NELLA SIMULAZIONE	93
8.1	RONDÒ RIVELLA	94
8.2	PIAZZA SABOTINO	94
8.3	PIAZZA STATUTO	95
8.4	PIAZZA VITTORIO VENETO	95

8.5	PO - ACCADEMIA ALBERTINA	96
8.6	ABRUZZI - PESCHIERA	96
8.7	ARSENALE - VITTORIO	97
9	RISULTATI DELLA SIMULAZIONE	98
9.1	NORMA UNI EN 14363:2022	98
9.2	FILTRI PRESENTI NELLA NORMATIVA	100
9.2.1	FILTRO PASSA-BASSO (Tschebischeff)	100
9.2.2	FILTRO PASSA-BANDA (Tschebischeff)	101
9.2.3	MEDIA MOBILE	102
9.3	VALIDAZIONE DEL MODELLO	103
9.4	COEFFICIENTE DI SVIO (Y/Q)	105
9.4.1	Y/Q A 12 km/h	108
9.4.2	Y/Q a 10 km/h	111
9.4.3	Y/Q a 7 km/h	113
9.5	SCARICAMENTO RUOTE (DQ/Q0)	115
9.5.1	DQ/Q0 A 12 km/h	116
9.6	ISCRIZIONE IN CURVA (IMBARDATA)	118
9.6.1	IMBARDATA A 12 km/h	119
9.7	ROLLIO E SAGOMA LIMITE	121
9.7.1	ROLLIO	122
9.7.2	SAGOMA LIMITE	124
9.7.3	ARSENALE - VITTORIO	125
9.7.4	ACCADEMIA ALBERTINA - CORSO VITTORIO	127
9.7.5	VITTORIO - XX SETTEMBRE	129
9.8	BECHEGGIO DOVUTO AL CABRAGGIO	131
9.8.1	PARTENZA DA FERMO	133
9.8.2	FRENATURA DI SERVIZIO	134
9.8.3	FRENATURA DI EMERGENZA	135
9.8.4	FRENATURA DI EMERGENZA + RIPARTENZA	136
9.8.5	FRENATURA IN CURVA	137
10	CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI	139

Elenco delle figure

2.1	Tram serie 8000 in prova sulle strade torinesi	2
2.2	Assile ferroviario con ruote e dischi freno già montati	3
2.3	Ruota cerchiata	3
2.4	Ruota elastica SAB V60 (Feiveley)	4
2.5	Boccole a strisciamento Athermos	6
2.6	Boccole a corpi volventi cilindrici	6
2.7	Guida prismatica tradizionale vista dall'alto	8
2.8	Guida boccola a braccio integrato	8
2.9	Guida boccola elastica in gomma	9
2.10	Carrello tranviario moderno a pianale ribassato	10
2.11	Sospensione primaria a balestra, completa di parasale	11
2.12	Sospensione primaria a molle elicoidali, con guida boccola a cappello di carabiniere	11
2.13	Sospensione con blocchi in gomma	12
2.14	Caratteristica della forza non lineare elastica di una sospensione: (a) caratteristica rigida, (b) caratteristica morbida	13
2.15	Sospensioni secondarie con molle ad aria del treno ETR 104 (POP)	14
2.16	Smorzatori SPV, SSV e SSL in un carrello FIAT 7195	15
2.17	Vista dall'interno della cassa di un tram serie 8000	16
2.18	(sx) Vista laterale del collegamento tra due casse adiacenti di un tram, (dx) Vista dall'alto della giostra Urbinati	17
2.19	Carrello completo di motori di trazione	18
2.20	Linea aerea di contatto di una rete tranviaria	19
2.21	(sx) Funzionamento del freno a ceppi, (dx) Grafico dell'andamento delle due aderenze in base alla velocità	21
2.22	(a) Pattino elettromagnetico a flusso trasversale, (b) Pattino elettromagnetico a flusso longitudinale	22
2.23	Freno a disco tranviario montato direttamente sul fusello	23
2.24	Pantografo a parallelogramma (in alto), pantografo a compasso (in basso)	24
2.25	Tram 28 di Lisbona con alimentazione a trolley	25
3.1	Logo dell'associazione	26
3.2	Motrice ATM Torino 116	27
3.3	Motrice ATM Bologna 201	27
3.4	Motrice ACEGAT Trieste 447	28
3.5	Motrice STEFER Roma 312	29

3.6	Motrice ATM Torino 502	30
3.7	Motrice 2592	30
4.1	Sezione di una rotaia Phoenix	31
4.2	Posa delle rotaie Phoenix in Via Po (TO)	32
4.3	Effetto delle forze di contatto tra ruota e rotaia	32
4.4	Limite di Nadal al variare del coefficiente d'attrito e dell'angolo α	34
4.5	Compensazione di forza data dalla sopraelevazione in curva	37
4.6	Irregolarità di binario	38
4.7	Angolo di imbardata del veicolo	39
4.8	Iscrizione in curva dei carrelli a sterzata radiale	40
4.9	Modi di vibrare di un carrello a due assi: (a) imbardata in fase, (b) spostamento laterale in fase	41
4.10	Modi di vibrare di un carrello a due assi: (a) imbardata in antifase, (b) spostamento laterale in antifase	42
4.11	Esempi di sagome limite	42
4.12	Angolo di rollio del veicolo	44
4.13	Sistema antirollio	44
4.14	Cabbraggio della cassa rispetto al carrello	45
4.15	Cabbraggio della carrello rispetto al tracciato	46
4.16	Beccheggio del veicolo	47
5.1	Cassa della motrice 614 abbandonata nel parco	49
5.2	Rendering del complessivo della motrice 614	50
5.3	Tram 2717 in servizio (in alto), Sale dei tram serie 2700 (in basso)	51
5.4	Boccola della prima serie del tram 2700	52
5.5	Coppia di telai carrello della serie 2700	53
5.6	Sospensioni primarie a balestra utilizzate per il restauro	53
5.7	Sospensioni secondarie a balestra utilizzate per il restauro	54
5.8	Cassa della motrice 614 in fase di restauro	55
5.9	Trascinamento a quadrilatero di Watt	56
5.10	Pantografo da montare sulla motrice 614	57
5.11	Trasmissione utilizzata sui tram	58
5.12	Distributore D-3	59
6.1	Schema di funzionamento di un codice multibody	60
7.1	Sala_1 e Sala_2 in SIMPACK	67
7.2	Boccola in SIMPACK	70

7.3	Telaio carrello in SIMPACK	72
7.4	Cassa in SIMPACK	73
7.5	Pendino_1 (in alto) e Pendino_2 (in basso) in SIMPACK	76
7.6	Input function della rigidezza lungo l'asse X della sospensione primaria	78
7.7	Input function della rigidezza lungo l'asse Y della sospensione primaria	79
7.8	Input function della rigidezza lungo l'asse Y della sospensione secondaria	81
7.9	Trascinamento a quadrilatero di Watt in SIMPACK	82
7.10	Pantografo in SIMPACK	85
7.11	Input function di un'accelerazione generica	87
7.12	Input function di una frenatura generica	88
7.13	Profilo ruota della motrice 614	89
7.14	Profilo rotaia 60R2 (in alto) e 62R2 (in basso)	90
7.15	Cambio profilo della rotaia in SIMPACK	91
8.1	Rondò Rivella	94
8.2	Piazza Sabotino	94
8.3	Piazza Statuto	95
8.4	Piazza Vittorio Veneto	95
8.5	Incrocio tra Via Po e Via Accademia Albertina	96
8.6	Incrocio tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera	96
8.7	Curva tra Via Arsenale e Corso Vittorio Emanuele	97
9.1	Grafico $\frac{Y}{Q}$ non filtrato contenente errori numerici	98
9.2	Schema di filtraggio previsto dalla norma UNI EN 14363 [1]	99
9.3	Impostazione del filtro passa-basso in SIMPACK	100
9.4	Impostazione del filtro passa-banda in SIMPACK	101
9.5	Impostazione della media mobile in SIMPACK	102
9.6	Profilo ruota S1002 (in alto) e rotaia UIC60 (in basso)	103
9.7	Fattore $\frac{Y}{Q}$ con profili UIC60 e S1002	103
9.8	Punti di contatto con profili UIC60 e S1002	103
9.9	Curva all'uscita del deposito San Paolo	106
9.10	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra l'uscita dal deposito San Paolo e Via Monginevro a 12 km/h	107
9.11	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Vittorio Veneto a 12 km/h	109
9.12	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Statuto a 12 km/h	110
9.13	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Statuto a 10 km/h	111
9.14	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra Corso Duca e Corso Peschiera a 10 km/h	112

9.15	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Statuto a 7 km/h	113
9.16	Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra Via Arsenale e Corso Vittorio a 7 km/h	114
9.17	Andamento del coefficiente $\frac{DQ}{Q_0}$ simulato su Rondò Rivella inversione Corso Regio Parco a 12 km/h	116
9.18	Andamento del coefficiente $\frac{DQ}{Q_0}$ simulato sulla rotonda tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera a 12 km/h	117
9.19	Imbardata della cassa simulata tra Via Po e Via Accademia Albertina a 12 km/h	119
9.20	Imbardata delle sale simulata in Piazza Sabotino a 12 km/h	120
9.21	Comportamento della ruota su un tracciato dritto	121
9.22	Comportamento della ruota su un tracciato curvo	121
9.23	Angolo di rollio ϕ di cassa e carrello nella rotonda tra Corso Duca e Corso Peschiera	123
9.24	Portico di Via Arsenale	125
9.25	Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Arsenale- Vittorio	126
9.26	Albero tra Via Accademia Albertina e Corso Vittorio Emanuele	127
9.27	Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Accademia- Vittorio	128
9.28	Portico tra Corso Vittorio Emanuele e Via XX Settembre	129
9.29	Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Vittorio- XX Settembre	130
9.30	Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con partenza da fermo	133
9.31	Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di servizio	134
9.32	Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza	135
9.33	Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza e successiva ripartenza	136
9.34	Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza in curva	137

Elenco delle tabelle

1	Momenti d'inerzia, Centri di Gravità e masse di Sala_1 e Sala_2	68
2	Momenti d'inerzia, Centri di Gravità e masse delle boccole	70
3	Momenti d'inerzia, Centro di Gravità e massa del telaio carrello	71
4	Momenti d'inerzia, Centro di Gravità e massa della cassa	72
5	Rigidezze e smorzamenti delle sospensioni primarie	76
6	Rigidezze e smorzamenti delle sospensioni secondarie	80
7	Lunghezze delle clotoidi al variare del raggio	93

1 INTRODUZIONE

I tram storici rappresentano non solo un mezzo di trasporto, ma veri e propri testimoni di un'epoca passata, dove la tecnologia e l'arte si incontrano sulle rotaie. Il restauro di questi veicoli non è solo un atto di preservazione tecnica, ma un viaggio nel tempo, che riporta in vita l'eleganza e il fascino di un patrimonio che continua a scorrere nelle strade delle nostre città.

[2] Il trasporto pubblico torinese ebbe inizio nel 1846 con l'introduzione degli omnibus, carrozze a cavalli viaggianti su strada. Tuttavia, è nel 1872 che a Torino prese il via il servizio di ferrovia cittadina trainata da cavalli. Nel 1897 fu avviata l'elettrificazione della rete urbana, portando alla realizzazione dei primi tram elettrici e a una notevole espansione della rete. Dopo la Prima Guerra Mondiale, l'ATM (Azienda Tranviaria Municipale) assunse la gestione del trasporto pubblico torinese, amministrando una rete di 27 linee su 144 km, e durante questo periodo vennero costruiti i primi tram moderni a carrelli. La rete tranviaria continuò a crescere fino agli anni Cinquanta, periodo in cui questa tipologia di trasporto subì un brusco declino a causa dell'aumento dei veicoli a motore come gli autobus. A partire dal 1973, con la crisi petrolifera e una crescente sensibilità verso le questioni ambientali, si riscoprì il valore del trasporto su rotaia. Questo portò al rinnovamento delle vecchie linee e del materiale rotabile, processo che continua ancora oggi con l'immissione dei nuovi tram della serie 8000 prodotti da Hitachi Rail.

Per preservare i tram storici come parte integrante del patrimonio culturale torinese, l'ATTS (Associazione Torinese Tram Storici) si è impegnata nel restauro di questi veicoli, riportandoli all'antico splendore. L'associazione organizza tour turistici sui loro mezzi ed eventi per permettere al pubblico di riscoprire il fascino di questi tram del passato. Dal 2023, con il sostegno della Cassa di Risparmio di Torino e di GTT, l'ATTS ha avviato il restauro di un tram della serie 600, la motrice 614.

La motrice 614, costruita alla fine degli anni Venti nelle officine ATM di Torino, aveva una livrea rosso-crema e rimase in servizio fino ai primi anni Sessanta, quando venne dismessa per recuperare alcune sue parti, poi riutilizzate nella costruzione dei tram pulisci binari. L'unico componente sopravvissuto fu la cassa, che venne conservata in un parco lungo il Po, nella provincia di Alessandria. Nel 2013, ATTS acquisì la cassa con l'intenzione di restaurarla. Tuttavia, poiché molti componenti originali mancavano, è stato necessario ricorrere a pezzi di altre serie di tram simili a quelli della serie 600, per completare il restauro. Nel mentre che procede il restauro, ATTS ha collaborato con il Politecnico di Torino, che attraverso simulazioni dinamiche eseguite con il software multibody SIMPACK ha valutato la possibilità di rimettere in servizio la motrice 614 per scopi turistici, come simbolo di una storia che torna a vivere nelle strade torinesi.

2 STATO DELL'ARTE DEL SISTEMA TRANVIARIO

I tram sono veicoli a guida vincolata, ciò significa che l'unico tracciato su cui possono circolare sono le rotaie, le quali possono essere integrate su strade o in percorsi esclusivi. La maggior parte dei tram è alimentata elettricamente tramite linee aeree, un sistema che permette di ridurre le emissioni di gas inquinanti, contribuendo così a migliorare la qualità dell'aria nelle città. Principalmente i tram vengono utilizzati come mezzo di trasporto urbano ed extraurbano. [3]

Una singola linea tranviaria può arrivare a co-

prire distanze non superiori ai 20 km, in modo tale da avere portate intorno ai 2000 passeggeri all'ora per direzione di marcia. La velocità massima a cui può arrivare un tram è di 100 km/h, ma in realtà circola a velocità molto più basse (intorno ai 25-30 km/h) a causa della promiscuità del tracciato con le automobili e ad una distanza tra le fermate ravvicinata, che non consente al tram di raggiungere velocità abbastanza elevate. Inoltre, i convogli sono ridotti di dimensione a causa della circolabilità in città e i tram più moderni possiedono un pianale ribassato per il facile imbarco dei passeggeri. La trazione è distribuita su tutte le carrozze. La fisionomia del veicolo è composta da diversi componenti, che verranno spiegati nei sottocapitoli seguenti.



Figura 2.1: Tram serie 8000 in prova sulle strade torinesi

2.1 SALE MONTATE

La sala montata è l'organo che consente il movimento del veicolo tranviario e ferroviario. E' la parte più importante della vettura in quanto deve sostenere il peso di tutti i componenti. Essa è costituita da:

- Un assile;
- Due ruote;

2.1.1 ASSILE

L'assile è l'elemento che collega le due ruote tra loro e allo stesso tempo unisce il tutto al telaio carrello tramite le boccole. Solitamente l'assile è ottenuto per forgiatura e viene realizzato con diversi diametri per consentire il montaggio dei componenti come ruote dentate, dischi freno e le ruote stesse.

Le parti principali dell'assile sono:

- Corpo centrale, su cui vengono alloggiati i dischi freno e le ruote dentate;
- Sezione di caletto, su cui vengono forzate le ruote;
- Fuselli, su cui vengono calettati i cuscinetti;

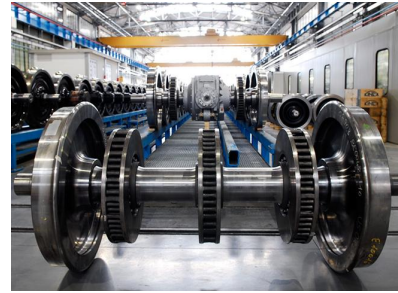


Figura 2.2: Assile ferroviario con ruote e dischi freno già montati

2.1.2 RUOTE

Le ruote sono fondamentali per il contatto con la rotaia e devono essere realizzate con materiali particolarmente resistenti per sopportare le sollecitazioni di contatto hertziano. Si suddividono in tre tipologie principali: ruote cerchiate, monoblocco (meno diffuse) ed elastiche, quest'ultime largamente impiegate nel contesto urbano. Le ruote cerchiate sono composte da:

- Mozzo ruota, dove si ha il caletto con l'assile;
- Cerchione, ovvero la porzione esterna di ruota dove si ha il contatto ruota-rotaia. Questo componente deve essere fissato sulla corona con interferenza;
- Corona o cartella che collega il cerchione al mozzo;

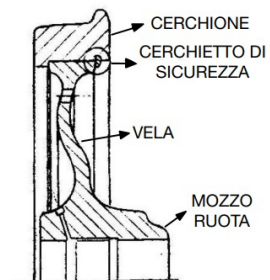


Figura 2.3: Ruota cerchiata

Normalmente, per prevenire il rischio che il cerchione si sfili durante il movimento, viene impiegato un cerchietto di sicurezza. I cerchioni, progettati per resistere a usura, sono fabbricati in acciaio ad alta resistenza con un elevato tenore di carbonio e manganese. Le ruote monoblocco, invece, sono realizzate da un unico pezzo. Sebbene non siano comunemente impiegate in ambito urbano, trovano larga applicazione principalmente nel settore ferroviario.

Le ruote elastiche, conosciute anche come "Resilient Wheels" (figura 2.4), sono utilizzate esclusivamente in contesti urbani. Queste ruote presentano un tassello in gomma situato tra il mozzo e il cerchione, il che comporta sia vantaggi che svantaggi.

I principali vantaggi dell'utilizzo di tasselli in gomma sono:

- Una notevole riduzione di rumore;
- Lo smorzamento delle vibrazioni;
- Una minore sollecitazione sul mozzo ruota e sugli assili, grazie all'elasticità della gomma;

Mentre presenta i seguenti svantaggi:

- L'invecchiamento precoce della gomma;
- Una minore capacità di carico;
- L'utilizzo di una frenatura a ceppi causa riscaldamenti eccessivi sulla ruota andando così a fondere il tassello in gomma;

Le ruote elastiche si distinguono dalle altre per la facilità di sostituzione degli elastomeri in gomma, grazie ai bulloni e agli anelli che possono essere smontati senza difficoltà. L'inserimento dei tasselli in gomma tra il cerchione e il mozzo impedisce però il contatto diretto tra il veicolo e i binari, evitando di chiudere il circuito e compromettendo il funzionamento della vettura. Per risolvere questo problema, vengono utilizzati dei ponticelli metallici, rappresentati in blu in figura 2.4.

Tutte le ruote descritte presentano un centro ruota con una morfologia a forma di S, nota come "vela", indicata in figura 2.3. Questa forma aiuta a ridurre l'effetto di intaglio sulla ruota causato dalla flessione. La curvatura a forma di S conferisce una maggiore rigidità strutturale, ma può comportare problemi di vibrazioni se la geometria subisce piccole variazioni.



Figura 2.4: Ruota elastica SAB V60 (Feiveley)

Le ruote vengono montate sugli assili con interferenza. Il processo di calettamento può avvenire in due modi:

- A caldo (200°C), mettendo le ruote in appositi forni oppure posizionando gli assili in ambienti refrigerati;
- A freddo tramite presse particolari, che misurano la forza di calettamento;

Dopo il montaggio del mozzo sull'assile segue una prova di pressatura.

La sala montata è il componente più sollecitato e può rompersi a causa di vari fattori, come stress sul fusello, sul corpo centrale o per fatica delle ruote. È soggetta a carichi che producono momenti flettenti: simmetrici quando il veicolo è in rettilineo e asimmetrici durante le curve. Durante il montaggio delle ruote, è fondamentale mantenere una precisa distanza tra di esse, poiché le rotaie hanno una distanza fissa, conosciuta come scartamento. Il mancato rispetto dello scartamento può provocare il deragliamentò del veicolo.

Attualmente, solo poche aziende producono sale montate, e visto l'importanza di questo componente, è essenziale effettuare manutenzioni periodiche. Queste includono verifiche tramite tecniche ad ultrasuoni e misurazioni della geometria dell'assile e delle ruote. Se uno di questi controlli non viene superato, è prevista la sostituzione della sala montata.

2.2 BOCCOLE

Le boccole sono componenti cruciali nel sistema tranviario, poiché collegano le sale montate alle sospensioni primarie, a loro volta collegate al telaio carrello. Questi elementi servono a smorzare le vibrazioni meccaniche e i carichi dinamici, contribuendo a una marcia più fluida e riducendo l'usura delle parti meccaniche. Il loro compito principale è creare un movimento relativo tra il fusello dell'assile e gli elementi di sospensione e devono essere regolarmente lubrificate per prevenire il grippaggio delle parti. Le boccole si possono classificare in due categorie: a strisciamento e a corpi volventi.

Le boccole a strisciamento [3] presentano diversi vantaggi: riadattano il fusello nel caso siano presenti delle usure grazie allo strisciamento tra i due corpi, permettono un movimento laterale degli assili e hanno un costo relativamente basso. Tuttavia, presentano anche alcuni svantaggi, come l'aumento della temperatura a velocità elevate e un elevato coefficiente di attrito all'avvio, causato dallo strisciamento. A velocità elevate, il supporto degli assili può risultare insufficiente, ma questo problema può essere compensato con l'uso di olio in pressione. Le boccole a strisciamento sono esposte in figura 2.5

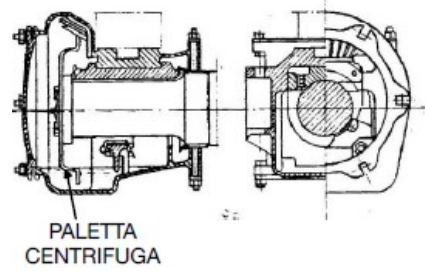


Figura 2.5: Boccole a strisciamento Athermos

Le boccole a corpi volventi (figura 2.6) sono preferibili in molti casi perché offrono un attrito ridotto e permettono di raggiungere alte velocità. Tuttavia, sono più complesse da realizzare e più costose rispetto alle boccole a strisciamento. I corpi volventi possono essere cilindrici o conici: i cilindrici



Figura 2.6: Boccole a corpi volventi cilindrici

cilindrici hanno un attrito inferiore e supportano carichi maggiori, ma i carichi assiali sono sostenuti dagli orletti. I conici, invece, possono gestire carichi maggiori ma presentano un attrito più elevato. La durata delle boccole dipende da diversi fattori, tra cui il materiale e il carico applicato. Una manutenzione regolare è fondamentale per assicurare il loro corretto funzionamento. Le boccole possono degradarsi nel tempo a causa dell'uso continuo e delle condizioni ambientali, come l'esposizione agli agenti atmosferici e agli oli lubrificanti. Pertanto, è importante monitorare il loro stato e sostituirle quando necessario per prevenire problemi meccanici e garantire la sicurezza del sistema tranviario.

Nei sistemi tranviari e ferroviari è comune trovare due possibili configurazioni:

- Ruota interna - boccola esterna;
- Ruota esterna - boccola interna;

Nella configurazione ruota interna - boccola esterna si ha una miglior stabilità durante la marcia, ma le rigidità delle sospensioni sono più elevate a causa di una rigidità torsionale più alta. Questo porta al sovraccaricamento dell'assile usurandolo maggiormente.

Nella configurazione ruota esterna - boccola interna si hanno rigidzze più basse con un notevole miglioramento dei modi di vibrare, ma una stabilità di marcia più bassa a causa dell'interasse tra le sospensioni più piccolo.

Le soluzioni descritte sopra hanno la necessità di uno spazio abbastanza grande per essere realizzate, creando così dei carrelli ingombranti. Questo porta ad avere uno spazio interno del veicolo ridotto e un piano di calpestio più alto, non consentendo l'accesso a persone con difficoltà motorie. Nei tram più moderni si cercano soluzioni adeguate all'abbattimento dei vincoli architettonici, realizzando il pavimento al livello delle banchine e lasciando spazi più larghi all'interno della vettura. Viene abbandonata la struttura originale dell'assile lasciando solo i fuselli esterni, e al posto del corpo centrale viene inserito un telaio ribassato. A causa del mancato spazio, la boccola viene inserita all'interno della ruota, che possiede una cava apposita per lo scopo. Le ruote diventano quindi indipendenti, perciò è necessario disporre un disco freno e un motore per ciascun lato. [3]

2.3 GUIDE BOCCOLA

Le guide boccola sono componenti posti tra la boccola, che insieme alle sale forma la parte non sospesa del veicolo, e il telaio carrello, che fa parte delle masse semplicemente sospese. Questo componente viene largamente utilizzato in campo ferroviario, mentre nei tram vengono impiegati solo in alcuni casi. La funzione delle guide boccola è di permettere tutti i movimenti necessari per garantire il corretto funzionamento del veicolo, assicurando una connessione dinamica e flessibile tra le parti sospese e non sospese. In particolare consente i seguenti movimenti:

- 8-10 cm in verticale. E' necessaria una grande escursione, dovuta agli sghembi di binario, ma deve comunque guidare il carrello durante il moto in curva;
- Alcuni mm in laterale, poichè sono già presenti le boccole che limitano gli spostamenti;
- Decimi di mm in longitudinale, altrimenti si avrebbe un pendolamento delle sale indesiderato;

In seguito verranno descritte solo le tipologie di guide boccola più utilizzate in campo tranviario.

2.3.1 GUIDA PRISMATICA TRADIZIONALE (PARASALE)

I parasale [3] sono elementi aggiuntivi del carrello progettati per limitare i movimenti laterali e longitudinali della boccola, disponendosi ai lati di quest'ultima con un certo gioco. Un tempo erano comuni nei veicoli, ma oggi si trovano solo nelle vetture storiche, poiché sono stati sostituiti da guide boccola più moderne ed efficienti. Una volta installata la boccola, si aggiungeva un tirantino alle estremità dei parasale, per evitare che si generassero sollecitazioni alla base delle guide prismatiche. Le superfici di contatto con la boccola venivano spesso protette dall'usura con piastre in acciaio al manganese o con tasselli in gomma. Quest'ultima soluzione permetteva di ottenere diverse rigidzze a seconda della direzione, ma col tempo le proprietà della gomma tendevano a deteriorarsi. In alcuni veicoli, esistono guide prismatiche che entrano all'interno delle molle elicoidali della sospensione primaria, riducendo così l'usura delle superfici a contatto.

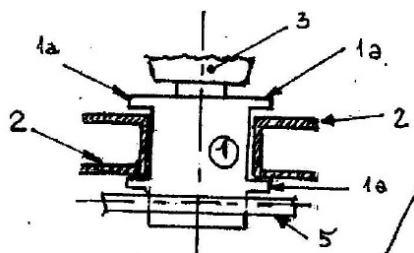


Figura 2.7: Guida prismatica tradizionale vista dall'alto

2.3.2 GUIDA BOCCOLA A BRACCIO INTEGRATO

Questa tipologia di guida boccola [3], sviluppata da FIAT Ferroviaria, è caratterizzata da una barra metallica integrata alla boccola e collegata al telaio carrello tramite un perno e un tassello in gomma chiamato "silent block". Il sistema consente la rotazione laterale delle sale, migliorando l'iscrizione in curva. Il braccio permette di ottenere i movimenti necessari durante l'esercizio senza bisogno di parasale, eliminando il

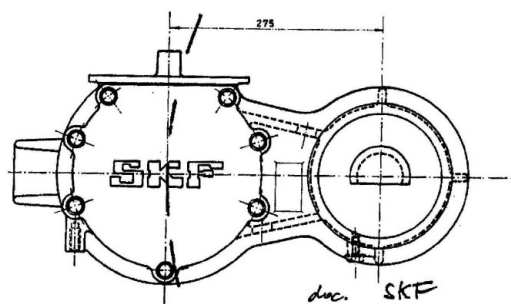


Figura 2.8: Guida boccola a braccio integrato

rischio di usura di questi componenti. La sospensione primaria utilizza una molla elicoidale posizionata al di sopra di una delle due estremità del braccio, dotata di tasselli in gomma alle estremità per prevenire lo spiattellamento causato dal contatto hertziano. In parallelo alla molla può essere installato uno smorzatore, che contribuisce a migliorare il comfort di marcia, attenuando le irregolarità del tracciato e offrendo una guida più fluida.

2.3.3 GUIDA BOCCOLA ELASTICA IN GOMMA

Utilizzate principalmente nei sistemi tranviari, metropolitani e nei veicoli ad alta velocità, queste guide boccola sono realizzate con un tassello cilindrico in gomma a sezione variabile. La geometria variabile è studiata per garantire una rigidità lineare, adattandosi meglio alle sollecitazioni durante l'esercizio. La gomma non solo offre flessibilità e capacità di smorzamento delle vibrazioni, ma riduce anche l'attrito tra le superfici a contatto, migliorando così la durabilità e il comfort di marcia. [3]

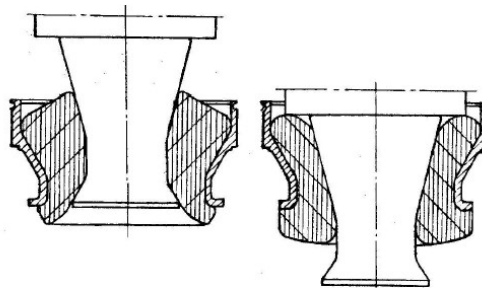


Figura 2.9: Guida boccola elastica in gomma

2.4 TELAIO CARRELLO

I carrelli rappresentano un componente fondamentale nei tram, poiché costituiscono la struttura portante e responsabile del movimento del veicolo. Nel tempo, la progettazione e costruzione dei carrelli è stata affinata per migliorare le prestazioni, la stabilità e il comfort di marcia. I carrelli fanno parte della cosiddetta struttura "semplicemente sospesa" del veicolo, poiché sono sostenuti esclusivamente dalle sospensioni primarie.

Il telaio carrello è costituito da:

- Due longheroni paralleli alla direzione di marcia del veicolo;
- Due traverse che collegano i longheroni, formando una "O" oppure una "H" in base alla disposizione di questi ultimi;
- Una guida boccola per ogni ruota (non presenti su tutti i carrelli);
- Un sistema di collegamento tra cassa e carrello;
- Due tamponi laterali per evitare un rollio troppo elevato;



Figura 2.10: Carrello tranviario moderno a pianale ribassato

Il carrello del tram [4] ospita sia il sistema di trazione che il sistema frenante. Il sistema frenante comprende gli elementi frenanti, come ceppi o dischi e l'impianto che li aziona, che può essere pneumatico o elettrico. Inizialmente, i tram erano composti da una motrice tranviaria a due assi rigidamente collegati a questa, a cui erano agganciati gli altri vagoni, anch'essi a due assi. Con il tempo, la progettazione è evoluta verso vetture costruite su un unico telaio, montato su due assi a passo corto. Questo design è stato adottato per migliorare la manovrabilità e adattarsi meglio alle strette curve delle linee tranviarie urbane. Questo tipo di carrello a due assi a passo corto è rimasto a lungo la soluzione standard per i tram.

Più recentemente, sono stati introdotti carrelli a tre o quattro assi, che permettono di aumentare la capacità di trasporto e la stabilità di marcia, soprattutto per i tram a pianale ribassato, più grandi e pesanti.

I carrelli di tipo tranviario, dovendo percorrere tratti urbani, compiono curve molto strette (solitamente raggi da 15 m in su). Sono quindi soggetti a slittamenti laterali tra la superficie della ruota rispetto alla rotaia oltre che al possibile strisciamento del bordino sulla controrotaia, potendo causare un fastidioso stridio. L'origine del fenomeno [5] risiede nell'entità dell'angolo di battuta che si verifica in curva fra la ruota anteriore esterna ed il binario esterno, significativo dell'entità del "travesamento" del carrello rispetto al binario nei quattro punti di contatto ruota rotaia. Tanto più alto sarà il valore dell'angolo di battuta tanto più elevata sarà l'entità dello strisciamento laterale delle ruote rispetto al binario e pertanto della possibilità di innesco dello "stick-slip loop" tra le superfici in contatto di ruota e rotaia e quindi della loro messa in risonanza acustica.

E' possibile contrastare questo effetto adottando diverse strategie:

- Diminuire il coefficiente di attrito dinamico tra i materiali in contatto tra ruota e rotaia;
- Provvedere le ruote di tamponature in grado di modificarne la loro frequenza di risonanza portandola a valori più elevati del "lateral creep";
- Adottare in curva rotaie con scanalatura maggiorata (al fine di evitare lo strisciamento del bordino sulla controrotaia);
- Adottare ruote di diametro contenuto, nonché carrelli con passo contenuto, per favorire l'iscrizione in curva del carrello;
- Adottare carrelli sterzanti (con sterzata attiva o passiva) in grado di ridurre l'angolo di battuta in curva ed evitare lo strisciamento del bordino sulla controrotaia;

2.5 SOSPENSIONI PRIMARIE

Le sospensioni primarie svolgono un ruolo importante per garantire una marcia fluida e una buona stabilità, assorbendo le irregolarità del binario. Esse si trovano tra il telaio carrello e le boccole. Inizialmente le sospensioni erano a balestra, ovvero lamine di acciaio chiamate "foglie" posizionate l'una sull'altra, le quali vengono rappresentate in figura 2.11. Il funzionamento di queste molle consiste nel flettere le foglie tramite una sollecitazione esterna e subire uno strisciamento relativo che crea un attrito, creando uno smorzamento. Solitamente le balestre sono collegate al telaio carrello con degli anelli, chiamati "pendini", che consentono alla sospensione di possedere rigidzze diverse nelle varie direzioni.

Lo scopo è quello di consentire alla sala montata di muoversi verso l'alto e verso il basso rispetto al telaio, e uno dei modi più semplici per farlo è quello di alloggiare ciascuna boccola, libera anch'essa di scorrere verso l'alto e verso il basso, solitamente tra i parasale.

Al giorno d'oggi [6] queste tipologie di molle non vengono più utilizzate sui veicoli ferroviari di linea perchè in frenata la boccola preme con forza sul parasale, creando usura per scorrimento tra le superfici e una rottura per fatica causata da sollecitazioni di flessione ripetute alla base del parasale. Tuttavia, questo tipo di sospensioni è ancora utilizzato su mezzi storici o restaurati.



Figura 2.11: Sospensione primaria a balestra, completa di parasale



Figura 2.12: Sospensione primaria a molle elicoidali, con guida boccola a cappello di carabinieri

Nei veicoli ferroviari moderni si utilizzano altre tipologie di sospensioni. La più conosciuta tra tutte è la molla elicoidale (figura 2.12), collegata direttamente alla boccola oppure alla guida boccola.

Un'altra tipologia di sospensione è quella con blocchi di gomma [6], realizzati con elementi di gomma alternati a lamine di acciaio che lavorano a taglio. Questa soluzione viene utilizzata principalmente in campo tranviario e metropolitano, per la possibilità di differenziare le rigidità nelle varie direzioni grazie alla rigidità variabile della gomma. Oltre al movimento verticale, il blocco di gomma fornisce una certa flessibilità laterale che può migliorare la qualità della corsa. Va notato che ogni sistema prevede il movimento in direzione verticale, ma anche una libertà di movimento molto minore in longitudinale e in laterale, in modo che la sala possa sterzare in curva. Questa libertà aggiuntiva può essere garantita da un montaggio flessibile della boccola.



Figura 2.13: Sospensione con blocchi in gomma

La ricerca [7] ha dimostrato che la riduzione della rigidità delle sospensioni migliora le prestazioni dinamiche dei veicoli ferroviari, a condizione che tutti gli altri parametri rimangano invariati. In generale, una bassa rigidità delle sospensioni comporta accelerazioni più basse, ma le considerazioni pratiche illustrano che tra le condizioni di vuoto e di carico ci sia una notevole somiglianza. Inoltre, è necessario considerare la percezione umana delle vibrazioni su una gamma di frequenze. Per i veicoli passeggeri, la frequenza di vibrazione della cassa è generalmente compresa tra 0,9 e 1,2 Hz, mentre per i carri merci questa frequenza può salire a 2,5 Hz in condizioni di carico e fino a 4 Hz in condizioni di vuoto.

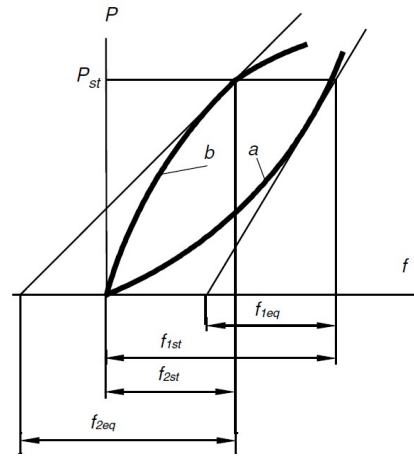


Figura 2.14: Caratteristica della forza non lineare elastica di una sospensione: (a) caratteristica rigida, (b) caratteristica morbida

Per evitare eccessive deflessioni, le moderne sospensioni utilizzano molle non lineari che forniscono una rigidità ottimale in prossimità della deflessione statica corrispondente al carico richiesto. In questi elementi (Figura 2.14), le oscillazioni dinamiche si manifestano intorno a una posizione di equilibrio determinata dalla forza statica.

Per stimare la frequenza di oscillazione in questo caso si utilizzano la rigidità equivalente e lo spostamento equivalente:

$$c_{eq} = \frac{dP}{df}; \quad f_{eq} = \frac{P_{st}}{c_{eq}}; \quad (2.1)$$

dove c_{eq} è la rigidità equivalente, P_{st} è la forza statica applicata sulla molla e f_{eq} è lo spostamento equivalente.

In una sospensione rigida (figura 2.14-a) $f_{1eq} < f_{1st}$, mentre in una sospensione morbida (figura 2.14-b) $f_{2eq} > f_{2st}$, dove f_{st} è lo spostamento statico che subisce la molla quando viene applicato P_{st} . Nei carrelli moderni, affiancati alle sospensioni sono presenti degli smorzatori oleodinamici che attenuano i movimenti repentini causati per esempio da irregolarità di tracciato. Solitamente sono presenti quattro smorzatori verticali disposti tra telaio carrello e boccola, che vengono chiamati Smorzatori Primari Verticali (SPV) e vengono posizionati in parallelo alle molle. Per comprendere al meglio la posizione degli smorzatori, viene mostrata un'immagine contenente sia quelli appartenenti alle sospensioni primarie, sia quelli appartenenti alle secondarie, in figura 2.16 del paragrafo 2.6

2.6 SOSPENSIONI SECONDARIE

Le sospensioni secondarie nei veicoli ferroviari e tranviari sono cruciali per garantire un viaggio confortevole per i passeggeri. Esse assorbono le irregolarità del tracciato e isolano la carrozzeria dalle sollecitazioni trasmesse dal carrello. A differenza delle sospensioni primarie [6], che si trovano tra il carrello e le sale montate, le sospensioni secondarie sono posizionate tra il carrello e la carrozzeria del veicolo. Queste sospensioni offrono flessibilità sia verticale che laterale, permettendo al carrello di spostarsi lateralmente rispetto alla carrozzeria per adattarsi ad eventuali irregolarità delle rotaie, riducendo l'impatto sulle persone e sui carichi, migliorando il comfort di viaggio. Le molle secondarie sono progettate per gestire le perturbazioni a basse frequenze, con una frequenza naturale di circa 1 Hz. In generale, molle più morbide sono preferibili per una migliore ammortizzazione.

Per molti anni le molle elicoidali e le molle a balestra sono state la scelta preferita per i veicoli passeggeri, ma hanno una rigidità approssimativamente uniforme per la maggior parte della corsa della sospensione, in modo che ogni incremento di carico produca un aumento proporzionale della deflessione. E' preferibile però che le sospensioni secondarie posseggano una rigidità variabile al variare del carico, in modo tale che



Figura 2.15: Sospensioni secondarie con molle ad aria del treno ETR 104 (POP)

si riesca a mantenere un equilibrio tra stabilità e comfort. Per quanto riguarda i veicoli passeggeri, le molle ad aria rappresentate in figura 2.15 sono oggi le preferite. Pur essendo più complicate delle sospensioni a molla elicoidale, sono molto più leggere e possono essere configurate in modo da mantenere automaticamente il veicolo a un'altezza costante sopra le rotaie, indipendentemente dal carico. La rigidità può essere variata sotto il controllo di un microprocessore e il canotto in gomma può adattarsi a un certo grado di deflessione laterale e verticale. Inoltre, può anche essere adattato per fornire smorzamento.

Un approccio sempre più diffuso è quello di utilizzare sospensioni attive o semi-attive, che sfruttano attuatori controllati elettronicamente per adattare il comportamento della sospensione alle condizioni di marcia. Queste soluzioni avanzate permettono di ottenere prestazioni superiori rispetto alle sospensioni passive tradizionali, mantenendo elevati standard di comfort anche alle velocità più elevate. [8] [9]

Anche nel caso delle sospensioni secondarie, per attenuare le vibrazioni nocive per il comfort dei passeggeri vengono inseriti degli smorzatori oleodinamici, anch'essi posizionati in parallelo alle molle. Vengono disposti due smorzatori verticali e laterali al centro del carrello, uno per fiancata. Sono chiamati rispettivamente "Smorzatore Secondario Verticale" (SSV) e "Smorzatore Secondario Laterale" (SSL). In figura 2.16 sono rappresentati gli smorzatori delle sospensioni.

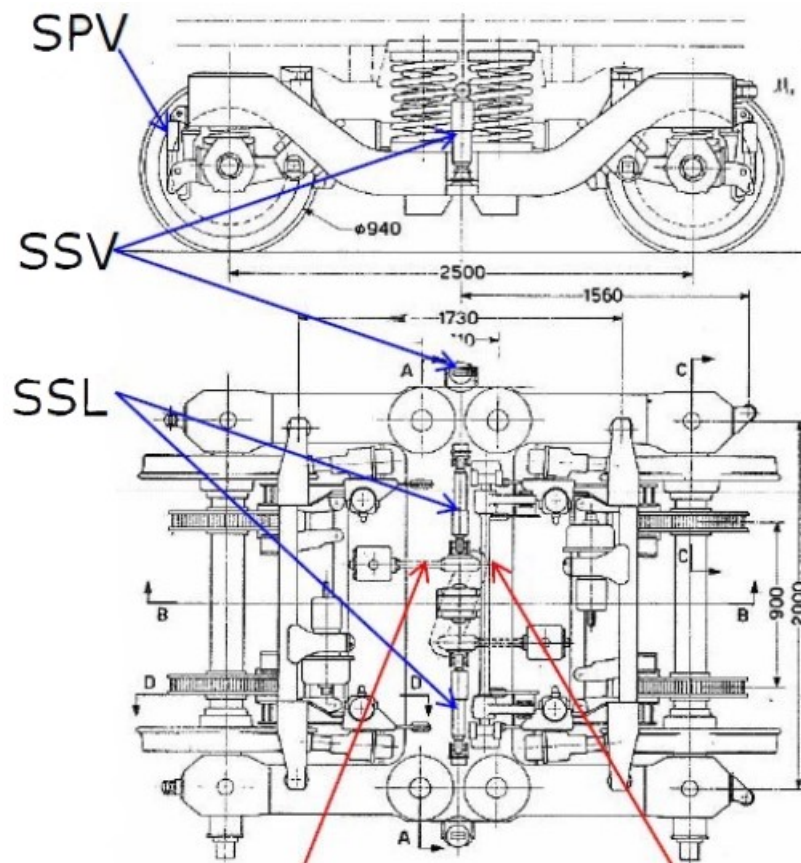


Figura 2.16: Smorzatori SPV, SSV e SSL in un carrello FIAT 7195

2.7 CASSA

La cassa è il componente del veicolo utilizzato per il trasporto delle persone. Essa fa parte delle masse doppiamente sospese, in quanto è sorretta dalle sospensioni secondarie, che a loro volta sono sorrette dalle primarie tramite il telaio carrello. Un veicolo tranviario può arrivare a possedere fino a 3 casse articolate nei tram più moderni, questo fa sì che la capienza della vettura aumenti e di conseguenza anche la potenzialità oraria. Grazie alla presenza di ruote indipendenti, non più collegate tra loro da un



Figura 2.17: Vista dall'interno della cassa di un tram serie 8000

unico assile, è stato possibile realizzare casse con pianali ribassati. Il piano calpestabile del veicolo risulta così allo stesso livello delle banchine delle fermate, permettendo l'accesso a persone con mobilità limitata. Le casse possono appoggiarsi su due carrelli oppure possono condividerlo con la cassa adiacente. L'ultima soluzione viene chiamata "Giostra Urbinati", che prende il nome dall'ing. Mario Urbinati, progettista di questo sistema. In una vettura articolata a tre carrelli e due casse [10] si hanno spostamenti relativi delle due casse sia in un piano orizzontale parallelo al piano del ferro nella descrizione delle curve, che nei due piani ad esso perpendicolari per cambiamenti di livelletta, sopraelevazioni di rotaie e movimenti vari di beccheggio e di rollio. Lo schema della vista laterale della giostra Urbinati è visibile in figura 2.18(sx); A e B sono le due semicasse che, con i bracci 1 e 2, appoggiano sulla ralla sferica 3 del carrello centrale. Fra A e B è inserito un terzo elemento di cassa L a pareti verticali cilindriche sulle quali appoggiano, con l'interposizione di un materiale resistente allo strofinio, i risvolti 15 di A e di B. L'elemento (cilindro) L ha la funzione di compensare i movimenti angolari di A rispetto a B nel piano orizzontale ed è composto da due parti rigide (semicilindri) L1 ed L2 collegate tra loro dalla biella 6 a teste sferiche 7 ed 8, che si trova nel piano orizzontale passante per C, centro della ralla. Un foglio di gomma tesa G chiude lo spazio tra L1 ed L2 sulle pareti e sul cielo della vettura; sul pavimento, la continuità del piano di calpestio è data da due settori 13 (dei quali uno solo è mostrato nella figura 2.18 (sx)), fissati a mezzo delle cerniere 14 ad un semicilindro e scorrenti liberamente sull'altro.

La posizione angolare del cilindro rispetto ad A e B è comandata dalla biella 9, i perni 10, 11, 12 della quale sono solidali rispettivamente ad L, A, B; questo cinematismo obbliga l'asse orizzontale NN di L, passante per C, a mantenersi sempre sulla bisettrice dell'angolo di deviazione delle casse, formato dagli assi longitudinali di A e B, passanti anch'essi per C; è quest'ultima la caratteristica fondamentale della giostra Urbinati. L'articolazione permette movimenti di rotazione intorno al centro della ralla anche nel piano trasversale perpendicolare al binario e di ciò occorre tener conto nella disposizione della trave oscillante del carrello che, essendo unica, non può seguire contemporaneamente i movimenti di A e di B. Si è quindi dotata la trave oscillante di quattro pattini (figura 2.18(dx)): due P1, P4 ad essa rigidamente connessi sui quali appoggia la semicassa A e due, P2 e P3, montati con interposizione di molle, sui quali appoggia la B. I movimenti di A e di B rispetto alla ralla e quindi rispetto al binario sono quindi resi relativamente indipendenti e definiti dal dimensionamento delle molle di P2 e P3.

Le casse tranviarie devono essere sottoposte a manutenzioni periodiche per garantire la sicurezza dei passeggeri durante l'esercizio. Al momento della manutenzione le vetture vengono portate in deposito, dove è presente un'area dedicata. Le vetture vengono lavate e pulite internamente durante ogni manutenzione.

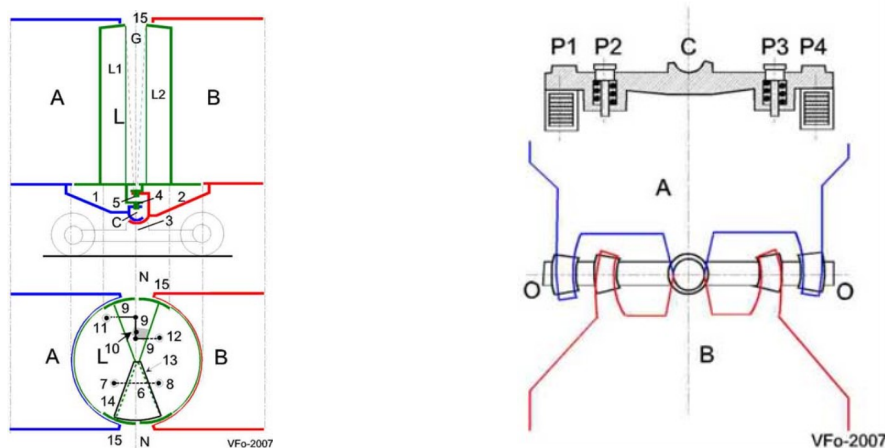


Figura 2.18: (sx) Vista laterale del collegamento tra due casse adiacenti di un tram, (dx) Vista dall'alto della giostra Urbinati

2.8 COLLEGAMENTO CASSA - CARRELLO

Per garantire un corretto funzionamento del mezzo ferroviario o del mezzo tranviario, è necessario inserire un elemento che sia in grado di collegare la cassa al telaio carrello rispettando determinati canoni, tra cui il sostegno del peso, lo smorzamento di forze impulsive, permettere la rotazione e un certo scorrimento longitudinale dei componenti, prevenzione del deragliamenti e integrità strutturale.

Esistono diverse tipologie di collegamento cassa carrello, tra cui:

- Ralla, che consiste in un elemento sferico o semisferico posizionato generalmente sul carrello che si alloggia su una sede della stessa forma posizionata sulla cassa;
- Asta di trascinamento, ovvero un'asta imperniata sul sottocassa che scende fino all'altezza del telaio carrello, dove è presente una bielletta con due astine alle estremità, quest'ultime collegate al telaio carrello;
- Flexicoil, che fa sia da sospensione secondaria che da collegamento cassa - carrello, è costituita da una molla elicoidale con alle estremità dei tasselli in gomma che lavorano a taglio e permettono un buon smorzamento delle forze;

2.9 ORGANI DI TRAZIONE

La trazione nei tram è un aspetto fondamentale in quanto influenza sia l'efficienza energetica che l'affidabilità del servizio. I tram utilizzano motori elettrici che possono essere di diversi tipi, a seconda delle esigenze operative e delle

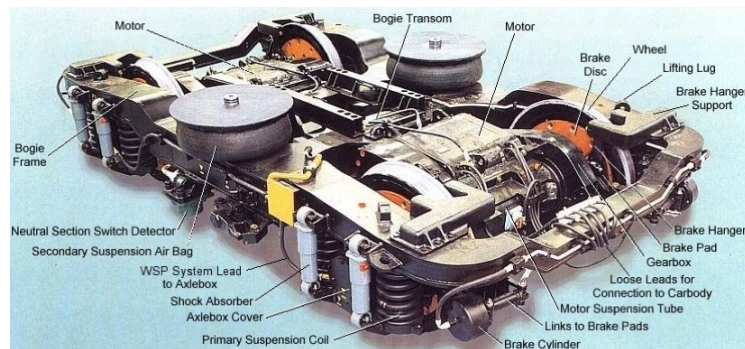


Figura 2.19: Carrello completo di motori di trazione

tecnologie disponibili. Ciò è dovuto al fatto che questa tipologia di veicolo si trova in un contesto urbano e si aggiungerebbe all'inquinamento delle automobili e di altri mezzi di trasporto, compromettendo maggiormente la salute delle persone.

I motori [11] utilizzati maggiormente sono i motori a corrente continua (chiamati anche DC) e i motori a corrente alternata (chiamati anche AC). I motori DC sono stati storicamente prevalenti, ma l'adozione di motori AC, in particolare quelli a induzione e i motori sincroni, è aumentata negli ultimi anni grazie ai loro vantaggi in termini di efficienza e manutenzione. I motori AC possono offrire prestazioni superiori in termini di coppia e hanno una vita utile più lunga, riducendo i costi di manutenzione.

I tram vengono generalmente alimentati tramite linee aeree di contatto poste a $4\div 5$ m dal piano del ferro a seconda della città in cui si utilizza il veicolo, che forniscono una tensione continua di 600-750 V (vedere figura 2.20). L'energia elettrica viene prelevata tramite pantografi o altri dispositivi di contatto (come ad esempio il trolley) e il ritorno della corrente avviene attraverso le rotaie. Con l'avvento della tecnologia dei convertitori di potenza [12], come gli inverter GTO e IGBT a 3 livelli (Insulated Gate Bipolar Transistor), è stato possibile modernizzare ulteriormente i sistemi di trazione. I vantaggi specifici dei moduli IGBT sono:



Figura 2.20: Linea aerea di contatto di una rete tranviaria

- Frequenze di commutazione più elevate grazie a tempi di commutazione più brevi e perdite di commutazione inferiori;
- Capacità di pilotaggio a bassa potenza grazie allo stadio di ingresso MOS;
- Facile protezione grazie alla capacità di cortocircuitazione;
- Isolamento effettuato dal case del modulo;

La tensione di uscita dell'inverter IGBT a 3 livelli comporta un miglioramento significativo delle armoniche di corrente rispetto agli inverter a 2 livelli alla stessa frequenza di commutazione. Ciò si traduce in una riduzione di perdite del motore, pulsazioni di coppia, rumore e stress meccanico. I convertitori moderni possono gestire vari livelli di tensione e corrente, consentendo una maggiore flessibilità operativa. Inoltre, l'uso di sistemi di recupero dell'energia durante la frenata permettono di ridurre il consumo energetico complessivo e di migliorare la sostenibilità ambientale dei tram.

2.10 ORGANI DI FRENATURA

Per motivi di sicurezza, la frenatura di un veicolo ferroviario è suddivisa in diversi stadi:

- Frenatura di servizio: Questa è la frenatura tradizionale utilizzata durante la corsa, ad esempio quando il veicolo deve fermarsi a una stazione o a un semaforo in prossimità di un incrocio. Viene eseguita tramite dispositivi elettropneumatici;
- Frenatura di emergenza: Serve ad arrestare il mezzo nel minor spazio possibile, utilizzando pattini elettromagnetici insieme alla frenatura elettropneumatica;
- Frenatura di stazionamento: Utilizzata per evitare movimenti indesiderati quando il veicolo è in sosta prolungata. Viene azionata meccanicamente bloccando i ceppi sulle ruote anteriori tramite un volantino;

La frenatura elettropneumatica sfrutta due risorse: l'elettricità e l'aria compressa.

A velocità sostenute, per evitare l'usura dei cerchioni delle ruote causata dai ceppi, i motori che normalmente forniscono trazione diventano generatori. Tramite il movimento delle ruote, i motori producono energia elettrica che rallenta il mezzo e l'energia generata viene dissipata nelle resistenze poste sul tetto del veicolo, trasformandola in calore che viene rilasciato nell'ambiente. Il conducente attiva questa frenatura tramite un inseritore, un dispositivo che gestisce l'attivazione e la disattivazione dei freni elettrici inviando un segnale al sistema di controllo.

Quando il tram viaggia a bassa velocità, i motori non sono efficaci come freni. In questi casi, si utilizza la frenatura pneumatica che agisce sui ceppi o su dischi nel caso di tram moderni a pianale ribassato. Il freno pneumatico, ideato da Westinghouse alla fine del XIX secolo, deve rispettare i seguenti requisiti [13]:

1. Deve essere automatico. In caso di guasto, la frenatura deve attivarsi automaticamente;
2. Deve essere continuo. Deve essere in grado di collegare tutti i vagoni del convoglio con lo stesso impianto, con il freno d'emergenza azionabile da qualsiasi vagone;
3. Deve essere regolabile. Deve permettere la regolazione sia in frenatura che in sfrenatura (quando si immette nuovamente aria nei serbatoi);
4. Deve essere inesauribile. Il fluido utilizzato (aria compressa) deve essere disponibile in qualsiasi momento e luogo, senza perdere efficacia;

Nei sistemi di frenatura meccanica [14] agenti sulle ruote del veicolo l'azione frenante è funzione dei coefficienti di aderenza tra ceppo del freno - ruota e tra ruota - rotaia. Denotando con f_1 , f_2 i due coefficienti, il massimo sforzo frenante F che si può applicare al ceppo al limite di aderenza, ossia al di là del quale si ha lo slittamento della ruota, è dato dalla relazione (2.2)

$$F = \frac{f_2}{f_1} \cdot P \quad (2.2)$$

in cui P è il peso gravante sulla ruota. I coefficienti di aderenza variano oltre che con lo stato delle superfici anche con la velocità relativa delle stesse, riducendosi con l'aumentare di quest'ultima (figura 2.21 (dx)). Di conseguenza l'efficacia del freno a ceppi è massima alle basse velocità e si riduce man mano che la velocità aumenta. Da qui la necessità di disporre di un freno indipendente dall'aderenza tra ruota e rotaia, come appunto è il freno a pattini.

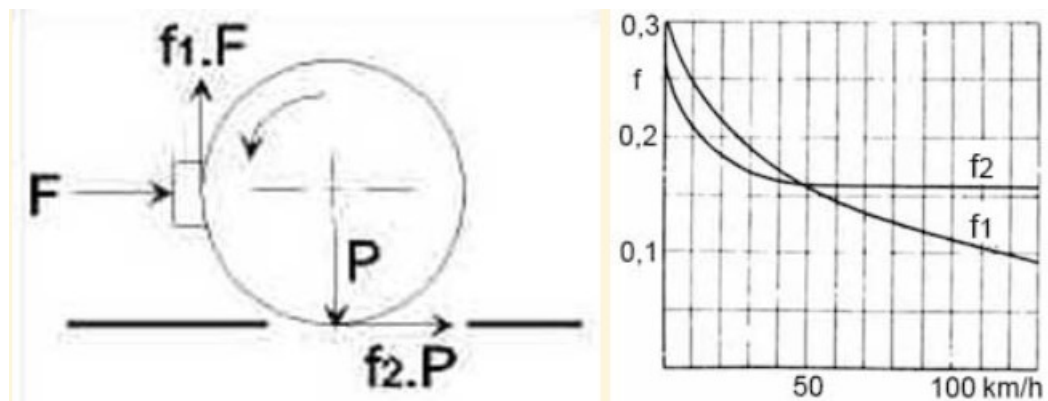


Figura 2.21: (sx) Funzionamento del freno a ceppi, (dx) Grafico dell'andamento delle due aderenze in base alla velocità

I pattini possono essere di due tipologie differenti:

PATTINI AD AZIONAMENTO MECCANICO

I pattini sono pressati sulla superficie della rotaia dall'interno della vettura, attraverso un sistema di leve comandato da un volantino a disposizione del conducente. Con questa disposizione è inevitabile che alla forza applicata verticalmente dalla ruota alla rotaia corrisponda una reazione in senso opposto, che tende a scaricare la sospensione della cassa ossia a sollevare la vettura, riducendo il peso gravante sulle ruote. L'azione del freno a pattini può quindi favorire lo slittamento delle ruote e l'incremento dell'azione frenante rispetto al semplice freno a ceppi può risultare del tutto illusorio, oltre ad aumentare il rischio di svio.

PATTINI AD AZIONAMENTO ELETTRO-MAGNETICO

Il pattino elettromagnetico maggiormente in uso è del tipo a flusso trasversale (figura 2.22 (a)), nel quale il flusso magnetico creato dalla bobina di eccitazione si chiude su un tracciato normale all'asse della rotaia.

È formato da due piastre (denominate E) collegate da un nucleo (N), terminanti con i pezzi polari P e P', tutti elementi di materiale ferromagnetico, di norma ferro o acciaio dolce. Sul nucleo è avvolta la bobina di eccitazione (B in figura) che viene alimentata, attraendo per campo magnetico la vettura alla rotaia

attraendo per campo magnetico la vettura alla rotaia dando luogo alla frenatura. Alle piastre sono collegate le spalle di appoggio destinate a contrastare il movimento del pattino. In figura è anche mostrato il circuito magnetico del pattino, a tratto rosso. Un altro tipo di pattino utilizza invece un flusso longitudinale (figura 2.22 (b)), con il tracciato del flusso magnetico secondo l'asse della rotaia. In questo caso si utilizzano il più delle volte elettromagneti multipli, affiancati per tutta la lunghezza del pattino con i poli opposti affacciati. Il maggior inconveniente di questo tipo risiede nelle ridotte dimensioni delle numerose bobine, con difficoltà di isolamento. Nelle realizzazioni più recenti i pattini rigidi, formati da un unico elettromagnete o da più elettromagneti agenti su un'unica serie di pezzi polari, sono stati spesso sostituiti da pattini articolati, composti da più elementi relativamente indipendenti l'uno dall'altro, collegati in modo da dar luogo ad una pattino parzialmente articolato per un miglior adattamento alla superficie della rotaia.

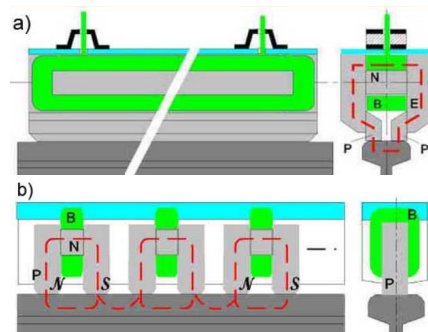


Figura 2.22: (a) Pattino elettromagnetico a flusso trasversale, (b) Pattino elettromagnetico a flusso longitudinale

Come nel caso dei pattini ad azionamento meccanico, anche l'azione dei pattini elettromagnetici si riduce con l'aumentare della velocità del rotabile a causa della riduzione del coefficiente di aderenza, ma in questo caso si ha un effetto addizionale dovuto alle correnti parassite che si sviluppano nella rotaia a seguito del moto relativo della stessa rispetto al campo magnetico generato dal pattino, che se da un lato si ottiene un leggero incremento dell'azione frenante, dall'altro tende a opporsi al campo risultante. Normalmente questo secondo fattore è predominante sul primo e l'azione frenante si riduce ulteriormente. Il freno a pattini elettromagnetici è quindi un dispositivo molto valido per frenature a basse velocità come ad esempio per frenature di emergenza, ma perde di efficacia ed utilità se si vuole utilizzarlo come freno di rallentamento. Alcuni tram moderni utilizzano freni a disco, che offrono vantaggi in termini di dissipazione di calore e prestazioni di frenatura. Le pastiglie esercitano pressione su un disco metallico solidale con la ruota, creando attrito e quindi frenando il veicolo. I freni a disco tendono a essere più efficaci a velocità elevate e in condizioni di tracciato bagnato, dove i freni a pattini possono perdere aderenza. Nei tram moderni, per ovviare al problema dell'altezza del pianale, si dispongono i dischi freno con il sistema di serraggio sul fusello della sala all'esterno delle ruote, come in figura 2.23.



Figura 2.23: Freno a disco tranviario montato direttamente sul fusello

2.11 PANTOGRAFO

Il tram preleva corrente dalla linea aerea di contatto a una tensione di 600 V, rendendo fondamentale l'utilizzo di un elemento in grado di prelevare la corrente e trasferirla al veicolo. Questo elemento è il pantografo, ormai utilizzato su tutti i veicoli ferroviari al mondo, che ha sostituito dispositivi precedenti come il trolley. Il pantografo [15] è composto da un traliccio di sospensione e da un archetto in rame o grafite, che striscia sulla linea di contatto con un basso coefficiente d'attrito e buona conducibilità elettrica. La struttura del pantografo è progettata per mantenere un carico di compressione continuo, permettendo così la trasmissione di corrente senza interruzioni. In caso contrario, si formerebbero archi elettrici che potrebbero causare bruciature dell'archetto strisciante, emissioni elettromagnetiche e problemi ai convertitori di potenza. Il pantografo è montato su un telaio isolato e collegato al veicolo tramite isolatori elettrici. All'interno del telaio è presente un attuatore pneumatico che riceve aria compressa per il controllo del movimento. Esistono due tipologie di pantografi:

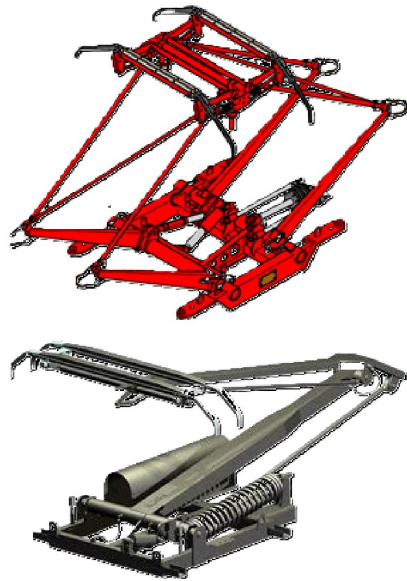


Figura 2.24: Pantografo a parallelogramma (in alto), pantografo a compasso (in basso)

- Pantografo a compasso. Ha una struttura asimmetrica, che può creare problemi durante il montaggio e causare una maggiore spinta aerodinamica data dall'archetto ma risulta comunque il più utilizzato grazie alla maggiore facilità di controllo. La spinta varia tra i 90 N e i 200 N e si utilizza un doppio archetto curvato alle estremità per garantire la continuità di conduzione e l'autostabilizzazione;
- Pantografo a parallelogramma. È costituito da quattro bracci con un doppio archetto centinato e utilizza leve per comprimere l'archetto sulla linea. È meno utilizzato a causa delle difficoltà di controllo dovute alle maggiori inerzie della struttura;

Per garantire la continuità di contatto tra il pantografo e la linea aerea, è essenziale controllare la forza esercitata dal pantografo sulla linea. Questo sistema utilizza aria compressa per controllare il movimento del pantografo, permettendo un sollevamento preciso e una regolazione automatica della forza di contatto. Quando l'aria viene inviata all'attuatore si espande, causando il movimento di un cavo metallico che aziona il braccio del pantografo. Questo solleva gli archetti, i quali devono mantenere una pressione costante sulla linea aerea per garantire un flusso elettrico continuo. Sono possibili due configurazioni [16]:

1. Attuatore posizionato sulla base del telaio con una molla passiva tra telaio e archetti. Il controllo è meno preciso poiché la molla non fornisce contributi attivi, ma le inerzie sono basse a causa del poco peso sulla struttura;
2. Attuatore controllato attivamente che regola la forza scambiata tra archi striscianti e telaio. Questa soluzione offre un controllo più preciso della forza di contatto, eliminando gli effetti dovuti all'attrito nei giunti e alla dinamica del meccanismo articolato. La posizione dell'attuatore impatta però sull'aerodinamica e sull'inerzia del sistema a causa della maggiore massa sospesa.

2.11.1 TROLLEY

Il trolley è un dispositivo che veniva utilizzato prima dell'introduzione del pantografo per la captazione dell'energia elettrica necessaria ad alimentare i motori e i dispositivi ausiliari. [17] Era costituito da una coppia di bracci articolati alla base e strettamente uniti a formare un parallelogramma, con una rotella in metallo (solitamente rame) montata sulla parte superiore per garantire una buona conducibilità elettrica (figura 2.25).



Figura 2.25: Tram 28 di Lisbona con alimentazione a trolley

Per scollegare o spostare il trolley da una linea all'altra, l'operatore doveva scendere dal tram e manovrarlo manualmente utilizzando un'asta con un uncino all'estremità. Questo tipo di dispositivo era inadatto per alte velocità e tendeva spesso a scarrucolare dalla linea aerea.

3 ATTS: STORIA E RESTAURI

3.1 STORIA DI ATTS

L'Associazione Torinese Tram Storici, denominata con l'acronimo di ATTS, è un ente senza scopo di lucro gestito da persone con una caratteristica che li accomuna, ovvero la smisurata passione per il settore tranviario. Fondata nel 2005, ATTS ha come unico obiettivo la valorizzazione del tram come patrimonio storico e culturale. E' la più grande associazione italiana operante in questo settore, ed è partner dell'azienda di trasporto pubblico torinese "GTT". La rete tranviaria di Torino è all'avanguardia dal punto di vista storico, potendo contare su due linee gestite regolarmente con materiale storico originale: la linea 7 e la cremagliera di Sassi-Superga. La loro manifestazione principale è il Trolley Festival [2], che si tiene la prima domenica di dicembre. Sono presenti in numerose iniziative culturali, benefiche ed educative come ad esempio "la Notte delle Arti", "Archivissima", le giornate del FAI o la "Photo Marathon".



Figura 3.1: Logo dell'associazione

Un'altra peculiarità di ATTS consiste nel modellismo, dalle perfette riproduzioni in scala "H0" e "0" dei tram storici, fino al grande diorama di Torino assemblato con i mattoncini LEGO®. Grazie al rilancio della città di Torino avvenuta nel 2006 in occasione delle Olimpiadi invernali, è scaturita nei cittadini e nella pubblica amministrazione la cognizione dell'importanza dei veicoli storici come patrimonio culturale. In occasione quindi del 150° anniversario dell'Unità

d'Italia, è stata inaugurata la linea storica 7, avvenuta il 27 marzo 2011. Da quel momento in poi si è realizzato un vero e proprio "museo in movimento", tutt'ora unico in Italia. La linea 7 è nata dall'ispirazione della già presente linea storica di San Francisco, è lunga poco meno di 7 km e ricalca gran parte della "Linea circolare dei Viali", ma con un anello più stretto intorno al centro storico e viene percorso a partire dal capolinea sito in piazza Castello.

Ad oggi le vetture restaurate ammontano a 19, ma sono già in programma 5 restauri di altri tram, tra cui l' "ATM TORINO 614" che viene analizzato nell'elaborato. I veicoli, spesso salvati dalla demolizione, sono stati costruiti tra il 1904 e il 1970. Di seguito verranno descritti i più famosi tram restaurati da ATTS.

3.2 RESTAURI DI ATTS

3.2.1 ATM TORINO 116

La motrice 116 è stata costruita a Torino nelle officine Diatto, ed entrò in servizio nel 1911. Venne restaurata nel 1976 da ATM, che la riportò allo stato degli anni venti con livrea color rosso - crema e la destinò all'utilizzo come mezzo speciale per le scuole. Per alcuni anni rimase statica al museo di Sassi - Superga, ma nel 2006 tornò in circolazione come vettura monodirezionale. Ad oggi è la vettura più anziana in circolazione a Torino. [2]



Figura 3.2: Motrice ATM Torino 116

3.2.2 ATM BOLOGNA 201

Capostipite di una serie di 29 tram, venne costruita negli anni 30 a Bologna. Queste vetture, dotate di 2 carrelli e bidirezionali, furono le prime in Italia a montare un controller automatico di marcia. Vennero impiegate sulle linee più frequentate grazie all'elevata capienza, al miglior confort e alla comodità di guida. Il rotabile venne dismesso a Bologna nel 1963 e ceduto alla STEFER di Roma, che dal verde scuro passò al color bianco - blu e venne resa monodirezionale. Entro il 1980 venne definitivamente dismessa, fino a quando nel 2011 ATTS acquisì la 201, restaurandola e rimettendola in servizio con l'aspetto bolognese. [2]

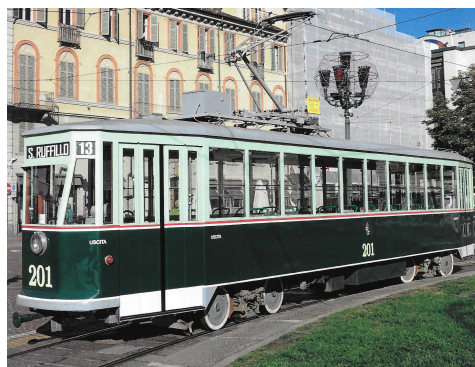


Figura 3.3: Motrice ATM Bologna 201

3.2.3 ACEGAT TRIESTE 447

A seguito dell'ampliamento della rete tranviaria, l'azienda di trasporti pubblici di Trieste decise di acquistare una nuova serie di tram, di cui fa parte anche la motrice 447. Originariamente furono bidirezionali, ed entrarono in servizio nel 1938. La nuova serie si distingueva dalle altre per via delle forme più aerodinamiche e la cassa più lunga. A causa della successiva riduzione della linea, la 447 venne ceduta alla STEFER di Roma insieme ad altre cinque unità, che le rese monodirezionali e le ridipinse di colore bianco - blu. Nel 1980, anno di chiusura della società di trasporti romana, venne accantonata in un deposito. Nel 2008 ATTS decise di acquisirla per darle una seconda vita e nel 2015 entrò in servizio nelle linee torinesi. Le peculiarità di questo veicolo sono il minor rapporto peso - potenza e le sue dimensioni compatte, che lo rendono il tram più grintoso del parco veicoli storici di Torino. [2]



Figura 3.4: Motrice ACEGAT Trieste 447

3.2.4 STEFER ROMA 312

Il veicolo venne costruito dalle officine Carminati e Toselli per le tratte urbane della "Rete dei Castelli romani" (Termini - Cinecittà). La vettura è composta da due carrelli di cui solo uno motorizzato. La 312 aveva la cassa interamente metallica, oltre che alla livrea blu - bianca e il pantografo a compasso invece del solito trolley.

La motrice venne dismessa nel 1980, quando l'ultima linea della STEFER venne chiusa. ATTS entrò in possesso del veicolo nel 2008, acquisendola dalla ME.TRO. Finì i lavori di restauro nel 2010, motorizzando anche il carrello posteriore per migliorare le prestazioni di marcia. [2]



Figura 3.5: Motrice STEFER Roma 312

3.2.5 ATM TORINO 502

Uno dei capisaldi della flotta di ATTS, la vettura 502 fa parte di una serie di solo 6 esemplari costruita dall'Ansaldo di Genova, destinata inizialmente alla percorrenza delle linee spezine ma mai consegnata alla città ligure. Venne invece acquisita da ATM Torino, che la utilizzò come molatrice dei binari. Nel 2000 gli interni della motrice vennero riportati alle condizioni iniziali e venne esposta al museo di Sassi come veicolo statico. Solo nel 2008 ATTS decise, con l'aiuto di GTT, di risanare le parti elettriche e meccaniche. Nel 2009 il tram tornò a circolare per le vie torinesi, sfoggiando tutta la sua bellezza. [2]



Figura 3.6: Motrice ATM Torino 502

3.2.6 2592 - 2595

Le due vetture vennero studiate e progettate dall'ATM di Torino e costruite negli anni Trenta dalla Fiat Materfer in una serie di 100 esemplari. Furono i primi tram torinesi a carrelli, ispirati al modello americano "Peter Witt". La lunghezza totale di questi tram è di 13 metri, diventando così i primi tram a grande capacità di Torino. Alla fine della seconda guerra mondiale i veicoli sopravvissuti tornarono in servizio fino alla fine degli anni Sessanta, periodo in cui vennero accantonate nel nuovo deposito di Venaria. Nel 1982 vennero trasformate e ridipinte per costituire la nuova serie 2800 (tutt'ora ancora in circolazione). A oggi le vetture superstiti della vecchia serie ammontano a cinque, di cui tre fanno parte della flotta storica circolante di ATTS.

Il veicolo 2592 venne utilizzato nel 1983 come "prova sagoma" per i futuri tram della serie 5000, successivamente venne riaccantonata nei depositi GTT e infine nel 2009 tornò in circolazione grazie ad ATTS. [2]



Figura 3.7: Motrice 2592

4 PRINCIPALI PROBLEMI DINAMICI

Le problematiche della dinamica in ambito tranviario sono uno degli argomenti fondamentali e da non sottovalutare, in quanto utile dal punto di vista della sicurezza e della qualità del servizio. La maggior parte dei problemi si verifica nella parte inferiore del veicolo, a causa dell'interazione tra ruota e rotaia. Tuttavia, è possibile riscontrare problemi anche nella parte superiore, che non possono essere trascurati.

I principali problemi trattati saranno:

- Problema del deragliamento;
- Problema dello scaricamento delle ruote;
- Iscrizione in curva del veicolo;
- Sagoma limite;
- Cabraggio del carrello;

4.1 IL TRACCIATO TRANVIARIO

Prima di illustrare i problemi legati al settore tranviario, è importante comprendere le caratteristiche



Figura 4.1: Sezione di una rotaia Phoenix

del tracciato, che in diversi aspetti è simile a quello ferroviario.

Le rotaie utilizzate, denominate "Phoenix" (figura 4.1), si distinguono principalmente dalle rotaie ferroviarie a fungo per la loro parte superiore, che presenta una gola sul lato interno del binario, dove scorre il bordino delle ruote. Le rotaie Phoenix sono realizzate in acciaio con un elevato tenore di carbonio (tipicamente tra lo 0.6 % e lo 0.8 %) per garantire una maggiore durezza. Vengono inoltre legate con manganese (0.8 %÷1.2 %), silicio (0.15 %÷1 %) e talvolta cromo (1 %÷1.2 %) per ridurre l'usura, attraverso un processo di laminazione a caldo seguito da trattamenti termici.

Questo tipo di rotaia viene impiegato nei tratti in sede promiscua per evitare l'uso di contro-rotaie separate¹, che ostacolerebbero la circolazione degli autoveicoli e rovinerebbero l'asfalto.

La norma che regola l'utilizzo di questa tipologia di rotaia è la UNI 3142. [18] In pratica, si utilizza una rotaia che incorpora la funzione della controrotaia, il che richiede ruote con profili diversi da quelli dei treni convenzionali. Poiché le rotaie tranviarie devono operare in sede promiscua per gran parte del tracciato, non vengono posate con una certa inclinazione. Sono fissate alle traversine tramite caviglie o collegamenti elastici chiamati "Pandrol" e sono immerse nell'asfalto, mantenendo una distanza definita tra i



Figura 4.2: Posa delle rotaie Phoenix in Via Po (TO)

fianchi interni delle rotaie, conosciuta come scartamento. Negli ultimi anni, per ridurre le vibrazioni causate dal passaggio del tram in contesto urbano, tra le rotaie e l'asfalto è stato introdotto un rivestimento elastico. La norma UNI 3648 prevede che lo scartamento venga misurato a 8.5 mm dalla sommità del binario, e definisce lo scartamento ordinario in rettilineo pari a 1445 mm. [19]

4.2 PROBLEMA DEL DERAGLIAMENTO

Questa tipologia di problema si verifica nel momento in cui il bordino della ruota entra in contatto con il fianco della rotaia o il fianco della controrotaia nel caso di linee tranviarie.

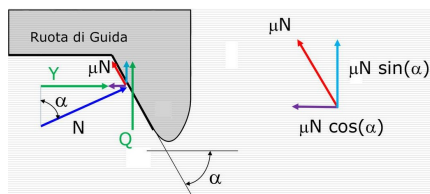


Figura 4.3: Effetto delle forze di contatto tra ruota e rotaia

Solitamente questo fenomeno avviene in curva, ma può accadere anche in rettilineo a velocità elevate attraverso il moto del serpeggio², che tende a far sbandare il veicolo a destra e a sinistra portando il bordino a contatto ripetuto con la rotaia. Per studiare il problema, si può utilizzare un modello semplificato per definire delle condizioni limite durante la marcia in curva.

¹In campo ferroviario si utilizzano normalmente le rotaie a fungo, conosciute come rotaie vignola. Quando il treno affronta curve di raggio ridotto o transita su un deviatoio, viene affiancata una rotaia ausiliaria, detta controrotaia, che ha la funzione di guidare meglio le ruote durante il passaggio.

²Il moto del serpeggio è un fenomeno causato dalle eccessive velocità e dalla forma conica delle ruote, che tende a far creare alle sale un angolo di imbardata attorno all'asse verticale, provocando un moto sinusoidale del veicolo. Tale moto ha una frequenza che dipende dalla lunghezza d'onda e dalla conicità.

Si considera la condizione di incipiente svio, in modo che la ruota esterna curvi ed entri in contatto con il fianco della rotaia. La ruota interna invece ha come unico punto di contatto la tavola sulla sommità della rotaia. Si possono esaminare due opzioni:

- La ruota esterna, in contatto con il fianco rotaia o controrotaia, tende a salire verso l'alto fino a quando il bordino viene superato (opzione non utilizzata);
- La ruota esterna, in contatto con il fianco rotaia o controrotaia, crea un centro di istantanea rotazione sul bordino facendo rollare il veicolo. La ruota per gravità scende verso il basso creando attrito verso l'alto;

Considerando la seconda opzione, le forze agenti sul bordino saranno quelle presenti in figura 4.3:

- La reazione laterale del binario, data dalla forza di vincolo agente sulla ruota esterna curva ($N \sin \alpha$);
- La forza laterale data dalla scomposizione della forza di attrito ($\mu N \cdot \cos \alpha$);
- La reazione verticale del binario, data dalla forza di vincolo agente sulla ruota esterna curva ($N \cos \alpha$);
- La forza verticale data dalla scomposizione della forza di attrito ($\mu N \cdot \sin \alpha$);

In condizione di incipiente svio, la forza verticale sommata alla componente verticale di attrito eguaglia la forza laterale ridotta della componente orizzontale del medesimo attrito. Nel momento in cui la forza laterale viene ad aumentare, il deragliamento è inevitabile. Questa condizione si può esprimere come rapporto tra forza laterale totale (Y) e forza verticale totale (Q)

$$Y = N \cdot \sin \alpha - \mu \cdot N \cdot \cos \alpha; \quad (4.1)$$

$$Q = N \cdot \cos \alpha + \mu \cdot N \cdot \sin \alpha; \quad (4.2)$$

La condizione limite sarà quindi ottenuta con la (4.3):

$$\phi = \frac{Y}{Q} = \frac{N \cdot \sin \alpha - \mu \cdot N \cdot \cos \alpha}{N \cdot \cos \alpha + \mu \cdot N \cdot \sin \alpha}; \quad (4.3)$$

Semplificando N e dividendo per $\cos \alpha$ si arriva a un' importante considerazione

$$\phi = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \alpha}; \quad (4.4)$$

Per evitare il deragliamento si deve quindi avere:

$$\frac{Y}{Q} \leq \phi; \quad (4.5)$$

Dall'equazione (4.4) si nota che il limite di svio (o limite di Nadal) dipende esclusivamente da μ e dall'angolo di bordino α . [20] Osservando la figura 4.4, se il coefficiente d'attrito μ aumenta il limite tende a diminuire, ragion per cui solitamente in campo ferroviario è buona pratica lubrificare il fianco rotaia delle curve particolarmente strette.

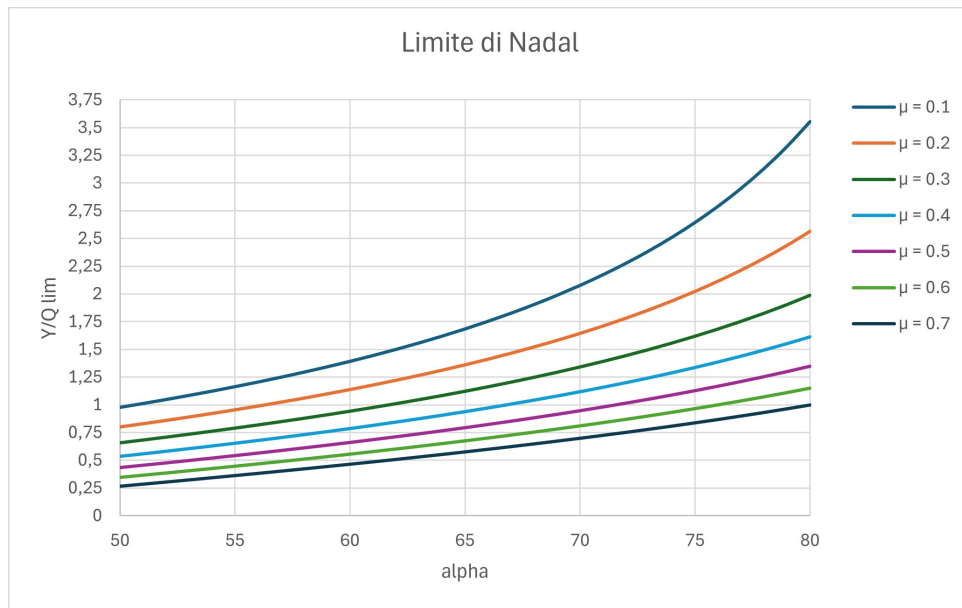


Figura 4.4: Limite di Nadal al variare del coefficiente d'attrito e dell'angolo α

Altrettanta considerazione viene effettuata per l'angolo di bordino α , che porta all'aumento del coefficiente limite di svio all'aumentare dell'inclinazione, dovuto all'accrescimento della forza laterale Y rispetto alla forza verticale Q . Generalmente le inclinazioni di bordino si aggirano intorno ai $70^\circ \div 75^\circ$, un giusto compromesso per ottenere una buona stabilità di marcia e una riduzione dell'usura e dell'attrito tra bordino e rotaia.

4.3 SCARICAMENTO DELLE RUOTE

Lo scaricamento delle ruote è un fenomeno comune nei veicoli ferroviari, dove le ruote possono perdere parte del loro carico a causa di varie condizioni. Questo fenomeno è più evidente e problematico per i veicoli lunghi e rigidi, come per esempio i treni merci, ma può comunque presentarsi anche in ambito tranviario e non deve essere assolutamente trascurato.

È stato dimostrato [7] che lo scaricamento delle ruote tende ad aumentare per via di effetti come l'aumento delle forze interne al treno, la diminuzione del raggio della curva e combinazioni di carri lunghi e corti (cioè l'effetto delle diverse lunghezze dei carri e delle distanze di sbalzo dei carrelli). Il cabraggio della cassa rispetto al carrello causato da una forza d'urto longitudinale (respingenti o ganci traino) può portare a scaricamento delle ruote. Questo avviene soprattutto in veicoli leggeri, ed è dovuto al fatto che il centro di massa del mezzo si trova più in alto rispetto alla linea d'azione dell'accoppiatore.

Lo scaricamento delle ruote si verifica molto spesso in curve con sopraelevazione, ovvero l'innalzamento della quota verticale di una rotaia rispetto all'altra per ridurre l'accelerazione centripeta non compensata. Nel passaggio da una quota all'altra della stessa rotaia, risulta necessario effettuare un raccordo, chiamato sghembo di binario. Nell'istante in cui il carrello del veicolo transita sullo sghembo, se questo fosse abbastanza accentuato causerebbe lo scaricamento delle ruote opposte del carrello, portando ad un eventuale deragliamento. Difatti, lo sghembo viene limitato allo 0.3%. Simultaneamente, le sospensioni primarie non devono essere troppo rigide perchè agevolerebbero l'innalzamento della ruota. Per agevolare la comprensione del lettore, di seguito viene approfondito il fenomeno dell'accelerazione centripeta su veicoli ferroviari tramite un sottocapitolo.

4.3.1 ACCELERAZIONE CENTRIPETA

Una vettura che percorre una curva di raggio R è sottoposta alla forza centrifuga

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (4.12)$$

(dove m è la massa del veicolo e v la sua velocità) che si scarica sulla rotaia esterna tramite i bordini delle ruote.

La forza centrifuga causa diverse problematiche [21]:

- Facilita lo svio per sormonto delle ruote sulle rotaie;
- Sollecita lateralmente il binario e le traversine;
- Causa usura sui fianchi delle rotaie;
- provoca sollecitazioni di trazione sugli organi di collegamento rotaia - terreno;
- Limita il comfort dei passeggeri;

Per limitare la forza centrifuga si interviene sull'accelerazione. Da qui si evince che:

$$a_c = \frac{v^2}{R} < a_{lim} \rightarrow v < \sqrt{R \cdot a_{lim}} \rightarrow R > \frac{v^2}{a_{lim}} \quad (4.13)$$

dove a_{lim} corrisponde all'accelerazione limite imposta dall'ente gestore della rete. La formula 4.13 impone ai veicoli ferroviari e tranviari determinati raggi di curva, al fine di prevenire i problemi descritti in precedenza. Per evitare di limitare eccessivamente le velocità in curva si utilizza la sopraelevazione di una rotaia rispetto all'altra, permettendo al veicolo di inclinarsi in curva e quindi di creare una componente della forza peso che si opponga alla forza centrifuga.

Se quest'ultima fosse uguale alla forza centrifuga, il veicolo non sarebbe sottoposto a nessuna accelerazione.

$$F_g = P \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \tan \frac{h}{s} \quad (4.14)$$

dove:

- F_g è la componente di forza peso che si oppone alla forza centrifuga;
- P è il peso del veicolo;
- α è l'angolo tra l'orizzontale e il piano inclinato;
- m è la massa del veicolo;
- h è la sopraelevazione della rotaia esterna;
- s è la distanza dei punti di contatto delle ruote;

Sapendo che la sopraelevazione massima di un tram circolante a Torino è di 50 mm [22] e che la distanza tra i punti di contatto si aggira tra 1460 mm e 1490 mm, $\tan \alpha \sim \alpha$, per cui:

$$\frac{F_g}{m} = g \cdot \frac{h}{s} = a_{comp} \quad (4.15)$$

a_{comp} è l'accelerazione che viene compensata dalla componente di forza peso, che per il caso descritto sopra è di $0.33 \frac{m}{s^2}$ con una distanza dei punti di contatto di 1475 mm, permettendo al veicolo di aumentare la velocità in curva.

L'accelerazione residua, che è possibile definire quindi come non compensata, è la differenza tra l'accelerazione centripeta e l'accelerazione compensata:

$$a_{nc} = a_c - a_{comp} = \frac{v^2}{R} \cdot \cos \alpha - g \cdot \frac{h}{s} \cong \frac{v^2}{R} - g \cdot \frac{h}{s} \quad (4.16)$$

Solitamente il valore di accelerazione non compensata ammesso è di $0.8 \frac{m}{s^2}$ per i veicoli passeggeri.
[23]

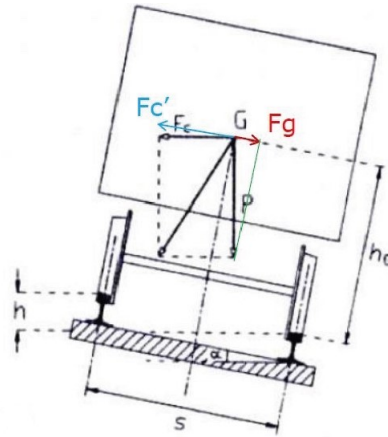


Figura 4.5: Compensazione di forza data dalla sopraelevazione in curva

4.4 ISCRIZIONE IN CURVA

Il veicolo tranviario è guidato rigidamente lungo il tracciato imposto, con il bordino della ruota inserito nella gola della rotaia Phoenix. Quando il tram affronta una curva, in condizioni normali, la ruota si sposta lateralmente sul tracciato fino a quando il bordino entra in contatto con il fianco della rotaia (per le ruote esterne) o con il fianco della controrotaia (per le ruote interne). Tuttavia, può succedere che, a causa di una possibile imbardata (che verrà descritta in seguito), le ruote rimangano inclinate di un certo angolo rispetto alla normale della rotaia. Quando il tram percorre una curva in queste condizioni, potrebbe verificarsi un contatto simultaneo tra il fianco della ruota e il fianco della controrotaia. Questo contatto doppio può aumentare l'usura delle componenti e compromettere la stabilità di marcia del tram.

4.4.1 DIFETTI DI LINEA

I difetti di linea si presentano come scostamenti della misura di una grandezza rispetto alla posizione teorica. I difetti si presentano come dei fenomeni dispersi statisticamente, che possono essere rappresentati come sovrapposizione sul valore teorico di una serie di sinusoidi con ampiezza e frequenza spaziale differente. [23]

Uno dei principali fattori che possono portare alla formazione di difetti lungo le linee ferroviarie è l'errato processo di lavorazione e produzione dei componenti dell'armamento, come rotaie e traverse. Un'inadeguata gestione dei processi metallurgici, come percentuali errate di materiali durante la colata e la velocità di raffreddamento, può generare difetti reticolari e microstrutturali che indeboliscono i materiali. Ciò si ripercuote sulla resistenza e la durabilità dei componenti una volta installati in linea. [24]

Oltre ai problemi di produzione, anche la manutenzione inadeguata può portare all'insorgere di difetti.

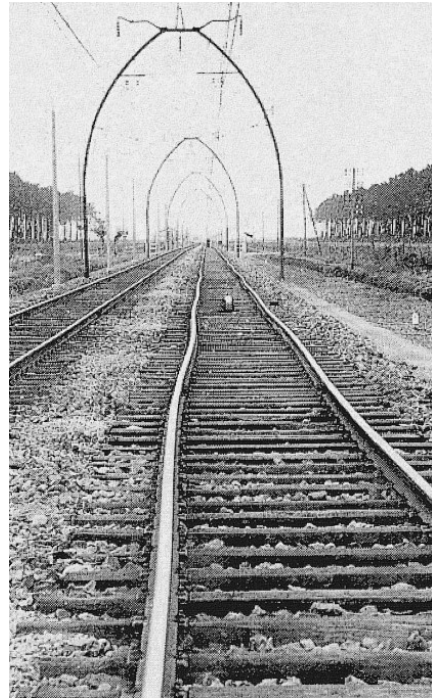


Figura 4.6: Irregolarità di binario

In confronto al campo ferroviario, il campo tranviario è più tollerante in quanto le velocità in gioco sono molto più basse.

I principali difetti riscontrabili sono elencati di seguito:

- Differenza altimetrica tra rotaia destra e sinistra;
- Distanza delle rotaie rispetto alla mezzera del binario diversa, comprende quindi un possibile difetto di scartamento, vedere figura 4.6;
- Presenza di oggetti all'interno delle gole che portano allo svio del veicolo;
- Fessurazioni o fratture nelle rotaie;

Oltre ai difetti di linea, si devono aggiungere eventuali difetti delle ruote dovuti ad usura o spiatellamenti, che inducono frequenze pericolose a livello di rumorosità.

4.4.2 IMBARDATA

L'imbardata è un fenomeno che può accadere in qualsiasi veicolo e si riferisce alla rotazione di quest'ultimo intorno al suo asse verticale (figura 4.7). In campo ferroviario e tranviario può essere osservato in due contesti principali: imbardata della cassa rispetto al tracciato e imbardata delle sale rispetto al tracciato. I due fenomeni sono collegati tra di loro, essendo dipendenti l'uno dall'altro. Quando le sale imbardano, queste implicano una rotazione sia alle masse doppiamente sospese sia alle semplicemente sospese e viceversa. L'imbardata della cassa rispetto al tracciato si verifica quando la massa doppiamente sospesa ruota leggermente intorno all'asse verticale del veicolo. Questo movimento può essere causato da forze centrifughe durante la percorrenza di curve, dai difetti di linea elencati precedentemente oppure da un moto di serpeggio entrato in risonanza. I principali effetti causati dall'imbardata della cassa sono l'aumento dell'usura dei bordini delle ruote e delle rotaie, stress strutturale sulla cassa e sui carrelli e la riduzione del comfort dei passeggeri.

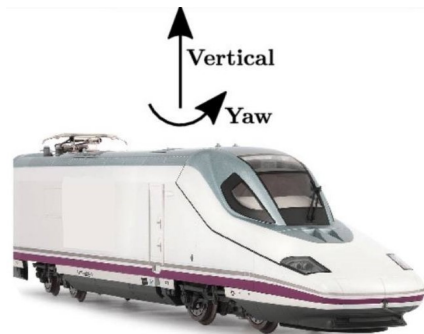


Figura 4.7: Angolo di imbardata del veicolo

L'imbardata della sala rispetto al tracciato si verifica quando la sala stessa ruota intorno al proprio asse verticale rispetto al binario. Questo fenomeno può accadere per via della geometria del tracciato (curve strette e variazioni di pendenza), eccessiva velocità del tram e forze laterali date da perturbazioni esterne. Questo può portare a usura di ruote e di binari, peggiore stabilità del tram e incremento dello stridore durante la marcia.

Durante la marcia in curva di un veicolo tranviario con assi collegati rigidamente al telaio carrello, il gioco tra bordino e rotaia o controrotaia si ridurrebbe in modo molto sensibile. Una possibile soluzione è quella di allargare lo scartamento in curva, ma questa soluzione risulta propedeutica solo per alcune tipologie di accoppiamento profili ruota - rotaia. Poiché il veicolo subisce una brusca variazione di accelerazione centripeta nel momento in cui passa da rettilineo a curva, causando una riduzione di comfort dei passeggeri, si adottano raccordi a clotoide ³ progressivi in ingresso e in uscita delle curve. Più recentemente, per limitare l'effetto descritto sopra sono stati adottati tram con un passo carrello ridotto, oppure assi collegati non rigidamente ai carrelli.

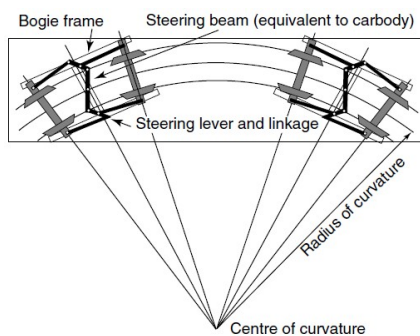


Figura 4.8: Iscrizione in curva dei carrelli a sterzata radiale

Le indagini teoriche [7] dimostrano che la stabilità delle sale montate aumenta con l'aumentare della rigidità del collegamento al carrello. Tuttavia, il carattere di questa dipendenza è altamente non lineare e la relazione tra la rigidità della sospensione, la massa e la conicità delle ruote influenza la velocità critica. L'aumento della rigidità longitudinale della primaria compromette le prestazioni di guida della sala in curva, mentre un incremento della rigidità laterale riduce la capacità della sala montata di superare in sicurezza le grandi irregolarità laterali. Esiste quindi un conflitto fondamentale tra i requisiti di stabilità ad alta velocità su tracciato rettilineo e quelli di una buona percorrenza delle curve con una gestione sicura delle irregolarità del tracciato. Le rigidità laterali e longitudinali devono quindi essere selezionate in modo da ottenere il miglior compromesso per le condizioni in cui opererà il veicolo. I modi di vibrazione naturale mostrati nella Figura 4.9 e nella Figura 4.10 possono essere ottenuti dalle equazioni lineari del moto per un carrello a due assi non collegato rigidamente.

Le indagini teoriche [7] dimostrano che la stabilità delle sale montate aumenta con l'aumentare della rigidità del collegamento al carrello. Tuttavia, il carattere di questa dipendenza è altamente non lineare e la relazione tra la rigidità della sospensione, la massa e la conicità delle ruote influenza la velocità critica. L'aumento della rigidità longitudinale della primaria compromette le prestazioni di guida della sala in curva, mentre un incremento della rigidità laterale riduce la capacità della sala montata di

³Il raccordo a clotoide viene utilizzato in campo ferroviario per unire tratti di linea a raggi differenti, come ad esempio un rettilineo e una curva. La clotoide quindi cambia continuamente raggio per adeguarsi a quello in uscita.

L'analisi dei modi mostra che:

- Per l'imbardata in fase (Figura 4.9(a)) si verifica uno spostamento laterale relativo tra i centri delle sale montate O_1 e O_2 e il centro del carrello;
- Uno spostamento laterale simile appare per il modo antifase mostrato nella Figura 4.10(b);
- La rotazione relativa tra i centri delle sale O_1 e O_2 si verifica solo per l'imbardata antifase delle sale (Figura 4.10(a));

I carrelli in cui le sale montate assumono o sono costrette ad assumere una posizione approssimativamente radiale in curva (Figura 4.8) sono chiamati carrelli a sterzata radiale. Tali carrelli presentano angoli di attacco ⁴ ridotti, il che comporta una significativa riduzione dell'usura dei bordini e delle forze sul binario. I carrelli a sterzata radiale si dividono in due gruppi: quelli con sterzata forzata delle sale montate in curva e quelli con autosterzata delle sale montate. Nel primo caso, le sale montate sono costrette ad assumere una posizione radiale a causa di collegamenti tra quest'ultime o di collegamenti tra le sale montate e la carrozzeria del veicolo. Il secondo caso è costituito da carrelli con sale montate autosterzanti in curva. La progettazione di questi si basa sulla selezione delle rigidità ottimali di taglio e flessione. Questo può essere facilitato dall'uso di sospensioni che consentono di disaccoppiare queste ultime. Nelle sospensioni convenzionali, le rigidità di flessione e di taglio non sono indipendenti. Una diminuzione della rigidità di flessione porta a una riduzione di quella di taglio, il che significa che il miglioramento delle qualità in curva comporta una riduzione della stabilità sul rettilineo. Inevitabilmente, quindi, la rigidità longitudinale e laterale del carrello vengono scelte per ottenere il miglior compromesso tra curvatura e stabilità.

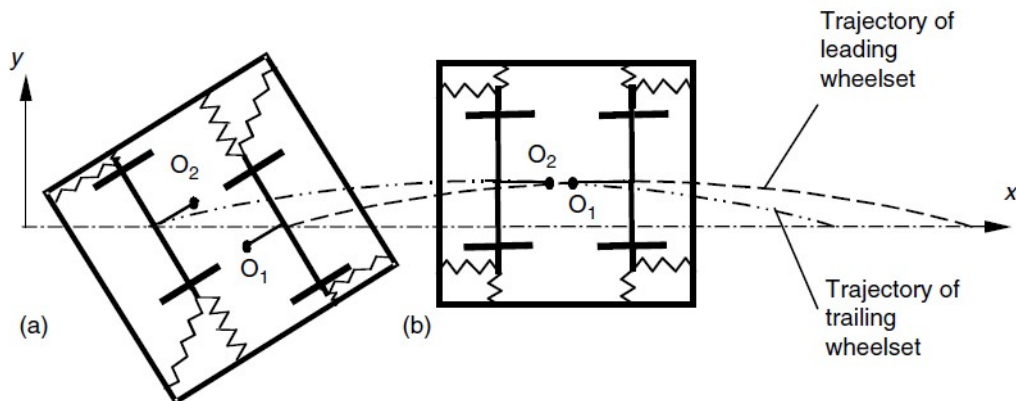


Figura 4.9: Modi di vibrare di un carrello a due assi: (a) imbardata in fase, (b) spostamento laterale in fase

⁴L'angolo di attacco si viene a formare nel momento in cui il carrello entra in curva, nel caso di carrelli a passo rigido. E' l'angolo tra la retta perpendicolare alla curva e la retta parallela alla sala iscritta rigidamente.

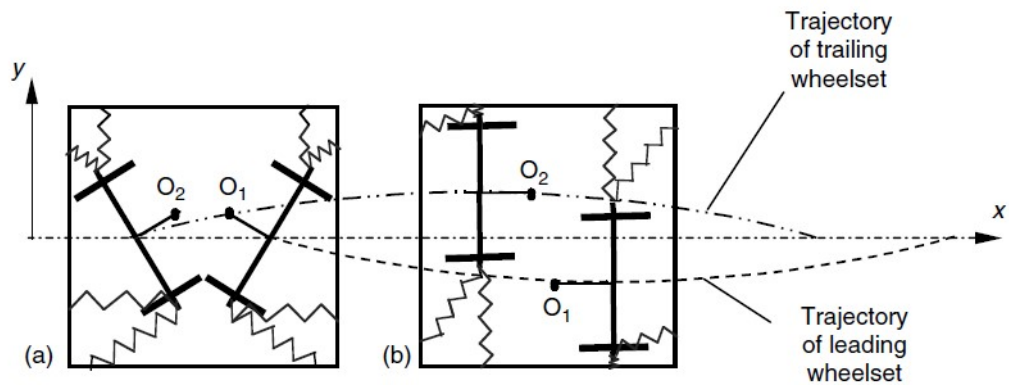


Figura 4.10: Modi di vibrare di un carrello a due assi: (a) imbardata in antifase, (b) spostamento laterale in antifase

Una soluzione largamente impiegata in ambito ferrotranviario è l'utilizzo di smorzatori antiserpeggio, che ha il compito di ridurre il modo di serpeggio dei carrelli e quindi del veicolo. Il modo di serpeggio ad alta velocità diventa instabile, limitando quindi la velocità raggiungibile dal mezzo. Lo smorzatore è posizionato in modo da smorzare prevalentemente il modo di imbardata, poiché lo spostamento laterale viene attenuato dai SSL. Si dispongono quindi due ammortizzatori longitudinalmente al veicolo sui lati, collegati tra centro carrello (in disposizione asimmetrica) e cassa. In ogni caso lo smorzatore, che ha una corsa elevata per consentire la rotazione in curva, deve operare su piccole ampiezze per il serpeggio (pochi millimetri). Nei veicoli moderni sono stati sperimentati ammortizzatori che hanno meccanismi in grado di allungare la corsa ammissibile per il serpeggio. [25]

4.5 SAGOMA LIMITE

Il veicolo, sia da fermo che in movimento (quando è soggetto a forze centrifughe), deve sempre rimanere entro i limiti di dimensioni stabiliti dalle normative, in modo da evitare urti con

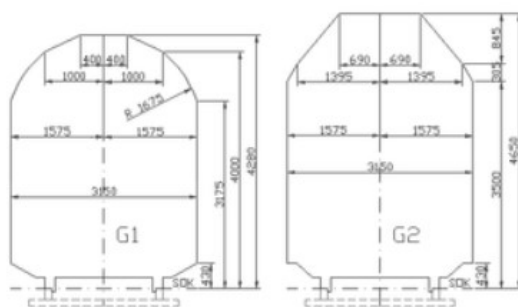


Figura 4.11: Esempi di sagome limite

altre tipologie di veicoli qualora venga consentito il passaggio di quest'ultimi.

l'infrastruttura. Le normative imposte [26] possono essere sia nazionali che internazionali, ed eventualmente sono diversificate per la specifica linea in cui il veicolo presta servizio. Le dimensioni limite per i veicoli tranviari sono definite dalla normativa vigente, in particolare dalla norma UNI 7156:2020. Oltre alle dimensioni limite, viene illustrata la distanza minima per le linee aeree di contatto e la distanza di sicurezza dalle

La norma esplica quanto segue [27]:

- Gli ostacoli alti almeno 300 mm fissati al terreno che possiedono una determinata continuità (ad esempio muri) devono essere distanti non meno di 800 mm dall'ingombro statico del veicolo;
- Gli ostacoli fissi ma discontinui (pali, alberi) possono essere ridotti a 500 mm dal medesimo ingombro;
- Le parti più alte degli ostacoli fissi e le tettoie delle fermate devono essere distanti almeno 250 mm dalla sagoma statica;
- Gli ostacoli fissi, sia continui che discontinui ma che non superano i 300 mm di altezza, devono spaziarsi di almeno 30 mm dalla parte bassa del tram;
- Lo spazio vuoto tra banchina e veicolo non deve eccedere 70 mm;
- Quando la linea è a doppio binario, la distanza tra i due deve essere tale che i veicoli che la percorrono abbiano una distanza di 400 mm;
- Come indicato nella UNI 11174, i rotabili devono essere progettati in modo che, pur soddisfacendo gli appropriati livelli di qualità di marcia, le fasce d'ingombro cinematiche non eccedano le rispettive fasce d'ingombro statiche di più di 150 mm per parte;

Le condizioni descritte sopra devono necessariamente essere rispettate nel caso in cui la vettura sia ferma ma anche quando sia in moto, con particolare attenzione alle curve e agli incroci con altri mezzi della stessa tipologia. Le sporgenze esterne, come specchietti retrovisori, pantografi e altre attrezzature montate all'esterno del tram, devono essere considerate nella sagoma limite. Queste sporgenze non devono superare i limiti imposti per garantire la sicurezza durante il transito.

Uno dei fenomeni dinamici che più riguarda l'eventuale compromissione della sagoma limite è il rollo, che viene approfondito nel paragrafo seguente.

4.5.1 ROLLIO

Il rollio è un fenomeno dinamico caratterizzato da oscillazioni laterali attorno all'asse longitudinale del veicolo (figura 4.12). Questo fenomeno è causato dall'interazione tra le forze di aderenza e le forze inerziali che agiscono sul convoglio.



Quando il mezzo affronta una curva, le forze centrifughe tendono a spingere il tram verso l'esterno della curva, mentre le forze di aderenza e contatto tra le ruote e i binari cercano di mantenere il mezzo sulla traiettoria. Se la velocità del tram aumenta oltre un certo limite critico, le forze inerziali possono superare le forze di aderenza e contatto, facendo oscillare lateralmente il veicolo portandolo a instabilità. Il rollio è causato da diversi fattori, tra cui la geometria del tracciato, il design del carrello e le condizioni di carico. Anche il design delle sospensioni gioca un ruolo cruciale, un sistema di sospensione in aggiunta a un sistema di smorzamento antirollio può attenuare le oscillazioni, migliorando il comfort dei passeggeri e la stabilità del convoglio. Tuttavia, se le sospensioni sono inadeguate o troppo rigide, possono contribuire a un aumento del rollio. [28] [29]

Figura 4.12: Angolo di rollio del veicolo

Per affrontare il problema del rollio, le aziende produttrici di veicoli tranviari possono implementare diverse strategie. Queste includono l'uso di carrelli con design avanzati, come quelli dotati di ruote indipendenti che possono ruotare in modo diverso (vedere figura 2.10), riducendo l'impatto delle oscillazioni. Inoltre, l'adozione di tecnologie di monitoraggio e controllo attivo delle vibrazioni può contribuire a migliorare la stabilità del convoglio e a prevenire situazioni di pericolo [30]

Una soluzione comune adoperata per evitare questo fenomeno è lo smorzamento antirollio (figura 4.13), di cui la protagonista è la barra antirollio. L'asta è incernierata all'estremità da due leve che a loro volta sono collegate a due pendini. Una rotazione della cassa rispetto all'asse longitudinale causa un sollevamento di un'asta e l'abbassamento dell'altra imponendo un momento torcente alla barra antirollio. La rigidità della barra antirollio opera in parallelo alla rigidità a rollio delle sospensioni secondarie del veicolo. [25]

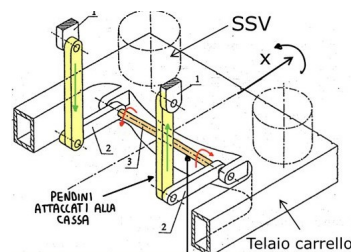


Figura 4.13: Sistema antirollio

4.6 CABRAGGIO

Il fenomeno del cabraggio nei veicoli tranviari si riferisce alla variazione di carico a causa di forze di trazione o frenatura. Questo fenomeno è importante per la stabilità e la sicurezza del veicolo durante l'esercizio. Il cabraggio avviene in due condizioni differenti, che possono però verificarsi contemporaneamente oppure singolarmente. Il primo caso è il cabraggio della cassa rispetto al carrello, mentre il secondo caso consiste nel cabraggio del carrello rispetto al tracciato.

4.6.1 CABRAGGIO DELLA CASSA RISPETTO AL CARRELLO

Il cabraggio della cassa si verifica quando la parte superiore del veicolo si inclina verso l'alto o verso il basso rispetto al carrello. Questo fenomeno è influenzato principalmente da forze di trazione e frenatura. Quando il veicolo accelera, la forza di trazione può sollevare la parte

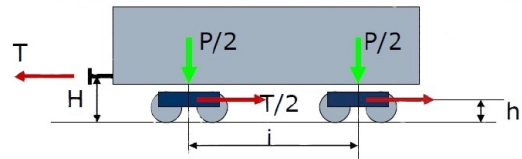


Figura 4.14: Cabraggio della cassa rispetto al carrello

anteriore della cassa, causando un trasferimento di carico verso le ruote posteriori. Al contrario, durante la frenata, la parte anteriore della cassa tende a inclinarsi verso il basso, aumentando il carico sulle ruote anteriori. Questo problema porta alla riduzione della massa aderente, ed è generalmente dovuto dalle seguenti condizioni: carico non equilibrato all'interno della cassa, progettazione della cassa e dei carrelli non accurata e irregolarità di tracciato che contribuiscono alle variazioni di carico.

Se si ipotizza che la carrozza di un tram [31] avente due carrelli venga tirata con una forza "T" a livello dell'asta di trazione, posizionata ad una altezza H dal piano del ferro ⁵, e che la forza venga trasferita ai carrelli alla quota del telaio denominata come "h", si ottiene un momento:

$$M = T \cdot (H - h) \quad (4.6)$$

che viene bilanciato da una variazione di carico sui centri carrello:

$$M = DQ \cdot i \quad (4.7)$$

dove i è l'interperno, ovvero la distanza tra i centri dei due carrelli.

⁵Il piano del ferro è una definizione utilizzata in campo ferroviario per descrivere la quota posta alla sommità del binario.

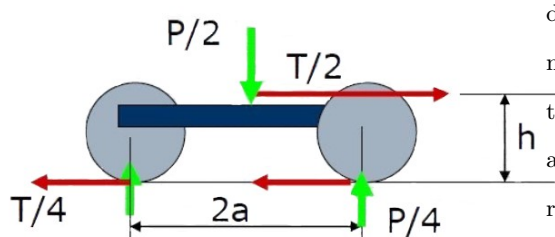
Si ottiene quindi:

$$DQ = \frac{T \cdot (H - h)}{i} \quad (4.8)$$

Dalla 4.8 si può desumere che eguagliando H e h non si genera momento sulla cassa e di conseguenza il cabraggio viene eliminato.

4.6.2 CABRAGGIO DEL CARRELLO RISPETTO AL TRACCIATO

Il cabraggio del carrello si riferisce all'inclinazione del carrello stesso in risposta alle forze esterne e all'attrito generato dal contatto ruota - rotaia. Questo fenomeno viene influenzato da forze



di azione e reazione, che possono generare un momento che solleva il carrello. Questo è particolarmente evidente in curve strette o durante

accelerazioni brusche. La conformazione della rotaia e la presenza di irregolarità su quest'ultima sono altre condizioni che possono influenzare

il comportamento del carrello, causando oscillazioni che si traducono in cabraggio.

Figura 4.15: Cabraggio della carrello rispetto al tracciato

Problema analogo al caso della cassa ma più grave [31] si ha quindi sul carrello, in questo caso la trazione trasmessa dai motori alla quota del telaio ad altezza "h" genera un momento con le forze tangenziali che scambiano le ruote con il tracciato:

$$M' = \frac{T}{2} \cdot h \quad (4.9)$$

che viene bilanciato dalla variazione di carico sulle ruote data da:

$$M' = DQ' \cdot 2a \quad (4.10)$$

con "2a" il passo del carrello. Unendo i due momenti si ottiene:

$$DQ' = \frac{\frac{T}{2} \cdot h}{2a} = \frac{T \cdot h}{4a} \quad (4.11)$$

A differenza del cabraggio rispetto alla cassa, il momento non può essere azzerato totalmente, perché non è possibile posizionare la trazione all'altezza del piano del ferro. È possibile però posizionare la trazione più bassa possibile per ridurre il momento e quindi il cabraggio.

In generale, il cabraggio impatta negativamente sulle condizioni del veicolo, andando a usurare irregolarmente le ruote. Il carrello quando si solleva in modo eccessivo può causare un contatto non uniforme tra le ruote e le rotaie. Un elevato cabraggio può compromettere la stabilità del veicolo, aumentando il rischio di deragliamento.

Per prevenire ciò, è possibile utilizzare contromisure tecniche:

- Sistemi di sospensione adattivi che assorbono meglio i movimenti longitudinali e verticali adattandosi continuamente a qualsiasi tipo di condizione;
- Migliore distribuzione dei pesi per minimizzare il cabraggio;
- Sistemi di controllo elettronico (PID, Fuzzy, PLC) che gestiscono frenata e accelerazione in modo più uniforme.

La conseguenza principale del cabraggio è il beccheggio che, se raggiunge livelli elevati, può portare a diverse problematiche.

4.6.3 BECCHEGGIO

Il beccheggio è un problema dinamico che si verifica in qualsiasi tipo di veicolo, è caratterizzato da oscillazioni verticali attorno all'asse trasversale del convoglio. In ambito ferroviario, il beccheggio può essere causato da diverse condizioni, tra cui le irregolarità della rotaia, come giunzioni, curve e variazioni di pendenza che possono generare movimenti verticali. Quando un tram attraversa una curva o una sezione irregolare della linea, il carrello e la cassa del veicolo tendono a muoversi in modo non uniforme, provocando oscillazioni. Quest'ultime possono essere amplificate da fattori come la velocità del veicolo e il carico trasportato, rendendo il fenomeno più accentuato in condizioni di alta velocità o con carichi pesanti.



Figura 4.16: Beccheggio del veicolo

Inoltre, il beccheggio è strettamente legato alla progettazione delle sospensioni, che hanno il compito di assorbire le vibrazioni e le forze generate durante il movimento, e la loro efficacia influisce direttamente sull'intensità del beccheggio. Un sistema di sospensione ben progettato può ridurre significativamente le oscillazioni, migliorando il comfort dei passeggeri e la stabilità del convoglio. Tuttavia [32], se le sospensioni sono troppo rigide o non adeguatamente tarate, possono contribuire ad amplificare il fenomeno.

Per il controllo dei carrelli con assi rigidi o con ruote indipendenti, sono disponibili diverse opzioni tecniche, ciascuna con specifici requisiti. Nel caso di assi rigidi, il controllore attivo deve garantire la sterzata degli assi in curva per assicurare il puro rotolamento delle ruote sul binario e stabilizzare la sala per evitare oscillazioni cinematiche, note come instabilità da hunting. Per i carrelli con ruote indipendenti (IRW), il controllo deve invece garantire la guidabilità del carrello anche sui rettilinei, poiché questa tipologia di assi non possiede la capacità autosterzante. L'obiettivo finale di entrambe le soluzioni è ottenere eccellenti prestazioni di marcia e ridurre l'usura dei profili, minimizzando le azioni di contatto tra ruota e binario.

Il beccheggio [33] può avere effetti negativi sul comfort dei passeggeri e sulla sicurezza. Oscillazioni eccessive possono portare a una riduzione della stabilità del veicolo ferroviario, aumentando il rischio di deragliamento, specialmente in curve strette o su tracciati con pendenze elevate. Inoltre, l'impatto delle oscillazioni può causare un'usura prematura dei componenti meccanici, aumentando i costi di manutenzione e riducendo l'affidabilità del servizio. Per mitigare gli effetti del beccheggio, è possibile adottare diverse strategie, tra cui l'ottimizzazione del design delle rotaie, l'implementazione di sistemi di controllo attivo delle sospensioni e l'uso di tecnologie avanzate per monitorare e gestire le vibrazioni. Queste misure non solo migliorano il comfort dei passeggeri, ma contribuiscono anche a garantire la sicurezza e l'efficienza operativa del sistema ferroviario nel suo complesso.

5 DESCRIZIONE DEL VEICOLO: ATM TORINO 614

5.1 STORIA DELLA "614"

L'"ATM TORINO 614" è una della serie di ventiquattro vetture costruite alla fine degli anni Venti dalle officine ATM di Torino. Essa nacque bidirezionale con livrea color rosso - crema, ma solo pochi mesi dopo l'immissione in servizio per causa di un decreto governativo, obbligò la società a riverniciarla di verde e contemporaneamente trasformarla in vettura monodirezionale con porte pneumatiche e di posto fisso del bigliettotaio. La serie 600 fu la prima ad avere il sistema di blocco porte, cioè un interruttore che impediva la marcia in caso di porte aperte. Questi tram prestarono servizio

fino alla metà degli anni Sessanta, venendo impiegate negli ultimi tempi solo come rinforzi o sulle linee secondarie. Successivamente, vennero utilizzati alcuni componenti della serie per realizzare il tram pulisci binari n°420.

Dopo la cessione delle vetture da parte di ATM, la cassa del tram 614 rimase accantonata per decenni in un



Figura 5.1: Cassa della motrice 614 abbandonata nel parco

parco pubblico sulle rive del fiume Po in provincia di Alessandria. Nel 2013 ATTS la acquisì dal comune di Gabiano (AL) e solo nel 2023 fece partire i lavori di restauro. [2]

5.2 STRUTTURA DEL VEICOLO

Come descritto nel paragrafo 5.1, l'unico componente recuperabile del tram 614 è stato la cassa, la quale si trovava in uno stato di avanzato degrado a causa dell'esposizione prolungata agli agenti atmosferici. Di conseguenza, è stato necessario sostituire le parti compromesse con nuovo materiale. Non avendo a disposizione altri componenti della serie 600, l'unica alternativa possibile è stata quella di utilizzare parti provenienti da altri tram, il più possibile simili alla serie in questione.

Le dimensioni principali del tram sono 9240 mm di lunghezza (tolte le aste utilizzate per trainare altri veicoli), 2140 mm di larghezza e 3442 mm di altezza, tenendo conto delle travi che sorreggono il pantografo insieme alla loro impalcatura. Nel calcolo delle dimensioni non è stato considerato il pantografo, poiché ha la capacità di regolare l'apertura. Nella figura 5.2 è riportato il complessivo della motrice 614.



Figura 5.2: Rendering del complessivo della motrice 614

5.2.1 SALE MONTATE

Per quanto riguarda le sale montate, ossia l'insieme di ruote e assile, verranno utilizzati i componenti provenienti dai tram della prima serie della 2700 (figura 5.3 in basso). L'assile è realizzato in acciaio 30NiCrMoV12 e presenta i seguenti diametri: 119 mm per il corpo centrale, 110 mm per la sezione di caletto e 80 mm per i fuselli. La lunghezza totale dell'assile è di 1978 mm, con fuselli lunghi 178 mm e sezioni di caletto lunghe 135 mm. Lo scartamento è di 1445 mm e la distanza tra i fianchi interni delle ruote risulta essere di 1396 mm (misura ricavata dal disegno del complessivo della sala della serie 2700). Sono presenti gole all'estremità dei fuselli per garantire un tamponamento laterale durante l'esercizio.

Le ruote invece sono cerchiate, possiedono un diametro di rotolamento di 680 mm e sono larghe 84 mm.

Per realizzare il cerchione, è necessario seguire la norma UNIFER 3332 [34], che specifica il profilo da adottare per la tavola e il bordino della ruota. La norma indica inoltre che il diametro di calettamento tra corona e bordino deve essere di 557 mm. La massa totale della sala montata risulta essere di 376.256 kg. Come riportato in [35], la conicità nell'intorno della circonferenza di rotolamento varia in base alla tipologia di linea, maggiori sono le velocità, minore è la conicità:

- Linee convenzionali 1:10 - 1:20 (tram, treni);
- Alta Velocità 1:40 - 1:50;

I tram di Torino utilizzano una conicità pari a 1:20. La conicità serve a mantenere centrato l'assile e favorire il movimento in curva evitando lo slittamento. Vi sono diversi modelli cinematici per descrivere il moto degli assili. Il movimento risulta oscillatorio limitato da flangia e conicità.

Il modello di Kingel dà come risultato un moto oscillatorio con una lunghezza d'onda:

$$L_k = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{r \cdot s}{2\gamma}} \quad (5.1)$$

in cui, per il caso della motrice 614:

- $r = 340$ mm, corrispondente al raggio della ruota;
- $s = 1445$ mm, corrispondente allo scartamento torinese;
- $\gamma = \frac{1}{20}$, corrispondente alla conicità della tavola;
- $L_k = 9.76$ m, corrispondente alla lunghezza d'onda del moto di serpeggio;



Figura 5.3: Tram 2717 in servizio (in alto), Sale dei tram serie 2700 (in basso)

5.2.2 BOCCOLE

Le boccole utilizzate appartengono sempre alla prima serie della 2700. Esse sono realizzate per fusione e le dimensioni principali sono 264 mm di lunghezza, 176 mm di larghezza e 180 mm di altezza. Per realizzare una guida boccola, sono presenti dei parasale lateralmente alla boccola in grado di mantenere giochi massimi di 4 mm per parte in longitudinale e 12 mm per parte in laterale. Se la boccola, insieme alla sala montata, si sposta oltre i giochi massimi, incontra un tampone di rigidità infinita che ne impedisce il proseguimento. Per supportare i carichi e consentire il movimento relativo delle sale, sono installati dei cuscinetti conici, inseriti tra interno boccola e fusello. Essendo in rotazione, devono essere lubrificati adeguatamente, per cui all'interno della boccola è presente olio che mantiene a bagno i cuscinetti. La massa della boccola è di 16 kg.

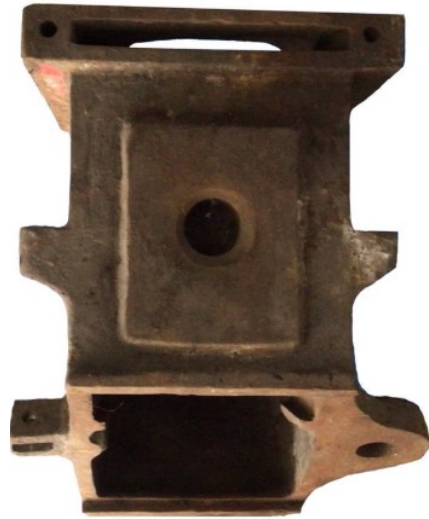


Figura 5.4: Boccola della prima serie del tram 2700

5.2.3 TELAIO CARRELLO

Non avendo a disposizione il telaio carrello della motrice 614, si è deciso di utilizzare i carrelli della serie 2700, che sono pressoché simili. La serie 2700 [36], composta da 72 unità in totale, fu prodotta nelle officine Breda e Stanga, accoppiando motrici a due assi delle serie 600 e 700 con l'aggiunta di un modulo centrale di nuova realizzazione. Tuttavia, non ebbero molto successo e furono rapidamente soprannominate "bisarche" a causa della loro scarsa agilità e del comfort limitato che offrivano. Alcune vetture furono modificate, aggiungendo un bissel ad entrambe le estremità, con la contemporanea riduzione del passo. Questa modifica non migliorò il confort, rese solo più facile l'inscrivibilità nelle curve.

Poiché ogni vettura disponeva di due carrelli alle estremità, i telai sono stati realizzati in modo simmetrico "a coppie", mentre un telaio singolo rimane asimmetrico. Lo scheletro del telaio è composto da due longheroni principali con sezione a "C" interna e due traverse centrali con interasse di 600 mm, formando un telaio ad "H". La massa complessiva del singolo elemento è di circa 1160 kg e può sopportare un carico fino a 10000 kg.

Nel caso in esame, la vettura ha una massa complessiva doppiamente sospesa (cassa) di 6500 kg, per cui rientra abbondantemente nel carico limite. A causa dell'asimmetria del singolo telaio, nella parte anteriore è presente un pezzo aggiuntivo con i fori per alloggiare le sospensioni secondarie. Le distanze tra il centro e i fori per alloggiare le molle sono di 2.29 m sul retro e di 2.41 m sulla parte anteriore. Le parti del telaio che ospitano le sale sono state rinforzate con piastroni di 30 mm di spessore, poiché queste sezioni sono più fragili e tendono ad aprirsi, creando potenziali cricche di fatica. Dopo l'installazione delle sale, la sede viene chiusa tra i due lembi con un perno che lavora a trazione, posizionato sull'estremità bassa del telaio.

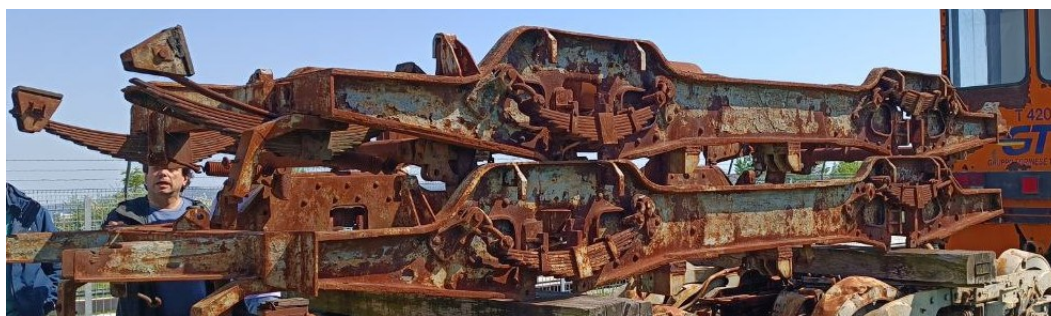


Figura 5.5: Coppia di telai carrello della serie 2700

5.2.4 SOSPENSIONI PRIMARIE

Le sospensioni primarie, già presenti sul telaio destinato al restauro, non hanno richiesto reperimento da altri veicoli. Si tratta di molle a balestra simmetriche composte da 8 foglie larghe 60 mm e spesse 12 mm, rastremate sulle estremità. La foglia madre ha le estremità arrotolate, formando gli occhielli, con una distanza di 680 mm tra i loro centri quando la molla è a riposo.



Figura 5.6: Sospensioni primarie a balestra utilizzate per il restauro fissa mentre le estremità si piegano.

La freccia a vuoto, cioè la distanza verticale tra gli occhielli e la mezzeria della foglia madre piegata, è di 61 mm. Le foglie sono tenute insieme da un anello centrale con un piolo per il centraggio sulla boccola e da due anellini laterali. Queste molle sono posizionate sopra la boccola e, nel momento in cui vengono sottoposte ai carichi nominali, mantengono la parte centrale

Tra gli occhielli della molla e i fissaggi sul carrello sono presenti due anelli per lato, detti pendini, che contribuiscono alla rigidità della molla come se fossero disposti in serie. Gli anelli sono larghi 90 mm e hanno lunghezze di 95 mm e 107.5 mm. La massa di ciascuna balestra risulta di 24 kg, in accordo con l'indicazione sui disegni originali.

5.2.5 SOSPENSIONI SECONDARIE

Per quanto riguarda le sospensioni secondarie, anch'esse sono state recuperate dal telaio carrello della serie 2700. Le secondarie sono molle a balestra, ma presentano una configurazione asimmetrica, poiché la metà sinistra è diversa dalla metà destra sia in lunghezza che in altezza. Le sospensioni secondarie sono composte da 12 foglie larghe 65 mm e spesse 10 mm,

con alcune foglie rastremate alle estremità. A differenza delle molle primarie, le molle secondarie sono dotate di occhielli separati fissati alla foglia madre tramite copiglia, anziché avere la foglia arrotolata alle estremità. Le estremità delle quattro foglie superiori



sono rastremate a 55 mm di larghezza, poiché devono essere inserite in appo-

Figura 5.7: Sospensioni secondarie a balestra utilizzate per il restauro

site staffe utili per sorreggere la cassa. Le foglie sono tenute insieme da un anello centrale con un naso forato sulla parte superiore, utile per il fissaggio sul telaio carrello, e da due anellini laterali. La molla è fissata nella parte sottostante del carrello. Le corde a vuoto (le distanze orizzontali tra il centro e gli occhielli) delle due metà sono di 500 mm e 410 mm, mentre le frecce a vuoto sono di 122 mm e 131 mm. L'attacco delle sospensioni secondarie alla cassa è realizzato tramite staffe dotate di un pattino di bronzo (visibile in figura 5.7 a sinistra), che si alloggia su un contropattino di acciaio fissato direttamente alla cassa. Tra il pattino e il contropattino è presente un gioco laterale di 5 mm per lato e libertà di scorrimento in longitudinale. Le superfici vengono lubrificate tramite grasso grazie ad apposite scanalature eseguite sul pattino. Quando i due elementi sono in moto relativo, si verifica inizialmente un attrito statico, seguito da un attrito dinamico, che risulta essere inferiore. La massa di ciascuna balestra risulta di 48 kg, in accordo con l'indicazione sui disegni originali.

5.2.6 CASSA

La cassa, l'unico elemento originale recuperato da ATTS, è progettata con un'intelaiatura e una scocca in metallo per garantire resistenza strutturale, mentre gli ornamenti sono realizzati interamente in legno. Il telaio della cassa include una parte centrale con 4 longheroni principali, ai quali si agganciano tutte le traverse, e due pianali ribassati alle estremità. Ciascun pianale è sostenuto da due travi a "C" interna e da



Figura 5.8: Cassa della motrice 614 in fase di restauro

un'impalcatura semicircolare situata alle estremità anteriore e posteriore. Sulla parte centrale del veicolo ci sono 7 finestrini per lato, che si aprono a scomparsa verso il basso. I finestrini dei pianali ribassati sono fissi, eccetto uno laterale vicino al posto del manovratore. Tra la parte centrale e quella ribassata ci sono delle pareti divisorie con una porta centrale. All'interno, la cassa offre circa venti posti a sedere, tutti situati nella parte centrale. Le panche sono disposte longitudinalmente lungo le pareti divisorie, mentre i sedili singoli sono orientati in modo da seguire il senso di marcia del veicolo. Il tetto è realizzato con listelli di legno appoggiati su centine metalliche, rivestito da fogli di vetroresina. Sopra il tetto sono montate due travi con interasse di 55 cm, destinate a sorreggere il pantografo.

Per calcolare la massa totale della cassa, oltre alla massa propria di quest'ultima, è necessario prendere in considerazione anche quelle di altri componenti, tra cui:

- Ornamenti interni in legno comprendenti i sedili, con una massa stimata di 100 kg;
- Pavimento, con una massa stimata di 100 kg;
- Quattro piastroni di acciaio, che hanno la funzione di zavorra, con una massa di 250 kg l'uno;
- Banco di manovra, gravante 100 kg;
- Trenta persone a bordo, ciascuna pesante 80 kg secondo normativa, con una massa di 2400 kg;
- Due travi in legno, ciascuna con una massa di circa 75 kg;
- Pantografo, gravante 150 kg;

Sommando quindi le masse dei componenti a quella dell'intelaiatura della cassa, che corrisponde a circa 2500 kg, si ottiene una massa complessiva di 6500 kg.

5.2.7 COLLEGAMENTO CASSA-CARRELLO

La cassa, non avendo vincoli sull'asse longitudinale tra i pattini e i contropattini delle sospensioni secondarie, necessita di un organo di collegamento con il carrello per rimanere saldamente ancorata durante il movimento. A tal fine, si utilizza un elemento chiamato trascinamento, ampiamente impiegato nei veicoli ferroviari.

Il trascinamento è composto da un'asta con un elemento sagomato a forma di asola inserito ad un'estremità. Alle estremità dell'asola sono incernierate due bielle, in cui su entrambi gli occhielli vengono interposti degli anelli in gomma denominati "Silent Block", che servono a smorzare le vibrazioni provenienti dal carrello. Il sistema così realizzato viene chiamato "quadrilatero di Watt" a causa della forma somigliante ad un quadrilatero.

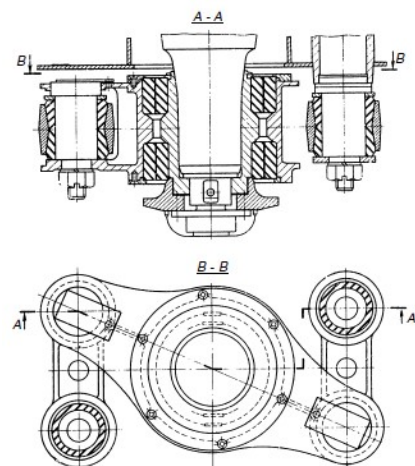


Figura 5.9: Trascinamento a quadrilatero di Watt

Il trascinamento può essere realizzato in due metodi:

- Asta fissata alla cassa che scende fino all'altezza del carrello, su cui viene collegato l'elemento sagomato con le biellette incernierate alle traverse del carrello;
- Asta fissata al carrello che sale fino al sottocassa, su cui viene collegato l'elemento sagomato con le biellette incernierate alla cassa;

I due modi elencati sopra vengono scelti in base allo spazio disponibile a livello del carrello, perchè la struttura ha un ingombro abbastanza rilevante. L'utilizzo del quadrilatero di Watt consente di vincolare tutti gli spostamenti eccetto il laterale, che viene vincolato da altri sistemi come per esempio tamponi.

5.2.8 PANTOGRAFO



Figura 5.10: Pantografo da montare sulla motrice 614

Il pantografo utilizzato sul tram 614 è a compasso ed è stato costruito dalla SOCIMI nel 1991, dotato di presa di corrente bidirezionale (figura 5.10). Per motivi estetici, il pantografo è montato su due travi in legno rastremate alle estremità situate sul tetto del tram di dimensioni 5900 mm (lunghezza) x 190 mm (larghezza) x 95 mm (altezza), distanziate di 550 mm. Le due travi sono fissate al tetto tramite piastre piegate a forma di Ω alte 100 mm e un profilato a U di spessore 5 mm. Tra il pantografo e le

travi sono presenti piedini antivibranti in gomma, che servono a isolare il tram da eventuali scariche di corrente indesiderate e assorbire vibrazioni. Gli interassi di appoggio del pantografo sono di 500 mm in larghezza e 1200 mm in lunghezza. Per stimare la massa totale di pantografo insieme alle due travi si considera:

- Pantografo, con massa di 150 kg;
- Due travi in legno, ciascuna con massa di 75 kg;

La massa complessiva risulta quindi essere di 300 kg.

5.2.9 ORGANI DI TRAZIONE

La trazione della motrice 614 viene realizzata tramite due motori recuperati dal tram della serie 2800, installati a ridosso delle sale montate tramite un riduttore formato da una coppia di ruote dentate a denti dritti disposte ad assi paralleli calettate una sul motore (pignone) e una sull'assile (corona). La conseguenza di avere le ruote calettate rigidamente al motore e all'assile è quella di dover mantenere un interasse costante, altrimenti il punto di contatto di queste cambia e si usurano maggiormente le ruote, per cui si vincola il motore all'assile mediante due cuscinetti, in modo che il motore mantenga l'interasse costante (figura 5.11). Utilizzando questo metodo, il motore è in grado di ruotare liberamente attorno all'asse, perciò è necessario vincolarlo al carrello mediante un prolungamento a sbalzo che lo collega elasticamente (tramite molla elicoidale). L'utilizzo di questa soluzione porta però a diversi svantaggi, come la suddivisione di metà carico sulla sala montata e la trasmissione delle vibrazioni sulle ruote dentate causata dalle irregolarità di tracciato.

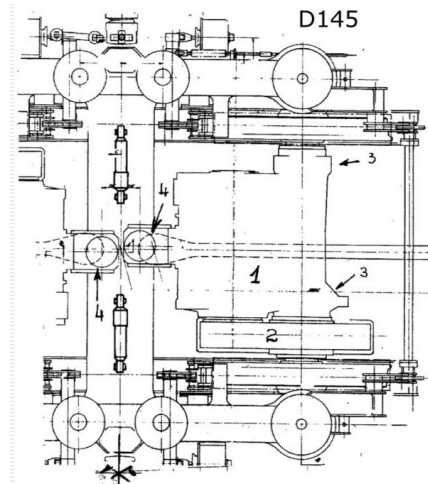


Figura 5.11: Trasmissione utilizzata sui tram

Il motore [37] è del tipo RETAM RT45 oppure TIBB GDTM 1252 e viene alimentato a corrente continua a 750 volt con presa di corrente a pantografo. La potenza continuativa è di 24 kW sui RETAM RT45 e 23 kW sui TIBB GDTM e l'avviamento dei motori avviene tramite reostati con inseritore. Sulla serie 2800, la velocità massima a cui può arrivare la vettura è di 41 km/h.

5.2.10 ORGANI DI FRENATURA

Il sistema pneumatico installato sulla motrice 614 è a singola condotta e i principali componenti sono:

- Distributore D-3: l'organo decisionale che gestisce frenatura e sfrenatura;
- Serbatoio principale: contiene l'aria utilizzata per inviare il comando di frenatura al distributore;
- Serbatoio ausiliario: contiene l'aria utilizzata per la frenatura vera e propria;
- Autoregolatore Westinghouse di tipo W: il rubinetto che il manovratore utilizza per scegliere il tipo di frenatura o sfrenatura;
- Cilindro freno: contiene lo stantuffo che attua la frenatura tramite i ceppi;
- Timoneria: il collegamento dello stelo del cilindro freno ai ceppi;

- Motocompressore: la macchina operatrice che comprime l'aria e la invia al serbatoio principale e a quello ausiliario;
- Condotta: collega i vari dispositivi tra di loro;

In figura 5.12 è raffigurato il distributore D-3 insieme a una sezione laterale. Quando il manovratore aziona l'autoregolatore, l'aria compressa dal serbatoio principale viene scaricata fino a raggiungere la valvola D-3 e una volta superata una certa soglia, la valvola si apre mettendo in comunicazione il serbatoio ausiliario con il cilindro freno. In una frenatura di servizio, l'aria che fluisce dal serbatoio ausiliario è regolata dal distributore, mentre in una frenatura di emergenza, la valvola D-3 si apre completamente facendo passare tutta l'aria disponibile. Terminata la frenatura, per rilasciare i freni è necessario togliere l'aria dalla camera del cilindro freno mettendolo in comunicazione con l'atmosfera. Questo processo viene gestito dal distributore D-3, azionato dal manovratore tramite l'autoregolatore.

Per i rotabili a due assi è stato generalmente adottato il montaggio di un' unica coppia di pattini al centro del carrello per interassi fino a 2000 mm. La motrice 614, avendo un interasse maggiore, ha la coppia di pattini spostata in prossimità di una sala per evitare che nelle curve l'asse del pattino si discostasse troppo dall'asse della rotaia. L'alimentazione delle bobine dei pattini è eseguita tramite una batteria funzionante a 24 V.

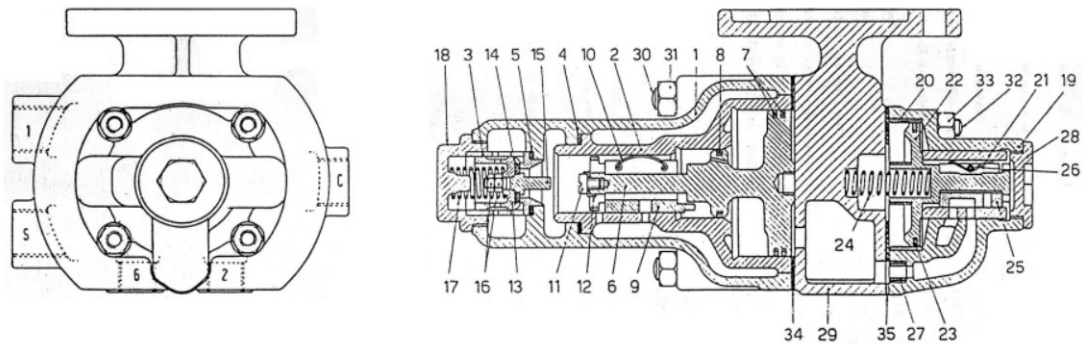


Figura 5.12: Distributore D-3

6 SOFTWARE MULTIBODY: SIMPACK

SIMPACT [38] è un software multibody avanzato creato dall'azienda Dassault Systèmes, utilizzato principalmente per modellare e simulare il comportamento dinamico di sistemi complessi. Questo strumento è ampiamente impiegato nel settore ferroviario, automobilistico, aerospaziale e in molte altre applicazioni ingegneristiche.

Il termine "multibody" indica che il software è in grado di rappresentare e simulare la dinamica di sistemi costituiti da numerosi corpi rigidi e flessibili interagenti tra loro. Questi elementi possono essere veicoli, meccanismi complessi, strutture industriali e molto altro ancora. La peculiarità del software è la capacità di racchiudere un insieme di fenomeni fisici e interazioni che influenzano il comportamento del sistema, come ad esempio attrito, vincoli cinematici, forze di contatto, sistemi di controllo, vincoli geometrici e il comportamento dei materiali. SIMPACK esegue analisi dinamiche che consentono di valutare il comportamento del sistema in condizioni reali, ad esempio durante l'accelerazione, la frenata, il passaggio su ostacoli, il comportamento in curva o in risposta a forze esterne come vento o tracciato irregolare. Entrando più nel dettaglio nel campo ferroviario, l'utilità di SIMPACK consiste nel simulare il comportamento della vettura a una certa velocità, che sia in rettilineo o in curva, e riportare se ci sono stati fenomeni indesiderati come ad esempio rollio, imbardata, serpeggio, beccheggio, usura delle ruote o persino deragliamenti in condizioni critiche. Il software può essere integrato con altri strumenti di simulazione e progettazione, consentendo di lavorare in un ambiente integrato e di sfruttare al meglio le capacità di ciascuno strumento.

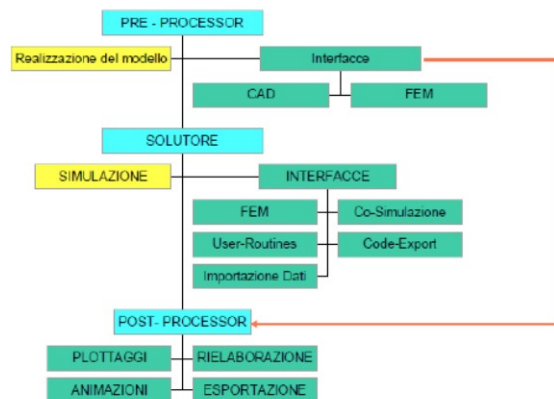


Figura 6.1: Schema di funzionamento di un codice multibody

SIMPACK si basa sostanzialmente sulla conoscenza di alcune features, in particolare [38] [39]:

6.1 REFERENCE SYSTEMS

I reference systems forniscono un metodo per definire un riferimento spaziale per i corpi all'interno del modello multibody, consentendo all'utente di specificare in modo preciso la posizione, l'orientamento e il movimento dei componenti del sistema. Questa funzione è fondamentale per la corretta modellazione e simulazione del comportamento dinamico dei sistemi complessi, in quanto è la base di partenza della simulazione. Il sistema di riferimento che viene utilizzato di default da SIMPACK viene denominato "ISYS".

6.2 BODY

I body rappresentano tutti gli elementi utilizzati nella simulazione. Questi corpi sono posizionati all'interno del sistema di riferimento ISYS e, una volta collegati tra loro, il software calcola le varie interazioni tra di essi. Ogni body contiene due sottofunzioni: i marker, che verranno spiegati in dettaglio successivamente, e la geometria. Quest'ultima consente di dare una forma al corpo, ma non ha alcuna utilità per la simulazione, poiché SIMPACK non è in grado di determinare le interazioni tra i corpi basandosi sulle loro geometrie.

6.3 MARKER

I marker sono principalmente di tre tipi:

1. Frame marker: definiscono un sistema di coordinate locali che può essere usato per specificare orientamenti e posizioni relative tra diversi marker;
2. Body marker: definiscono un punto su un corpo che può essere utilizzato per connessioni, o applicazioni di forze. Sono associati a corpi rigidi o flessibili;
3. Joint marker: utilizzati specificamente per definire giunti tra i corpi, determinando i gradi di libertà tra i corpi connessi;

Ogni corpo possiede soltanto un joint marker, mentre i body marker possono essere infiniti. I joint marker determinano se un corpo può traslare, ruotare, o se i movimenti sono limitati o vincolati. Questi giunti possono variare in complessità da semplici connessioni di rotazione a connessioni molto più complesse che combinano traslazioni e rotazioni multiple.

6.4 FORCE ELEMENTS

I force elements sono uno dei cardini principali di SIMPACK. Essi permettono di modellare una vasta gamma di forze e interazioni dinamiche nei sistemi meccanici. Sono essenziali per creare simulazioni realistiche che possono essere utilizzate per analisi, progettazione e ottimizzazione di sistemi complessi in campo ferroviario, automobilistico e aerospaziale. Le principali tipologie di force elements sono:

1. Spring-damper elements:
 - Molle (spring): rappresentano le forze elastiche che seguono la legge di Hooke, fornendo una forza proporzionale alla deformazione del corpo (allungamento o compressione);
 - Dampers (ammortizzatori): rappresentano le forze viscosse che dipendono dalla velocità relativa tra i due punti di connessione, dissipando energia come calore;
2. Bushing elements: questi elementi combinano caratteristiche di molle e smorzatori per rappresentare le proprietà elastiche e viscoelastiche in direzioni multiple (traslazionali e rotazionali). Sono spesso utilizzati per modellare le interazioni tra componenti che hanno una certa flessibilità, come le sospensioni dei veicoli;
3. Contacts: utilizzati per modellare le forze di contatto tra superfici, come ad esempio i contatti tra ruote e terreno, denti degli ingranaggi o altri punti di contatto fisico tra i componenti. In sostanza simulano il comportamento hertziano tra i corpi;
4. Attuatori e sistemi di controllo:
 - Attuatori: possono essere utilizzati per applicare forze o momenti controllati, simulando componenti come cilindri idraulici, motori elettrici, o altri attuatori;
 - Sistemi di controllo: simulano forze basate su algoritmi di controllo che possono essere collegati a sensori e feedback del sistema;

Le peculiarità dei force elements consistono nell'inclusione di comportamenti non lineari, come ad esempio un tampone di fine corsa della traslazione laterale delle boccole di un veicolo ferroviario (si passa da una rigidità finita data dalle sospensioni primarie ad una rigidità teoricamente infinita data dal tampone), alla dissipazione di energia tramite smorzatori e interazioni di sistemi multibody.

6.5 PRELOAD

Il preload è un'importante funzione che calcola automaticamente tutte le forze necessarie per contrastare la gravità, creando un precarico su tutti i force elements portando all'equilibrio i vari corpi. Tramite finestra dedicata è possibile vedere tutte le forze agenti sui force elements e vedere se i precarichi sono attivi o meno.

6.6 TIME INTEGRATION

Il time integration è il processo mediante il quale il software calcola come evolve il sistema a partire da uno stato iniziale determinando valori in funzione del tempo oppure dello spazio. Nelle simulazioni multibody molto spesso le equazioni del moto sono complesse e non possono essere risolte analiticamente. Pertanto, è necessario utilizzare metodi numerici per integrare le equazioni nel tempo e ottenere soluzioni accurate e stabili. All'interno della funzione, è possibile trovare tre tipologie di integrazione:

- Online, ovvero una simulazione animata dell'insieme di corpi che risponde alle condizioni esterne che vengono imposte, senza però avere risultati numerici;
- Offline with measurments, che consiste nella simulazione che più interessa l'analisi numerica, in cui non è presente l'animazione del sistema di corpi, ma solo i risultati ottenuti dalla prova;
- Offline without measurments, utile per validare il modello e vedere se sono presenti errori in determinati tratti;

6.7 TRACK

In campo ferroviario si rende utile una particolare funzione denominata "track", cioè la possibilità di disegnare sul software il tracciato che si vuole simulare, che in questo caso è un binario. All'interno della sezione è possibile trovare diverse finestre indicanti le varie caratteristiche del tracciato, tra cui rettilinei, curve, clotoidi, sopraelevazione, allargamento di scartamento e livellette ⁶. Risulta però possibile simulare un solo binario, senza utilizzare deviatori o incroci, il che rendono la simulazione non del tutto veritiera.

⁶La "livelletta" è il termine tecnico usato per definire i cambi di pendenza nel tracciato ferroviario.

Le finestre presenti nella sezione "track" sono denominate come segue:

- Horizontal per definire la parte orizzontale del tracciato;
- Superelevation per definire la sopraelevazione in curva;
- Widening per definire l'allargamento di scartamento;
- Vertical per definire le livellette;

6.7.1 HORIZONTAL

In questa finestra si definiscono le geometrie principali del tracciato, tra cui rettilinei, curve, clotoidi e parametri geometrici.

I segmenti rettilinei del tracciato sono la parte costituita da linee dritte, definiti dalla loro lunghezza. Anche se rettilinei, questi tratti sono importanti per stabilizzare il veicolo e possono servire da base di riferimento per il posizionamento di curve e transizioni. In SIMPACK la parte rettilinea viene definita come "STR". Le curve sono segmenti di tracciato caratterizzati da un raggio costante, definiti principalmente dal loro raggio di curvatura che determina quanto stretta è la curva. Nel software, si definisce il raggio e la lunghezza della curva, che influiscono sulle forze laterali applicate al veicolo durante la simulazione. Per impostare invece se la curva è destra o sinistra, insieme al valore si inserisce il segno: negativo per curve a sinistra, positivo per curve a destra. Il nome che identifica le curve a raggio costante vengono definite "CIR". Le transizioni tra rettilineo e curva o tra curve con raggi differenti vengono solitamente modellate utilizzando le clotoidi, cioè una curva matematica che permette un passaggio graduale e continuo da un raggio di curvatura all'altro, evitando scossoni o discontinuità dinamiche indesiderate. In SIMPACK, è possibile specificare parametri come la lunghezza della clotoide e i raggi di partenza e arrivo, assicurando così una transizione fluida e sicura. Per inserire la direzione delle clotoidi si utilizza la stessa metodologia utilizzata per le curve. Per impostare il segmento di clotoide, si seleziona il comando "CLO".

6.7.2 SUPERELEVATION

Nella sezione superelevation si impostano gli eventuali valori di sopraelevazione presenti sul tracciato. Per impostare la sopraelevazione su un segmento specifico del tracciato è necessario selezionare l'opzione "CST". Qui si definiscono la lunghezza desiderata e il valore di sopraelevazione da mantenere. Nei segmenti rettilinei, basta impostare la lunghezza del rettilineo e mettere zero come valore di sopraelevazione. Per cambiare gradualmente sopraelevazione ed effettuare uno sghembo di binario si utilizza il comando "LIR", a cui si deve impostare la lunghezza di transizione e la sopraelevazione di partenza e di arrivo.

6.7.3 WIDENING

In questa sezione si definisce l'allargamento di scartamento nelle curve, utilizzando un'impostazione simile a quella della sopraelevazione.

Per impostare un allargamento di scartamento costante, si utilizza la funzione "CST" dove si specificano la lunghezza del tracciato e il valore di allargamento desiderato. Per inserire un allargamento di scartamento, il software richiede nella sezione apposita un valore negativo. Nei tratti in cui non è necessario l'allargamento, si inserisce la lunghezza del tratto e si imposta l'allargamento a zero.

Per impostare una variazione graduale di allargamento di scartamento si utilizza la funzione "LIN", in cui si imposta la lunghezza di variazione e l'allargamento iniziale e finale di scartamento.

6.7.4 VERTICAL

Per definire le livellette si utilizzano principalmente tre comandi:

- "CSL" indica i segmenti di tracciato a pendenza costante. Tramite slot dedicati, è possibile impostare la lunghezza del segmento e il valore di pendenza desiderato. Nei tratti orizzontali, il valore di pendenza viene impostato a zero.
- "PL2" indica una curva parabolica di secondo grado. Questa curva rappresenta una variazione di pendenza lungo il tracciato, creando una transizione graduale tra due tratti con pendenze diverse. Sul software si imposta la lunghezza di variazione, la pendenza iniziale e la pendenza finale.
- "CIR" indica una curva con raggio costante utilizzata per modellare sezioni del tracciato con cambiamenti curvilinei nella direzione verticale, come colline o avvallamenti. Analogamente al "PL2", si imposta la lunghezza della variazione verticale, insieme alla pendenza iniziale e finale.

Per impostare salite o discese sul software, si associa al valore della pendenza il segno corrispondente: positivo per le salite, negativo per le discese.

6.8 RAIL-WHEEL PAIRS

Il "rail-wheel pair" [38] è un componente fondamentale all'interno di SIMPACK per la simulazione dei veicoli ferroviari, in quanto riproduce fedelmente l'interazione tra le ruote del tram e i binari, includendo la rappresentazione dettagliata dei loro profili, il comportamento elastico e plastico del materiale, oltre che la modellazione delle forze che si generano durante il contatto tra ruota e rotaia. All'interno di un "rail wheel pair", è possibile trovare:

- Profilo della ruota: questo è modellato in dettaglio per rappresentare la geometria effettiva della ruota, inclusi eventuali angoli di smusso, raggi di curvatura e altre caratteristiche che influenzano il comportamento dinamico.
- Profilo della rotaia: la finestra è simile a quella della ruota, ma qui si considerano la sezione trasversale e le eventuali irregolarità che possono influenzare il contatto con la ruota.
- Modello di contatto ruota - rotaia: questa parte del modello calcola le forze di contatto tra la ruota e la rotaia, comprese le forze normali e di attrito, che sono fondamentali per determinare la stabilità del veicolo e le sue caratteristiche di manovrabilità.
- Forze longitudinali, laterali e verticali: il "rail wheel pair" tiene conto delle forze che agiscono in tutte le direzioni durante la marcia del treno, inclusi gli effetti dell'accelerazione, della frenata e delle curve.

A ogni ruota presente sul modello da simulare viene associato un rail-wheel pair.

7 IMPOSTAZIONE DEL MODELLO SU SIMPACK

L'obiettivo dell'elaborato è effettuare la simulazione dinamica della vettura restaurata sui tracciati torinesi utilizzando il software SIMPACK.

Per costruire il modello, è possibile utilizzare tre template differenti, che comunque portano allo stesso risultato:

- General, ovvero l'ambiente più generico possibile. Con questa tipologia di template è possibile costruire da zero il modello;
- Rail_Track, che contiene modelli preimpostati e avanzati per la creazione del tracciato tenendo conto di caratteristiche come la geometria del tracciato, le proprietà del terreno, e le interazioni tra ruota e rotaia;
- Rail_Wheelset, che invece contiene modelli per la creazione di sale montate e carrelli ferroviari. A differenza del modello general, il modello parte da una sala montata già impostata a cui si possono cambiare i valori;

Per procedere con l'analisi, è fondamentale inserire i valori di masse, inerzie e centri di gravità di ciascun corpo. Per quanto riguarda le inerzie e le posizioni dei centri di gravità, è possibile impostare su SIMPACK la funzione che permette di calcolarli automaticamente in base alla morfologia dei corpi impostati dall'utente tramite le geometrie, mentre la massa viene inserita manualmente. Per avvicinarsi il più possibile al modello reale e quindi avere risultati più veritieri, sono stati disegnati tutti i componenti utili per la simulazione sul software di modellazione 3D SOLIDWORKS e successivamente importati come modelli CAD su SIMPACK.

7.1 SALE MONTATE

Per semplicità di creazione del modello, è stato utilizzato il modello "Rail_Wheelset".

Il software crea quindi il modello di una sala montata default come body unico, dove il sistema di riferimento è posizionato in modo tale che la Z (che corrisponde all'asse verticale) sia rivolta verso il basso, cioè con verso concorde alla gravità, mentre la X e la Y corrispondono rispettivamente alla posizione longitudinale

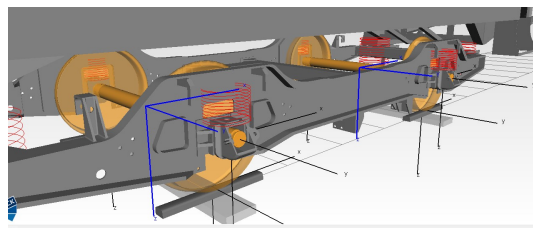


Figura 7.1: Sala_1 e Sala_2 in SIMPACK

e laterale. Per quanto riguarda le rotazioni rispetto agli assi, SIMPACK associa le prime tre lettere greche alle tre rotazioni, quindi α per la rotazione rispetto all'asse X, β per la rotazione rispetto all'asse Y e γ per la rotazione rispetto a Z.

Per facilitare la comprensione, la sala è stata rinominata come "Sala_2", perchè è la sala posteriore rispetto al senso di marcia. Per modificare le posizioni rispetto al sistema di riferimento principale, è necessario accedere alla sezione dedicata ai joint. In questo caso, il joint adatto allo scopo è il "General Rail Track Joint", la posizione (rispetto al marker di riferimento "Sala di appartenenza_Isys") longitudinale è impostata a zero, quella laterale è anch'essa impostata a zero, mentre l'altezza è determinata dal raggio delle ruote, con segno negativo. Le stesse condizioni si applicano all'altra sala (denominata "Sala_1"), posizionata a 2,5 metri dall'altra in X, corrispondente al passo del carrello. La Sala_1 è stata creata in un nuovo file utilizzando il modello Rail_Wheelset ed è stata successivamente importata come sottogruppo all'interno di quello contenente la "Sala_2", che diventa quindi il file principale di modellazione. In figura 7.1 sono rappresentate tutte e due le sale, evidenziate in arancione.

		Centro di gravità [m]	Momenti d'inerzia [kgm ²]			Massa [kg]
			X	Y	Z	
Sala_1	X	2,37E-09	109,55	-2,34E-14	2,34E-15	376,256
	Y	-7,96E-09	sym	0,53688701	1,84E-14	
	Z	2,37E-09	sym	sym	109,550367	
Sala_2	X	2,37E-09	109,55	-2,34E-14	2,34E-15	376,256
	Y	-7,96E-09	sym	0,53688701	1,84E-14	
	Z	2,37E-09	sym	sym	109,550367	

Tabella 1: Momenti d'inerzia, Centri di Gravità e masse di Sala_1 e Sala_2

Ogni sala dispone automaticamente di un marker di riferimento chiamato "Body Reference Frame", posizionato sull'asse al centro della sala. SIMPACK simula il contatto tra ruota e rotaia posizionando degli spezzoni di rotaia denominati "Ballast" sotto le ruote, i quali seguono il veicolo durante la simulazione grazie a un marker di riferimento creato automaticamente dal software, chiamato "Sala di appartenenza_Isys_Ballast". Il modello imposta automaticamente dei marker sulle ruote nei punti di contatto con le rotaie. Dal disegno della sala montata della serie 2700 prelevata dagli archivi ATTS è stata ricavata la distanza tra i fianchi interni delle ruote, corrispondente a 1396 mm, che è stata successivamente inserita nel "Rail-Wheel Pair".

Quest'ultimo opera seguendo determinati passaggi [38]:

1. Calcolo della posizione relativa tra la ruota e la rotaia in ogni istante di tempo durante la simulazione. Questo posizionamento è determinato dalle condizioni dinamiche del veicolo, come la posizione, la velocità, l'accelerazione e gli angoli di rollio, imbardata e beccheggio;
2. Ricerca tramite algoritmi specifici di tutti i possibili punti di contatto tra ruota e rotaia;
3. Una volta identificati i punti di contatto, il software calcola la zona di contatto. Questo processo può essere gestito in due metodi, a seconda dell'approccio scelto:
 - Approccio "equivalent elastic", che individua per ogni punto dell'area non hertziana un'ellisse equivalente, a cui corrispondono forza normale e forza tangenziale del punto stesso;
 - Approccio "discrete elastic", in cui l'area viene discretizzata in punti, ognuno rappresentante una piccola porzione di area di contatto. Per il calcolo delle forze, a ogni punto vengono calcolate le forze normali e tangenziali utilizzando la rigidità locale e le condizioni di contatto. Infine, le forze vengono sommate per ottenere le forze totali che agiscono sulla ruota e sulla rotaia;
4. In entrambi gli approcci, vengono calcolate le deformazioni elastiche delle superfici di contatto. Questo significa che le forze di contatto non sono solo funzioni della posizione, ma anche della rigidità delle superfici e delle deformazioni che si verificano durante il contatto;
5. Il calcolo del contatto ruota - rotaia è un processo iterativo, poiché l'algoritmo continua a iterare tra la determinazione delle posizioni relative, la ricerca del contatto e il calcolo delle forze fino a raggiungere la convergenza. Questo assicura che le forze di contatto siano calcolate con precisione per ogni istante di tempo;

Nel caso in esame, non dovendo analizzare nel dettaglio il fenomeno del contatto ruota-rotaia, si preferisce utilizzare l'approccio "equivalent elastic", meno intensivo dal punto di vista computazionale, più rapido ma meno preciso rispetto all'altro approccio.

Gli elementi forza di contatto per poter funzionare devono essere collegati tra i marker del ballast e quelli posizionati sulle ruote.

Oltre ai marker dedicati al contatto ruota-rotaia, è fondamentale inserirne altri nella mezzeria dei fuselli (a 926,5 mm) per consentire il collegamento delle sale con le boccole. Pertanto, sono stati inseriti due marker per ogni sala, rinominati "Sala di appartenenza_Boccola_sx/dx".

7.2 BOCCOLE

Per la modellazione delle boccole, sul modello sono stati creati innanzitutto quattro nuovi Body, denominati per semplicità "Boccola_sx/dx_sala di appartenenza". Analogamente alle sale montate,

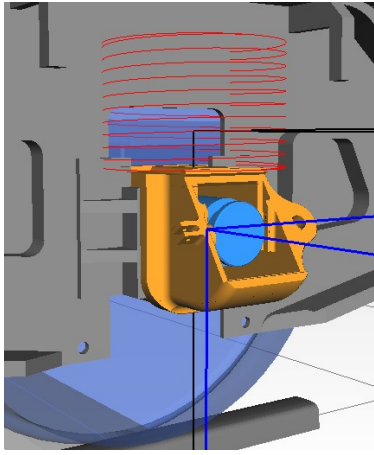


Figura 7.2: Boccola in SIMPACK

questi corpi possiedono automaticamente un joint posizionato al centro della boccola. Questo crea un marker "BRF" nella sezione dedicata, con la differenza che presenta un solo grado di libertà sulla rotazione rispetto all'asse Y invece del general rail track joint, questo perché sono vincolati ai fuselli delle sale, permettendo così la rotazione di queste ultime. Per poter funzionare correttamente, i joint vengono riferiti tra "Sala di appartenenza_Boccola_sx/dx" e "Boccola_sx/dx_Sala di appartenenza_BRF". Questi componenti, dovendo essere accoppiati al telaio carrello tramite le sospensioni primarie posizionate sopra di essi, necessitano di un marker aggiuntivo denominato "Boccola_Primaria_Sala di appartenenza_sx/dx".

		Centro di gravità [m]	Momenti d'inerzia [kg m ²]			Massa [kg]
			X	Y	Z	
Boccola	X	-1,26E-03	0,15	-3,11E-03	-6,63E-04	16
	Y	3,60E-02	sym	0,12	4,04E-03	
	Z	1,68E-02	sym	sym	0,13	

Tabella 2: Momenti d'inerzia, Centri di Gravità e masse delle boccole

I marker non sono direttamente posizionati sulla faccia superiore della boccola, ma sono leggermente spostati verso l'alto a causa degli elementi forza delle sospensioni, che richiedono una coincidenza precisa dei marker del carrello e della boccola. Più precisamente, i marker sono stati spostati di 133 mm in alto rispetto al BRF delle boccole. Questo aspetto sarà trattato in dettaglio nel capitolo dedicato alle sospensioni.

Per quanto riguarda invece la posizione rispetto a Y, il marker è stato spostato di 30 mm rispetto al BRF per farlo coincidere con il foro presente sulla boccola, dove andrà ad incastrarsi il piolo della sospensione. In X non è stato necessario effettuare spostamenti in quanto la molla è posizionata al centro della boccola.

7.3 TELAIO CARRELLO

Il primo step per la modellazione del telaio carrello è la creazione del body, definito come "Telaio_carrello", che automaticamente crea un joint sul "BRF", posizionato al centro del corpo in questione. Sapendo che il telaio è asimmetrico, il centro creato automaticamente da SIMPACK non corrisponde al centro tra i due alloggiamenti delle sale, per cui è stato creato un marker chiamato "BRF_MODIFICATO" spostato di 120 mm in X verso la sala_2 che sostituisce il marker "BRF". Il joint che compare automaticamente al momento della creazione del body deve essere di tipo "General Rail Track Joint", e deve essere collegato tra il sistema di riferimento "Sala di appartenenza_Isys" e "BRF MODIFICATO". Questo deve essere posizionato a 1250 mm dalla sala_2 lungo l'asse X, alzato di 390 mm lungo l'asse Z e mantenuto a zero lungo l'asse Y.

		Centro di gravità [m]	Momenti d'inerzia [kg m ²]			Massa [kg]
			X	Y	Z	
Telaio_carrello	X	0	691,16	4,69E-01	-2,32	1160
	Y	0	sym	2549,51	2,61E-02	
	Z	0	sym	sym	3206,03	

Tabella 3: Momenti d'inerzia, Centro di Gravità e massa del telaio carrello

Come eseguito per le boccole, è indispensabile inserire dei marker che consentano l'allineamento degli elementi forza delle sospensioni primarie con i marker già creati sulle boccole. Su ciascun lato del carrello, dove sono alloggiati le sale montate, si inserisce il marker "Telaio_Carrello_Primaria_Sala di Appartenenza_sx/dx". I marker in X sono stati spostati di ± 1250 mm rispetto al BRF modificato, in modo da farli corrispondere alle due sale. In Y, sono stati spostati di 896,5 mm sia a destra che a sinistra, mentre in Z sono stati abbassati di 83,25 mm.

A rigor di logica, lo stesso procedimento deve essere applicato per le sospensioni secondarie. È quindi essenziale inserire quattro marker nei fori destinati all'attacco delle molle, rinominati "Telaio_Carrello_Secondaria_Sala di appartenenza_sx/dx". Poiché le sospensioni secondarie sono posizionate sotto la traversa del carrello, i marker sono stati collocati sulla faccia inferiore di quest'ultima. Inoltre, avendo posizionato il BRF MODIFICATO in modo tale da rimanere in mezz'ora delle due sale, i fori di alloggiamento delle sospensioni secondarie risultano essere asimmetrici sull'asse X. Più precisamente, le sospensioni più lontane dal centro saranno quelle anteriori, per attenuare meglio le oscillazioni dovute al beccheggio in frenata.

Di conseguenza, sull'asse X, i marker dalla parte di Sala_2 verranno posizionati a 2290,5 mm dal BRF MODIFICATO, mentre dalla parte di Sala_1 a 2411 mm.

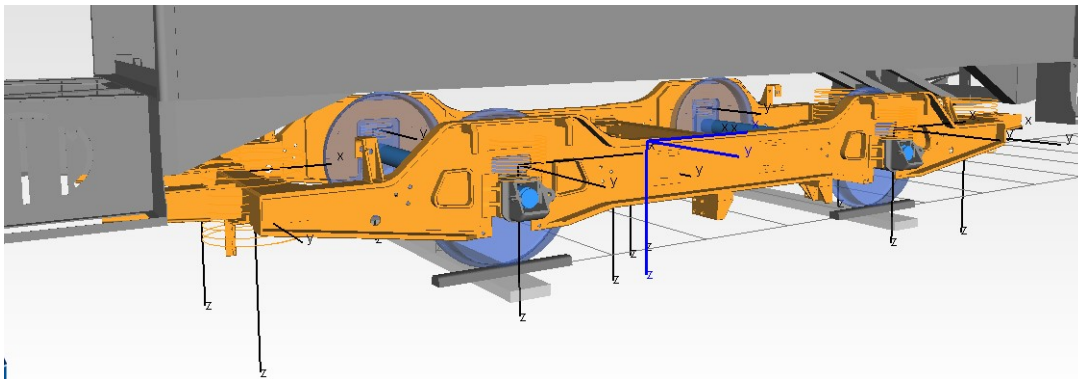


Figura 7.3: Telaio carrello in SIMPACK

7.4 CASSA

Anche la cassa è parte integrante dell'insieme di corpi che interagiscono tra loro, quindi deve essere modellata come un body e denominata "Cassa". Il suo joint è di tipo "General Rail Track Joint" e come per il telaio carrello, è necessario creare un marker chiamato "BRF MODIFICATO", spostato solo in altezza rispetto al "BRF" di 1441,5 mm, poiché quest'ultimo è posizionato nel punto più basso della cassa ma coincidente in X e Y.

		Centro di gravità [m]	Momenti d'inerzia [kg m ²]			Massa [kg]
			X	Y	Z	
Cassa	X	0	11085,99	3,69	251,13	6500
	Y	0	sym	48024,39	-15,86	
	Z	0	sym	sym	44641,49	

Tabella 4: Momenti d'inerzia, Centro di Gravità e massa della cassa

Dal momento che la cassa appartiene alle masse doppiamente sospese ed è sostenuta dalle sospensioni secondarie, sono stati inseriti quattro marker in modo che coincidano con quelli del telaio carrello che svolgono la stessa funzione. Lungo l'asse longitudinale, i marker sono stati traslati di 2350 mm rispetto al BRF MODIFICATO, sull'asse trasversale di 1110 mm e sull'asse verticale abbassati di 1498 mm.

Per analizzare il comportamento della sagoma durante il moto del veicolo sul tracciato, è essenziale inserire altri marker che non fungono da elementi forza, ma da sensori che istante per istante riportano gli spostamenti della cassa rispetto al tracciato, creando un sistema di riferimento che per lo scopo delle rilevazioni è stato denominato "Isys_followdummy".

Le criticità di sagoma si riscontrano principalmente agli estremi della cassa, specialmente quando la motrice si trova in curva. Pertanto, i marker da inserire vengono posizionati sugli spigoli esterni dei gradini e nell'angolo presente sulla mezzeria dei finestrini anteriori e posteriori, disposti accanto al manovratore. Ai fini dell'analisi, potrebbe risultare che non tutti i sensori possano servire per determinare la sagoma limite.

I marker relativi al gradino vengono denominati "Cassa_Sala di appartenenza _sx/dx_gradino" e sono posizionati a 3550 mm in X, a 1072 mm in Y e abbassati di 1452 mm in Z, tutti facendo riferimento al BRF MODIFICATO. Per quanto riguarda i marker posti sugli spigoli nella mezzeria dei finestrini, sono stati rinominati "Cassa_Sala di appartenenza _sx/dx_angolo" e sono posizionati a 4156 mm in X, a 856 mm in Y e mantenuti alla stessa altezza in Z, dato che i finestrini si trovano alla stessa posizione del BRF MODIFICATO.

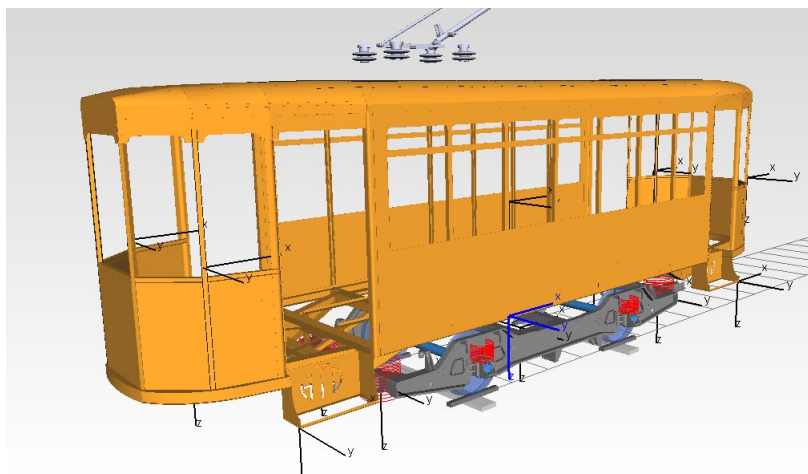


Figura 7.4: Cassa in SIMPACK

7.5 SOSPENSIONI PRIMARIE

Le sospensioni primarie non sono dei corpi veri e propri, in quanto hanno solo il ruolo di scambiare le forze tra le masse non sospese e quelle semplicemente sospese, per cui sono stati utilizzati degli elementi forza. Non avendo a disposizione un elemento forza in grado di riprodurre completamente il comportamento di una molla a balestra, la tipologia più adeguata da adoperare è il "Bushing Cmp".

7.5.1 BUSHING CMP

Il bushing è uno degli elementi forza utili per rappresentare l'interazione tra diversi corpi rigidi simulando il comportamento di molle e smorzatori e viene utilizzato per modellare il comportamento elastico e viscoelastico di giunzioni e supporti. La funzione principale di questi elementi è quella di consentire una rappresentazione realistica delle vibrazioni e delle forze che si sviluppano nei sistemi meccanici. I bushing [38] [40] sono caratterizzati da una matrice di rigidezza e smorzamento che definisce come le forze e i momenti vengono trasmessi tra i due corpi collegati. La matrice di rigidezza dei "Bushing Cmp" è una matrice 6x6 che rappresenta la relazione tra le forze/momenti applicati e gli spostamenti/rotazioni nelle tre direzioni spaziali. Analogamente, la matrice di smorzamento descrive la relazione tra velocità relative e forze smorzanti. Queste matrici possono essere configurate per rappresentare comportamenti lineari e non lineari, consentendo la simulazione di effetti complessi come l'isteresi e la dipendenza dalla frequenza. Le leggi di forza sono definite separatamente per ogni direzione e possono essere:

- Lineari, in base alle costanti della molla e dello smorzatore;
- Non lineari, mediante caratteristiche bidimensionali della funzione di ingresso (forza della molla o della coppia rispetto allo spostamento, forza dello smorzatore o della coppia rispetto alla velocità relativa);
- Generiche, assegnate mediante "Expression". Una volta che ne viene assegnata una, è possibile specificare un marker di riferimento per il calcolo e per le misure;

È inoltre possibile tralasciare una o più direzioni di forza/coppia, non assegnando loro alcun parametro. La distanza tra il marker "From" ⁷ e il marker "To" ⁸ dovrebbe generalmente rimanere piccola durante il calcolo, poiché le coppie di reazione risultanti dai movimenti relativi vengono applicate solo al marker "From".

⁷Il marker "From" viene utilizzato per definire il punto di riferimento sul corpo rigido dal quale parte l'interazione.

⁸Il marker "To" viene utilizzato per definire il punto di riferimento sul corpo rigido al quale arriva l'interazione.

Come descritto in precedenza, l'elemento bushing necessita di marker posizionati sui due corpi vicini tra loro. Per questo motivo, sono stati collocati i marker "Telaio_Carrello_Sala di appartenenza _sx/dx" come marker from e "Boccola_Primary_Sala di appartenenza _sx/dx" come marker to a metà della balestra. Non potendo simulare i due bracci tipici delle molle a balestra, si è deciso di posizionare i bushing nella parte centrale, posizionate sul foro presente nella faccia superiore della boccola. L'elemento forza corrispondente a ciascun accoppiamento è stato rinominato "attacco_primaria_sala di appartenenza _sx/dx". All'interno della finestra relativa all'elemento forza, è possibile inserire le rigidezze e gli smorzamenti per tutti i gradi di libertà. Non disponendo dei dati necessari per la stima delle rigidezze della molla, si sono determinate le rigidezze della sospensione primaria in modo convenzionale, ipotizzando le possibili rigidezze delle sospensioni nelle varie direzioni di movimento a meno della rigidezza K_z , presa direttamente dal disegno originale di GTT. Per quanto riguarda gli smorzamenti, è buona pratica seguire la seguente formula:

$$Smorzamento_{X,Y,Z,\alpha,\beta,\gamma} = \frac{Rigidezza_{x,y,z,\alpha,\beta,\gamma}}{10000} \quad (7.1)$$

Per quanto riguarda invece le rigidezze torsionali del sistema balestra - pendini, si considera quanto segue:

- La rigidezza in α (ovvero a rollio) è pressochè bassa, in quanto i pendini concedono la libera rotazione. Viene impostata a $100 \frac{Nm}{rad}$;
- La rigidezza in β (ovvero a beccheggio) è elevata, in quanto la balestra oppone resistenza alla rotazione. Viene impostata a $200000 \frac{Nm}{rad}$;
- Per la rigidezza in γ (ovvero a imbardata) si deve considerare il fatto di avere una molla concentrata in un punto invece di avere i bracci della balestra, per cui risulta fondamentale applicare la seguente formula:

$$K_\gamma = K_Y \cdot a^2; \quad (2.9)$$

dove K_Y corrisponde alla rigidezza laterale della molla, mentre a è il braccio della molla, corrispondente a 340 mm. Si ottiene una rigidezza di 5497 N/m;

Le rigidezze delle sospensioni primarie insieme agli smorzamenti vengono riportati nella tabella sottostante:

Sosp_primaria			
K_x [N/m]	30000000	c_x [Ns/m]	3000
K_y [N/m]	30000000	c_y [Ns/m]	3000
K_z [N/m]	1401350	c_z [Ns/m]	140
K_α [N/m]	100	c_α [Ns/m]	0,01
K_β [N/m]	200000	c_β [Ns/m]	20
K_γ [N/m]	5497	c_γ [Ns/m]	0,5497

Tabella 5: Rigidezze e smorzamenti delle sospensioni primarie

Oltre alle rigidezze delle balestre, bisogna considerare anche quelle dei pendini, che agiscono come molle in serie. In questo modo, si ottiene una simulazione accurata del comportamento delle sospensioni primarie.

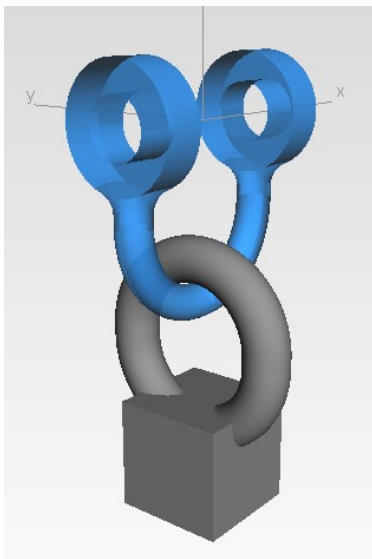


Figura 7.5: Pendino_1 (in alto) e Pendino_2 (in basso) in SIMPACK

I due pendini disposti in serie hanno una loro rigidezza. Quando vengono uniti per formare un doppio pendolo, risulta complesso calcolare la rigidezza complessiva. Per risolvere questo problema è utile capire se i due pendini, quando sono sotto carico, ruotano uno rispetto all'altro. Se non ci sono rotazioni relative, è possibile considerare i due anelli come uno solo e semplificare il calcolo della rigidezza. Utilizzando il software multibody, si procede con la modellazione dei due anelli, denominati "Pendino_1" e "pendino_2" (vedere figura 7.5). Pendino_1 è lungo 107.5 mm e ha il joint con il solo grado di libertà di rotazione attorno all'asse X, posizionato sull'estremo lobato, mentre sull'altro estremo è presente un marker utile per il collegamento del joint di Pendino_2. Pendino_2 è lungo 95 mm e ha il joint con il solo grado di libertà di rotazione attorno all'asse X, posizionato sull'estremo condiviso con l'altro anello,

mentre sull'altro estremo è presente un marker utile per il collegamento del joint di una massa che simula il carico presente su una coppia di pendini, corrispondente a 982 kg.

Sulla massa viene applicata una forza graduale che simula il comportamento dinamico della sala in movimento, con valore finale di 8000 N. Si osserva che, indipendentemente dalla forza applicata, i due anelli non subiscono nessuno spostamento angolare. Constatato ciò, si procede al calcolo della rigidità totale rispetto all'asse Z considerando i due pendini come una barra rigida, con lunghezza pari alla somma delle lunghezze dei due pendini. Questo perché in direzione verticale i pendini non contribuiscono alla rigidità di pendolamento.

Quindi:

$$K_{pend_Z} = \frac{E \cdot A}{L} \quad (7.2)$$

con

- K_{pend_z} : Rigidità di pendolamento in Z;
- E: Modulo elastico dell'acciaio, pari a 210000 MPa;
- A: Sezione dell'anello, pari a 0,0138 m^2 ;
- L: Lunghezza complessiva dell'anello, pari a 0,203 m;

La rigidità complessiva risulta essere di $1,43 \cdot 10^{10} \frac{N}{m}$. Unendo le rigidità di balestra e pendini tramite la (7.2), si nota che la rigidità data da questi ultimi è trascurabile:

$$K_{tot_Z} = \frac{K_{pend_Z} \cdot K_{balestra_Z}}{K_{pend_Z} + K_{balestra_Z}} \quad (7.3)$$
$$K_{tot_Z} = \frac{1,43 \cdot 10^{10} \cdot 1401428}{1,43 \cdot 10^{10} + 1401428} = 1401350 \frac{N}{m}$$

Il movimento laterale e longitudinale delle sospensioni primarie è limitato dai parasale presenti sul carrello. Questi funzionano come tamponi, creando un effetto di rigidità elevata che limita la corsa delle boccole. Per simulare questo comportamento in SIMPACK, è necessario utilizzare funzioni rigidità - spazio definite dall'utente, inserendole nelle caselle "Input_Function F_c(x)" per il fincorsa longitudinale e "Input_Function F_c(y)" per il fincorsa laterale.

La funzione lungo l'asse X mostra l'evolversi della rigidità durante lo spostamento longitudinale della boccola (figura 7.6). Da -4 mm a +4 mm, sia la molla a balestra che i due anelli lavorano in serie. Pertanto, è necessario calcolare la rigidità totale con lo stesso metodo utilizzato per l'asse Z. Per calcolare la rigidità di pendolamento in X dei pendini, si considera che questi ultimi si comportino come un unico pendolo.

Quindi:

$$K_{pend_X} = \frac{m \cdot g}{L} = 47458 \frac{N}{m} \quad (7.4)$$

con

- K_{pend_X} : Rigidezza di pendolamento in X;
- m: Massa agente sul singolo pendino, pari a 982 kg;
- g: Accelerazione di gravità, pari a $9,81 \frac{m}{s^2}$;
- L: Lunghezza complessiva dell'anello, pari a 0,203 m;

Unendo le rigidezze di balestra e pendini tramite la (7.5), si nota che la rigidezza data dalla molla è trascurabile:

$$K_{tot_X} = \frac{K_{pend_X} \cdot K_{balestra_X}}{K_{pend_X} + K_{balestra_X}} \quad (7.5)$$

$$K_{tot_X} = \frac{47458 \cdot 30000000}{47458 + 30000000} = 47383 \frac{N}{m}$$

Si procede quindi inserendo una retta lineare passante dall'origine avente come ordinate sui punti estremi K_{tot_X} .

Superato il range, il parasale interviene applicando una rigidezza infinita, per cui la funzione sarà lineare e con pendenza molto più elevata rispetto all'altra retta. Nella figura 7.6 viene mostrata la funzione nella sua interezza.

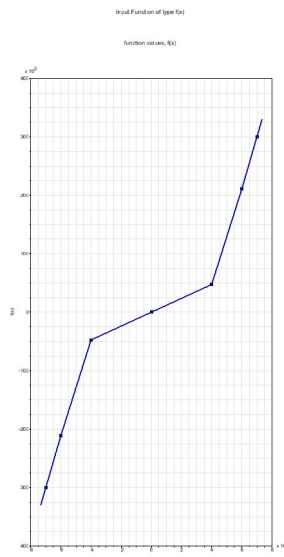


Figura 7.6: Input function della rigidezza lungo l'asse X della sospensione primaria

La funzione lungo l'asse Y mostra l'evolversi della rigidezza durante lo spostamento laterale della boccia (figura 7.7). Da -12 mm a +12 mm, sia la molla a balestra che i due anelli lavorano in serie.

Come nel caso della rigidità lungo l'asse X, anche lungo l'asse Y interviene la stessa rigidità di pendolamento. Pertanto, si utilizza la formula (7.6):

$$K_{pend_Y} = \frac{m \cdot g}{L} = 47458 \frac{N}{m} \quad (7.6)$$

con

- K_{pend_X} : Rigidità di pendolamento in Y;
- m : Massa agente sul singolo pendino, pari a 982 kg;
- g : Accelerazione di gravità, pari a $9,81 \frac{m}{s^2}$;
- L : Lunghezza complessiva dell'anello, pari a 0,203 m;

Unendo le rigidità di balestra e pendini tramite la (7.7), si nota che la rigidità data dalla molla è trascurabile:

$$K_{tot_Y} = \frac{K_{pend_Y} \cdot K_{balestra_Y}}{K_{pend_Y} + K_{balestra_Y}} \quad (7.7)$$

$$K_{tot_Y} = \frac{47458 \cdot 30000000}{47458 + 30000000} = 47383 \frac{N}{m}$$

Si procede quindi inserendo una retta lineare passante dall'origine avente come ordinate sui punti estremi K_{tot_Y}

Superato il range, il parasale interviene applicando una rigidità infinita, per cui la funzione sarà lineare e con pendenza molto più elevata rispetto all'altra retta.

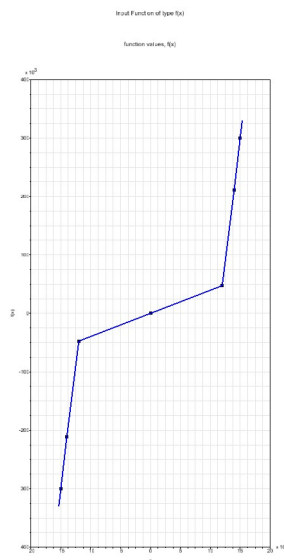


Figura 7.7: Input function della rigidità lungo l'asse Y della sospensione primaria

Una volta calcolate tutte le rigidità, si inseriscono i valori ottenuti in SIMPACK, in cui le rigidità in X e Y sono assenti, in quanto governate dalle input function.

7.6 SOSPENSIONI SECONDARIE

Per la modellazione delle sospensioni secondarie, si segue lo stesso approccio utilizzato per le primarie: si creano elementi forza tra la cassa e il telaio carrello. Dato che si tratta di molle a balestra e che in SIMPACK non esistono modelli specifici per quest'ultime, si utilizzano i "Bushing Cmp". L'elemento bushing necessita di marker posizionati sui due corpi vicini tra loro. Per questo motivo, sono stati collocati i marker "Cassa_Secondaria_Sala di appartenenza_sx/dx" come marker from e "Telaio_Carrello_Secondaria_Sala di appartenenza_sx/dx" come marker to a metà della balestra. Non potendo simulare i due bracci tipici delle molle a balestra, si è deciso di posizionare i bushing nella parte centrale, posizionate sul foro ricavato sul telaio carrello utilizzato per collegare le sospensioni. L'elemento forza corrispondente a ciascun accoppiamento è stato rinominato "attacco_secondaria_sala di appartenenza_sx/dx". All'interno della finestra relativa all'elemento forza, è possibile inserire le rigidezze e gli smorzamenti per tutti i gradi di libertà. Come per il caso delle sospensioni primarie, anche per le secondarie sono stati presi convenzionalmente i valori delle rigidezze in tutte le direzioni di movimento, a meno della rigidezza K_z , rilevata dal disegno originale di GTT. Per quanto riguarda gli smorzamenti, è buona pratica seguire la seguente formula:

$$Smorzamento_{X,Y,Z,\alpha,\beta,\gamma} = \frac{Rigidezza_{x,y,z,\alpha,\beta,\gamma}}{10000} \quad (7.1)$$

I valori delle rigidezze e degli smorzamenti vengono riportati nella tabella sottostante.

Sosp_secondaria			
K_x [N/m]	0	c_x [Ns/m]	0
K_y [N/m]	15000000	c_y [Ns/m]	1500
K_z [N/m]	577058	c_z [Ns/m]	57,7
K [N/m]	200000	c [Ns/m]	20
K [N/m]	200000	c [Ns/m]	20
K [N/m]	200000	c [Ns/m]	20

Tabella 6: Rigidezze e smorzamenti delle sospensioni secondarie

Si nota che la rigidezza lungo l'asse Y è assente, poiché è presente un tampone laterale con un gioco di 5 mm per lato, dato dal sistema pattino - contropattino. Inoltre, la rigidezza in X è nulla a causa del libero movimento consentito dal sistema. Per simulare questa situazione, si procede creando una "Input Function" in Y. Si imposta una retta orizzontale che passa per l'origine con estremi ± 5 mm sull'asse delle ascisse. Al di fuori dell'intervallo, si utilizzano rette con inclinazione maggiore per simulare il tampone laterale con rigidezza pari a quella della balestra, corrispondente a $1,5 \cdot 10^7 \frac{N}{m}$.

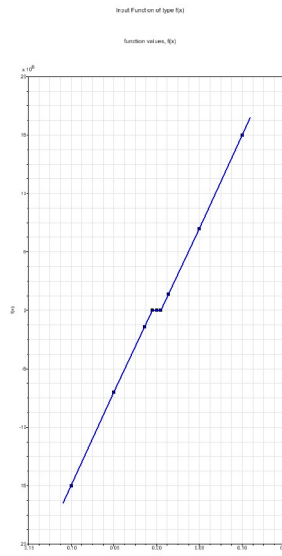


Figura 7.8: Input function della rigidezza lungo l'asse Y della sospensione secondaria

A differenza delle sospensioni primarie in cui sono presenti i pendini, le secondarie impiegano il sistema pattino - contropattino, che include sia attrito statico che dinamico. Questo non può essere trascurato, quindi nel modello viene rappresentato inserendolo in parallelo con gli elementi forza. In SIMPACK, nella sezione dedicata agli elementi forza, è possibile aggiungere l'attrito utilizzando il componente "Stick-slip 2D Cmp". Tramite una finestra dedicata, è possibile impostare i parametri necessari, come la direzione di contatto, i coefficienti di attrito statico e dinamico, le rigidezze e gli smorzamenti. Conoscendo i materiali del pattino e del contropattino (bronzo e acciaio rispettivamente) e sapendo che le superfici sono lubrificate con grasso, è possibile determinare i coefficienti di attrito da utilizzare nel modello:

- $\mu_s = 0,1$;
- $\mu_d = 0,05$;

La rigidezza lungo l'asse X dell'elemento corrispondente all'attrito è stata impostata a $10^8 \frac{N}{m}$, corrispondente alla rigidezza longitudinale della balestra, mentre lungo l'asse Y è stata impostata a $1,5 \cdot 10^7 \frac{N}{m}$, la quale rappresenta la rigidezza laterale. Gli smorzamenti invece, sono stati regolati seguendo lo stesso criterio utilizzato per le balestre con la formula (7.1). La direzione di contatto tra pattino e contropattino è stata impostata lungo l'asse Z.

7.7 COLLEGAMENTO CASSA-CARRELLO

Per inserire il trascinamento a quadrilatero di Watt nel modello, è essenziale aggiungere due elementi forza del tipo "Spring Damper Parallel PtP". Questi ultimi simulano il comportamento di una molla e di uno smorzatore in parallelo, collegati tra i Marker "Telaio_carrello_trasc_1/trasc_2" e "Cassa_trasc_1/trasc_2", distanti 300 mm in direzione longitudinale e coincidenti nelle altre direzioni. Tuttavia, i due elementi forza sono spostati lateralmente di 250 mm rispetto al centro, per simulare correttamente le due biellette.

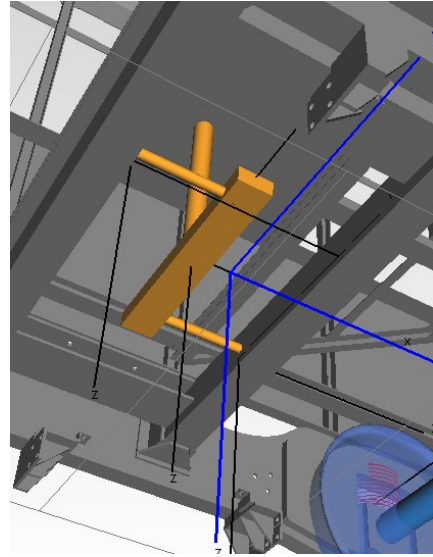


Figura 7.9: Trascinamento a quadrilatero di Watt in SIMPACK

Per determinare al meglio la rigidezza totale del sistema, bisogna calcolare le rigidzze della bielletta e dei due silent block, per poi combinarle in serie. Per semplificare i calcoli, si considera il silent block come un anello con un diametro esterno di 110 mm, un diametro interno di 75 mm e altezza di 110 mm. Le biellette invece sono considerate come aste con sezione circolare avente un diametro di 30 mm e una lunghezza di 300 mm. Per calcolare la rigidezza dell'asta, si utilizza la seguente formula:

$$K_{bielletta} = \frac{E \cdot A}{L} \quad (7.8)$$

dove E è il modulo elastico dell'acciaio pari a 210000 MPa, A è la sezione dell'asta pari a 707 mm^2 e L la sua lunghezza, riportata sopra. Sapendo che le due biellette sono identiche si trova così la rigidezza:

$$K_{bielletta1} = K_{bielletta2} = K_{bielletta} = 4,95 \cdot 10^8 \frac{N}{m};$$

Per calcolare la rigidezza radiale dell'anello in gomma è necessario utilizzare un calcolo più complesso. Secondo quanto detto da [41], si assume che la gomma sia omogenea, isotropa e incomprimibile, con gradienti di spostamento sufficientemente piccoli da rendere applicabile la teoria lineare classica dell'elasticità. Il modulo di Young E e il modulo di taglio μ , sono correlati da $E = 3 \cdot \mu$, le componenti di spostamento radiale, tangenziale e assiale del punto P sono indicate rispettivamente con u_r , u_θ e u_z . Il raggio interno ed esterno vengono associati alle lettere "a" e "b" rispettivamente.

Le equazioni costitutive suggeriscono che le uniche componenti di sollecitazione corrispondenti che hanno effetto nella reazione al carico radiale applicato saranno correlate da:

$$\sigma_{rr} = E_a \frac{dU}{dr} \sin \theta, \quad \sigma_{r\theta} = \mu \frac{dU}{dr} \cos \theta; \quad (7.9)$$

dove E_a è il modulo di Young apparente, espresso dalla seguente formula

$$E_a = \frac{4\mu}{1 - \frac{S}{\sqrt{3}} \tanh \frac{\sqrt{3}}{S}}; \quad (7.10)$$

in cui S è il fattore di forma, che è definito come il rapporto tra l'area vincolata caricata e l'area della superficie laterale libera da forze.

Per una boccia cilindrica l'area libera da forze è $2\pi(b^2 - a^2)$. Il fattore di forma può essere scritto in forma adimensionale come:

$$S = \frac{2}{3} \cdot \frac{L}{b-a} \cdot \frac{b^2 + ab + a^2}{(b+a)^2}; \quad (7.11)$$

L'equazione di equilibrio lungo l'asse delle Y positive può essere espressa come:

$$W = L \int_0^{2\pi} (\sigma_{rr} \cdot \sin \theta + \sigma_{r\theta} \cdot \cos \theta) r d\theta; \quad (7.12)$$

che, valutata insieme alla (7.9), da l'equazione differenziale di U rispetto a r

$$\frac{dU}{dr} = \frac{W}{\pi L r (\mu + E_a)}; \quad (7.13)$$

Sapendo che la parte interna è fissata al perno dell'asta la deformazione è nulla quando r è pari ad a .

L'integrazione diretta dell'equazione (7.13) mostra che l'entità, d_c , dello spostamento dell'anello esterno sollecitato da questa deformazione è data da:

$$d_c = \frac{W \cdot \ln \frac{b}{a}}{\mu \pi L \cdot \left(1 + \frac{E_a}{\mu}\right)}; \quad (7.14)$$

Il coefficiente adimensionale può essere quindi descritto come:

$$\frac{W}{\mu d_c L} = \beta = \frac{\pi \left(1 + \frac{E_a}{\mu}\right)}{\ln \frac{b}{a}}; \quad (7.15)$$

Dall'equazione sopra è possibile sostituire E_a , ottenendo così il coefficiente approssimato di un anello in gomma vincolato sia internamente che esternamente

$$\beta_{approssimato} = \frac{4\pi}{\frac{S^2+2.45}{S^2+1.45} \cdot \ln \frac{b}{a} - \frac{b^2-a^2}{b^2+a^2}} = 44,59 \quad (7.16)$$

Ottenuto $\beta_{approssimato}$, si moltiplica questo valore per il modulo di taglio μ e la lunghezza L dell'anello, ricavando quindi la rigidezza radiale dell'anello.

$$K_{silentblock} = \beta_{approssimato} \cdot \mu \cdot L; \quad (7.17)$$

Determinate le due rigidezze, si procede mettendole in serie, tenendo conto che la rigidezza degli anelli deve essere contata due volte:

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_{asta}} + 2 \cdot \frac{1}{K_{silentblock}}} \quad (7.18)$$

Si ottiene quindi una rigidezza complessiva di $8041986 \frac{N}{m}$. Prima di impostare la rigidezza in SIMPACK, è fondamentale verificare che la frequenza di oscillazione della cassa con trascinamento collegato si aggiri intorno ai 5 - 6 Hz, altrimenti si rischia di ridurre il comfort dei passeggeri. Per questo motivo, è necessario procedere con il calcolo della frequenza:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{tot}}{m}}; \quad (7.19)$$

dove m è la massa della cassa, corrispondente a 6500 kg.

La frequenza risulta essere di 5.6 Hz, quindi rientra nell'intervallo considerato. Per calcolare invece lo smorzamento del collegamento, si utilizza la (7.1):

$$\text{Smorzamento} = \frac{K_{tot}}{10000} = 804 \frac{N \cdot s}{m} \quad (7.1)$$

Una volta determinati rigidità e smorzamento, si imposta la lunghezza lungo l'asse X tra i due marker coinvolti, che nel caso in esame è pari a 300 mm.

7.8 PANTOGRAFO

Per impostare il pantografo nel software, è necessario creare un nuovo body, che a sua volta genera un joint e un marker denominato "Pantografo_BRF". Per semplificare la simulazione, si considera il pantografo e le due travi come un corpo unico con una massa di 300 kg, che si muove rigidamente insieme alla cassa del tram, dato che l'effetto dei piedini antivibranti è praticamente trascurabile. Si imposta quindi un giunto di tipo "0 degrees of freedom", traslandolo di 1065 mm indietro lungo l'asse X e di 2425 mm in alto lungo l'asse Z, il tutto riferito al BRF MODIFICATO della cassa.

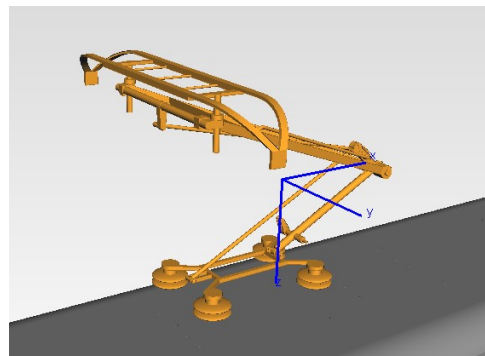


Figura 7.10: Pantografo in SIMPACK

7.9 TRAZIONE

Per simulare la trazione della motrice 614, è fondamentale creare una coppia su ciascuna delle due sale, in modo che il veicolo possa mantenere una velocità costante durante la percorrenza del tracciato da verificare. In SIMPACK, questo si ottiene impostando due elementi forza del tipo "ForceTorque Expression Cmp". Questi elementi sono posizionati tra il BRF MODIFICATO del telaio carrello e il BRF di sala_1 per una coppia e sala_2 per l'altra. Per una maggiore chiarezza, questi elementi forza sono stati denominati "coppia_motrice_sala di appartenenza".

7.9.1 FORCE TORQUE EXPRESSION CMP

I "ForceTorque Expression Cmp" [38] sono componenti che permettono di definire forze o momenti impostabili dall'utente, da applicare ai corpi all'interno di una simulazione multibody. Questi sono fondamentali quando è necessario modellare interazioni complesse tra i corpi, che non possono essere facilmente rappresentate con i componenti standard di forze o giunti. I forcetorque expression cmp permettono di definire espressioni matematiche che descrivono una forza o un momento in funzione di variabili come la posizione, la velocità, l'accelerazione o il tempo. Le espressioni possono essere scritte utilizzando il linguaggio integrato del software, che supporta funzioni matematiche standard, operatori logici, e variabili definite dall'utente. Una volta definite le espressioni, vengono applicate tra due corpi nella simulazione. SIMPACK calcola le forze o i momenti generati dall'espressione in tempo reale durante la simulazione e li applica ai corpi selezionati. L'elemento forza in questione consente quindi agli utenti di modellare fenomeni fisici complessi o non lineari che non sono direttamente supportati dai componenti standard del programma.

Per far sì che le sale ruotino e permettano al tram di spostarsi in direzione longitudinale, è necessario applicare una coppia rispetto all'asse Y. Nella finestra che appare quando si seleziona l'elemento forza "ForceTorque Expression Cmp", occorre inserire l'espressione corrispondente nel campo Ly. Nella sezione dedicata si creano due espressioni denominate "Traz_sala di appartenenza", in cui si definisce il controllo della coppia per ottenere una velocità costante:

$$\left(\frac{\text{IFCTNX}(\text{JOINTST}(\$J_sala_di_appartenenza, 1, 0), \$I_VRef)}{\$sala_di_appartenenza_Rnom_ruote} \right) + \text{JOINTST}(\$J_sala_di_appartenenza, 6, 1)) \cdot \$_Kcontrollo \cdot (1 - \$_Preload) \quad (7.20)$$

dove:

- IFCTNX è il comando che permette di confrontare la velocità istantanea della sala con la velocità target;
- JOINTST(\$J_sala_di_appartenenza,1,0) è il comando che permette di prelevare la velocità del joint della sala in analisi;
- \$I_VRef è l'input function utilizzata per la velocità target;
- \$sala_di_appartenenza_Rnom_ruote è il raggio nominale delle ruote del veicolo, posto a 340 mm;
- JOINTST(\$J_sala_di_appartenenza,6,1) è il comando che permette di prelevare la velocità angolare rispetto all'asse Z del joint della sala in analisi;
- \$Kcontrollo è un fattore di guadagno che serve per affinare il controllo di velocità, impostato a 7000;

- $(1 - \$_Preload)$ è un interruttore fittizio utilizzato per attivare o disattivare il controllo di velocità. Quando la variabile "Preload" è impostata a zero il controllo è attivo, quando è impostata a uno il controllo è disattivo.

Il controllo della velocità consiste nel comparare la velocità istantanea della sala con quella target impostata dall'utente che il tram deve mantenere. La differenza di velocità tangenziale ottenuta viene rapportata al raggio delle ruote per ottenere la velocità angolare e viene successivamente sommata alla velocità angolare rispetto all'asse Z. Poiché si considera che la velocità angolare è direttamente proporzionale alla coppia da generare, si moltiplica la velocità angolare totale ω_tot per il fattore di guadagno $K_{controllo}$. In questo modo si ottiene la coppia necessaria per mantenere la velocità desiderata. La funzione della velocità target è rappresentata da una retta orizzontale, corrispondente alla velocità desiderata dall'utente.

In caso si desideri simulare l'accelerazione della vettura, la norma UNI 13452 prevede un'accelerazione minima di $1 \frac{m}{s^2}$. Per implementarla in SIMPACK, si modifica l'input function della V_{ref} creando una funzione a rampa con pendenza positiva. All'inizio, si imposta un tratto orizzontale che rappresenta la velocità iniziale. Successivamente, si aggiunge un tratto lineare con pendenza positiva che corrisponde all'accelerazione del veicolo e infine si include un tratto orizzontale rappresentante la velocità finale. Il software dovrà quindi regolare le coppie applicate alle sale per mantenere la velocità di riferimento impostata.

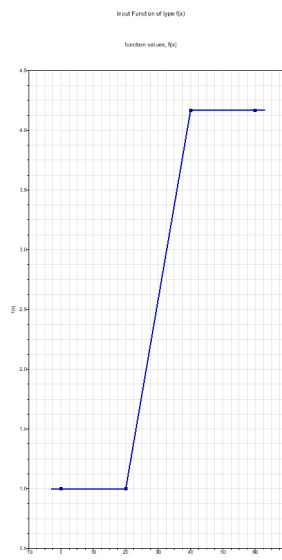


Figura 7.11: Input function di un'accelerazione generica

7.10 FRENATURA

Per simulare la condizione di frenatura in SIMPACK, si utilizza la funzione di input della velocità di riferimento impiegata per la trazione. Si crea una spezzata che inizia con la velocità standard del veicolo, rappresentata da un tratto orizzontale. Successivamente si aggiunge un tratto con pendenza negativa che rappresenta la frenatura, rispettando le decelerazioni consentite dalla normativa per garantire il comfort dei passeggeri e la sicurezza di marcia. Infine, si aggiunge un tratto orizzontale a velocità quasi nulla per simulare la fermata del tram. L'ultimo tratto non è impostato a velocità nulla, poiché il software va in errore quando il veicolo è completamente fermo. Per mantenere la velocità di riferimento, SIMPACK applica una coppia di frenatura alle ruote, rallentando così il veicolo correttamente.

Come riportato in [42], "Saranno previste le funzioni di frenatura di servizio, di sicurezza, di emergenza (con l'ausilio anche dei pattini elettromagnetici), a pattini elettromagnetici, di trattenuta e di

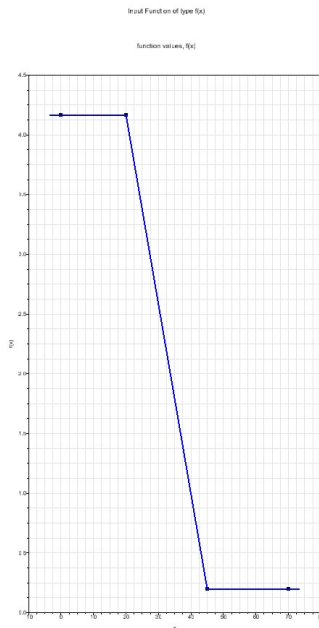


Figura 7.12: Input function di una frenatura generica

ricarica. Il sistema frenante sarà conforme alla norma UNI EN 13452. Tutte le prestazioni di frenatura elettrica saranno garantite anche in assenza di ricettività della catenaria. In caso di avaria agli azionamenti di trazione, la prestazione in frenatura non subirà diminuzioni, in virtù del subentro della frenatura meccanica al fine di garantire le prestazioni richieste al precedente Art. C.4.2.3.

La prestazione in decelerazione della frenatura di servizio deve attenersi alla norma UNI 13452, che può raggiungere una decelerazione istantanea da $0,2 \frac{m}{s^2}$ fino a $1,2 \frac{m}{s^2}$, con tempo di risposta di 1,5 secondi. [43]

La prestazione in decelerazione del freno di emergenza deve essere congruente alla norma UNI EN 13452, con un valore di decelerazione istantanea massimo di $1,3 \frac{m}{s^2}$ calcolata a carico utile eccezionale, con tempo di risposta di 1,5 secondi.

La prestazione in decelerazione dei pattini elettromagnetici sarà tale da arrestare il tram a carico utile eccezionale da $60 \frac{km}{h}$ con un contributo di decelerazione media non inferiore a $0,6 \frac{m}{s^2}$.

7.11 PROFILI DI RUOTA E ROTAIA

In questa sezione viene descritto come sono stati impostati su SIMPACK i profili delle ruote della motrice 614 e delle rotaie di Torino, al fine di eseguire una simulazione più accurata. Per definire i profili, il software richiede un file contenente i punti necessari alla loro definizione.

7.11.1 PROFILO RUOTA

Per definire il profilo della ruota della motrice 614, è fondamentale estrarre i punti da un disegno realizzato su SOLIDWORKS seguendo le misure imposte dalla normativa UNI 3332. Una volta completato il disegno, che può essere sia della ruota destra che della sinistra, si crea il profilo di punti e lo si salva in un file di testo, il quale contiene diversi dati che non sono utili alla definizione del profilo. Grazie alla collaborazione con l'ing. Matteo Maggelli, è stato sviluppato un codice MATLAB che estrae dal file di testo solo i punti rilevanti del profilo e li sistema su

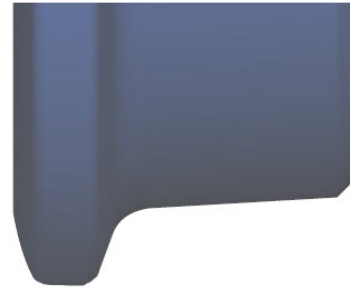


Figura 7.13: Profilo ruota della motrice 614

un piano cartesiano, fornendo a SIMPACK un'origine dei punti ben definita. Successivamente, i punti vengono salvati in un file leggibile dal software multibody (614.prw), che viene poi inserito nella finestra "Wheel" del rail - wheel pair. L'utente deve specificare se la ruota è posizionata a destra o a sinistra, in modo che il programma possa ruotare automaticamente il profilo nella posizione corretta. Una volta inserito, si impostano il raggio della ruota, la distanza di contatto (che in questo caso deve essere dimezzata poiché rappresenta la distanza tra il punto di contatto di una ruota e il centro del veicolo) e la sala in cui deve essere posizionata la ruota.

7.12 PROFILO ROTAIE

7.12.1 ROTAIE DI TORINO

Secondo il "CAPITOLATO SPECIALE DI APPALTO PER LA FORNITURA DI MOTRICI TRANVIARIE MONODIREZIONALI, ARTICOLATE A PAVIMENTO RIBASSATO DA ADIBIRE AL SERVIZIO PASSEGGERI SULLA RETE TRANVIARIA TORINESE" [42], le rotaie presenti a Torino sono:

- In rettilineo per sede promiscua si impiegano le rotaie a gola di tipo 60R2 secondo la norma UNI EN 14811:2010 per gli impianti realizzati negli anni più recenti; negli anni passati si impiegavano le rotaie a gola di tipo 52R1 secondo la norma UNI EN 14811:2010.
- In curva si impiegano le rotaie a gola di tipo 62R2 secondo la norma UNI EN 14811:2010 per gli impianti realizzati negli anni più recenti; negli anni passati si impiegavano le rotaie a gola di tipo 56R1 secondo la norma UNI EN 14811:2010.

Al momento, le nuove rotaie presenti nella rete torinese sono solo in pochi tratti, ma si prevede comunque che nel giro di pochi anni sostituiranno completamente le vecchie rotaie. Per questo motivo, è preferibile eseguire le simulazioni utilizzando i profili "60R2" e "62R2" per garantire la rilevanza e l'accuratezza del lavoro svolto.

7.12.2 IMPLEMENTAZIONE SU SIMPACK

Allo stesso modo utilizzato per la ruota si crea il profilo della rotaia. Si procede quindi partendo dal disegno su SOLIDWORKS, seguendo le misure imposte dalle normative. Una volta disegnate le due rotaie che anche in questo caso possono essere sinistre o destre, si crea il profilo di punti e si salva come file di testo, contenente anch'esso dati superflui alla definizione dei profili. Tramite codice MATLAB creato dall'ing. Matteo Magelli si sono prelevati i dati utili e sono state posizionate in modo che il punto di misura dello scartamento (ovvero a 8,5 mm dalla sommità della tavola) fosse posizionato nell'origine del piano cartesiano. Fatto ciò si crea per ogni rotaia un file compatibile con SIMPACK (60R2.prr e 62R2.prr) e si impostano nella sezione "Rails" del software. Per realizzare il tracciato con il cambio della rotaia, è fondamentale considerare il percorso che si deve simulare, poiché varia in base alla posizione longitudinale.

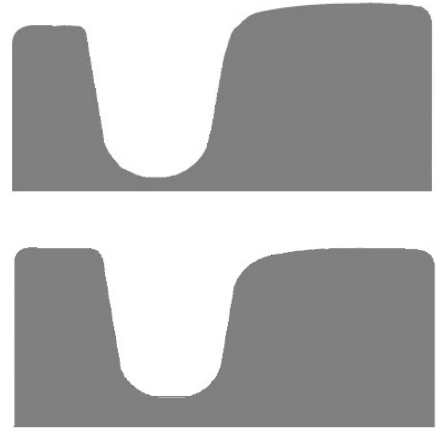


Figura 7.14: Profilo rotaia 60R2 (in alto) e 62R2 (in basso)

Nella sezione dedicata alle rotaie, si crea un nuovo profilo denominato "CAMBIO_PROFILO", in cui al suo interno è presente una finestra dove è possibile impostare la posizione e il profilo della rotaia. A differenza della sezione "Track", la porzione di tracciato considerata viene sommata alla porzione precedente e il profilo corrispondente viene modificato alla fine di ciascuna di essa. Per cambiare il profilo, si tiene conto di un tratto di 1,5 metri, durante il quale il passaggio dal profilo precedente a quello successivo avviene gradualmente.

Di seguito viene riportato un esempio per illustrare meglio il processo.

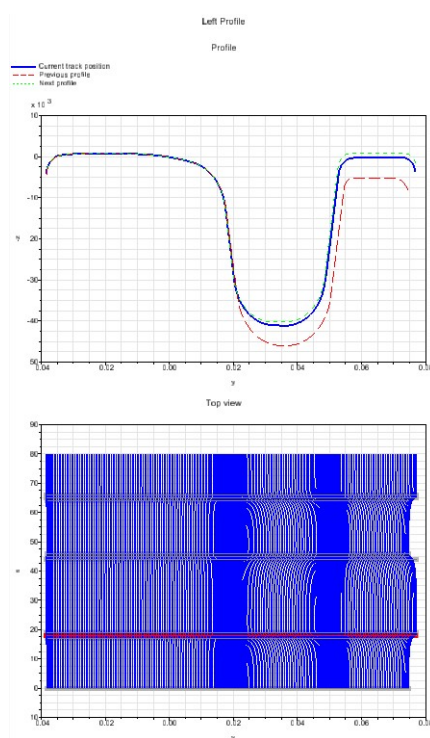


Figura 7.15: Cambio profilo della rotaia in SIMPACK

Una volta impostato il tracciato con il cambio di profilo, viene inserito nella finestra "Rail" del rail - wheel pair. Come eseguito per la ruota, l'utente deve specificare la sala da associare alla rotaia selezionata.

Rimanendo all'interno della stessa sezione, si passa al modello di contatto ruota - rotaia: si stabilisce il tipo di contatto, che come descritto in precedenza è l'equivalent elastic, e la forza normale di tipo hertziano con i rispettivi parametri:

- Modulo elastico pari a 210000 MPa;
- Numero di Poisson pari a 0,28;
- Smorzamento del contatto pari a $100000 \frac{Ns}{m}$;

Per quanto riguarda il calcolo delle forze tangenziali dovute alla porzione di ruota in scorrimento, si utilizza il metodo "FASTSIM" che possiede una elevata velocità e semplicità computazionale che lo rende particolarmente adatto per simulazioni che richiedono un elevato numero di iterazioni o che coinvolgono modelli complessi, come quelli dei veicoli ferroviari. Inoltre, grazie alla sua semplicità, contribuisce a ridurre significativamente il tempo necessario per completare una simulazione.

8 TRACCIATI UTILIZZATI NELLA SIMULAZIONE

In questa sezione verranno descritti i tracciati utilizzati per le simulazioni condotte in SIMPACK. I disegni dei tracciati sono stati forniti dall'archivio di GTT, ma contengono solo le informazioni sui raggi interni delle curve. Per determinare le lunghezze delle curve e dei tratti rettilinei, tali disegni sono stati importati in SOLIDWORKS.

Per definire correttamente le clotoidi, si è fatto riferimento alla seguente formula (8.1):

$$A^2 = L \cdot R \quad (8.1)$$

dove

- A è una costante adimensionale che varia in funzione del sistema di trasporto. Per i tram, assume valori tipicamente compresi tra 10 e 20;
- L è la lunghezza della clotoide;
- R è il raggio della curva;

Poiché il valore esatto di A non è stato possibile reperirlo da nessuna parte, è stato ipotizzato un valore di 12,5. Utilizzando i raggi di curvatura forniti, è stato così possibile calcolare le lunghezze delle clotoidi invertendo la formula sopra riportata. Una panoramica contenente i valori delle lunghezze delle clotoidi in base ai raggi di curvatura più stretti viene riportata in tabella 7.

R	L	R	L	R	L	R	L
15	10,4	21	7,4	27	5,8	33	4,7
16	9,8	22	7,1	28	5,6	34	4,6
17	9,2	23	6,8	29	5,4	35	4,5
18	8,7	24	6,5	30	5,2	36	4,3
19	8,2	25	6,3	31	5,0	37	4,2
20	7,8	26	6,0	32	4,9	38	4,1

Tabella 7: Lunghezze delle clotoidi al variare del raggio

8.1 RONDÒ RIVELLA

La rotonda di Rondò Rivella è uno dei tratti più frequentati da ATTS, in quanto collega Corso Regina Margherita con Corso San Maurizio e Corso Regio Parco. Questa rotonda è caratterizzata da diverse curve a raggio ridotto, rispettivamente di 17 metri e 18,5 metri, intervallate da brevi rettilinei che permettono al tram di ristabilizzarsi. I due principali tratti che verranno analizzati riguardano l'inversione completa di marcia, sia partendo da Corso Regina Margherita che da Corso Regio Parco.

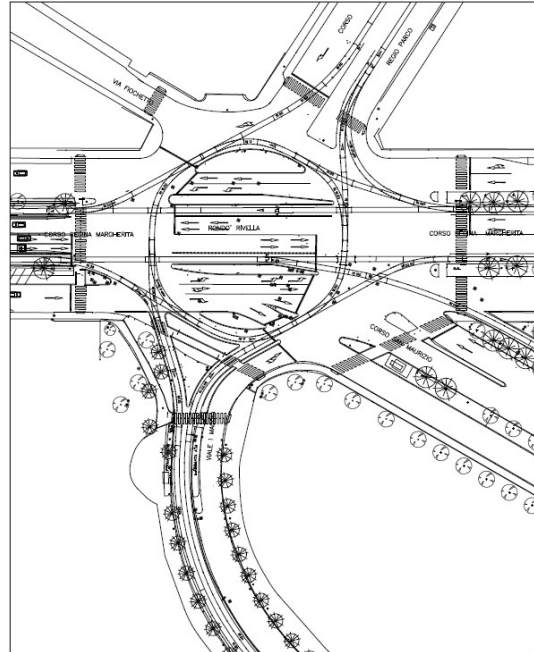


Figura 8.1: Rondò Rivella

8.2 PIAZZA SABOTINO

Un altro percorso critico è quello di Piazza Sabotino, che include una curva con un raggio di 15 metri, ovvero il più ridotto nella rete stradale di Torino. Le altre curve presenti variano tra i 18 e i 25 metri di raggio. I tratti più delicati da considerare sono l'inversione di marcia all'interno di Piazza Sabotino provenendo da Corso Peschiera e la curva che da Corso Peschiera porta in Via Di Nanni, caratterizzata da tre curve ravvicinate con raggi rispettivamente di 25 metri, 20,5 metri e 18,5 metri.

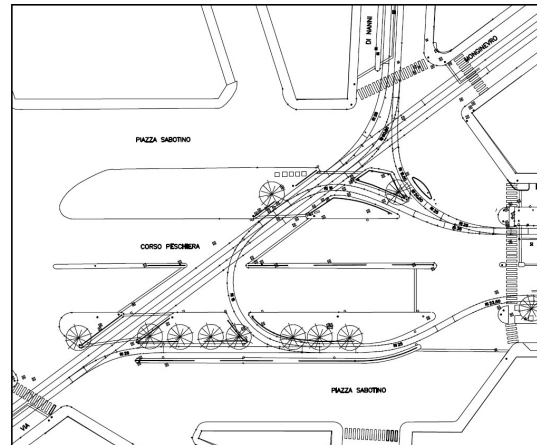


Figura 8.2: Piazza Sabotino

8.3 PIAZZA STATUTO

Anche il tratto di binari in Piazza Statuto merita attenzione, poiché presenta curve con raggi che variano da 16 a 32,5 metri. All'interno della piazza si trova il capolinea della linea 10, raggiungibile completando l'intero giro della piazza, che comprende una curva continua verso sinistra con tre raggi distinti: 21 metri, 18,5 metri e 28 metri. I tratti più critici da analizzare in quest'area sono l'inversione completa della piazza partendo da Corso San Martino e l'accesso al capolinea provenendo da Corso Beccaria.

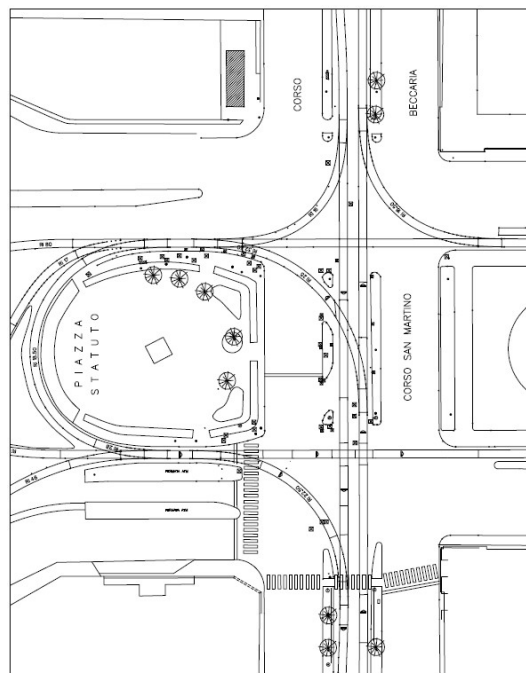


Figura 8.3: Piazza Statuto

8.4 PIAZZA VITTORIO VENETO

Un altro tracciato con criticità si trova in Piazza Vittorio Veneto, in particolare nella curva che collega Via Vanchiglia alla piazza. Questa curva, orientata verso sinistra, è caratterizzata da due clotoidi di 11 metri di lunghezza ciascuna, seguite da una curva con un raggio di 15 metri e una lunghezza di 12,6 metri.

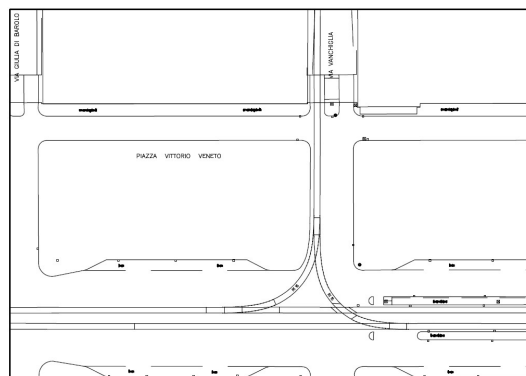


Figura 8.4: Piazza Vittorio Veneto

8.5 PO - ACCADEMIA ALBERTINA

La curva che collega Via Po a Via Accademia Albertina è piuttosto particolare. A causa della presenza di curve troppo strette, è stata progettata una curva più ampia, che successivamente si raccorda con il binario rettilineo di Via Accademia Albertina. Questo tratto è composto da due curve verso destra, con raggi rispettivamente di 16 metri e 150 metri, seguite da una curva a sinistra con un raggio di 60 metri. Come specificato nel capitolato [42], per curve con un raggio superiore a 60 metri non è richiesta l'applicazione della clotoide, motivo per cui nelle due curve finali non sono state inserite.

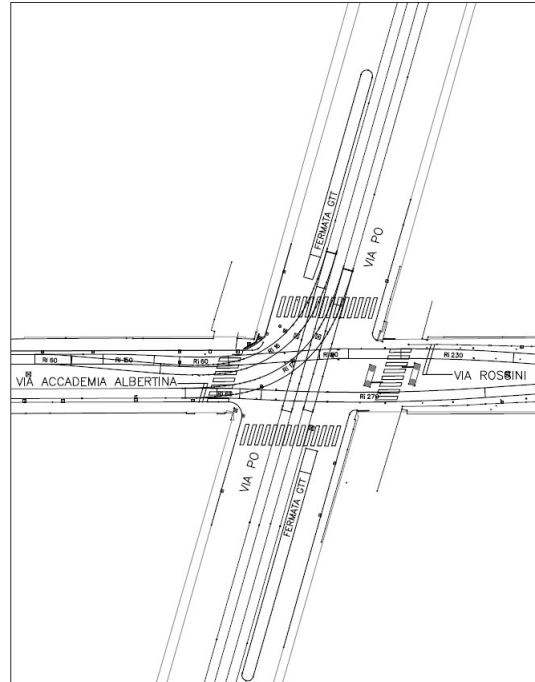


Figura 8.5: Incrocio tra Via Po e Via Accademia Albertina

8.6 ABRUZZI - PESCHIERA

La rotonda situata all'incrocio tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera è considerata uno dei punti critici della viabilità di Torino, poiché presenta quattro curve con un raggio di 15 metri. Nell'elaborato verrà simulato un percorso che prevede l'inversione di marcia provenendo da Corso Peschiera. Il tragitto comprenderà due curve in ingresso e in uscita dalla rotonda, entrambe con un raggio di 25 metri, seguite da tre curve con un raggio di 15 metri. Tra queste, la curva centrale delle tre di raggio inferiore sarà più lunga rispetto alle altre due.

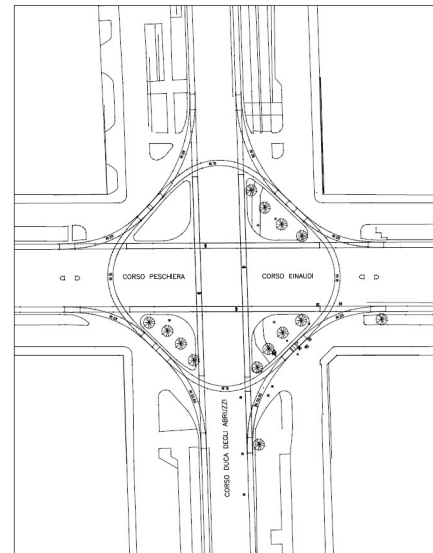


Figura 8.6: Incrocio tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera

8.7 ARSENALE - VITTORIO

Un altro tracciato da considerare con attenzione è la curva che collega Via Arsenale a Corso Vittorio Emanuele. Questa curva ha un raggio di 16 metri e una lunghezza di 15,35 metri. Per agevolare l'ingresso dei tram in curva, sia prima che dopo di questa sono presenti delle clotoidi di 9,8 metri, che rendono il passaggio del veicolo più fluido. Appena prima dell'inizio della curva, si trova un porticato attraverso il quale il tram deve passare, perciò questo elemento verrà preso in considerazione in seguito per l'analisi della sagoma limite.

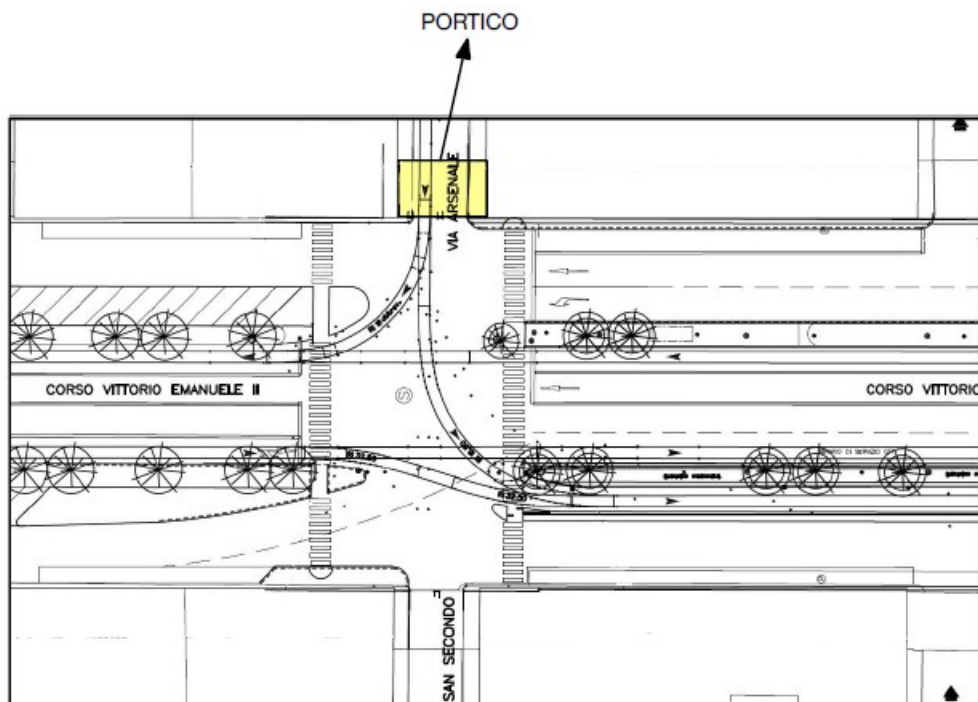


Figura 8.7: Curva tra Via Arsenale e Corso Vittorio Emanuele

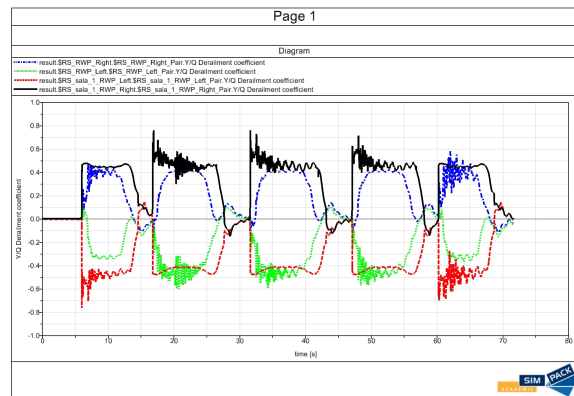
9 RISULTATI DELLA SIMULAZIONE

In questo capitolo vengono mostrati i principali risultati ottenuti dalle simulazioni tramite il software SIMPACK, riguardanti le principali problematiche presenti nel campo tranviario. Per ciascun parametro da verificare, sono riportati solo i valori più critici tra tutti i tracciati torinesi.

Al fine di effettuare le simulazioni di ogni tracciato sul software, la procedura da seguire è sempre la stessa. Inizialmente, nella sezione dei profili rotaia, si modifica "CAMBIO PROFILO" in base al tracciato da analizzare, impostando i profili corretti per rettilinei e curve. Successivamente, si disabilita la velocità iniziale impostando la variabile "preload" a zero, consentendo così il calcolo automatico dei precarichi, necessari per definire le forze iniziali sugli elementi e garantire l'equilibrio statico del sistema. Infine, si procede con la simulazione offline con misurazioni. Questo metodo permette di analizzare i risultati tramite grafici e animazioni, consentendo all'utente di esaminare in dettaglio la dinamica del veicolo.

9.1 NORMA UNI EN 14363:2022

Per poter effettuare correttamente le simulazioni, è obbligatorio seguire le direttive imposte dalla norma UNI EN 14363:2022 [1]. Quest'ultima, la più importante in campo ferroviario, definisce il processo per la valutazione delle caratteristiche di marcia dei veicoli circolanti su ferro, oltre che garantire parametri di sicurezza durante la marcia.



Quando si utilizza un software in grado di simulare comportamenti dinamici e statici, **Figura 9.1:** Grafico $\frac{Y}{Q}$ non filtrato contenente errori numerici

essi devono tenere conto di infiniti fattori contemporaneamente utilizzando matrici complesse e calcoli algebrici, per cui risulta inevitabile incorrere in errori numerici. Durante l'analisi dei dati estratti in post - processing mediante simulazioni offline, questi errori possono comportare un'analisi sbagliata e quindi dei risultati non veritieri.

La norma stabilisce il processo di valutazione dei dati misurati, in cui i segnali di misura di tutti i parametri analizzati insieme a quelli di influenza destinati a successive valutazioni devono essere rilevati tramite un filtro anti - aliasing passa-basso. Questo deve avere una frequenza di campionamento minima di 200 Hz e una frequenza di taglio che sia al massimo un quinto della frequenza di campionamento. Una volta campionati i dati della simulazione, la norma richiede che vengano filtrati e adattati secondo uno schema specifico:

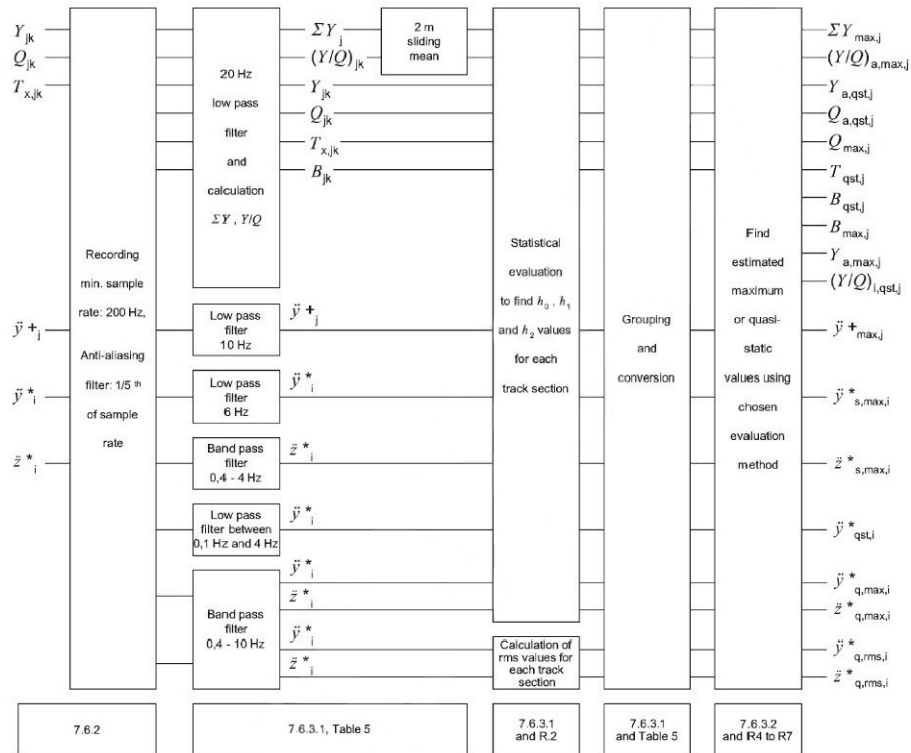


Figura 9.2: Schema di filtraggio previsto dalla norma UNI EN 14363 [1]

In SIMPACK, i risultati delle simulazioni vengono visualizzati sotto forma di grafici, in cui sull'asse delle ascisse è presente il tempo, mentre sull'asse delle ordinate è riportato il valore da analizzare. Pertanto, per pulire i dati, è fondamentale recarsi nella sezione di post - processamento del software e applicare i filtri necessari come definito dalla normativa. All'interno della sezione dei filtri, il programma raggruppa sia i filtri veri e propri, sia gli operatori matematici semplici (somma, sottrazione, ecc.) e geometrici (spostamenti delle curve). Questo permette di trattare e analizzare i dati in modo preciso e conforme alle direttive.

9.2 FILTRI PRESENTI NELLA NORMATIVA

Analizzando la figura 9.2, dopo che i dati vengono campionati a 200 Hz devono essere filtrati secondo alcune tipologie di filtri:

9.2.1 FILTRO PASSA-BASSO (Tschebischeff)

I filtri passa basso di Tschebischeff funzionano attenuando gradualmente le frequenze al di sopra della frequenza di taglio. Sotto questa soglia, le frequenze passano indenni, mentre quelle superiori vengono via

	Parameter Name	Value	Computed Value
1	Filter type	Tschebischeff-Filter 3.0 dB	
2	Order (1/2/4/6/8/10)	2	2
3	Upper corner frequency [Hz] or [1/m]	20	20

Figura 9.3: Impostazione del filtro passa-basso in SIMPACK

via ridotte. Rispetto ai filtri di Butterworth, hanno una transizione più ripida tra banda passante e banda bloccante, ma presentano delle ondulazioni (ripple) nella banda passante. Nella banda bloccante, il modulo della funzione di trasferimento decade rapidamente, con un'attenuazione che cresce all'aumentare dell'ordine del filtro. L'ordine n determina anche il numero di massimi e minimi nel ripple in banda passante. [44] La funzione di trasferimento dei filtri di Tschebischeff è definita tramite i suoi polinomi. Nella banda passante, il guadagno oscilla tra un massimo di 1 e un minimo di $\frac{1}{\sqrt{(1+\epsilon^2)}}$, dove ϵ è il fattore di ripple, corrispondente a $\sqrt{10^{\frac{\delta}{10}} - 1}$, con δ il ripple di banda passante. Questo comporta un andamento a ripple del modulo della funzione di trasferimento in banda passante, con l'ampiezza del ripple determinata da ϵ . [45] Per impostare questa tipologia di filtro in SIMPACK, nella sezione dedicata a questi si seleziona "70: IIR-Filter: Low-Pass", dopodiché si modificano le misure nella finestra apposita. Nel caso in analisi, i parametri mostrati sono rappresentati in figura 9.3

9.2.2 FILTRO PASSA-BANDA (Tschebischeff)

I filtri passa banda di Tschebischeff sono una classe di filtri elettronici che presentano una risposta in frequenza con un comportamento ottimale all'interno della banda passante, ma con ondulazioni (ripple) in questa regione. Questo tipo di filtro offre

una transizione più ripida tra la banda passante e la banda di attenuazione rispetto ai filtri di Butterworth, ma a costo di avere un comportamento non ideale in banda passante. [46] Il filtro passa banda ideale ha una banda passante perfettamente piatta, non ha né attenuazione né guadagno per le frequenze all'interno, e attenua completamente tutte le frequenze al di fuori di questo intervallo. Nella pratica, nessun filtro passa banda è ideale, perché non attenua completamente tutte le frequenze al di fuori della banda voluta. In particolare, esiste una regione contigua alla banda passante dove le frequenze sono attenuate ma non completamente, chiamate "roll - off". Normalmente la progettazione di un filtro cerca di mantenere le regioni di roll-off più strette possibili, in modo che il filtro operi il più possibile come filtro ideale. D'altra parte, più queste regioni si assottigliano, meno la banda passante è piatta: a un certo punto presenta delle ondulazioni sempre più evidenti. [47] Per impostare questa tipologia di filtro in SIMPACK, nella sezione dedicata a questi si seleziona "72: IIR-Filter: Band-Pass", dopodiché si modificano le misure nella finestra apposita. Nel caso in analisi, i parametri mostrati sono rappresentati in figura 9.4

	Parameter Name	Value	Computed Value
1	Filter type	Tschebischeff-Filter 3.0 dB	
2	Order (2/4/8/12/16/20)	2	2
3	Lower corner frequency [Hz] or [1/m]	0.1	0.1
4	Upper corner frequency [Hz] or [1/m]	4	4

Figura 9.4: Impostazione del filtro passa-banda in SIMPACK

9.2.3 MEDIA MOBILE

La media mobile è una tecnica statistica utilizzata per analizzare e interpretare dati temporali, permettendo di identificare tendenze e pattern in serie storiche. Essa consiste nel calcolare la media aritmetica di un insieme di valori in un intervallo di tempo definito, noto come "finestra". Questa può variare in base alle esigenze dell'analisi, e

il calcolo viene aggiornato man mano che nuovi dati diventano disponibili. Il funzionamento della media mobile è relativamente semplice: per ogni nuovo dato, si calcola la media dei valori all'interno della finestra, escludendo il valore più vecchio e includendo quello più recente. Questo approccio consente di ottenere una rappresentazione più fluida e meno soggetta a fluttuazioni casuali rispetto ai dati originali, facilitando l'interpretazione delle tendenze sottostanti. [48] Per quanto riguarda l'applicazione della media mobile in SIMPACK, si aggiunge il filtro denominato "92: Sliding Window" e si inseriscono i parametri richiesti dalla normativa, cioè:

- Lunghezza della finestra di calcolo della media pari a 2 m;
- Step di campionamento pari a 0,5 m;

Per applicare la finestra di calcolo di 2 metri risulta fondamentale fare riferimento a uno spazio invece che a un tempo, quindi solitamente si utilizza il grafico dello spostamento longitudinale di un joint appartenente al sistema (per esempio le sale) e tramite una finestra dedicata è possibile inserire la curva da prendere come riferimento. La finestra contenente i parametri della media mobile è rappresentata in figura 9.5

	Parameter Name	Value	Computed Value
4	Length of averaging window xm	2	2
5	Sampling period xs	0.5	0.5
7	x-values from	y-values of second signal	
8	Second signal for x-values	joint pos. \$_sala_1.s : Longitudinal position	
10	Window output	Mean	

Figura 9.5: Impostazione della media mobile in SIMPACK

9.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO

Prima di iniziare la simulazione del veicolo sui tracciati reali, è essenziale verificare che il modello realizzato sul software non presenti problemi o errori. Per fare ciò, si impostano i profili predefiniti di SIMPACK per ruote e rotaie: il profilo S1002 per le ruote (figura 9.6 alto) e il profilo UIC60 per le rotaie, posate con inclinazione di 1/40 verso l'interno (figura 9.6 basso). Dopo aver impostato i profili, si costruisce un tracciato di prova composto da un rettilineo di 50 metri seguito da una curva verso destra con un raggio di 100 metri e una lunghezza di 50 metri, per poi concludere con un altro rettilineo della stessa lunghezza di quello iniziale. In curva è presente un allargamento di

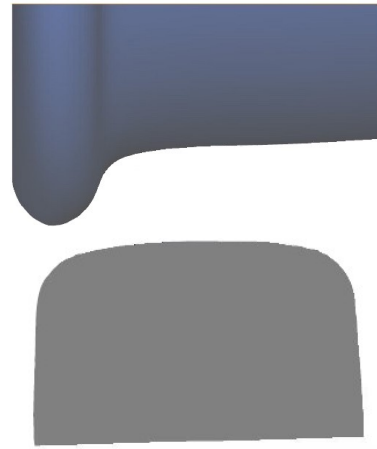


Figura 9.6: Profilo ruota S1002 (in alto) e rotaia UIC60 (in basso)

scartamento di 5 mm, quindi questo passa da 1445 mm a 1450 mm. Per determinare se il modello è valido, si esegue una simulazione offline con misurazioni, valutando i parametri principali come il fattore di svio e il numero di punti di contatto tra la ruota e la rotaia. Il modello è considerato valido se il limite di svio è inferiore a uno e se i punti di contatto sono pari a uno quando il veicolo è in rettilineo e due quando si trova in curva.

Nelle figure 9.7 e 9.8 sono riportati i grafici dei due parametri verificati. Si imposta una velocità di riferimento pari a 15 km/h.

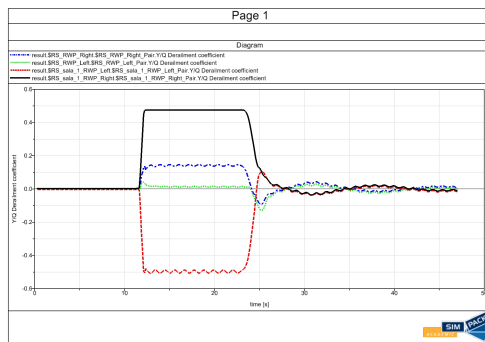


Figura 9.7: Fattore $\frac{Y}{Q}$ con profili UIC60 e S1002

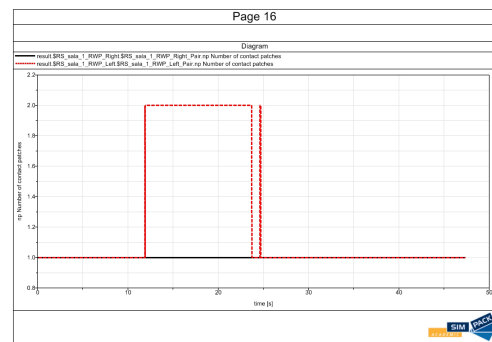


Figura 9.8: Punti di contatto con profili UIC60 e S1002

Per la valutazione dei parametri da simulare, sono state applicate le regole imposte dalla normativa UNI 14363. In particolare, per il fattore di svio è stato utilizzato un filtro passa-basso a 20 Hz e una media mobile, mentre per i punti di contatto non è stato necessario alcun filtraggio. Per una migliore comprensione dei grafici, è stato stabilito che al tempo di 11.8 secondi il veicolo entra in curva e a 35.4 secondi ritorna in rettilineo. Dai risultati ottenuti si nota che il fattore di svio non supera mai l'unità e che i punti di contatto sono conformi a quanto definito precedentemente, per cui il modello risulta valido.

Una volta validato il modello, si può procedere con l'analisi. A partire da questo paragrafo, verranno presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni di tutti i percorsi di Torino. Saranno spiegati i procedimenti di filtraggio di ogni parametro, qualora previsto dalla norma, applicati dopo il campionamento a 200 Hz e successivamente verranno spiegati i risultati ottenuti. Tutte le simulazioni sono state effettuate con le stesse condizioni iniziali, ovvero:

- Costante di controllo della coppia $K_{controllo} = 7000$;
- Allargamento di scartamento in curva di 5 mm;
- profilo 60R2 in rettilineo e profilo 62R2 in curva;

9.4 COEFFICIENTE DI SVIO (Y/Q)

Il coefficiente di svio è uno dei parametri più cruciali da analizzare, poiché influisce significativamente sulla sicurezza di marcia. La normativa stabilisce che il rapporto non deve superare il valore di 1,2 per veicoli che non superano la velocità di 50 km/h. Tuttavia, nelle simulazioni effettuate non sono state considerate eventuali irregolarità del tracciato e delle ruote dovute a usura o deformazioni, il che comporta un valore del coefficiente di svio trovato più basso rispetto alla realtà. Per garantire che il coefficiente rientri nei limiti imposti dalla normativa, è stato deciso di abbassare questo limite a 0,8.

Per analizzare questo parametro, sono state effettuate tre simulazioni a diverse velocità sui tracciati di Torino aventi curve con i raggi più piccoli, che variano dai 15 ai 18 metri. Le velocità da utilizzare nelle simulazioni devono rispettare le accelerazioni centripete di $0,25 \frac{m}{s^2}$, $0,5 \frac{m}{s^2}$ e $0,75 \frac{m}{s^2}$. Le simulazioni sono state eseguite con questa configurazione perché il coefficiente di svio è particolarmente critico su tracciati con curve di raggio ridotto. In curve di raggio maggiore, pur rispettando le accelerazioni laterali aumentando le velocità, il fattore Y/Q rimane comunque più basso. Poiché l'accelerazione centripeta dipende dal quadrato della velocità e dal raggio della curva, e considerando che i raggi delle curve sono molto simili tra loro, le velocità variano di meno di 1 km/h rispetto a quella calcolata per il raggio più stretto. Inoltre, può capitare che sullo stesso tracciato siano presenti curve con raggi differenti, il che rende difficile mantenere la stessa accelerazione su tutto il percorso. Per questo motivo, si assume la velocità calcolata per la curva con il raggio più piccolo anche per le altre curve.

Le varie velocità sono state calcolate utilizzando la formula (9.1):

$$V = \sqrt{a_c \cdot R}; \tag{9.1}$$

dove V è la velocità in m/s, a_c corrisponde all'accelerazione centripeta in $\frac{m}{s^2}$ e R è il raggio della curva. Con i raggi e le accelerazioni menzionate sopra si ottengono le seguenti velocità:

- Per $a_c = 0,25 \frac{m}{s^2}$ si ottiene una velocità di 7 km/h;
- Per $a_c = 0,5 \frac{m}{s^2}$ si ottiene una velocità di 10 km/h;
- Per $a_c = 0,75 \frac{m}{s^2}$ si ottiene una velocità di 12 km/h;

Per visualizzare l'andamento del coefficiente di svio in SIMPACK, è necessario recarsi nella sezione di post - processamento, all'interno della sezione "result". Da qui è possibile selezionare direttamente il grafico del coefficiente per ogni ruota e visualizzarlo nella finestra dedicata. Una volta riportati i grafici, è fondamentale filtrare il segnale applicando un filtro passa - basso di Tschebischeff-3dB a 20 Hz e una media mobile con una finestra di 2 metri eseguita sul percorso longitudinale della sala 1 (uguale a quello della sala 2) e un passo di campionamento di 0,5 metri seguendo i passaggi descritti nel paragrafo 9.2.

Prima di procedere con le simulazioni della motrice sulle curve più strette, è interessante osservare come questa si comporta su curve di raggio più ampio. Per questo motivo, in SIMPACK è stato creato un tracciato aggiuntivo, che rappresenta il percorso di uscita dal deposito San Paolo di GTT, dove il tram si inserisce sui binari di Via Monginevro.

Il tracciato rappresentato in figura 9.9 è formato principalmente da tre curve: due con un raggio di 60 metri e una con un raggio di 46 metri. Il percorso inizia con un rettilineo di 20 metri all'uscita del deposito. Poi si affronta la prima curva, con un raggio di 60 metri e una lunghezza di 16,7 metri, seguita da una curva di raggio 46 metri, lunga 3 metri. Infine, c'è un'altra curva con un raggio di 60 metri, lunga 13,5 metri. Tra le curve ci sono raccordi a clotoide di 3 metri ciascuno. Il tracciato termina con un rettilineo di 100 metri.

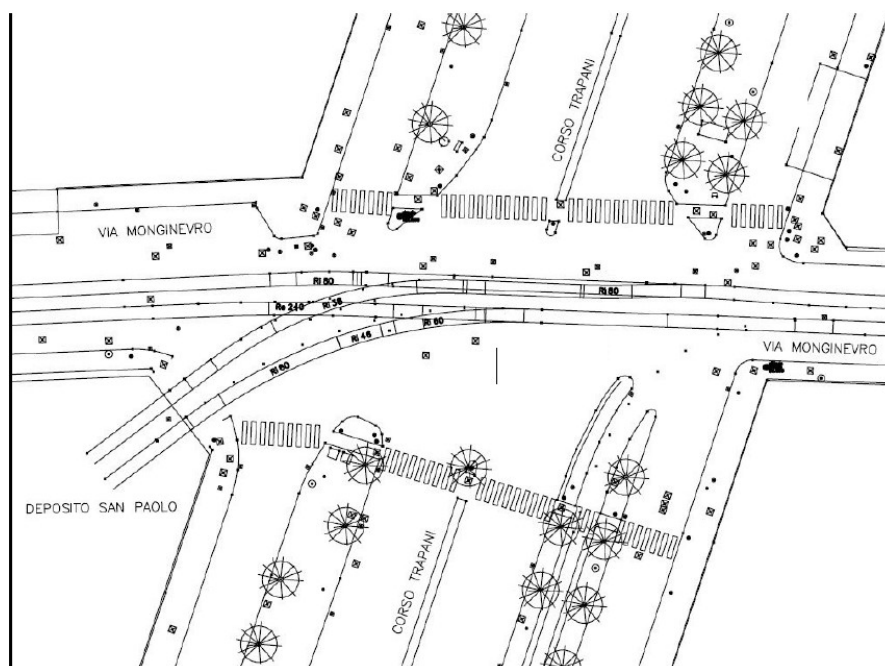


Figura 9.9: Curva all'uscita del deposito San Paolo

Dopo aver impostato il corretto profilo delle rotaie, è stata eseguita la simulazione alla velocità di 12 km/h, ottenendo il grafico del coefficiente di svio, riportato in figura 9.10.

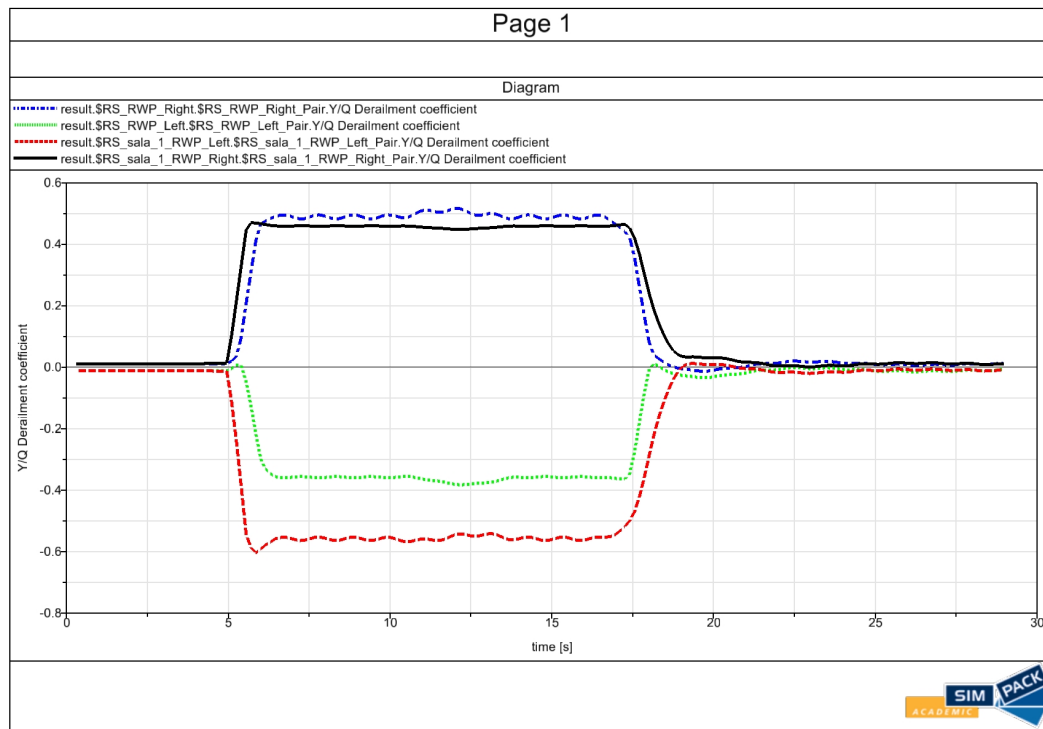


Figura 9.10: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra l'uscita dal deposito San Paolo e Via Monginevro a 12 km/h

Dal grafico emerge subito una differenza evidente: i valori negativi dei coefficienti corrispondono alle ruote di sinistra, mentre quelli positivi alle ruote di destra. Questo indica che, durante la curva, le forze centrifughe spingono il veicolo verso l'esterno, facendo sì che i bordini delle ruote di sinistra entrino in contatto con il fianco della rotaia. Al contrario, le ruote di destra non toccano la rotaia, ma scaricano le forze verticali, aumentando così il rapporto di deragliamento. Il coefficiente di svio più alto raggiunge 0,6 sulla ruota sinistra della sala 1, un valore che rimane comunque sotto la soglia critica, quindi non rappresenta un rischio di deragliamento.

9.4.1 Y/Q A 12 km/h

Dalle analisi precedenti è emerso che il tracciato più rischioso dal punto di vista del rapporto $\frac{Y}{Q}$, a una velocità di 12 km/h, è la curva di Piazza Vittorio Veneto provenendo da Via Vanchiglia. Questo tratto presenta il valore più alto del coefficiente di svio, pari a 0,912 sulla ruota sinistra e 0,323 sulla ruota destra. Osservando il grafico in figura 9.11, si nota che all'inizio della curva (che in questo caso è verso sinistra) le ruote di sinistra di entrambe le sale mostrano un coefficiente negativo, mentre quelle di destra hanno un valore positivo. Questo indica che, in fase di ingresso in curva, il bordino della ruota destra urta contro il fianco della rotaia, generando una spinta laterale Y, mentre la ruota sinistra non subisce alcun contatto. Tuttavia, questa inizia a scaricare il carico verticale Q, aumentando così il rapporto $\frac{Y}{Q}$. In questa fase, i valori rimangono contenuti, sempre al di sotto di 0,6, con il valore più alto registrato dalla ruota destra della prima sala. Quando il veicolo entra in curva piena, a differenza del caso descritto precedentemente con curve a raggio ampio, i segni dei coefficienti si invertono. Ora è la ruota sinistra a presentare il valore più elevato, segno che il contatto si è spostato su di essa: il bordino sinistro infatti urta contro la controrotaia, mentre la ruota destra si scarica. Man mano che il veicolo percorre la curva, il valore della ruota sinistra della prima sala diminuisce leggermente. Questo perché il veicolo si adatta meglio alla curva, risultando meno inclinato e più stabile. La seconda sala segue lo stesso comportamento della prima, ma con valori più bassi, dato che risulta meglio iscritta in curva. Infine, quando il veicolo si trova sulla clotoide di uscita, i coefficienti tornano a cambiare di segno, riprendendo la condizione iniziale: è di nuovo il bordino della ruota destra a entrare in contatto con la rotaia.

Il grafico che illustra l'andamento del fattore Y/Q è rappresentato in figura 9.11. Le ruote possono essere identificate in base alle curve colorate presenti sul grafico:

- in nero è raffigurata la ruota destra appartenente alla sala 1;
- in rosso è raffigurata la ruota sinistra appartenente alla sala 1;
- in blu è raffigurata la ruota destra appartenente alla sala 2;
- in verde è raffigurata la ruota sinistra appartenente alla sala 2;

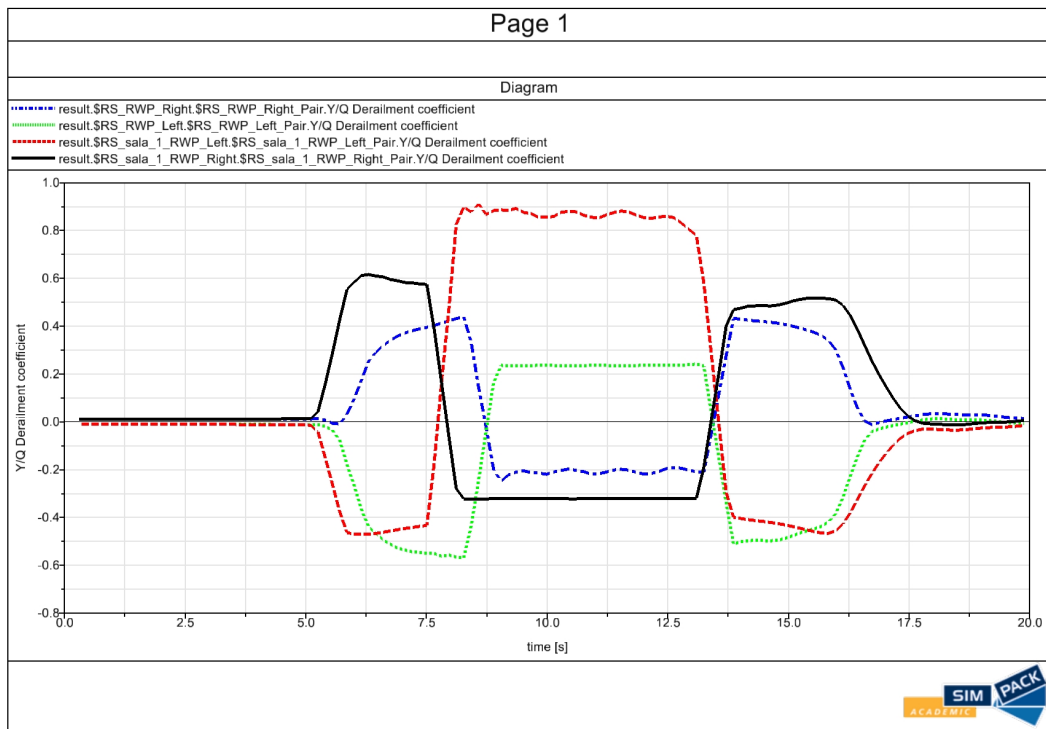


Figura 9.11: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Vittorio Veneto a 12 km/h

Il coefficiente della ruota sinistra supera il limite di 0,8 durante la percorrenza della curva con un raggio di 15 metri, non rientrando quindi nei parametri di sicurezza totale. Lo stesso risultato è stato ottenuto sugli altri tracciati, con coefficienti di svio più bassi rispetto a quello descritto in precedenza, ma comunque compresi tra 0,8 e 0,9. In particolare, il tracciato con il secondo valore più alto è il capolinea di Piazza Statuto, provenendo da Corso Beccaria. Qui, sulla curva destra di 16 metri di raggio presente sul primo pezzo di tracciato, il rapporto $\frac{Y}{Q}$ raggiunge 0,91 sulla ruota destra.

9.4.2 Y/Q a 10 km/h

Durante la prova effettuata a 10 km/h, il tracciato più rischioso è risultato essere il capolinea di Piazza Statuto provenendo da Corso Beccaria, con un coefficiente di svio pari a 0,781 sulla prima curva a destra con un raggio di 16 metri. Come descritto nel paragrafo 9.4.1, la ruota destra della prima sala registra il valore più alto a causa dell'urto del bordino contro la controrotaia, generando una spinta laterale elevata. La ruota sinistra della stessa sala scarica la forza verticale esercitata sulla rotaia, per cui il rapporto di deragliamento della ruota sinistra risulta essere di 0,32. Il grafico che illustra l'andamento del fattore Y/Q è rappresentato in figura 9.13.

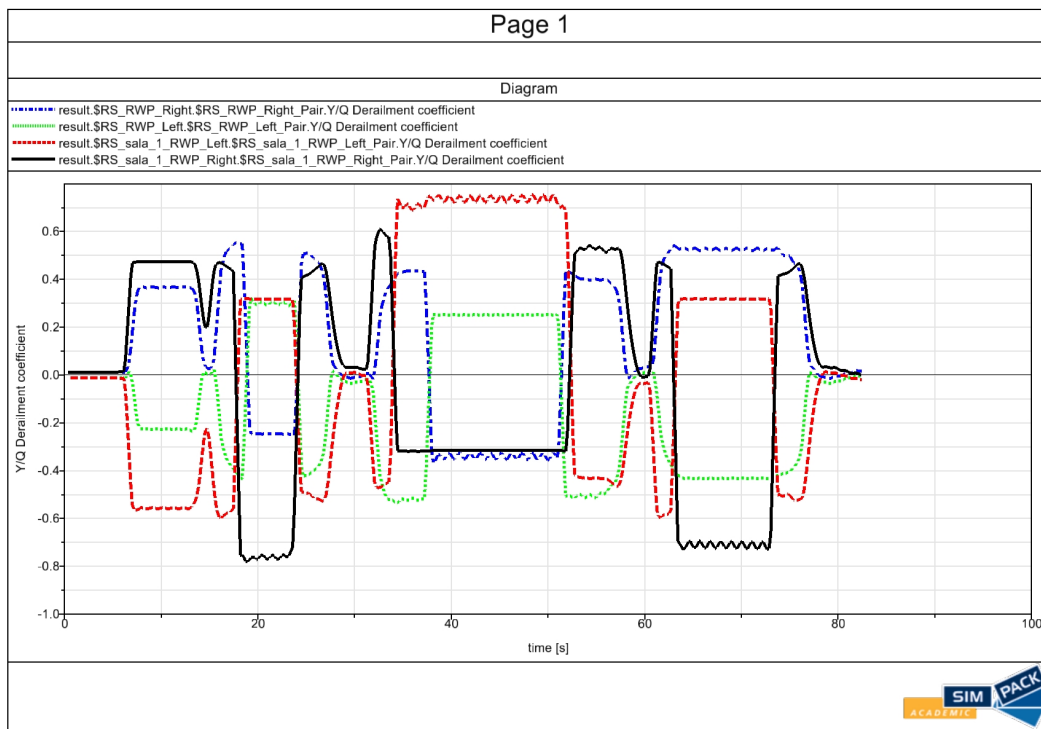


Figura 9.13: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Statuto a 10 km/h

Il valore del coefficiente non supera il limite imposto di 0,8, permettendo al tram di percorrere il tracciato in totale sicurezza. Il fattore di deragliamento è inferiore rispetto a quello misurato a 12 km/h poiché l'impatto dei bordini delle ruote, avvenendo a una velocità più bassa, genera una spinta laterale minore sulle rotaie. Inoltre, una minore accelerazione centripeta comporta una spinta laterale inferiore, contribuendo ulteriormente alla riduzione del coefficiente di svio.

Dalle analisi è emerso che anche gli altri tracciati presentano coefficienti di svio pressoché simili, sebbene leggermente inferiori rispetto a quello descritto in precedenza. Il secondo tracciato con il valore più alto misurato alla velocità di 10 km/h è la rotonda tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera, con un coefficiente di svio pari a 0,779, dovuto alla presenza di tre curve con un raggio

di 15 metri. In figura 9.14 è possibile visualizzare il grafico contenente il fattore di deragliamento del percorso in analisi, con i colori delle ruote identici a quelli del grafico precedente.

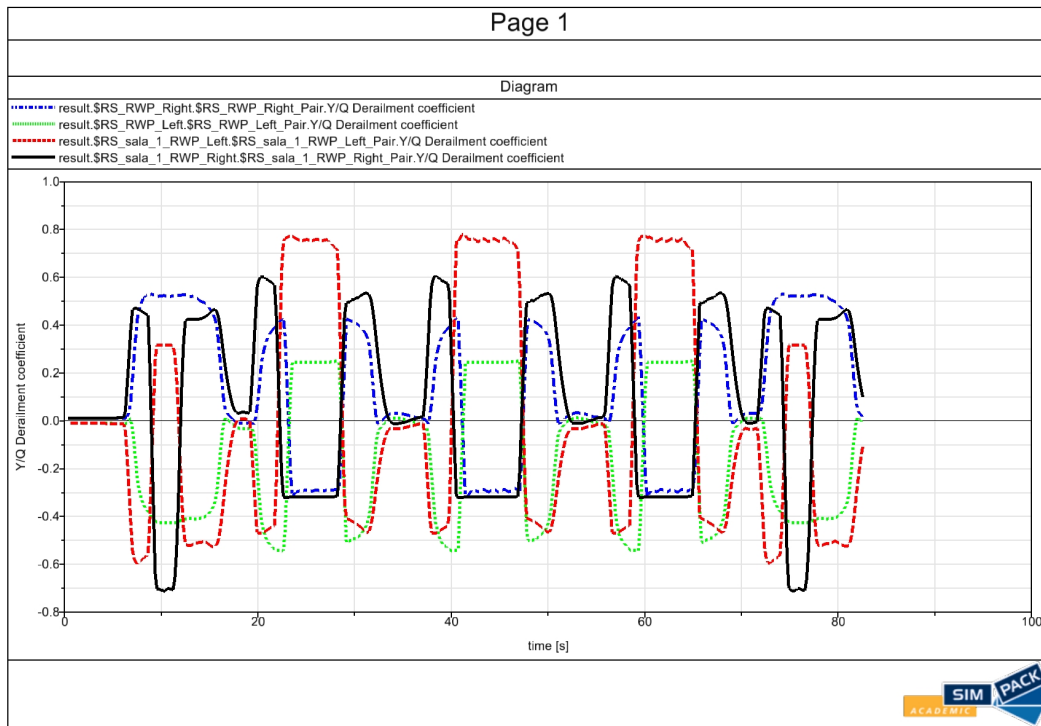


Figura 9.14: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra Corso Duca e Corso Peschiera a 10 km/h

Da qui si può osservare che la seconda curva con un raggio di 15 metri presenta il picco con il valore più elevato. Questo è dovuto al posizionamento della prima sala, ancora orientata nel senso del rettilineo precedente, che fa sbattere con violenza il bordino della ruota sinistra sulla controrotaia, causando così una spinta laterale importante. Successivamente, il veicolo si assesta nella direzione della curva. Le altre due curve dello stesso raggio presentano valori prossimi a quello critico, ma essendo più corte e con una forma più aperta, permettono al veicolo di entrare in curva con meno difficoltà.

9.4.3 Y/Q a 7 km/h

Dalla prova effettuata a 7 km/h risulta che il tracciato con il più alto valore del coefficiente di svio rimane il capolinea di Piazza Statuto provenendo da Corso Beccaria, con un fattore di 0,6604. La ruota destra della prima sala registra un valore maggiore rispetto alla ruota sinistra della stessa sala, con un rapporto di 0,315. In queste condizioni, la spinta laterale provocata dalle forze centrifughe che spingono il tram verso l'esterno della curva assume maggiore importanza rispetto ai casi precedenti. Questo avviene perché l'impatto iniziale delle ruote contro le rotaie esercita una spinta laterale più bassa, ma a una velocità inferiore le forze centrifughe diventano il fattore dominante nel determinare il comportamento del veicolo in curva.

Il grafico che illustra l'andamento del fattore Y/Q è rappresentato in figura 9.15.

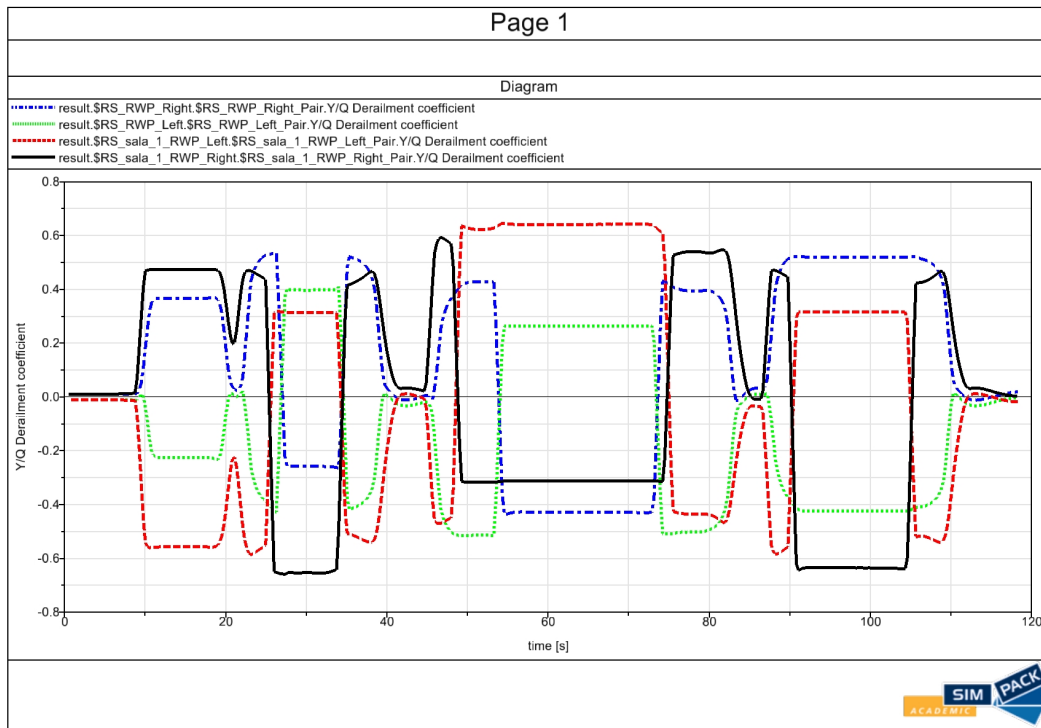


Figura 9.15: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato su Piazza Statuto a 7 km/h

Insieme al tracciato descritto in precedenza, si riporta anche il secondo con il valore più alto, pari a 0,6603. Si tratta della curva che da Via Arsenale si immette in Corso Vittorio Emanuele. Il valore massimo viene raggiunto dalla ruota destra della prima sala, dove il bordino striscia contro la controrotaia, esercitando una spinta laterale significativa. Come nel caso precedente, il valore rimane costante anche in curva, poiché l'impatto a inizio curva è diventato irrilevante rispetto alla forza centrifuga che spinge il veicolo verso l'esterno della curva. La ruota sinistra della prima sala presenta invece un valore quasi costante di 0,314.

Il grafico che illustra l'andamento del fattore Y/Q è rappresentato in figura 9.16 .

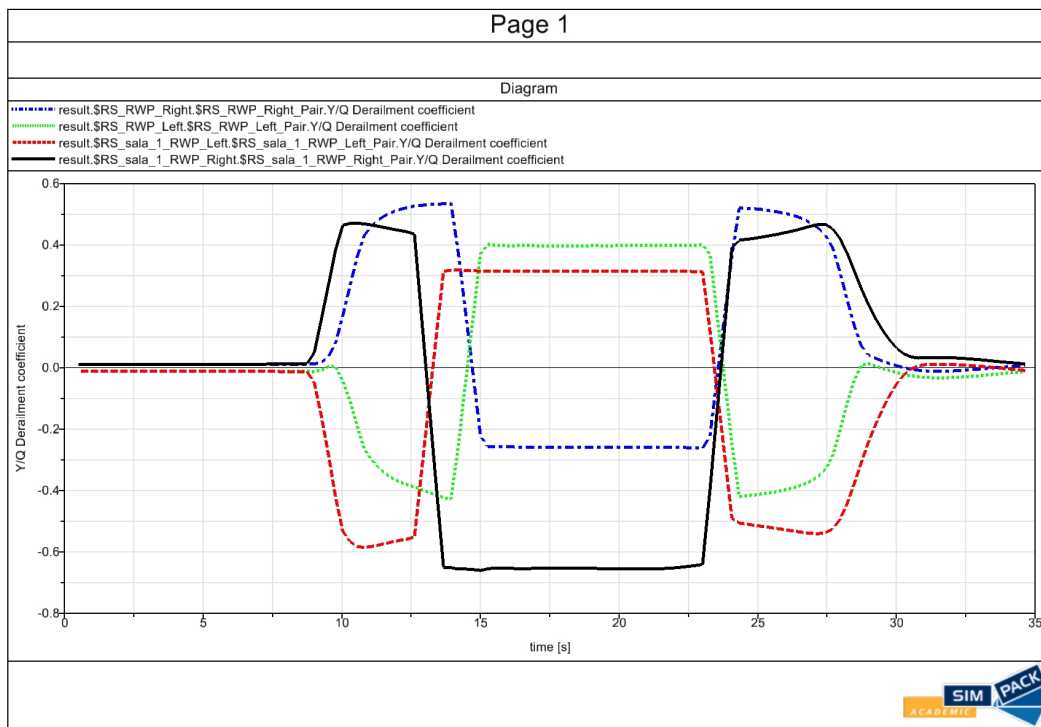


Figura 9.16: Andamento di $\frac{Y}{Q}$ simulato tra Via Arsenale e Corso Vittorio a 7 km/h

Dall'analisi del coefficiente di deragliamento simulato a diverse velocità, si può osservare che con la riduzione della velocità la differenza tra il valore più critico e il secondo valore più critico tende a diminuire. Questo avviene principalmente perché, a basse velocità, l'impatto delle ruote sui binari è meno accentuato, riducendo la spinta laterale Y . Inoltre, la spinta verticale Q rimane più costante, poiché la forza centrifuga diminuisce, evitando così un eccessivo scaricamento delle ruote. Si osserva inoltre che i maggiori rischi di deragliamento non si concentrano esclusivamente nelle curve con raggio più stretto. Questo fenomeno dipende dalla configurazione del tracciato, che può influire sulla stabilità del veicolo, generando spinte più o meno intense a seconda della sua conformazione.

9.5 SCARICAMENTO RUOTE (DQ/Q0)

Per calcolare il fattore di scaricamento delle ruote è necessario prendere in considerazione la spinta verticale dinamica (Q) e la spinta verticale statica (Q0) del veicolo. Dopodichè si procede utilizzando la (9.3):

$$\frac{DQ}{Q} = \frac{Q - Q0}{Q0}; \quad (9.3)$$

Nella sezione post - processing di SIMPACK non è possibile estrarre direttamente il valore richiesto, ma utilizzando i filtri presenti nella sezione "General", in particolare le funzioni "Shift Y" e "Multiply Y", si può ottenere il risultato desiderato. La funzione "Shift Y" permette di sottrarre Q a Q0, ottenendo così un grafico che mostra solo lo scostamento della spinta verticale (Q-Q0) durante la marcia del veicolo rispetto allo zero. Successivamente, con la funzione "Multiply Y", si divide la differenza ottenuta per Q0, calcolando così il rapporto $\frac{DQ}{Q0}$.

Secondo la normativa, questo rapporto non deve superare il valore di 0,6 per qualsiasi tipo di veicolo ferroviario, a qualsiasi velocità. Inoltre, i dati devono essere sottoposti a un filtro passa-basso di Tschebischeff a 3 dB con una frequenza di 20 Hz, insieme a una media mobile eseguita su una finestra di 2 metri lungo il percorso longitudinale della sala 1 (uguale a quello della sala 2), con un passo di campionamento di 0,5 metri, come descritto nel paragrafo 9.2. Come per i parametri precedenti, le simulazioni vengono eseguite a tre diverse velocità sulle curve più strette di Torino, poiché sono quelle che causano il maggiore sollevamento delle ruote e conseguente riduzione del carico.

9.5.1 DQ/Q0 A 12 km/h

Il tracciato più critico, in termini di scaricamento delle ruote, è la rotonda di Rondò Rivella, durante l'inversione da Corso Regio Parco, dove si registra un rapporto di 0,256. Questo valore è significativamente inferiore al limite consentito, il che indica che non sussistono problemi legati a questo coefficiente. Il grafico che illustra l'andamento del rapporto $\frac{DQ}{Q0}$ è riportato in figura 9.17, dove:

- in nero è raffigurata la ruota destra appartenente alla sala 1;
- in rosso è raffigurata la ruota sinistra appartenente alla sala 1;
- in blu è raffigurata la ruota destra appartenente alla sala 2;
- in verde è raffigurata la ruota sinistra appartenente alla sala 2;

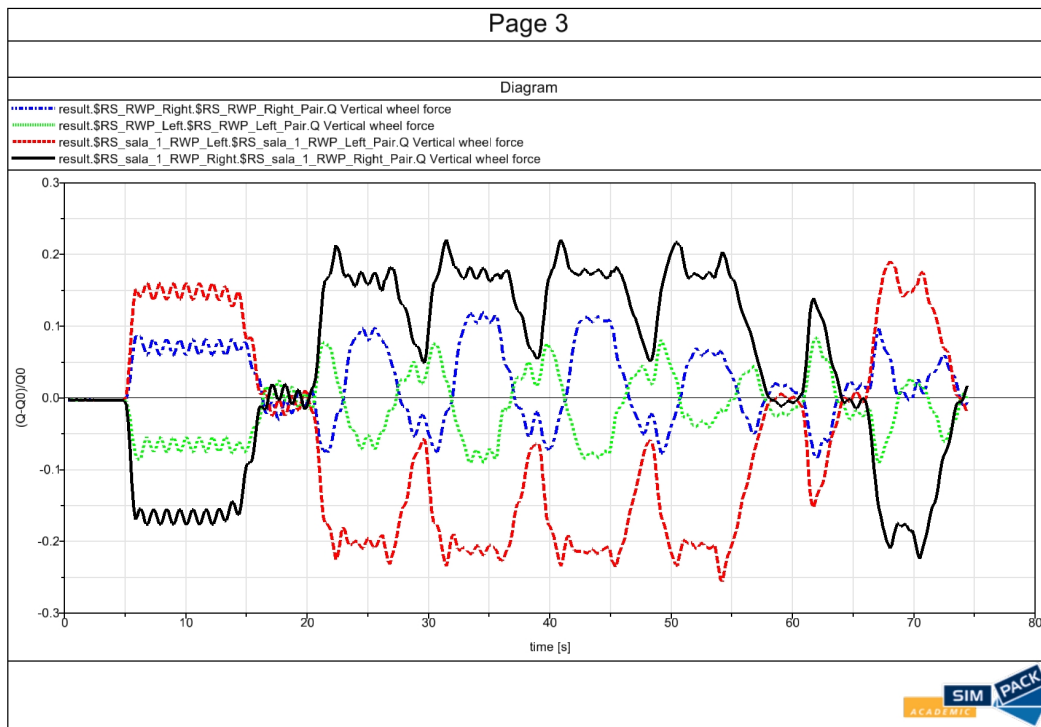


Figura 9.17: Andamento del coefficiente $\frac{DQ}{Q0}$ simulato su Rondò Rivella inversione Corso Regio Parco a 12 km/h

Come mostrato in figura 9.17, i valori più alti del rapporto si registrano nelle transizioni tra la clotoide e la curva piena, con un andamento irregolare all'interno della curva.

Dal grafico si può osservare come gli andamenti del coefficiente appaiano frastagliati durante le curve, a causa delle forze centrifughe che spingono il veicolo verso l'esterno. Le sospensioni però contrastano questo effetto, generando una forza che fa inclinare la vettura nella direzione opposta. Questo genera un maggiore o minore scaricamento delle ruote, che crea l'ondulazione visibile sul grafico. Un picco simile a quello ottenuto in ingresso si osserva all'uscita della curva piena verso la clotoide, con un valore quasi identico a quello registrato in ingresso.

Il secondo rapporto più elevato rilevato nelle simulazioni si verifica nella rotonda tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera, con un valore di 0,251. Anche in questo caso l'andamento è frastagliato, con picchi che si manifestano nelle transizioni tra clotoide e curva piena.

In figura 9.18 è riportato il grafico del coefficiente di scaricamento delle ruote, con le curve rappresentate utilizzando gli stessi colori indicati in precedenza.

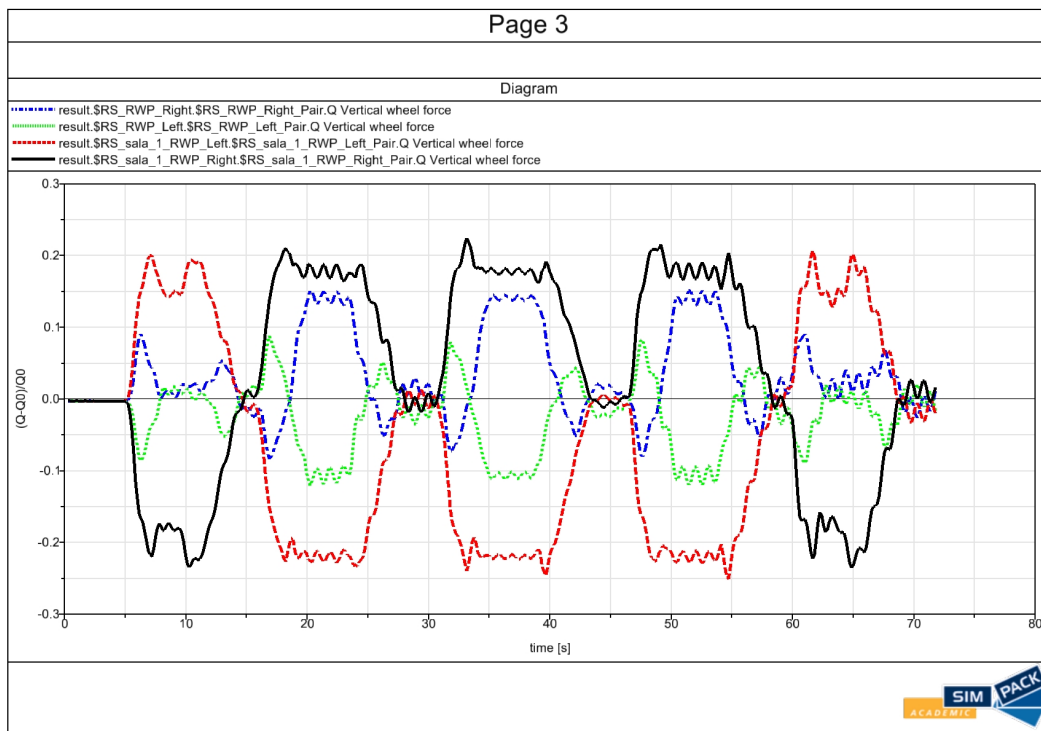


Figura 9.18: Andamento del coefficiente $\frac{DQ}{Q_0}$ simulato sulla rotonda tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera a 12 km/h

Dalle analisi condotte a 10 km/h e 7 km/h, è emerso che i valori critici registrati sono inferiori rispetto a quelli ottenuti a 12 km/h. Pertanto, questi risultati non sono stati inclusi nel documento, poiché non presentano criticità rilevanti. Si osserva che i maggiori problemi di scaricamento delle ruote si verificano nelle rotonde. Questo accade perché, con il susseguirsi di curve lungo il percorso, il veicolo non ha il tempo necessario per stabilizzarsi dalle oscillazioni causate dalla curva precedente e di conseguenza le ruote subiscono uno scaricamento maggiore. Il fenomeno è ulteriormente amplificato dal fatto che, durante le curve, i pattini del tram tendono a spostarsi dalla loro posizione iniziale, causando uno spostamento del baricentro del mezzo.

9.6 ISCRIZIONE IN CURVA (IMBARDATA)

Poiché gli angoli di imbardata più elevati si verificano su curve con raggio ridotto, i tracciati analizzati rimangono invariati rispetto a quelli descritti nel paragrafo 9.4.

Per calcolare gli angoli di imbardata è essenziale impiegare l'ambiente di pre - processing di SIMPACK. In questa fase, si seleziona il tracciato da simulare e si imposta il cambio profilo delle rotaie in base al tipo di percorso. Successivamente, si esegue una simulazione offline con misurazioni campionate a 200 Hz e anti - aliasing impostato a 1/5 del campionamento, in cui i risultati vengono poi analizzati nell'ambiente di post - processing. Nella sezione "joint pos" è possibile trovare tutti gli spostamenti dei joint di ogni parte del veicolo. Ogni giunto ha una sottofinestra che mostra i sei movimenti principali: tre traslazioni e tre rotazioni. Selezionando il movimento desiderato, è possibile visualizzare il grafico dell'imbardata ψ , espresso in radianti.

La normativa non impone alcun filtraggio per gli angoli di imbardata, ma per semplificare la lettura del grafico, i radianti vengono trasformati in gradi mediante due operazioni:

1. Moltiplicazione del valore per 180 tramite la funzione "Multiply y" presente nella sezione "General" dei filtri;
2. Divisione del valore ottenuto precedentemente per π tramite la funzione "Multiply y", impostando "Y = Y/F" invece di "Y = Y*F";

Gli angoli di imbardata più importanti da analizzare sono l'imbardata della cassa rispetto al tracciato e l'imbardata delle sale rispetto alle rotaie. Per l'analisi dell'imbardata della cassa, è essenziale capire se gli spostamenti laterali e le rotazioni attorno all'asse verticale di questa possono portare a un eventuale fuori sagoma, con angoli di imbardata troppo elevati.

Questa valutazione è cruciale per garantire la sicurezza e l'integrità del veicolo. L'analisi dell'imbardata delle sale è altrettanto importante per comprendere come si posizionano le sale durante l'iscrizione in curva e quale posizione mantengono lungo la percorrenza della stessa. Un posizionamento errato delle sale in curva può causare un'usura maggiore dei bordini e stress da fatica sui componenti adiacenti.

Per quanto riguarda il serpeggio, è raro che si verifichi a basse velocità (sotto i 50 km/h). Anche se fosse causato da irregolarità del binario, le oscillazioni a quella velocità si smorzerebbero nel giro di pochi secondi. Pertanto, il serpeggio non è stato preso in considerazione in questo studio.

9.6.1 IMBARDATA A 12 km/h

Il tracciato in cui si verifica la maggiore imbardata della cassa è la curva che da Via Po si dirige verso Via Accademia Albertina, con un angolo di imbardata pari a $0,718^\circ$. Questo angolo rientra nei normali range di sagoma, in quanto lo spostamento è minimo. L'imbardata ridotta è merito della rigidità delle sospensioni secondarie e dell'attrito tra pattino e contropattino, che limitano la corsa laterale della cassa e offrono un smorzamento graduale.

Il grafico che mostra l'andamento dell'imbardata della cassa rispetto al tracciato è illustrato nella figura 9.19

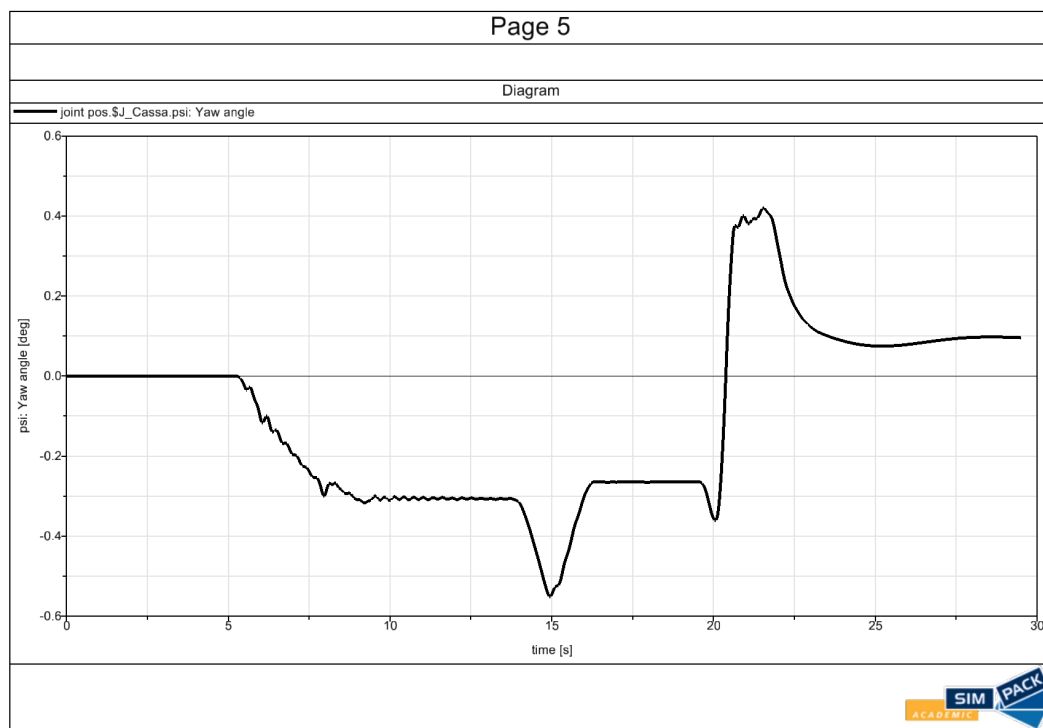


Figura 9.19: Imbardata della cassa simulata tra Via Po e Via Accademia Albertina a 12 km/h

Dal grafico, si nota che all'inizio della curva l'angolo di imbardata cresce gradualmente fino a stabilizzarsi a $0,31^\circ$ per tutta la durata della curva, che ha un raggio di 16 metri. Quando la vettura affronta la curva successiva, con un raggio di 150 metri, l'imbardata aumenta fino a un angolo massimo di $0,55^\circ$, ma questo valore si registra solo all'ingresso della curva, per poi tornare a $0,26^\circ$. Nell'ultimo tratto di curva verso sinistra, la cassa imbarda nella direzione opposta con un angolo di $0,4^\circ$. Per quanto riguarda l'imbardata delle sale, il valore più alto registrato è di $4,87^\circ$, riscontrato nel tratto della rotonda di Piazza Sabotino, eseguendo un'inversione da Corso Peschiera.

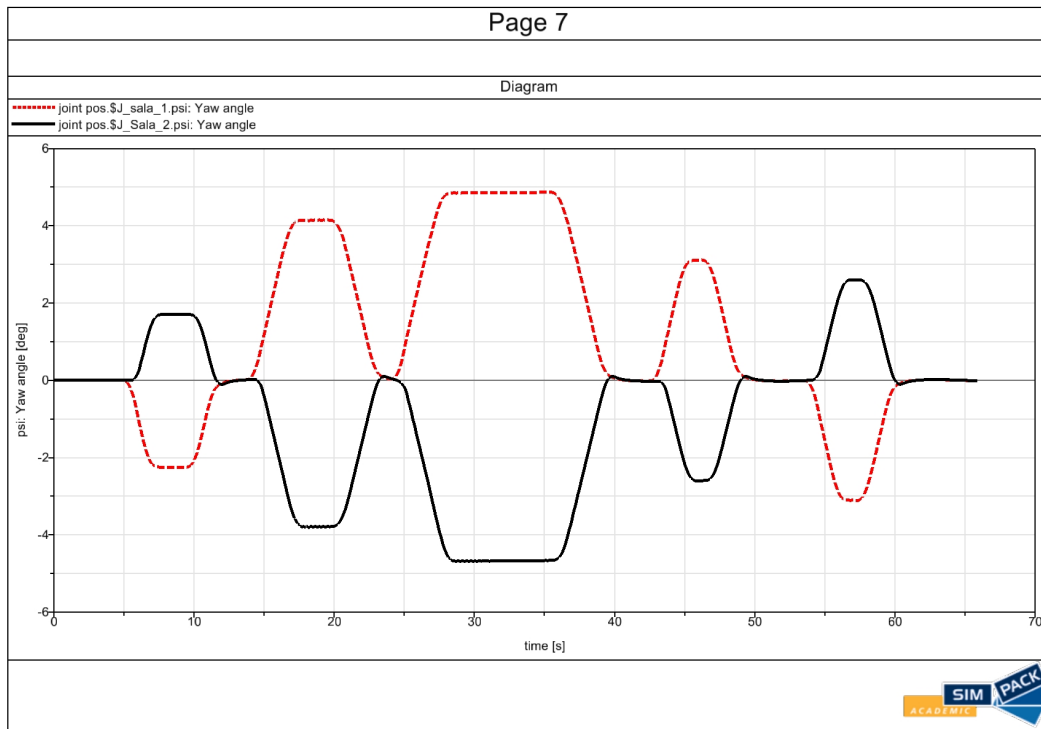


Figura 9.20: Imbardata delle sale simulata in Piazza Sabotino a 12 km/h

Tale angolo è dovuto all'elevata rigidità delle sospensioni che collegano le sale al carrello, impedendo grandi rotazioni relative. Di conseguenza, durante l'ingresso in curva le sale tendono a mantenere la direzione del rettilineo precedente, mentre in curva piena queste fanno ruotare l'intero veicolo facendolo controimbardare rispetto alla curva. Ad esempio, in una curva verso sinistra, le sale ruotano leggermente verso destra fino a incontrare la controrotaia, causando uno strisciamento continuo che accelera l'usura delle ruote e delle rotaie.

Le figure 9.21 e 9.22 mostrano come la motrice durante un tratto rettilineo segue la direzione imposta, mentre in una curva verso sinistra la motrice è ruotata verso destra rispetto al tracciato.

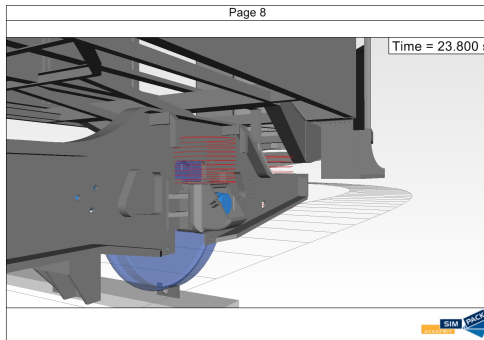


Figura 9.21: Comportamento della ruota su un tracciato dritto

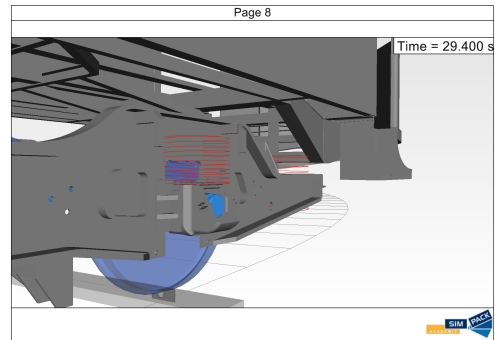


Figura 9.22: Comportamento della ruota su un tracciato curvo

Proseguendo con le analisi, si è notato che a velocità inferiori l'angolo di imbardata della cassa per tutti i tracciati rimane al di sotto dei valori ottenuti alla velocità di 12 km/h. Pertanto, i risultati delle simulazioni alle velocità di 10 km/h e 7 km/h non sono stati inclusi nell'elaborato. L'imbardata delle sale rimane costante a tutte le velocità, poiché i tracciati sono sempre gli stessi, quindi anche in questo caso le prove a velocità inferiori non sono state inserite.

9.7 ROLLIO E SAGOMA LIMITE

In questo paragrafo si analizza inizialmente l'angolo di rollio che si crea durante la percorrenza del veicolo in curva, successivamente saranno analizzati i tracciati più critici dal punto di vista della sagoma limite.

Come fatto nei paragrafi precedenti, per analizzare questi due fenomeni è fondamentale utilizzare la parte di pre - processamento del software multibody. Qui, è essenziale impostare il tracciato da analizzare selezionando il cambio profilo adatto per lo scopo. Dopodichè si esegue una simulazione offline con misurazioni campionate a 200 Hz e infine si passa alla parte di post - processamento del programma per analizzare i risultati.

9.7.1 ROLLIO

Simile a quanto avviene per l'imbardata, nella sezione "joint pos" si possono visualizzare i sei movimenti principali di ogni corpo presente nella simulazione. Nel caso specifico, viene selezionato l'angolo di rollio ϕ , che è misurato in radianti.

La normativa non impone alcun filtraggio per gli angoli di imbardata, ma per semplificare la lettura del grafico, i radianti vengono trasformati in gradi mediante due operazioni:

1. Moltiplicazione del valore per 180 tramite la funzione "Multiply y" presente nella sezione "General" dei filtri;
2. Divisione del valore ottenuto precedentemente per π tramite la funzione "Multiply y", impostando " $Y = Y/F$ " invece di " $Y = Y * F$ ";

I due angoli di rollio più significativi da prendere in considerazione sono quello della cassa e quello del carrello, poiché un'elevata inclinazione potrebbe influire sia sul comfort dei passeggeri sia sul rispetto della sagoma limite. Il rollio tende ad aumentare in tracciati caratterizzati da curve strette, per questo motivo anche in questa analisi sono stati utilizzati gli stessi tracciati adottati per le precedenti simulazioni. Sono state eseguite tre simulazioni a diverse velocità, ma gli angoli registrati a 10 km/h e 7 km/h sono inferiori rispetto a quelli rilevati a 12 km/h, quindi non sono stati inclusi nell'elaborato.

Il percorso più critico, in termini di rollio della cassa e del carrello alla velocità di 12 km/h, risulta essere la rotonda tra Corso Duca degli Abruzzi e Corso Peschiera, con angoli rispettivamente di $0,4954^\circ$ e $0,1263^\circ$. Questi valori non sono preoccupanti, in quanto non compromettono né il comfort dei passeggeri né la sicurezza rispetto alla sagoma limite. La ridotta entità del rollio è dovuta all'elevata rigidità delle molle a balestra.

In figura 9.23 è possibile visualizzare il grafico degli angoli di rollio che si sviluppano durante la percorrenza della rotonda, dove:

- In rosso è raffigurata la curva contenente l'angolo di rollio della cassa;
- In nero è raffigurata la curva contenente l'angolo di rollio del carrello;

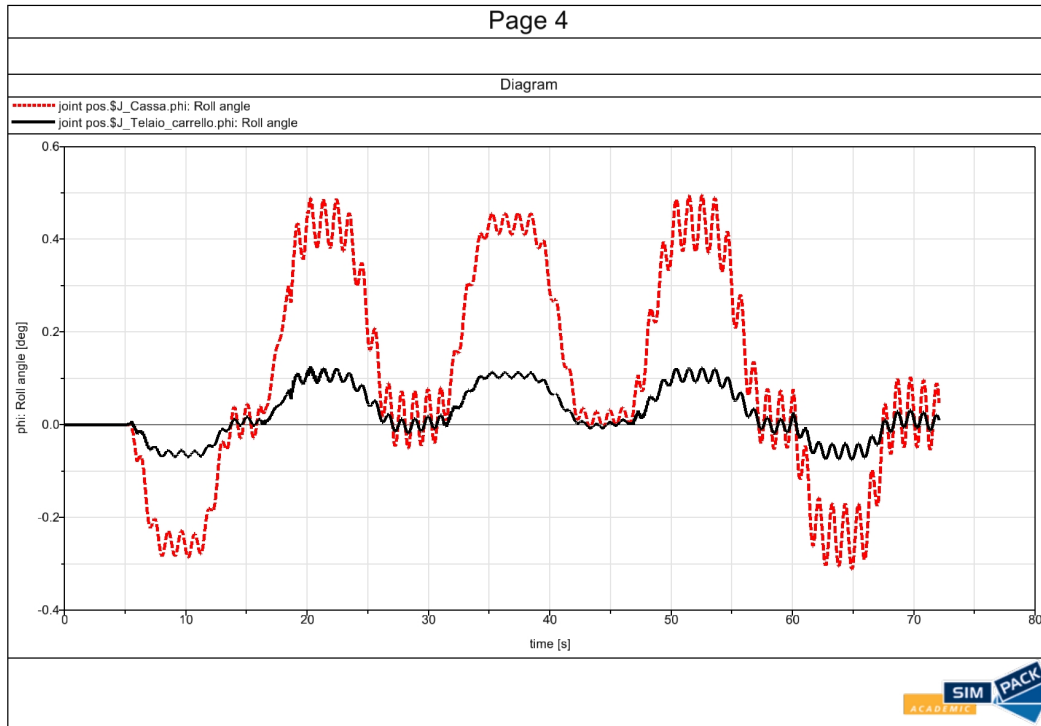


Figura 9.23: Angolo di rollio ϕ di cassa e carrello nella rotonda tra Corso Duca e Corso Peschiera

L'andamento frastagliato contenuto in questo grafico è collegato al fenomeno descritto nel paragrafo 9.5.1, dove il veicolo viene spinto verso l'esterno dalle forze centrifughe, bilanciate poi dalla spinta laterale esercitata dalla rotaia esterna e dalla rigidità delle sospensioni. Zoomando sul grafico, è possibile concentrarsi su una finestra temporale di un secondo, da cui si può calcolare la frequenza di rollio, che risulta essere di circa 8 Hz, ovvero 8 oscillazioni al secondo. Con una frequenza così alta e angoli di rollio molto piccoli, i passeggeri non avvertono questo movimento.

9.7.2 SAGOMA LIMITE

L'analisi della sagoma limite richiede un approccio diverso, poichè risulta necessario adoperare la normativa UNI 7156:2020. Dallo studio dei tracciati più critici di Torino, ne sono emersi alcuni particolarmente rilevanti per l'analisi della sagoma limite, in particolare:

- La curva che da Via Arsenale si immette in Corso Vittorio Emanuele;
- La curva che da Via Accademia Albertina si immette in Corso Vittorio Emanuele;
- La curva che da Corso Vittorio Emanuele porta a Via XX Settembre;

Per verificare se il tram rimane all'interno della sagoma limite lungo i tracciati, sono stati analizzati gli spostamenti che descrivono le posizioni laterali dei sensori, posizionati sui gradini e sull'angolo tra i due finestrini vicini al posto del conducente, a una velocità di 12 km/h. I dati raccolti sono stati inseriti in MATLAB e confrontati con le rette che rappresentano le distanze degli ostacoli. Per un confronto accurato, le curve che rappresentano gli spostamenti dei sensori sono state riferite direttamente allo spostamento relativo tra la posizione iniziale di quest'ultimo (ovvero quando è in rettilineo) e la posizione che assume durante la curva, perciò i valori corrispondenti agli spostamenti sono stati scalati del valore iniziale della distanza presente tra il fianco interno della rotaia e lo spigolo esterno del gradino, in modo da farlo coincidere con zero. Questo ha permesso di valutare se, durante il percorso, il tram superasse i limiti della sagoma.

I risultati relativi a ogni tracciato sono descritti nei paragrafi successivi. In tutti i grafici si può osservare che, al termine del percorso, i sensori non tornano esattamente alla posizione iniziale. Questo fenomeno è dovuto a un gioco di 5 mm tra pattino e contropattino, che consente al tram di spostarsi lateralmente nelle curve, impedendo di tornare esattamente alla posizione di partenza. Per semplificare la lettura dei grafici, vengono mostrate solo le posizioni dei sensori del lato analizzato, che vengono evidenziate caso per caso. A seconda del tipo di ostacolo presente, viene valutata la posizione del gradino o dell'angolo tra i due finestrini.

9.7.3 ARSENALE - VITTORIO

Il tracciato descritto nel paragrafo 8.7 presenta nella sua parte iniziale un portico con una parete situata a 950 mm dal bordo interno della rotaia sinistra, attraverso il quale il tram deve passare, come è possibile vedere in figura 9.24. Il portico termina un metro prima dell'inizio della curva. Il muro del portico costituisce un ostacolo fisso e continuo e la parte più sporgente del tram, che nel caso della motrice 614 sono i gradini, deve mantenere una distanza minima di 650 mm dall'ostacolo, poichè durante il moto il veicolo può discostarsi dalla distanza statica (corrispondente a 800 mm) di 150 mm. Tramite l'analisi dello spostamento del tram attraverso la simulazione

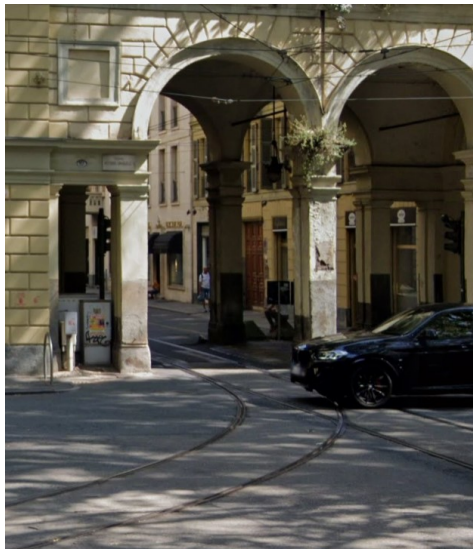


Figura 9.24: Portico di Via Arsenale

online si riesce a capire il tempo in cui i due gradini si trovano alla fine del portico. Si ottiene che il gradino anteriore attraversa il portico a 4 secondi di simulazione, mentre il gradino posteriore lo attraversa a 6,34 secondi. Sapendo che la curva gira verso destra, il tram tende a spostarsi verso l'esterno, rendendo la parte sinistra del veicolo quella più critica da esaminare. Nel post - processing di SIMPACK, il grafico delle posizioni dei sensori mostra gli spostamenti laterali rispetto al centro del tracciato. Per ottenere una valutazione corretta, è necessario riportare questi spostamenti sul fianco del tram sottraendo 349,5 mm dai valori, come specificato nel paragrafo 9.7.2. La stessa correzione deve essere applicata anche al grafico della distanza dall'ostacolo.

Nella figura 9.25 il grafico illustra gli spostamenti laterali dei sensori sui gradini del tram: il gradino anteriore sinistro (in rosso) e il gradino posteriore sinistro (in blu), insieme alla distanza dall'ostacolo (in verde) e i punti dei due gradini di sinistra che segnano il tempo in cui attraversano il portico.

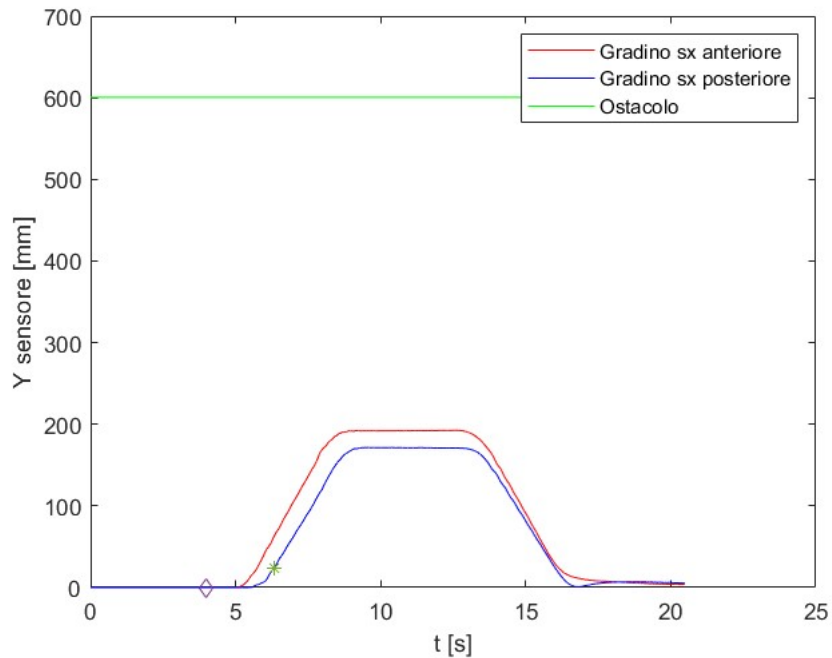


Figura 9.25: Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Arsenale-Vittorio

Dal grafico si rileva che la distanza tra il gradino del tram e il muro del portico è di 576,25 mm (osservando il punto del gradino posteriore presente in figura 9.25 ed eseguendo la differenza tra l'ostacolo e il punto stesso), inferiore alla soglia di sicurezza della sagoma limite. Questo significa che il tram non può transitare sotto il portico in condizioni di sicurezza.

9.7.4 ACCADEMIA ALBERTINA - CORSO VITTORIO

L'analisi di questo tracciato si concentra su una curva verso destra che collega Via Accademia Albertina con Corso Vittorio Emanuele. La curva ha un raggio di 17 metri e una lunghezza di 17,5 metri, ed è preceduta e seguita da due clotoidi di 9,2 metri ciascuna. A metà della curva si trova un albero (figura 9.26), situato a 1240 mm dal bordo interno della rotaia sinistra, che potrebbe rappresentare un ostacolo rispetto alla sagoma limite del tram. Per garantire la sicurezza, è necessario analizzare gli spostamenti laterali dei gradini della parte sinistra della motrice. Le curve relative a questi spostamenti sono state inserite in MATLAB e confrontate con la distanza dall'albero, che costituisce un ostacolo fisso ma discontinuo. La vettura deve mantenere una distanza minima di 350 mm dall'albero, tenendo conto che mentre il veicolo è in moto può discostarsi dalla distanza statica (corrispondente a 500 mm) di 150 mm.



Figura 9.26: Albero tra Via Accademia Albertina e Corso Vittorio Emanuele

Nella figura 9.27 è riportato il grafico che rappresenta le distanze dall'ostacolo.

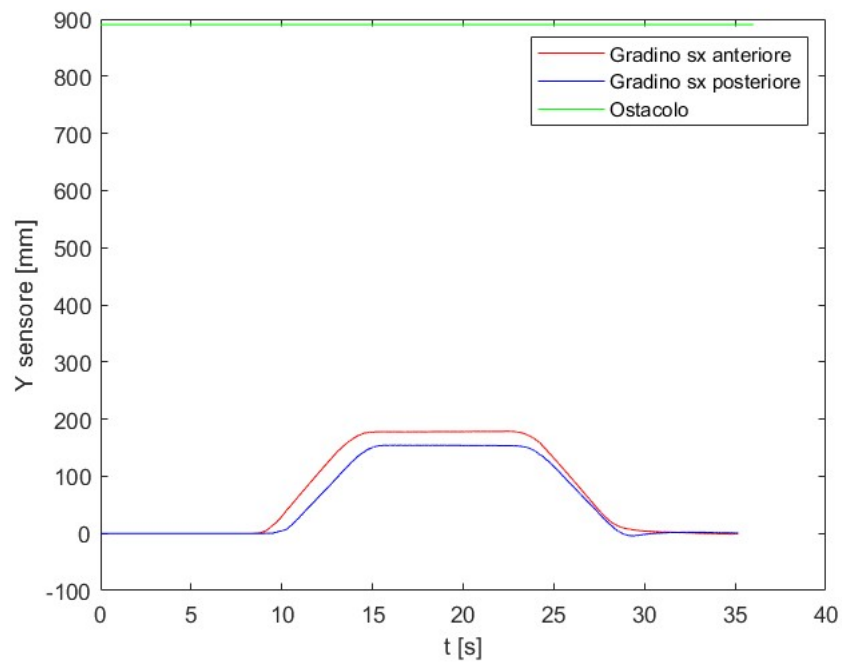


Figura 9.27: Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Accademia-Vittorio

Dal grafico emerge che il massimo spostamento laterale in curva è quello del gradino anteriore, che trasla di 184 mm. La distanza minima tra il gradino e l'albero risulta quindi essere di 706,5 mm, il che indica che il tram può transitare senza rischi o problemi di sicurezza.

9.7.5 VITTORIO - XX SETTEMBRE

L'analisi di questo tracciato è simile a quella descritta nel paragrafo 9.7.3, in quanto il veicolo attraversa un portico durante la svolta in Via XX Settembre. La curva è verso destra, con un raggio di 15 metri e una lunghezza di 12,3 metri, preceduta e seguita da due clotoidi di 11 metri ciascuna. Il portico si trova un metro prima della fine della curva, il che potrebbe interferire con la sagoma limite del tram. La distanza tra il bordo interno della rotaia sinistra e il muro del portico è di 1120 mm. All'inizio del muro è presente un battiruota di 260 mm di altezza e 220 mm di larghezza, che non viene considerato per l'analisi poiché, essendo un ostacolo inferiore a 300 mm, la distanza di sicurezza richiesta è molto ridotta.

Poiché si tratta di una curva a destra, la parte a cui fare più attenzione è rivolta ai gradini della parte sinistra del veicolo. Come nel caso precedente, con la simulazione online si è determinato il momento in cui i gradini del tram passano sotto il portico, corrispondenti a 14,8 secondi per il gradino anteriore e 16,5 secondi per il posteriore. Le curve degli spostamenti laterali sono state poi inserite in MATLAB insieme alla distanza fissa dal muro del portico.



Figura 9.28: Portico tra Corso Vittorio Emanuele e Via XX Settembre

Nella figura 9.29 si vede il grafico che mostra gli spostamenti dei sensori sui gradini del tram: il gradino anteriore sinistro (in rosso) e quello posteriore sinistro (in blu), confrontati con la distanza dall'ostacolo (in verde) e i punti dei due gradini che indicano il momento in cui varcano il portico.

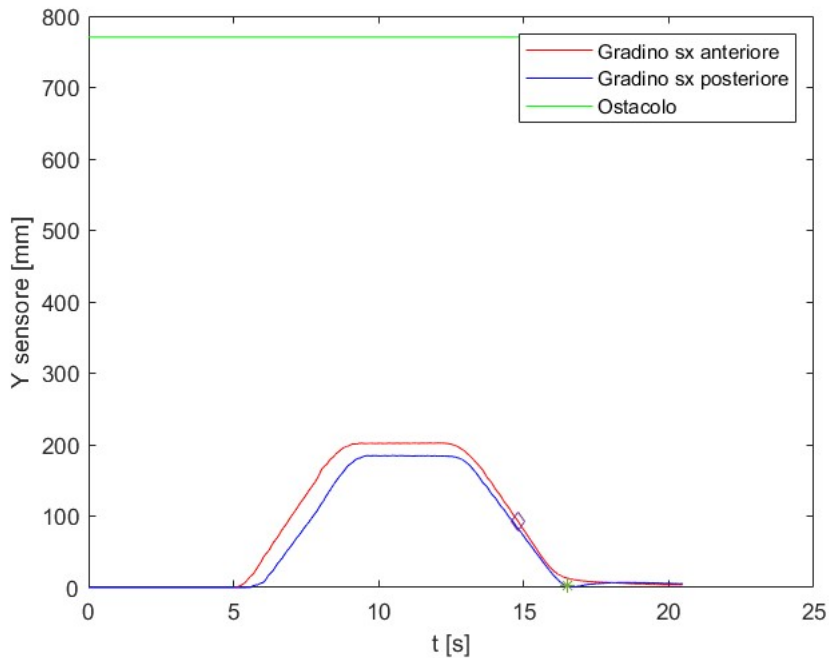


Figura 9.29: Spostamenti dei gradini posti a sinistra del veicolo rispetto all'ostacolo di Vittorio-XX Settembre

Si osserva che, quando il gradino anteriore incontra il muro del portico, si ha uno spostamento laterale di 93,05 mm rispetto alla sua posizione iniziale, il che porta la distanza tra il gradino e il muro a 677,45 mm (punti presenti in figura 9.29). Come per l'altro caso, la distanza minima che il tram deve rispettare per rientrare nella sagoma limite è di 650 mm, a causa del possibile discostamento di 150 mm quando si sta studiando la cinematica del veicolo. In questo caso il tram rientra all'interno della sagoma limite, per cui è ammesso transitare al di sotto del portico tra Corso Vittorio Emanuele e Via XX Settembre.

9.8 BECCHEGGIO DOVUTO AL CABRAGGIO

In questo paragrafo viene simulata sia l'accelerazione del veicolo, sia la frenatura. Questi processi generano delle forze tangenziali e inerziali che causano il cabraggio del carrello rispetto al tracciato e della cassa rispetto al carrello, creando il fenomeno del beccheggio. Tale fenomeno può portare a un eventuale fuori sagoma o a elevate accelerazioni verticali, influenzando la stabilità del veicolo. Sapendo che la vettura è limitata a una velocità massima di 30 km/h, è essenziale eseguire le prove a questa velocità in un tratto rettilineo. Le prove che verranno effettuate sono le seguenti:

- Partenza da fermo fino a raggiungere la velocità di 30 km/h con un'accelerazione di $1 \frac{m}{s^2}$;
- Frenatura di servizio, partendo da una velocità di 30 km/h, con una decelerazione di $0,8 \frac{m}{s^2}$;
- Frenatura di emergenza, partendo da una velocità di 30 km/h, con una decelerazione di $1,3 \frac{m}{s^2}$;
- Frenatura di emergenza, partendo da una velocità di 30 km/h, con una decelerazione di $1,3 \frac{m}{s^2}$, seguita da una ripartenza fino a raggiungere di nuovo i 30 km/h con un'accelerazione di $1 \frac{m}{s^2}$;

Per procedere con le simulazioni, si deve calcolare lo spazio necessario al veicolo per raggiungere la velocità finale con l'accelerazione scelta, impostandola successivamente in SIMPACK. Per fare ciò, è fondamentale utilizzare la seguente equazione:

$$s = V_0 \cdot t_e + \frac{V_0^2}{2a}; \quad (9.2)$$

dove

- V_0 è la velocità iniziale del tram;
- t_e è il tempo di risposta, pari a 1,5 secondi;
- a corrisponde alla decelerazione o all'accelerazione del veicolo;

Si ottengono i seguenti spazi per le diverse accelerazioni:

- Per la partenza da fermo occorre uno spazio per raggiungere la velocità richiesta di 34,7 metri, escludendo dal calcolo il termine del tempo di risposta;
- Per la frenatura di servizio occorre uno spazio di arresto di 55,9 metri;
- Per la frenatura di emergenza occorre uno spazio di arresto di 39,2 metri;

Per la prova di frenatura insieme alla ripartenza non è necessario calcolare lo spazio, in quanto non serve definire uno spazio di arresto per questa simulazione. Tuttavia, le rampe dell'input function vengono impostate utilizzando gli spazi calcolati per l'arresto e la ripartenza prese singolarmente e successivamente unite nella stessa input function.

Durante le prove eseguite in SIMPACK, utilizzando le simulazioni offline con misurazioni, è possibile ottenere nell'ambiente di post - processing i grafici necessari per analizzare il fenomeno del beccheggio. Il grafico dell'angolo si può ricavare dalla sezione "joint pos" di SIMPACK Post, che contiene tutti gli spostamenti dei joint tra i vari corpi del sistema, in cui ogni corpo ha sei movimenti principali. Si preleva quindi l'angolo di beccheggio (γ) sia della cassa che del carrello. I grafici ottenuti mostrano gli angoli in radianti ma per facilitare la lettura vengono convertiti in gradi, applicando i filtri moltiplicatori presenti nella sezione di post - processing.

9.8.1 PARTENZA DA FERMO

Il grafico che rappresenta il beccheggio durante la prova di accelerazione è mostrato nella figura 9.30, dove la curva nera indica il beccheggio della cassa, mentre quella rossa rappresenta il beccheggio del carrello.

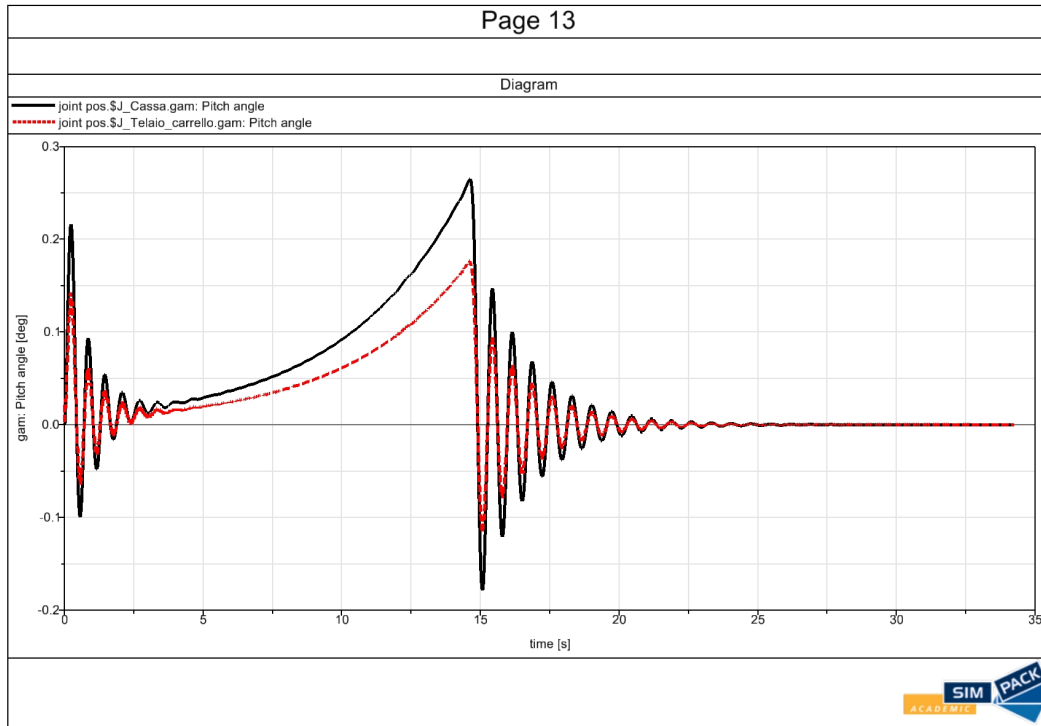


Figura 9.30: Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con partenza da fermo

Come si può osservare in figura, all'inizio della simulazione sono presenti delle oscillazioni che si attenuano in circa due secondi. Questo comportamento è dovuto a un errore causato dal controllo proporzionale della velocità, legato a un guadagno eccessivamente elevato. Per evitare che la simulazione andasse in crash, è stata impostata una velocità iniziale di 0,2 m/s per un breve tratto. Per il controllo, gestire una velocità così bassa regolando la coppia risulta alquanto complicato, causando le oscillazioni di beccheggio iniziali. Man mano che il tram acquisisce velocità, si può vedere che l'inclinazione della cassa continua a crescere gradualmente fino a raggiungere 0,265 gradi, dove l'angolo positivo indica un'inclinazione della parte anteriore verso l'alto. Una volta che il tram arriva alla velocità preimpostata, si osservano nuove oscillazioni. Tuttavia, il beccheggio rilevato durante questa prova è molto lieve grazie alla rigidità elevata delle sospensioni e non compromette la stabilità del veicolo.

9.8.2 FRENATURA DI SERVIZIO

Il grafico che mostra il beccheggio durante la frenatura di servizio è riportato in figura 9.31.

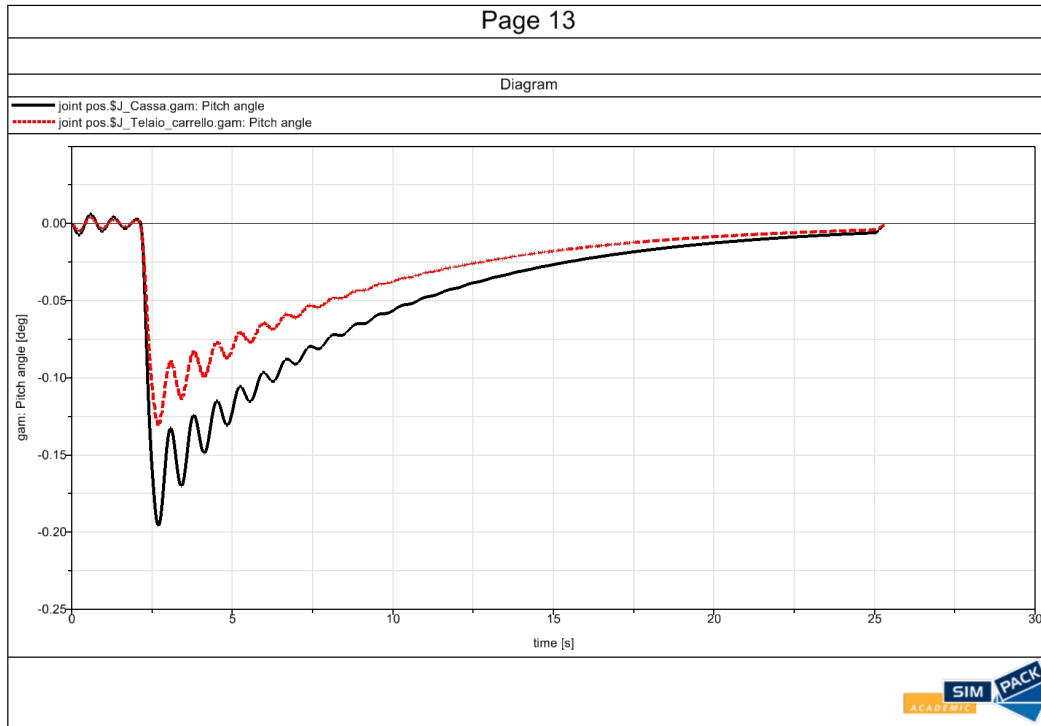


Figura 9.31: Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di servizio

In questo caso, l'angolo massimo di beccheggio raggiunge 0,2 gradi per la cassa, con l'inclinazione della parte anteriore del tram verso il basso. Si può osservare che una frenata meno intensa provoca un beccheggio più contenuto, dovuto a un'applicazione di una coppia frenante più bassa. Una volta terminata la frenata, il tram torna alla sua posizione iniziale senza ulteriori oscillazioni. Anche le oscillazioni iniziali sono più contenute, a causa di un controllo di velocità effettuato su una velocità maggiore.

9.8.3 FRENATURA DI EMERGENZA

Il grafico che rappresenta il beccheggio durante una frenata di emergenza è mostrato in figura 9.32.

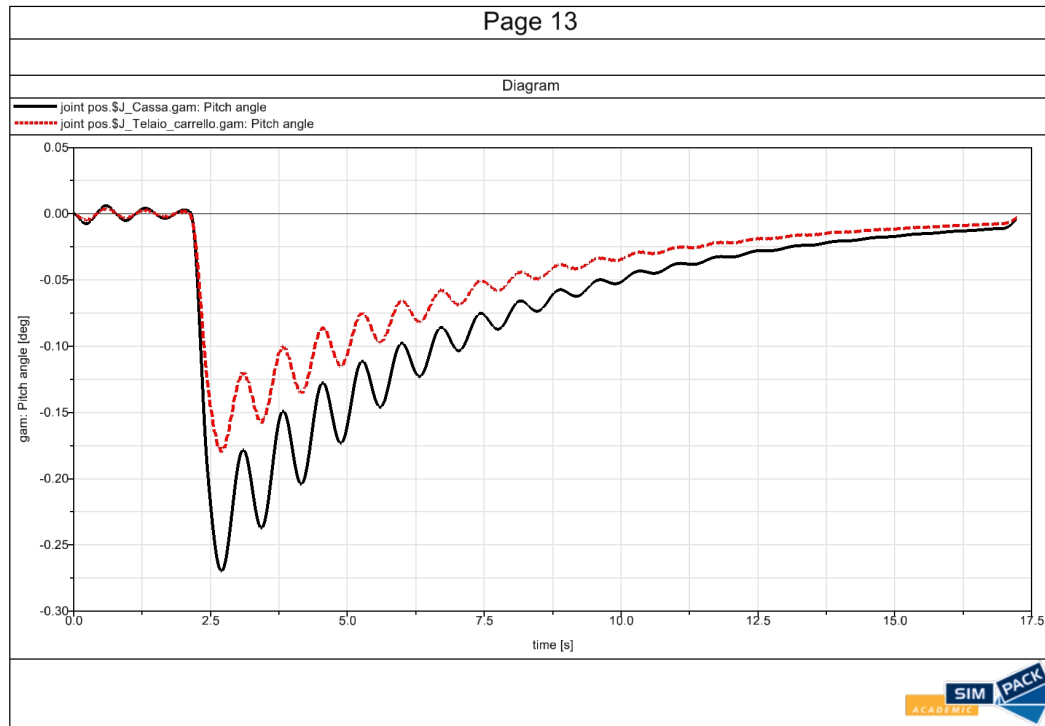


Figura 9.32: Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza

L'andamento dell'angolo di beccheggio è simile a quello della frenata di servizio, ma come previsto si ha un angolo più elevato, in cui la cassa raggiunge i 0,27 gradi. Tuttavia, questo valore rimane comunque piuttosto ridotto e non compromette la stabilità del veicolo.

9.8.4 FRENATURA DI EMERGENZA + RIPARTENZA

Il grafico che mostra il beccheggio durante una frenata di emergenza seguita da una ripartenza è riportato in figura 9.33.

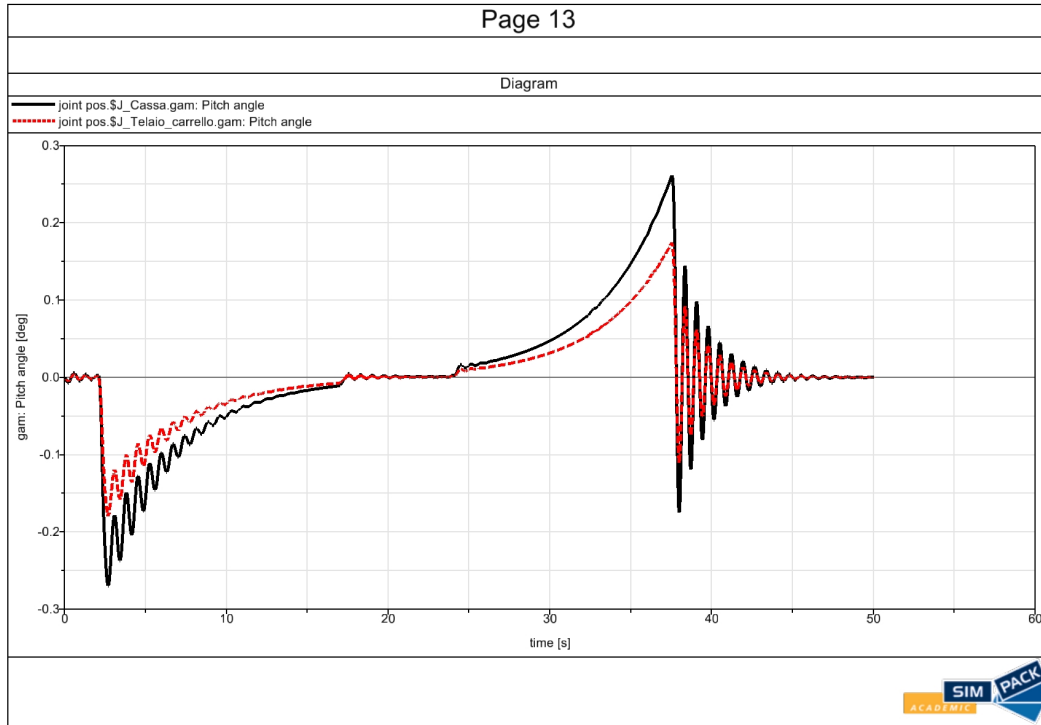


Figura 9.33: Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza e successiva ripartenza

In questa simulazione, la V_{ref} è stata impostata combinando la frenata di emergenza, con uno spazio di arresto di 39,2 metri, e una successiva ripartenza che richiede 34,7 metri per tornare alla velocità iniziale. Tra le due fasi, è stata inserita una fase intermedia con velocità costante di 0,2 m/s, per evitare che il software interpreti una velocità pari a zero, bloccando il tram e causando un crash della simulazione. L'andamento del beccheggio segue un comportamento simile a quello osservato nelle prove eseguite separatamente: il picco massimo di beccheggio, causato dalla frenata di emergenza, è di 0,27°.

9.8.5 FRENATURA IN CURVA

Oltre alle prove a velocità massima consentita lungo un tratto rettilineo, si effettua anche una prova di frenatura di emergenza in una curva stretta ad una velocità di 12 km/h fino a far arrestare completamente il veicolo, analizzando il beccheggio che può verificarsi. Prima di effettuare la simulazione, si calcola lo spazio di arresto rispettando la giusta decelerazione con la formula (9.2), ottenendo uno spazio di arresto di 9,3 metri. Per rendere la prova il più veritiera possibile, la simulazione è stata eseguita su un tracciato torinese, in particolare sulla curva presente in Piazza Vittorio Veneto provenendo da Via Vanchiglia, descritto nel paragrafo 8.4.

Per simulare la frenatura, si è impostata l'input function della V_{ref} in modo che la velocità inizi a diminuire quando il veicolo ha già percorso cinque metri di curva. Di conseguenza, lo spazio totale percorso dal tram risulta essere di 45,3 metri (rettilineo + cloide + 5 metri di curva + spazio di arresto). In figura 9.34 è possibile trovare il grafico del beccheggio durante la frenatura di emergenza in curva della cassa (in nero) e del telaio carrello (in rosso).

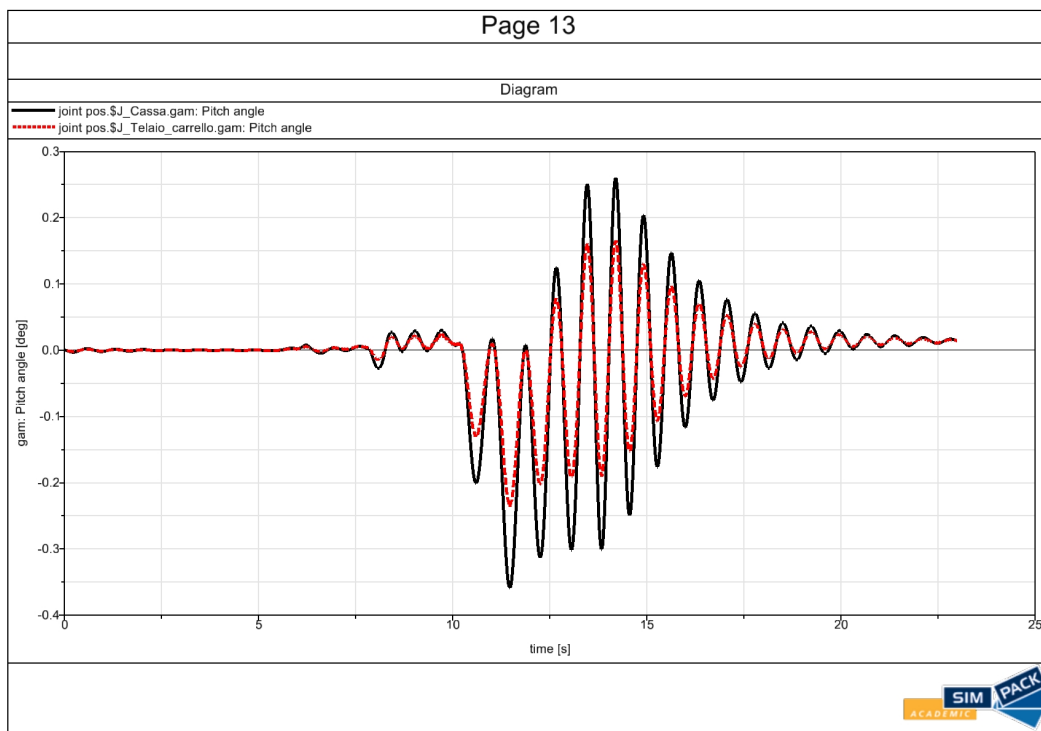


Figura 9.34: Andamento dell'angolo di beccheggio di cassa e carrello con frenatura di emergenza in curva

Si nota che il massimo angolo di beccheggio risulta essere di 0,359 gradi per la cassa e di 0,236 gradi per il telaio carrello, valori che non influenzano la stabilità di marcia e la sagoma limite, ma comunque più elevati rispetto alle prove effettuate in rettilineo.

Dalle considerazioni precedenti, si può notare che i valori degli angoli di beccheggio sono bassi grazie all'elevata rigidità verticale delle sospensioni, che limita la rotazione del veicolo in avanti e indietro. Inoltre, il veicolo possiede un baricentro basso, garantendo così una stabilità maggiore di quest'ultimo.

10 CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI

Dai risultati ottenuti in seguito alle simulazioni dinamiche sul software multibody SIMPACK, si evince che la motrice 614 può essere restaurata e successivamente messa in funzione come mezzo turistico nella città di Torino. Infatti, è emerso che i principali parametri ferroviari della motrice 614 rispettano le normative in vigore, garantendo sicurezza ai passeggeri. Nonostante il successo dell'analisi, alcuni limiti devono essere considerati. Le simulazioni sono state effettuate solo su specifici tracciati e con particolari condizioni operative, come ad esempio non considerando le irregolarità di binario e mantenendo una velocità costante in tutte le simulazioni. Studi futuri potrebbero concentrarsi su altri tracciati della rete urbana, oppure su ulteriori analisi relative all'usura delle ruote, al comfort dei passeggeri e all'impatto a lungo termine del restauro. Attualmente, il progetto di restauro della motrice 614 ha raggiunto una fase avanzata. Ogni singolo componente smontato è stato accuratamente catalogato, in attesa di essere restaurato o ricostruito. I lavori di smontaggio e restauro delle sezioni a pianale ribassato, sia anteriore che posteriore, sono stati completati con successo. Nel mese di febbraio dell'anno corrente, presso l'officina di carpenteria B.V.F. srl, è iniziato il processo di sabbiatura della cassa. Le parti deteriorate dall'esposizione agli agenti atmosferici sono state sostituite e le aree di accesso sono state adattate per l'installazione dei gradini. Tra maggio e giugno, sono stati effettuati i lavori di restauro del tetto. Nei prossimi mesi, il telaio del carrello sarà sabbiato sempre presso la stessa officina e successivamente posizionato sotto la cassa, dove verranno realizzati gli adattamenti necessari. In parallelo, verranno costruiti i supporti e le travi per sostenere il pantografo, montati sul tetto del veicolo. Una volta completate queste operazioni, la motrice sarà trasferita a Cascina Falchera per il montaggio dei componenti in legno precedentemente restaurati. A restauro ultimato, la vettura sarà sottoposta ai test di omologazione da parte degli organi competenti, con l'obiettivo di farla circolare nuovamente sulle rotaie di Torino.

In conclusione, il lavoro svolto rappresenta un importante contributo non solo per la preservazione del patrimonio storico, ma anche per la valorizzazione di veicoli d'epoca in contesti moderni. Il potenziale del trasporto su rotaia come mezzo sostenibile e culturale resta ancora grande, e la motrice 614 è un esempio concreto di come tecnologia e tradizione possano incontrarsi sulle strade di oggi.

Riferimenti bibliografici

- [1] UNI. *UNI EN 14363:2022*, Ottobre 2022.
- [2] Luca Giannitti Roberto Cambursano. *"I TRAM A TORINO, TRAMWAYS IN TURIN"*. Associazione Torinese Tram Storici, 2021.
- [3] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; ruote, assili, boccole, cuscinetti e sistemi di guida boccola, 2022/2023.
- [4] Ferrovie.Info. Tram:le vetture a carrelli "1928" e la 1503 di milano. https://www.ferrovie.info/index.php/it/rubriche/approfondimenti/17-approfondimenti/5260-tram-le-vetture-a-carrelli-1928-e-la-1503-di-milano#google_vignette.
- [5] R. Emili. Il tram di reno emili - carrello tranviario silenzioso. <http://wem.altervista.org/iltramdiemili/CarrelloSil.html>.
- [6] Tom Wright; James Wright; Chris Wright; Susanna Rosti Rossini. The contact patch, railway suspension. <https://the-contact-patch.com/book/rail/r1114-railway-suspension>, 22 novembre 2014.
- [7] Simon Iwnicki. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Taylor and Francis, 2006.
- [8] Railway Technical design. Vehicle suspension systems rtwp.docx. <http://www.railway-technical.com/archive/vehicle-suspension-systems.pdf>, 2004.
- [9] Anneli Orvnäs. Active secondary suspension in trains: A literature survey of concepts and previous work. *KTH*, 23/11/2010.
- [10] Tram di Torino. La giostra urbinati. https://www.tramditorino.it/giostra_urbinati.htm.
- [11] Mieczysław Jakubiec Tadeusz Glinka, Barbara Kulesz. Motors for tram drives. *Transport*, 20:2, 73-77, 27 Ottobre 2010.
- [12] V. Stronisch T. Schutze. Low floor trams with igbt-3-level inverter. *IET*, 06 Agosto 2002.
- [13] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; frenatura di convogli ferroviari, 2022/2023.
- [14] Tramroma. Freni a pattini, rev.b. http://www.tramroma.com/common/gen_tecn/mecc_gen/freni/freni_patt.htm.
- [15] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; cenni di meccanica della locomozione, 2022/2023.
- [16] S. Mauro. Strumentazione e controllo dei sistemi; odometria e controllo pantografo, 2023/2024.
- [17] Wikipedia. Trolley a stanga. https://it.wikipedia.org/wiki/Trolley_a_stanga.

- [18] Wikipedia. Rotaia phoenix. https://it.wikipedia.org/wiki/Rotaia_Phoenix.
- [19] UNIFER. *UNI 3648:1955*, Luglio 1955.
- [20] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; interazione ruota - rotaia, 2022/2023.
- [21] B. Dalla Chiara. Sistemi di trasporto ferroviari, metropolitani e a fune; dispense di trasporto ferroviario - diati, 2023.
- [22] Tram di Torino. Binari e scambi. <https://www.tramditorino.it/binari.htm>.
- [23] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; la linea ferrata, 2022/2023.
- [24] Andrea Badiali. I difetti dei binari. Master's thesis, Politecnico di Milano.
- [25] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; carrelli ferroviari, 2022/2023.
- [26] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; vincoli di progettazione, 2022/2023.
- [27] UNIFER. *UNI 7156:2020*, Ottobre 2020.
- [28] Wikipedia. Hunting oscillation. https://en.wikipedia.org/wiki/Hunting_oscillation.
- [29] Soleimani Hesam; Moavenian Majid. Tribological aspects of wheel-rail contact: A review of wear mechanisms and effective factors on rolling contact fatigue. *Urban Rail Transit 3*, 227-237 (2017), 14 Novembre 2017.
- [30] Maglio Michele; Bruni Stefano; Romano Luigi. Transient wheel-rail rolling contact theories. *Elsevier Ltd*, Agosto 2023.
- [31] N. Bosso. Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia; materiale motore, 2022/2023.
- [32] Andrea Mescoli. Analisi del comportamento dinamico di un carrello ad assi sterzanti e sviluppo del relativo sistema di controllo attivo. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2010-2011.
- [33] R. Panagin. *La dinamica del veicolo ferroviario*. CET-Casa Editrice Torinese, 2010.
- [34] UNIFER. *UNI 3332: 1961*, Novembre 1961.
- [35] Tram di Torino. Ruote tranviarie. <https://www.tramditorino.it/ruote.htm>.
- [36] Tram di Torino. Tram serie 2700. https://www.tramditorino.it/tram_serie_2700.htm.
- [37] Tram di Torino. Tram serie 2800. https://www.tramditorino.it/tram_serie_2800.htm.
- [38] Dassault Systèmes company. *Simpack Documentation*.

- [39] Dassault Systèmes company. Software mbs simpack. <https://www.3ds.com/it/prodotti-e-servizi/simulia/prodotti/simpack/>.
- [40] Michael Blundell and Damian Harty. *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2004.
- [41] J.M. Horton and G.E. Tupholme. Approximate radial stiffness of rubber bush mountings. *Materials and Design*, 27(3):226–229, 2006.
- [42] GTT. Capitolato speciale di appalto per la fornitura di motrici tranviarie monodirezionali, articolate a pavimento ribassato da adibire al servizio passeggeri sulla rete tranviaria torinese. Technical report, GTT, Luglio 2018.
- [43] UNI. *UNI EN 13452-1:2003*, Settembre 2003.
- [44] Aodong Mei. The design and simulation of a fifth-order chebyshev low-pass filter. *Journal of physics: conference*, 2022.
- [45] Wikipedia. Chebyshev filter. https://en.wikipedia.org/wiki/Chebyshev_filter.
- [46] Web.unica.it. Progetto di filtri, filtri di butterworth, filtri di chebishev. <https://web.unica.it/static/resources/cms/documents/3.FiltriPassivi.pdf>.
- [47] Wikipedia. Filtro passa banda. https://it.wikipedia.org/wiki/Filtro_passa_banda.
- [48] Wikipedia. Media mobile. https://it.wikipedia.org/wiki/Media_mobile.