

# **POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

## **Valutazione comparativa del comportamento dinamico di veicoli ferrotranviari su diverse tipologie di profili ruota e rotaia mediante simulazioni multibody**



### **Relatori**

Prof. Nicola Bosso  
Prof. Nicolò Zampieri  
Ing. Matteo Magelli

### **Candidato**

Tommaso Picco

Ottobre 2022

## Indice

Indice Figure .....	4
Indice Tabelle .....	6
Abstract .....	7
Sommario .....	9
1.Introduzione .....	11
1.1 Principali peculiarità di treni e tram.....	11
1.2 Parametri descrittivi le performance dell'analisi .....	12
1.3 Organizzazione della tesi.....	13
2. Stato dell'arte.....	15
2.1 La sala montata e le sue parti: introduzione.....	15
2.2 Usura .....	22
3. Creazione modello .....	28
3.1 Introduzione al modello .....	28
3.2 Metodi multibody .....	28
3.3 Angoli, rotazioni e gradi di libertà.....	31
3.4 Impostazione gravità e path.....	33
3.5 Modellazione veicolo e tracciato .....	34
3.5.1 Introduzione del veicolo e del tracciato su Simpack.....	34
3.5.2 Creazione tracciato.....	35
3.5.3 Modellazione Veicolo.....	41
3.6 Profili Ruota.....	56
3.7 Profili Rotaia .....	58
4.Simulazioni e risultati .....	62
4.1 Introduzione teorica ai parametri, Norma EN 14363 e filtri .....	62
4.1.1 Introduzione al capitolo simulazioni .....	62
4.1.2 $YQ$ e $\Delta QQ0$ .....	63
4.1.3 Spostamento laterale, angolo di imbardata e serpeggio .....	75
4.1.4 Norma BS EN 14363:2016+A1:2018.....	77
4.1.5 Filtri .....	80
4.2 Studio di $\Delta QQ0$ .....	81
4.3 Studio di $Y/Q$ .....	89
4.4 Imbardata dei corpi e innalzamento Dz .....	93
4.5 Usura e spostamento laterale delle sale .....	100
5.Conclusioni .....	112
Ringraziamenti .....	115

Bibliografia .....	116
--------------------	-----

## Indice Figure

Figura 1 Sala montata.....	15
Figura 2 Particolare dell'interfaccia ruota con la rotaia.....	16
Figura 3 Variazione del raggio di rotolamento durante la curva .....	17
Figura 4 Ruota monoblocco .....	18
Figura 5 Ruota con cerchione riportato .....	18
Figura 6- a) Ruota storica b,c,d) varie soluzioni di ruote elastiche .....	21
Figura 7 Sistema Galene.....	22
Figura 8 Fenomeno del corrugation.....	23
Figura 9 Zone coefficienti di usura in funzione di velocità slittamento e pressione.....	26
Figura 10 Schema logico a blocchi di un sistema multibody.....	30
Figura 11 Simulazioni rese disponibili dal software Simpack.....	31
Figura 12 Coordinate del sistema ferroviario.....	32
Figura 13 "General Rail track joint" della prima sala del carrello di testa .....	33
Figura 14 Impostazione della gravità in modo concorde al sistema di riferimento .....	33
Figura 15 Impostazione del percorso per il path .....	34
Figura 16 Carrello Jakobs [11] .....	35
Figura 17 Menù di creazione e impostazioni del profilo rotaia .....	36
Figura 18 Layout orizzontale del tracciato utilizzato nell'analisi .....	37
Figura 19 Forze agenti sul veicolo in curva in caso di sopraelevazione .....	39
Figura 20 Interfaccia del Rail wheel pairs.....	42
Figura 21 Andamento del profilo, del suo gradiente e della curvatura del profilo ruota UNI 332115 .....	43
Figura 22 Elenco dei gruppi di subvar presenti nella simulazione .....	44
Figura 23 Sottostruttura carrello utilizzata come unità ripetitiva.....	45
Figura 24 Schema di riferimento per l'elemento 86 .....	46
Figura 25 Definizione su Simpack della molla di sospensione verticale primaria .....	47
Figura 26- a) Vista frontale del carrello b) Vista laterale.....	49
Figura 27 Elemento 79 rappresentato su Simpack .....	51
Figura 28 Elemento forza "Linear damper PtP" descrivente lo smorzatore verticale secondario... ..	51
Figura 29 Gruppo Veicolo nel suo insieme: 2 casse e tre carrelli.....	52
Figura 30 Profilo di velocità che si impone agli assi motorizzati.....	53
Figura 31 Implementazione della trazione mediante controllore proporzionale.....	54
Figura 32 Nomenclatura delle sale.....	55
Figura 33 Nomenclatura dei carrelli e delle casse.....	55
Figura 34 Trazione nel veicolo tramviario .....	56
Figura 35- a) Profilo OPT1 b) Profilo OPT2 c) Profilo S1002 d) Profilo UNI 332115 e) Profilo UNI 3332105i.....	57
Figura 36 Particolare del raccordo rotaia a contatto della ruota durante la curva .....	59
Figura 37- a) 55 G1 b) 55 G3 c) 54 G1 d) 49 E1 e) 54 E1 f) 55 G2 g) 60 E1 h) 50 E6 i) 54 E2 .....	60
Figura 38 a) Profilo 55 G2 b) Profilo 55 G3.....	61
Figura 39- a) Accoppiamento rotaia 55 G3 – UNI 3332_105I b) Accoppiamento 60 E1- UNI 3332105i.....	63
Figura 40 Forze agenti sulla ruota .....	64
Figura 41 Andamento del fattore di svio in funzione del coefficiente d'attrito $\mu$ e dell'angolo di flangia $\beta$ .....	65
Figura 42 Andamento parametro Q.....	67
Figura 43 Andamento di Q-Q0 .....	68

Figura 44 Fattore di scaricamento ruota.....	69
Figura 45 Imbardata delle casse espresse in gradi.....	70
Figura 46– a) Confronto $\Delta QQO$ del profilo ruota OPT1 con tutte le tipologie di binario b) Carrello di testa del profilo OPT1 nella curva da 100 m c) Profilo OPT1 nella curva da 200 m.....	73
Figura 47 Rappresentazione del moto stabile e di quello instabile (serpeggio) .....	77
Figura 48 Instabilità numerica dell fattore di svio del profilo S1002 accoppiato al profilo rotaia 54 G1 .....	78
Figura 49 Processo di valutazione dei dati misurati presente nella norma EN 14363:2016.....	79
Figura 50 Impostazione dei filtri su Simpack.....	80
Figura 51 Visualizzazione dei filtri presenti sull'andamento del fattore scaricamento ruota .....	81
Figura 52– a) Andamento del $\Delta QQO$ del carrello 3 b) Andamento del $\Delta QQO$ del carrello 3 a valle del filtraggio secondo le indicazioni della norma EN 14362:2016 .....	83
Figura 53– a) Valori di $\Delta QQO$ delle ruote di destra e sinistra del carrello di testa del profilo ruota UNI 332115 b) Valori di $\Delta QQO$ per il profilo B5 .....	85
Figura 54 Mappa dei fattori di scaricamento del carrello 1 in curva da 50 m .....	86
Figura 55 Accoppiamenti che minimizzano il fattore di scaricamento .....	87
Figura 56 Valori di $\Delta QQO$ relativi ai carrelli di testa dei 5 profili ruota in funzione dei profili rotaia .....	88
Figura 57 Mappe fattori di scaricamento per i carrelli 2(a) e 3(b) nella curva da 50 metri .....	89
Figura 58 Mappa fattore di svio per il carrello 1 nella curva da 50 m .....	91
Figura 59 Andamenti dei $YQ$ dei 5 profili ruota in funzione dei profili rotaia .....	92
Figura 60 Imbardata delle casse.....	94
Figura 61 Imbardata in gradi dei corpi del carrello di testa .....	95
Figura 62– a) Imbardata della ruota 1 sx del carrello 1 del profilo ruota UNI 332115 accoppiato a 55 G2 b) particolare a rischio serpeggio .....	98
Figura 63 Rollio della sala 1 – Profilo UNI 332115 – 55 G2 .....	98
Figura 64 Valori di innalzamento per le 4 ruote del carrello di testa con ruota B5 accoppiata a binario 55 G2 espresse in $\mu\text{m}$ .....	99
Figura 65 Andamento velocità longitudinale delle casse.....	100
Figura 66 Andamento della forza di usura relativa all'accoppiamento binario 49 E1 – ruota OPT2 .....	101
Figura 67 Inserimento dei parametri su Simpack relativi alla legge di Archard.....	102
Figura 68 Visualizzazione grafica della ruota UNI 3332105i usurata e del valore di usura in funzione della coordinata cartesiana $y$ .....	103
Figura 69 Andamento valore di usura per il profilo UNI 3332105i .....	104
Figura 70 Profilo originale e usurato della ruota OPT2.....	105
Figura 71 Andamento usura a tre punti del profilo ruota OPT2 .....	106
Figura 72 Usura del profilo rotaia 54 E2.....	107
Figura 73 Profilo usurato e originale della ruota UNI 332115 .....	108
Figura 74 Andamento usura profilo UNI 332115 .....	109
Figura 75 Andamento usura profilo 55 G2.....	110
Figura 76 Spostamento laterale $y$ della sala 1, profilo UNI 332115.....	111

## Indice Tabelle

Tabella 1 Valori per l'impostazione del tracciato di simulazione.....	38
Tabella 2 Valori di accelerazione non compensata presenti sui tre set di curve .....	41
Tabella 3 Caratteristiche ingegneristiche e dimensionali veicolo.....	43
Tabella 4 Masse e momenti di inerzia delle sale e dei carrelli.....	45
Tabella 5 Valori di rigidità primaria della sospensione .....	48
Tabella 6 Valori dei punti geometrici che descrivono i capisaldi del carrello .....	49
Tabella 7 Matrice di rigidità che descrive il comportamento dell'elemento 79 .....	50
Tabella 8 Valori di rigidità e di smorzamento delle sospensioni secondarie .....	51
Tabella 9 Profili ruota (a sx) e profili rotaia (dx) distinti in funzione della controrotaia.....	58
Tabella 10 Valori dei raccordi "interni" delle rotaie .....	59
Tabella 11 Valori fattore scaricamento Profilo OPT1.....	71
Tabella 12 Fattori di scaricamento ruota profilo OPT1 accoppiati con i diversi profili rotaia .....	72

## Abstract

The topic of railway vehicles nowadays more than ever has a fundamental role within the passenger and freight transport. The topic is fundamental because it allows to tackle all those issues that day after day will assume an increasingly essential role within our society: railway vehicles are indeed economically sustainable and environmentally friendly. In fact, in the global costs of rail vehicles, the percentage share of energy costs is by far the lowest when compared with other means of transportation. The same goes for fossil fuel consumption and emissions which represent a big drawback in environmental terms and will be subject to increasingly stringent limits in the coming years. The tram itself, whose history is even older than the one of the car (year 1775 versus 1886), still embodies a role that has never been thought of to scratch in terms of utility. In all major Italian cities, in fact, there are tram vehicles capable of transporting a considerable amount of passengers, and some of these vehicles still dates to the 1980s (as proof of how much the excellent maintainability and modest consumption allow for vehicles so dated to still circulate). Hence, also in the light of the very high interest of the major companies in the railway field in a development of trams that are technologically updated, the present work analyzes the behavior of a tram vehicle as a function of one of its founding elements, i.e., the coupling between the wheel and rail profile. The present thesis therefore aims to critically analyze the huge potential that this vehicle carries within itself, also considering its limits and drawbacks. The sometimes-narrow spaces in which this type of vehicle must circulate, (such as, for example, historic centers that must not undergo urban changes and thus may involve tight curves) can lead to a severe wear of the wheel and rail profile. The most modern tram vehicles, commonly featuring an electrical power source, were born as a single coach (i.e., a single carriage with the driver's room and the various motors inside).

In this thesis, the reference vehicle is articulated: there are two coaches connected to each other sharing an intermediate bogie (in fact, articulated).

In fact, the main goal of the present work is the simulation of a condition as realistic as possible,

since nowadays very few vehicles are single-body, and the current production is now oriented towards articulated vehicles, since the migration from the countryside to urban agglomerations also required modernization of the fleet of vehicles available. The analysis of the pairing of a series of wheel and rail profiles is evaluated in terms of a few, but very important, dynamic parameters (i.e., those of greater importance in the railway sector).

For each pair of wheel-rail profiles, the dynamic parameters considered are those defined in the EN 14363 standard: this therefore implies an adjustment on the strategies that will be used in data processing.

The outputs that describe the system are all related to "good behavior" that the vehicle must ensure for the entire duration of the journey, and which are linked to the two load-bearing quantities with which one relates when designing any kind of engineered product: safety and economic sustainability. Parameters will therefore be linked to the possibility of vehicle derailment, relating to wear but also to running stability.

## Sommario

L'argomento veicoli a rotaia è una tematica che oggi più che mai ricopre un ruolo fondamentale all'interno del trasporto pubblico e di merci. Fondamentale perché riesce a far coesistere in sé tutte quelle tematiche che giorno dopo giorno assumono un ruolo sempre più imprescindibile all'interno della nostra società, quali sostenibilità economica e basso impatto ambientale. Nei costi dei veicoli a rotaia, infatti, la percentuale ricoperta dalle spese di approvvigionamento energia, è in assoluto la più bassa se comparata con gli altri tipi di veicoli. Lo stesso vale per i consumi e le emissioni che, come sappiamo, hanno un forte impatto ambientale e saranno soggetti a limiti sempre più stringenti da qui in futuro. Proprio il tram, la cui storia è ancora più antica rispetto a quella dell'automobile (anno 1775 contro 1886), incarna ancora oggi un ruolo che non si è mai pensato di scalfire in termini di utilità. In tutte le più grandi città italiane e non solo, infatti, sono presenti veicoli tramviari atti a trasportare una notevole quantità di passeggeri, e va detto, alcuni di questi risalgono ancora agli anni '80 (a riprova di quanto l'ottima manutenibilità e i consumi modesti permettano a veicoli così datati di circolare ancora). Proprio in virtù di ciò, nonché dell'altissimo interessamento da parte delle maggiori aziende in campo ferroviario di uno sviluppo di tram sempre più al passo con i tempi, si è pensato di analizzare il comportamento di un veicolo tramviario in funzione di uno dei suoi elementi fondanti: l'accoppiamento tra profilo ruota e profilo rotaia. La tesi si prefigge quindi di analizzare con spirito critico le enormi potenzialità che questo veicolo porta in sé, tenendo conto anche dei limiti che non sono però assolutamente trascurabili. Gli spazi, talvolta angusti, in cui questa tipologia di veicoli deve circolare (come, ad esempio centri storici che non devono subire variazioni urbanistiche e che possono implicare curve molto strette al veicolo) possono portare a una forte usura dei profili. Il veicolo tramviario più moderno, tipicamente a trazione elettrica, nasce come mono cassa (ovvero un'unica carrozza con all'interno anche la cabina di guida e i vari motori). In questo trattato, come si potrà notare nel seguito, il veicolo è articolato: sono presenti due casse collegate vicendevolmente (appunto, articolate). Ciò è dovuto al fatto di volere ottenere una

rappresentazione il più realistica possibile, in quanto ormai ben pochi veicoli sono mono cassa, nonché la produzione attuale è ormai orientata ai veicoli articolati: infatti, la migrazione dalle campagne agli agglomerati urbani ha richiesto un ammodernamento anche del parco mezzi di cui si disponeva. L'analisi dell'accoppiamento di una serie di profili ruota incrociati con una serie di profili rotaia avverrà sulla base di alcuni, ma molto importanti, parametri dinamici (ovvero quelli di maggiore importanza nell'ambito ferroviario).

Per ciascuna coppia di profili ruota-rotaia, i parametri dinamici considerati sono quelli definiti nella normativa EN 14363: ciò comporta quindi l'introduzione di opportune strategie di processamento dei dati. Gli output che descrivono il comportamento del sistema sono tutti relativi "alla buona condotta" che il veicolo deve mantenere per tutta la durata della marcia e che sono legati alle due grandezze portanti con cui ci si rapporta quando si progetta un qualunque sistema: sicurezza e sostenibilità economica. Saranno quindi parametri legati alle possibilità di svio del veicolo, relativi all'usura ma anche alla stabilità di marcia.

# 1.Introduzione

## 1.1 Principali peculiarità di treni e tram

Quando si parla di veicoli tramviari, i cosiddetti tram, quello che si fa è associarli a dei veicoli ferroviari che circolano in città. Effettivamente sono molti e ben visibili gli elementi che accomunano il tram con il treno, il veicolo ferroviario per eccellenza: in primis la rotaia, necessaria a dare stabilità e guidare il veicolo. Essendo la maggior parte dei treni elettrici, un altro punto in comune è sicuramente il sistema pantografo-catenaria, necessario all'alimentazione dei motori. I risultati che si ottengono per quanto riguarda i tram sono però da trattarsi in maniera differente rispetto a quelli che si ottengono per i treni: la diversa tortuosità dei tracciati, la differente velocità di marcia e la minore manutenzione del tracciato tramviario implicano che i parametri e gli effetti dinamici tenuti in considerazione assumano valori differenti per i due veicoli. Molta importanza ha quindi capire quali siano le discrepanze che coesistono tra un veicolo e l'altro e quanto queste influiscano su ciò che si vuole studiare. Ci sono quelle più intrinseche e racchiuse nel termine del nome (il treno per tratte lunghe o lunghissime e con poche fermate, il veicolo tramviario per tratte brevi racchiuse all'interno del centro abitato e con svariate fermate). Ci sono quelle di tracciato (raggi di curva molto diversi tra un tracciato e l'altro, diversi valori di scartamento nominale e la presenza costante di controrotaia per molti profili rotaia per tram). Infine, si notano anche differenze per quanto riguarda i due veicoli: i treni, generalmente molto lunghi, adatti a trasportare un gran numero di passeggeri nonché di merci, mentre il tram nato come monopezzo), ma non solo: variano i raggi ruota, le altezze casse, le velocità massime e di crociera. Soprattutto la differente velocità unita ai differenti raggi di curva (che nel caso dei tram possono essere molto ridotti a causa dello sviluppo dei tracciati in centri abitati) mostra come l'approccio progettuale non possa essere sovrapponibile in tutto a quello ferroviario, e che lo stesso ragionamento valga anche in termini di risultati: è bene, come per ogni discorso, contestualizzare il tipo di veicolo di cui si sta parlando. Le più volte citate "curve strette" che

contraddistinguono il veicolo tramviario causano un incremento di usura delle ruote: questo parametro, che è stato valutato nel presente lavoro, ha un peso notevole nello stabilire la bontà di un profilo rispetto ad un altro (in quanto ridurre l'usura comporta una riduzione degli interventi di manutenzione, ovvero di ritornitura delle ruote).

## 1.2 Parametri descrittivi le performance dell'analisi

Quando si deve verificare se una qualsiasi applicazione tecnica sia funzionale, ha sempre senso farlo nella maniera più obiettiva possibile, ovvero con un approccio quantitativo. Affidandosi alla normativa UNI EN 14363, che verrà discussa nel seguito, ciò che ci si prefigge di fare nella presente analisi è estrapolare dall'enorme groviglio di informazioni che la simulazione di un sistema reale porta con sé, una serie di parametri che descrivano nel modo più completo il sistema in questione. Verranno mostrati parametri che sono tipici del campo ferroviario e che riguardano la sicurezza di marcia: il fattore di scaricamento ruota  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  e il fattore di svio  $\frac{Y}{Q}$ .

Notevole importanza si darà anche a parametri descrittivi dell'usura in tutte le sue forme: il wear number (ovvero il numero di usura), lo spostamento laterale delle sale Y lungo il tragitto.

D'altronde l'usura si sa, è sempre presente, e prevederla, quindi anticiparne il comportamento, ha sempre più una maggior rilevanza. Infatti, Hauser et al. [1] hanno evidenziato come i fenomeni di usura debbano essere attentamente studiati in fase progettuale, dati i valori ridotti di raggio di curva sui tracciati tramviari, che possono arrivare fino a 17 m (a cui vanno imputati inoltre rumori acustici e vibrazionali che causano un malessere che, tra l'altro, è anche normato).

Inoltre, come si può intuire, l'usura oltre che un problema di sicurezza è anche causa di perdite economiche per l'ente proprietario del veicolo: manutenzioni frequenti e ricavi persi a causa del fermo veicolo, sono problematiche quanto mai odierne che si cerca di prevenire in ambito progettuale. Tutto ciò è stato studiato da Staskiewicz e Firlik [2] che riportano come una delle spese principali dei sistemi tramviari sia proprio la manutenzione delle ruote, dal momento che i tram circolano su binari molto sfruttati, a volte in cattive condizioni tecniche e che i raggi di curva sono molto più piccoli di quelli applicati nelle ferrovie.

Di conseguenza, nel presente lavoro si andrà anche a stimare la quantità di materiale asportato sul profilo ruota a seguito della corsa, dando spazio a possibili analisi economiche.

### 1.3 Organizzazione della tesi

Questa tesi si concentra sull'influenza che ha il rapporto ruota-rotaia in termini di parametri dinamici, e, a parità di condizioni, come questi variano al variare di ruote e rotaie. Infatti, la stragrande maggioranza di risultati positivi piuttosto che viceversa, negativi, è dovuto alla progettazione di ruota, di rotaia e della loro interazione. Proprio come mostrato nello studio di Shevtsov et al.[3], che riguarda proprio una ottimizzazione di profili, molti veicoli ancora in circolazione sono "old fashion". Tutto questo nonostante siano notevoli i vantaggi dati dai sistemi di controllo attivo delle sale montate (anche sui tram). Secondo tale studio, infatti, le prestazioni dinamiche e i costi di manutenzione dipendono molto dalla dinamica delle sale montate e in particolare dalla progettazione dei profili delle ruote e delle rotaie.

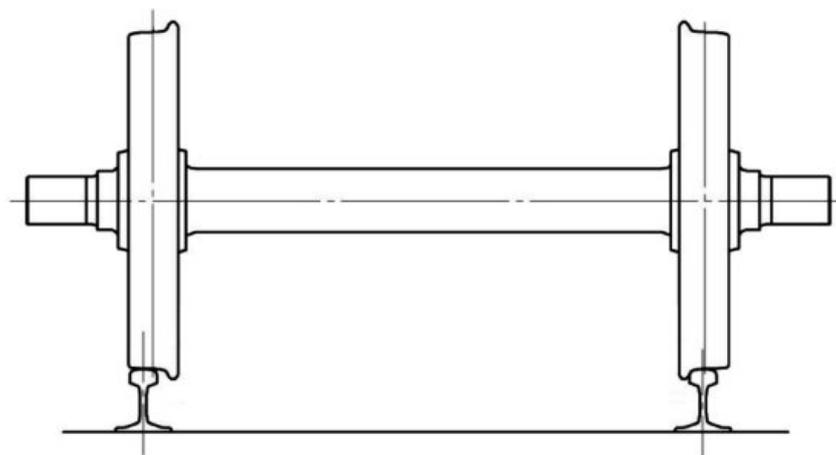
In concreto, questo lavoro di tesi è stato così organizzato: dopo una prima parte introduttiva (appena mostrata) sulle principali peculiarità di treni e tram, in cui si giustifica la necessità di trattazione in maniera differente dei due veicoli, si passa poi allo stato dell'arte di alcune componenti principali di un sistema ferroviario. In particolare, si mostreranno tutte quelle parti che riguardano strettamente questo studio, di modo che si possa avere una breve, ma completa, descrizione del veicolo tramviario con introduzione delle sue caratteristiche principali. A seguito di questa trattazione teorica, verrà mostrata passo per passo, la strategia con cui si è realizzato un modello multibody di un veicolo tramviario (si sta parlando del tracciato, del veicolo e di tutte le caratteristiche geometriche e strutturali che lo contraddistinguono). Proprio in questa parte, verranno fornite brevi spiegazioni più tecniche sul funzionamento degli elementi del software impiegato nell'analisi. A seguito della parte di modellazione prende posto il capitolo simulazioni: all'introduzione del capitolo vengono descritti i principali output ottenuti a seguito della simulazione. La strategia di modellazione e di post-processamento dei risultati delle simulazioni è fondamentale per capire gli stessi, tanto è che questa parte verrà spiegata approfonditamente

come detto, nella parte introduttiva del capitolo simulazioni. Infine, nel capitolo delle conclusioni si cercherà di riepilogare i risultati principali dell'attività di tesi.

## 2. Stato dell'arte

### 2.1 La sala montata e le sue parti: introduzione

La sala ferroviaria, che viene detta montata nel momento in cui le due ruote sono rigidamente calettate su un asse (detto assile) è uno degli elementi fondamentali che vanno a comporre dapprima il carrello ferroviario e più in generale il veicolo. Così come le ruote dell'automobile, anche la sala ferroviaria ha un ruolo fondamentale per quanto riguarda la trazione, la frenatura e lo scarico a terra della forza peso nonché delle varie forze che vanno a crearsi naturalmente lungo il tragitto, tra cui la forza centrifuga durante le curve. Proprio le forze che agiscono sulla sala rappresentano un unicum per quanto riguarda i veicoli ferroviari, poiché si parla di forze di entità notevoli, dati i pesi in gioco. Si pensi che la massa di un tram a vuoto è di circa 15 tonnellate (come si mostrerà nel seguito, quella di una delle due casse della seguente tesi è poco più di 16), mentre quella di locomotive o treni merci carichi può superare le 100 tonnellate. È inutile dire quanto i dovuti accorgimenti debbano essere presi nella progettazione di una sala tenendo conto di un altro particolare: i grossi pesi richiedono necessariamente ruote di acciaio (poiché il limite plastico di uno pneumatico verrebbe tranquillamente superato). La sala montata assume la solita configurazione mostrata in **Figura 1**.

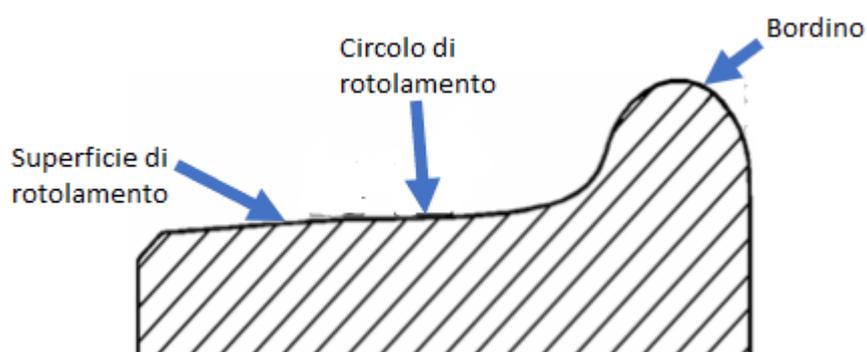


*Disegno della sala montata*

*Figura 1 Sala montata*

Si può notare, dall'immagine della sala montata di **Figura 1**, come le due ruote non siano perfettamente cilindriche, ma abbiano un profilo più complesso. Più in particolare, un dettaglio che riguarda tutte le ruote è il cerchione (esso può essere unito in un sol pezzo con la ruota intera piuttosto che esserne collegabile da anello) bensì è sempre quella parte di ruota che si interfaccia con la rotaia, un esempio che è visibile nella **Figura 2**, che ne mostra i particolari.

Ciò che si possono annoverare sono sostanzialmente due elementi: la tavola di rotolamento, cui si addice la responsabilità del contatto durante il rettilineo e il bordino che invece riguarda prettamente la curva.

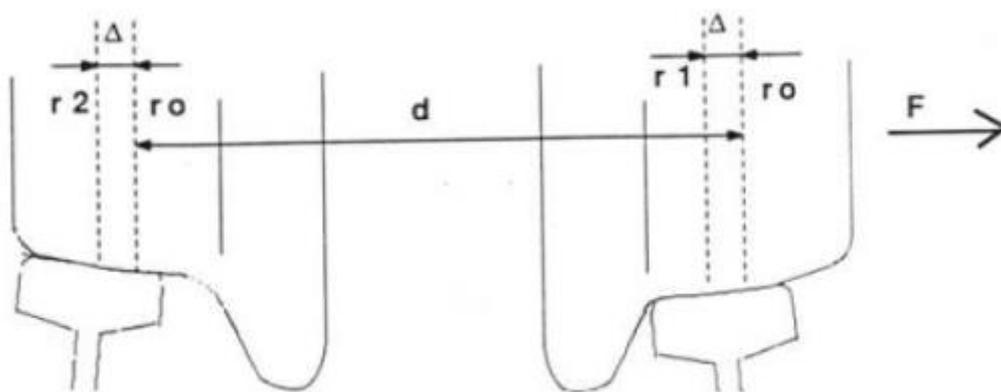


*Figura 2 Particolare dell'interfaccia ruota con la rotaia*

Il profilo presenta una conicità: ciò è di notevole importanza nel momento in cui si percorre un rettilineo poiché l'inclinazione a 1/20 della conicità che descrive i profili di ruote per tram (e anche di alcuni treni) permette di stabilizzare il veicolo, facendolo protendere ad una situazione di centratura automatica, grazie alla forza di gravità (che agisce solo nel momento in cui il veicolo non è centrato): quando il veicolo percorre un rettilineo ed è centrato la conicità non ne varia la stabilità. Tale conicità assume notevole significato anche quando il veicolo è in curva. La conicità, infatti, oltre al bilanciamento naturale (offerto dalla gravità in rettilineo) permette che durante l'innalzamento della ruota in curva a causa accelerazione centrifuga, si opponga a questo moto che può essere veramente pericoloso per la sicurezza di marcia. Conicità in curva, significa anche effetto differenziale, dal momento che essendo la velocità periferica delle ruote necessariamente

diverse a causa dei differenti raggi percorsi a parità di velocità angolare (poiché le due ruote sono rigidamente collegate all'asse) fa sì che la ruota esterna curva (che tende ad alzarsi) sia libera di rotolare su un raggio maggiore limitando così il dannoso slittamento. Nella pratica, definito lo spostamento  $\Delta$  lineare lungo la direzione Y, e  $\gamma$  l'angolo di bordino (che è pari a  $72^\circ$ ) e  $r_0$  il raggio di rotolamento nominale, la variazione di raggio di rotolamento per le due ruote è mostrata in

**Figura 2:**



*Figura 3 Variazione del raggio di rotolamento durante la curva*

$$r_1 = r_0 + \Delta * \tan \gamma \quad (1)$$

$$r_2 = r_0 - \Delta * \tan \gamma \quad (2)$$

Dove:

- $r_1$  è il raggio di rotolamento della ruota esterna curva;
- $r_2$  è il raggio di rotolamento della ruota interna curva.

La ruota più in generale, prima interfaccia tra veicolo e tracciato, assume quindi differenti configurazioni a seconda del veicolo su cui è montata. Per gli ETR (elettrotreni) e per le carrozze vengono utilizzate ruote monoblocco con la classica velatura (appositamente studiata per limitare il primo modo flessionale che altrimenti assumerebbe la ruota durante il moto), vedi **Figura 4**.

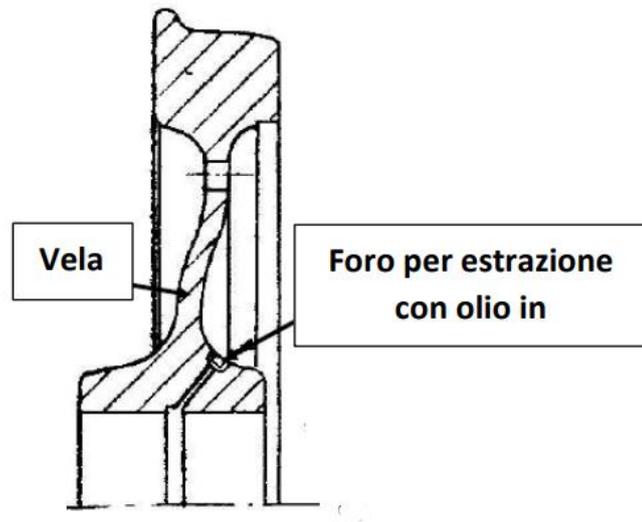


Figura 4 Ruota monoblocco

Sempre per treni, in particolare per alcune locomotive e per treni merci, vengono utilizzate ruote con cerchione riportato: si decide quindi di scindere la parte interna della ruota (il mozzo) dalla parte esterna (cerchione) a contatto con la rotaia. A differenza delle monoblocco si opta quindi per un utilizzo sinergico delle caratteristiche tenaci del mozzo (utili per assorbire le vibrazioni e gli urti) con quelle di resistenza del cerchione (dotato di ottima durezza nonché di resistenza all'usura), vedi **Figura 5**. Avere un cerchione facilita tutte quelle che sono le operazioni di manutenzione e di sostituzione, poiché si può andare a cambiare il solo cerchione lasciando il mozzo invariato (ottimo in termini di costi).

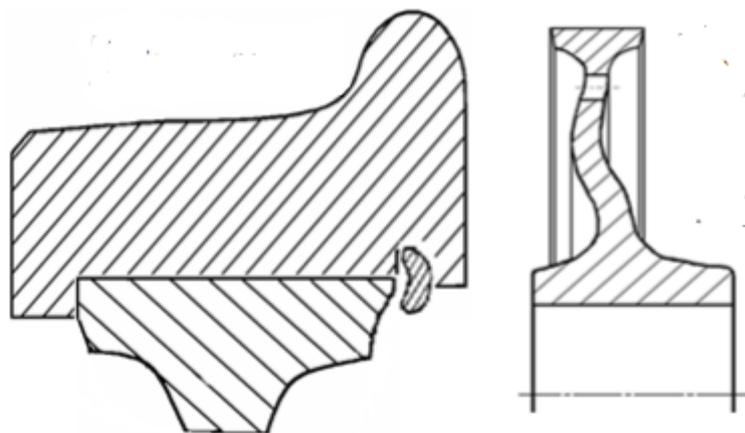


Figura 5 Ruota con cerchione riportato

Nella **Figura 5** riportata sopra si può notare il cerchione ruota che, come nella monoblocco presenta l'apposita velatura che disaccoppia la prima frequenza flessionale della ruota dalle eccitazioni esterne dovute al tracciato. Sulla sinistra si osserva il cerchione collegato al mozzo per mezzo di un cerchietto di sicurezza pressato a caldo e fissato sull'orlo della corona (la parte di estremità del mozzo che si interfaccia con il cerchione).

Queste due soluzioni di ruote, la monoblocco e quella con cerchione riportato, sono ottime e parecchio diffuse su treni, ma difficilmente vengono adoperate in ambito tramviario: il motivo è uno solo, sebbene abbia diverse sfaccettature, ed è l'interazione tra ruota e rotaia. Nelle curve strette, per esempio, la ruota ha per un grosso lasso di tempo il proprio bordino a contatto della controrotaia, e ciò causa vibrazioni meccaniche, legate al comfort dei passeggeri e vibrazioni acustiche (stridio), che possono risultare fastidiose nelle circostanze (palazzi e pedoni). Si pensi infatti ai rumori che i treni producono quando entrano o escono in stazioni di capolinea che hanno molti deviatori. Ma anche il normale rotolamento delle ruote su un binario che per ragioni pratiche non ha la stessa manutenzione di un binario per treni provoca rumori e vibrazioni che possono essere molto fastidiose. La soluzione per veicoli tramviari deve quindi avere piccoli accorgimenti che permettano di limitare queste problematiche. È stata quindi progettata una ruota, detta elastica o ruota resiliente, che presenta un apposito tassello (elastico appunto) atto a collegare il cerchione con il mozzo. Tale tassello permette di ridurre notevolmente le vibrazioni, poiché le assorbe, riducendo inoltre il rumore acustico e comportando minori sollecitazioni sul centro ruota e sugli assili. Sicuramente porta con sé anche dei limiti non trascurabili: si possono avere problemi dei ceppi dei freni con il cerchione che rispetto alle ruote classiche devono avere una forza frenante minore (poiché gli sforzi di frenatura passano anche attraverso il tassello che ha resistenza meccanica minore rispetto all'acciaio). Tale caratteristica si manifesta anche nell'arduo compito di dover trasmettere la trazione (la coppia motrice che sul tassello si configura come uno sforzo di taglio): si ha quindi un limite massimo di trazione che non può essere superato e che anzi, con il tempo, tende a diminuire sempre più a causa del degradamento della gomma. In aiuto, se così si può dire, viene il fatto che un tram ha un peso che di fatto è in rapporto 1 a 10

(minori inerzie) rispetto al treno e che quindi richiede minori potenze (e quindi carichi inferiori anche sui tasselli). Di seguito, in **Figura 6a**, viene mostrata una ruota storica, con tassello in gomma, atta a rappresentare schematicamente quanto appena detto. La necessità di allungare gli intervalli tra interventi di manutenzione successivi ha portato a delle soluzioni più complesse ma sicuramente molto più funzionali: il tassello di forma cilindrica viene sostituito da un elastomero a "V" che ha maggior tenuta. L'accoppiamento trapezoidale del tassello fa sì che la coppia trasmissibile possa aumentare rispetto alla versione storica, poiché tutti i possibili movimenti che farebbe il tassello sotto la tensione indotta dalla trazione sono negati da un anello di chiusura. Tale anello è smontabile, come lo sono i bulloni di fissaggio, che permettono di rimuovere comodamente l'elastomero, che seppur migliorato continua ad essere soggetto al suo naturale decadimento di prestazioni. Poiché i tram che, come la maggior parte dei treni, sono elettrici, necessitano di scaricare appositamente a terra la corrente, e nel farlo, dal momento che tale scarico avviene tramite le ruote sui binari, vengono posti dei ponticelli conduttori tra il cerchione e il mozzo ruota, di modo che la corrente possa circolare. Sempre di seguito vengono mostrate le ruote [4] ottimizzate che oggi vengono utilizzate.

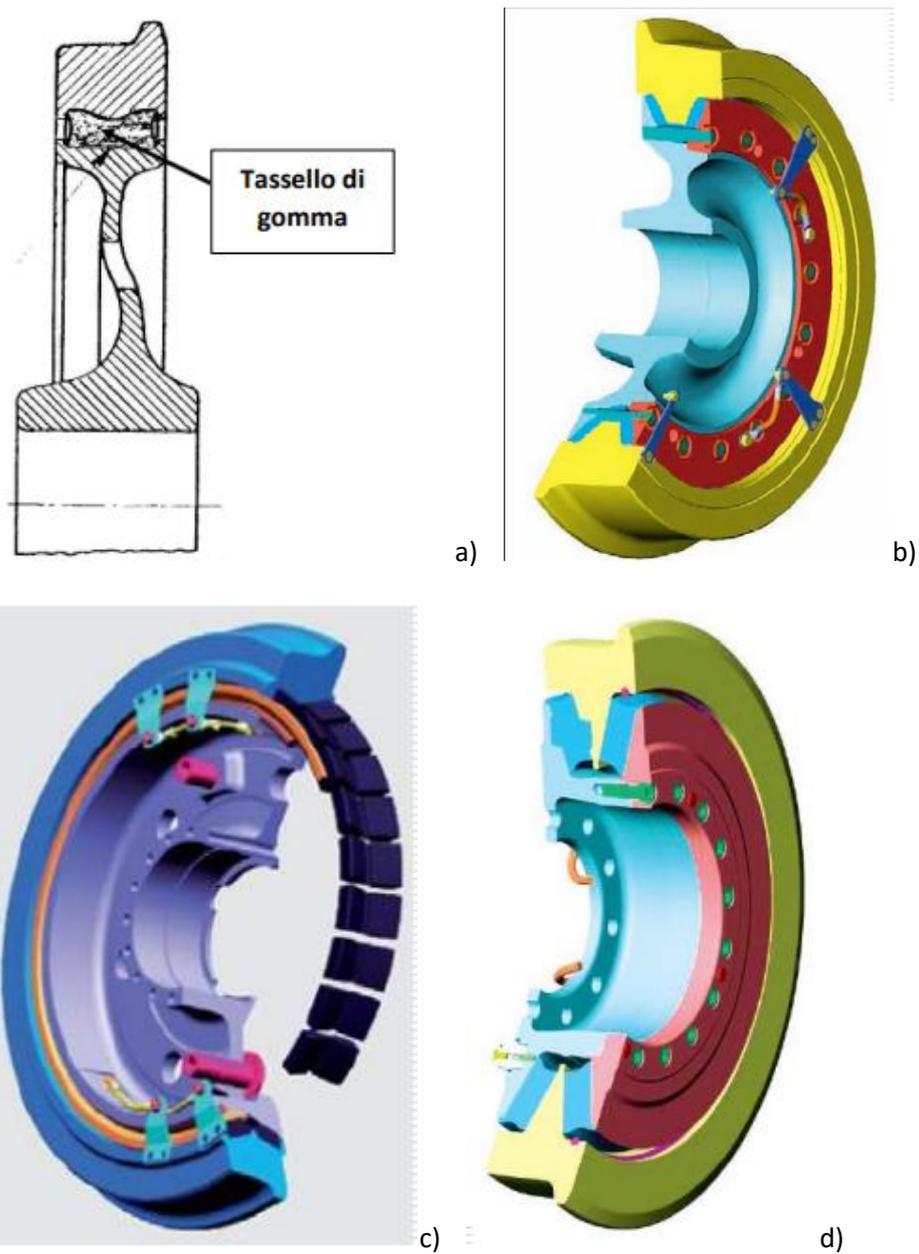


Figura 6- a) Ruota storica b,c,d) varie soluzioni di ruote elastiche

In generale, comunque, il problema del rumore soprattutto acustico, ha assunto sempre più un ruolo centrale nella progettazione delle ruote, tanto che un ulteriore tipo di ruote, dette silenziate o con sistema Galene, è stato ideato (soluzione utilizzata per i treni), vedi **Figura 7**.



CONDIZIONI CONDITIONS	RIDUZIONE DEL LIVELLO DI PRESSIONE SONORA SOUND PRESSURE LEVEL REDUCTION
Stridio in curva ( 20 km/h) Curve Squealing (20Km/h)	-13 dB( A )
Rumore da rotolamento (90 Km/h) Rolling Noise (90Km/h)	-3 dB( A )

Figura 7 Sistema Galene

## 2.2 Usura

L'usura è quel processo spiacevole sempre presente nei sistemi meccanici basati su contatto e attrito, per cui si ha una perdita di volume di materiale tra due corpi e due superfici in moto relativo. L'usura in campo ferroviario è stata analizzata in modo molto completo da Kimura et al. [5] che hanno riepilogato e suddiviso meccanismi di usura in tre possibili insiemi distinti. La prima è chiamata usura abrasiva ed è caratterizzata da tagli microscopici delle superfici di contatto a causa della presenza di materiale duro, come corpi terzi rigidi presenti all'interfaccia, ma anche allo strisciamento di ruota contro rotaia. L'usura delle ruote a causa della sabbia ne è un esempio. Esiste anche l'usura corrosiva dovuta all'esposizione delle superfici di contatto con l'ambiente. La terza ed ultima casistica (che nella realtà fisica dei fatti è alla base del processo di usura, poiché avviene sempre, anche quando le prime due casistiche sono assenti) è denominata usura adesiva. Tale usura, è causata da cedimenti microscopici locali dovuti all'azione ripetitiva di forze normali e tangenziali. In questa analisi molta importanza si è data all'usura adesiva (che è quindi sempre presente, anche quando si progetta tutto al meglio): non è stata simulata la presenza di corpi estranei lungo il tracciato che, sia chiaro, nella realtà potrebbero tranquillamente capitare (i binari del tram subiscono poca manutenzione e sono direttamente raggiungibili da tutti, perciò, il materiale estraneo che può capitarci è il più disparato). Questo processo (di usura abrasiva) non è però stato considerato. Le situazioni in cui il bordino ruota è a contatto con il fianco della rotaia sono molteplici (in generale molte per i tram) e quanto più la curva è aggressiva (ovvero piccola) e percorsa a velocità crescente quanto più l'usura cresce (e questa è di tipo adesiva). L'altro tipo di

usura non considerato in questa analisi è stato quello ambientale: tipicamente, infatti, i simulatori di usura considerano solamente gli effetti dell'usura di tipo adesiva.

Secondo altre classificazioni, come quella di Meehan et al. [6], viene introdotto il nome di corrugation, utile per descrivere quel tipo di usura che, complice la dinamica che riguarda anche la sala e il veicolo in sé, contribuisce nel danneggiare le rotaie, producendo delle ondulazioni a periodo costante (vedi **Figura 8**).



*Figura 8 Fenomeno del corrugation*

Questa è un'usura di tipo longitudinale, mentre in questa tesi, l'usura considerata è stata quella trasversale delle ruote, assumendo che restino comunque assialsimmetriche.

Questo tipo di corrosione è quindi figlio in modo diretto della dinamica che contraddistingue l'accoppiamento di profili ruota e rotaia (motivo in più per cui conoscere e limitare al massimo gli effetti sgradevoli descritti dai parametri presenti in questa analisi, torna utile anche nel limitare fenomeni come questo, che però non sono stati considerati).

Fatta quindi una premessa iniziale sul tema usura e su ciò che può causare in termini di danni e effetti visivi, si passa ora ad una descrizione di insieme del fenomeno e sulle leggi pratiche che la governano.

L'usura è ad oggi uno dei parametri più importanti in ambito ferroviario, poiché da esso

dipendono la sicurezza e la stabilità di marcia, nonché il numero e la periodicità degli interventi manutentivi da parte dell'ente proprietario, che non poco influiscono sul bilancio globale del veicolo.

L'usura è un meccanismo che è sempre presente in tutte le applicazioni ingegneristiche basate sull'attrito, tanto più in quella, come la presente, che basa la sua stessa esistenza su tale meccanismo (per avere moto, deve esserci per forza attrito). In secondo luogo, seppure sempre presente, bisogna cercare, nei limiti del possibile di minimizzarla, e per minimizzarla è necessario cercare anche di descriverla.

L'usura assume un ruolo fondamentale per i treni, ma ancora di più per i tram, a causa delle curve strette dovute ai tracciati di tipo urbano su cui corrono tali veicoli.

A seconda del regime di usura si possono avere effetti visivi e fisici differenti: l'usura lieve che è di tipo ossidativo, va a creare la polvere di colore marrone che prende luogo sui binari, l'usura grave o severa provoca il distacco di frammenti di materiale, mentre il grippaggio distrugge completamente la superficie di rotolamento del materiale [7].

Il software multibody commerciale Simpack permette di quantificare l'usura in termini di forza globale espressa in Newton, ovvero di numero di usura (wear number) relativa ad ogni ruota sull'intero percorso e descritta da **Equazione 3**.

$$T_y = |T_x v_x| + |T_y v_y| + |M_z \varphi_z| \quad (3)$$

Attivando l'apposito pacchetto che Simpack offre, laddove si vuole (come nel nostro caso) approfondire l'analisi, si può ottenere l'andamento del vero e proprio consumo in termini di materiale (sia per la ruota che per la rotaia). Si può così andare a localizzare e quantificare quelli che sono i punti che più sono soggetti a questo tipo di fenomeno (dalla teoria ci si aspetta che i punti più usurati saranno quelli di contatto ruota-rotaia necessari a trasmettere il moto e quelli appositi a mantenere la stabilità di marcia: fianco della rotaia e bordino).

Simpack permette anche di poter scegliere tra due metodologie differenti per il calcolo del materiale asportato: la legge di Krause/Poll e la legge di Archard. Va notato che tutte e due le leggi, come riporta anche la documentazione teorica cui il software Simpack si rifà, sono relative

ad asportazione volumetrica di materiale.

Per quanto riguarda il metodo di Krause/Poll, esso si basa dapprima sullo stimare l'energia dissipata per attrito nel contatto ruota e rotaia [8]. Il volume asportato di materiale, ovvero ciò che si vuole trovare, ne è infatti proporzionale per mezzo di coefficienti:

$$V = \begin{cases} C_m W_{fric} & \text{se } \frac{P_{fric}}{A} \leq 4 \text{ W/mm}^2 \\ C_s W_{fric} & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (4)$$

Dove:

- $A$  rappresenta l'area di contatto;
- $C_m$  sta per  $C_{mild}$  (lieve) e  $C_s$  per  $C_{severe}$  (severo) sono i coefficienti di usura;
- $V$  è il volume di materiale asportato per usura;
- $P_{fric}$  è la potenza di attrito dissipata;
- $W_{fric}$  è l'energia dissipata per attrito.

In particolare, la potenza di attrito  $P_{fric}$  viene calcolata moltiplicando il numero di usura (il wear number) per la velocità di riferimento di scorrimento puntuale, vedi **Equazione 5**.

$$P_{fric} = T_\gamma * v_{ref} \quad (5)$$

I coefficienti rimangono costanti, ma un cambio di velocità o di pressione, porta a una repentina variazione da uno all'altro che può essere brusca in termini di usura. In questa analisi è stata utilizzata però la legge di Archard (l'usura e le sue leggi non erano gli unici parametri che si analizzavano, e si è deciso di non valutare differenze tra un metodo e l'altro). Così come nella legge di Krause/Poll, anche nella legge di Archard compaiono coefficienti di proporzionalità che non sono costanti ma sono di solito ricavati da mappe sperimentali in funzione di pressione di contatto e velocità di scorrimento (con anche qui salti bruschi "a gradino" tra una zona e l'altra e quindi tra un coefficiente e l'altro).

Le 4 regioni (2 di lieve intensità, 1 di media e 1 grave) sono descritte in figura in funzione di

pressione e velocità di scorrimento relativa tra le due superfici:

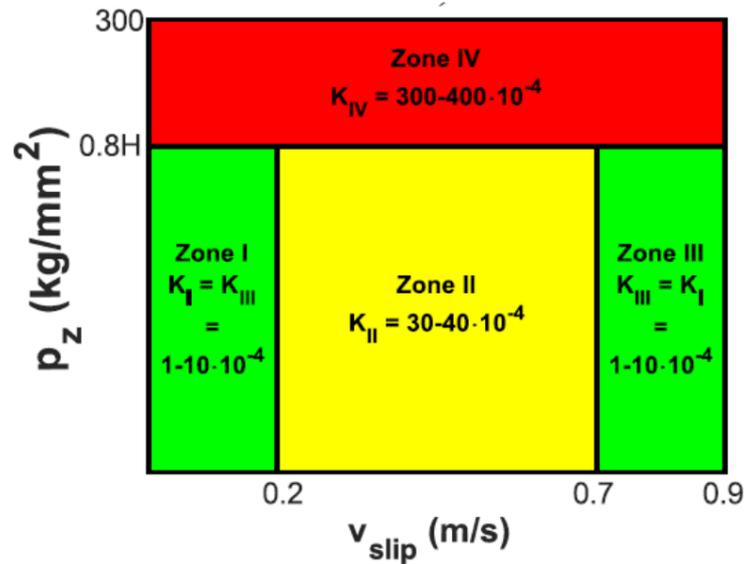


Figura 9 Zone coefficienti di usura in funzione di velocità slittamento e pressione

L'equazione descrittiva, **Equazione 6**, si può anche trovare sul sito Simpack.com ed è la seguente:

$$V = \frac{N \Delta s}{H} \begin{cases} k_1 & \text{if } p \leq fH \text{ } v_s \leq v_1 \text{ (lieve - zona 1)} \\ k_2 & \text{if } p \leq fH \text{ } v_1 \leq v_s \leq v_2 \text{ (severo)} \\ k_3 & \text{if } p \leq fH \text{ } v_2 < v_s \text{ (lieve - zona 3)} \\ k_4 & \text{if } p > fH \text{ (critico)} \end{cases} \quad (6)$$

Laddove:

- $V$  rappresenta il volume asportato per usura;
- $N$  è la forza di contatto normale alla superficie;
- $\Delta s$  è la distanza di scorrimento;
- $H$  è il minimo tra i due valori di durezza di ruota e rotaia;
- $k_4$  è il coefficiente costante in range critico;
- $k_3$  è il coefficiente costante in range severo;
- $k_1, k_3$  sono i coefficienti costanti in range lieve;
- $p$  è la pressione di contatto;
- $f$  è la quantità di durezza  $H$  sopra la quale si ha grippaggio;
- $v_s$  è la velocità di scorrimento che intercorre tra ruota e rotaia;

- $v_1$  e  $v_2$  sono i valori delle velocità di scorrimento relativo che determinano il passaggio da range lieve a severo e da severo a lieve.

Va specificato che questi parametri sono stati introdotti da Jendel [9] tenendo conto di un fattore di riduzione dovuto alla naturale lubrificazione che si viene a creare tra le due superfici.

In figura, i valori dei coefficienti variano a seconda del regime di usura secondo un ordine di grandezza ciascuno. Nel particolare i valori in **Figura 9**, si discostano di poco da quelli utilizzati nella seguente analisi.

## 3. Creazione modello

### 3.1 Introduzione al modello

In questo terzo capitolo verrà in primis effettuata una breve illustrazione riguardo ai metodi multibody, che sono utilizzati per progettare e simulare problemi cinematici nonché dinamici come quello mostrato in questo lavoro. Tale metodo è impiegato dal software utilizzato in questa tesi: Simpack [10], software sviluppato dalla Dassault Systemes che tra gli altri software di punta annovera SolidWorks. In seguito, verrà poi mostrato come si è implementato il modello di veicolo: passando dai concetti più informatici, relativi al caricamento del database dei profili ruota e rotaia, per passare poi alle impostazioni più fisiche: gravità e impostazione del sistema di riferimento corretto (quello ferroviario). Si inizia poi con la creazione del vero e proprio modello fisico: dapprima, seguendo quelle che sono le metodologie e le tecniche utilizzate da Simpack, si modella il tracciato nella sua completezza. Si passa poi al modello di veicolo: le caratteristiche peculiari verranno mostrate qualitativamente e quantitativamente nel paragrafo dedicato; in compenso, già da ora, si specifica che il veicolo utilizzato non corrisponde a nessun veicolo reale circolante, bensì tutte le sue caratteristiche corrispondono in tutto e per tutto alle caratteristiche tipiche di un veicolo tramviario (in primis masse, sospensioni, smorzatori). Sostanzialmente verrà mostrata tutta quella parte che nei software di simulazione prende il nome di pre-processor.

### 3.2 Metodi multibody

Un modello Multibody, come quello utilizzato nella seguente analisi, è un modello che molto spesso viene utilizzato per rappresentare un sistema, generalmente meccanico, formato da corpi (rigidi o flessibili) che sono collegati tra loro ed eventualmente assoggettati a forze esterne. Tale modello è infatti una semplificazione della realtà (ovvero riassume un'infinità di componenti reali in un numero abbastanza ristretto di componenti simulati), che però deve tenere conto di tutte le parti più significative e il cui comportamento deve rispecchiare fedelmente quello reale (le semplificazioni fatte devono essere in linea con il comportamento fisico del sistema). I vincoli

cinematici, che legano tra di loro i vari elementi, come spesso accade, vengono adoperati per limitare i gradi di libertà del sistema (cerniere, carrelli piuttosto che moti imposti, ecc.).

A differenza dei codici agli elementi finiti (FEM) con cui è però possibile interfacciarsi, simbolo di una notevole versatilità da parte del software, che si occupano di studiare spostamenti molto piccoli, talvolta di decimi di mm, i metodi multibody vengono applicati in simulazioni con grandi spostamenti e variazioni (basti pensare che la simulazione mostrata in questa tesi ha un tracciato di quasi 3 km). È proprio ciò a rendere adatti i metodi multibody allo studio della cinematica e alla dinamica di sistemi e, in questo caso, allo studio di un veicolo ferroviario. Un'altra peculiarità di questi software è quella di dotarsi di elementi specifici per vari campi di applicazione rendendo la progettazione del modello quasi sovrapponibile con la realtà: questa è un'analisi ferroviaria e tra la moltitudine di elementi presenti in libreria si annovera per esempio l'elemento di sospensione flexicoil (ovvero la molla con tassello di gomma). Sempre in ambito ferroviario, è possibile ottenere anche una notevole quantità di parametri che sono utilissimi (nonché normati) allo studio della sicurezza di marcia. Questo enorme progresso da parte dei software rende lo studio, la progettazione e la simulazione molto più semplificata all'utente rispetto a qualche anno fa. Il software utilizzato per l'analisi è come detto, Simpack, strumento multibody che primeggia in campo ferroviario ma che presenta anche moduli appositi per lo studio di veicoli gommati e più in generale, di qualsiasi sistema cinematico che si vuole rappresentare. Così come la maggior parte degli strumenti di simulazione, esso si basa su tre moduli fondamentali, uno consecutivo all'altro (rappresentati in azzurro in **Figura 10**).

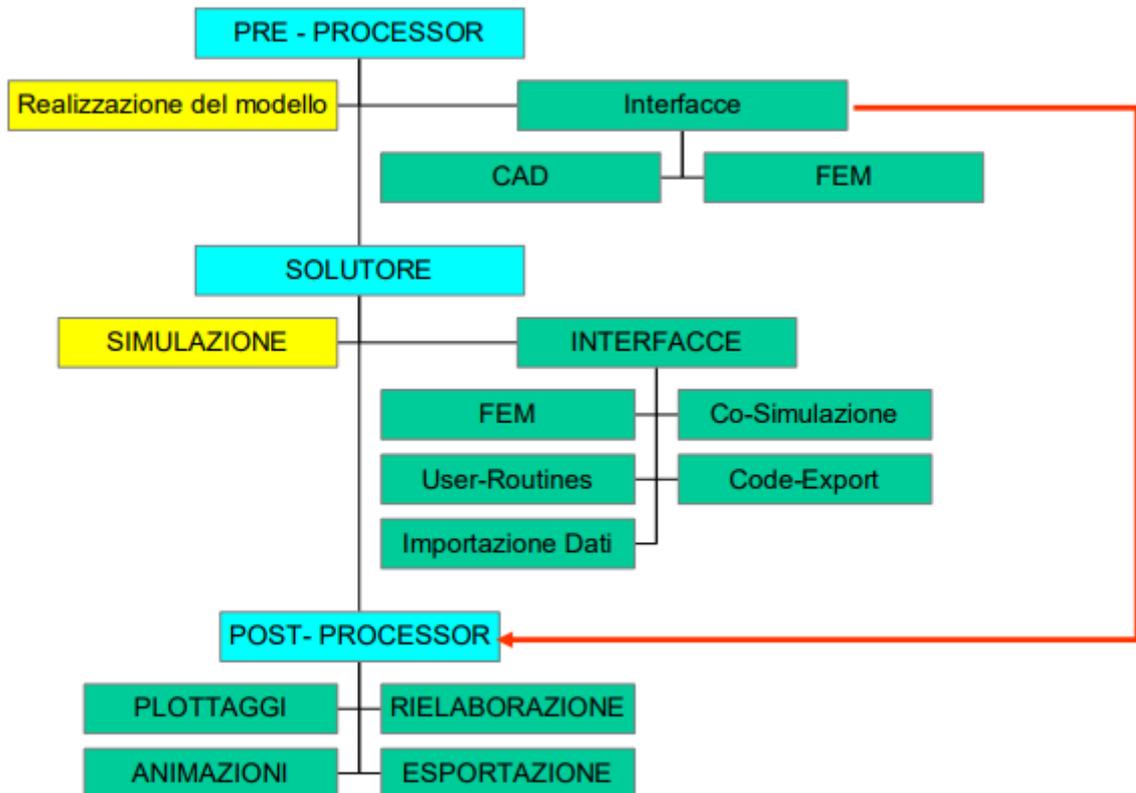
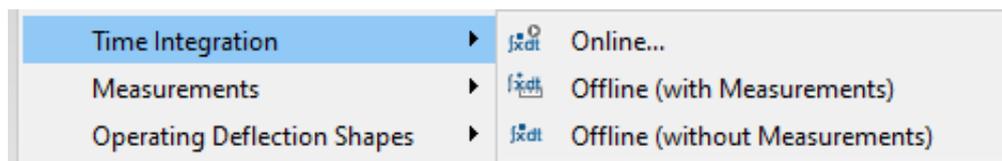


Figura 10 Schema logico a blocchi di un sistema multibody

La prima parte, quella di pre-processor è quella più delicata e importante per quanto riguarda l'utente: in essa sono presenti tutte le componenti di definizione del modello (la creazione dei corpi, l'introduzione di vincoli, l'applicazione delle forze) ma anche quelle di simulazione: è qui che si opta per la tecnica numerica che meglio si addice alla futura simulazione (si sceglie quindi l'integratore numerico che comprende le tolleranze assolute e relative, il massimo time-step e la frequenza di campionamento dei risultati). Come mostrato in **Figura 10**, in fase di progettazione (pre-processor) i corpi possono essere creati direttamente sulla grafica del software piuttosto che introdotti da ambienti CAD o FEM, per uno studio più trasversale con vari strumenti. Nella seconda fase, vengono applicate le tecniche numeriche impostate precedentemente utili alla risoluzione delle equazioni del moto. In questa fase è possibile lanciare simulazioni online (ovvero grafico-qualitative che mostrano come il modello si comporta sotto l'effetto di forze e gravità) ma soprattutto offline. Come si vede anche da **Figura 11** le misurazioni offline possono essere con o senza misurazioni (measurement): in quelle senza misurazioni gli unici risultati a disposizione sono

gli stati dei corpi del modello, quindi posizioni e velocità, ma molte volte ciò non basta ed è per questo che si ricorre alle simulazioni offline con misurazioni. Esse permettono di ottenere oltre che agli stati dei corpi, anche gli output degli elementi forza (quindi forze, spostamenti, velocità relative) e degli elementi di tipo result (quindi forze di contatto con scorrimenti, dimensioni dell'area di contatto, carichi normali e tangenziali, l'usura dei profili se si attiva il dovuto modulo e tutta un'altra serie di parametri utili a fini di analisi, vedi **Figura 11**).



*Figura 11 Simulazioni rese disponibili dal software Simpack*

L'ultima fase, quella di post-processor, in cui l'utente torna a mettere mano, è, se così si può dire, la parte in cui si tirano le somme sul lavoro fatto in precedenza. In questa parte si estrapolano grafici, si confrontano i dati (è possibile anche fare confronti in contemporanea di più simulazioni) ed eventualmente si ritorna alla fase di pre-processor per aggiornare o correggere certi parametri (di progettazione o legati al solutore).

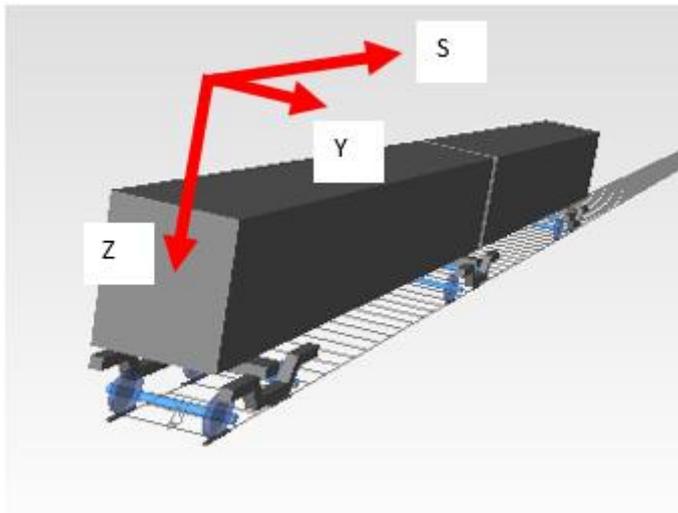
### 3.3 Angoli, rotazioni e gradi di libertà

In questo paragrafo comincia il processo di descrizione vero e proprio del modello sviluppato in questa tesi.

Le coordinate cui il software Simpack fa riferimento nella descrizione degli elementi (tra cui l'accelerazione di gravità), ma che più generalmente derivano dal sistema di riferimento ferroviario non sono cartesiane. Sicuramente derivano dal sistema appena citato ma si differenziano per la coordinata curvilinea che prende il nome di  $s$  (la cosiddetta chilometrica) e che deriva dalla coordinata longitudinale  $X$ . Quando si parla di un sistema che è in movimento, torna molto difficile descriverlo in coordinate cartesiane, e si ha la necessità di una coordinata (quella curvilinea appunto, che segue il layout orizzontale del tracciato) atta a semplificare il problema e la sua descrizione. Un'altra differenza che non è sostanziale ma che comunque si

nota, è la coordinata Z: il suo andamento positivo è dall'alto verso il basso.

Facendo riferimento al veicolo rappresentato in **Figura 12** (la cui modellazione sarà mostrata nel seguito) le coordinate sono quindi le seguenti:



*Figura 12 Coordinate del sistema ferroviario*

Di fondamentale importanza sono anche le rotazioni attorno agli assi, utili per descrivere fenomeni relativi alla stabilità e alla sicurezza di marcia. Le tre rotazioni sono  $\phi$ ,  $\psi$ ,  $\gamma$  che descrivono rispettivamente gli angoli di rollio, di imbardata e di beccheggio;  $\phi$  è relativo alla rotazione attorno ad S,  $\psi$  rispetto a Z e  $\gamma$  rispetta ad Y.

L'importanza dei tre assi e delle tre rotazioni assume notevole importanza quando si definiscono i joint, ossia vincoli cinematici che definiscono i gradi di libertà di un corpo. Questi elementi sono utili per liberare certi gradi di libertà (gdl) per ogni elemento: ne esistono di vari tipi, ma il più utilizzato in ambito ferroviario è sicuramente il general rail track joint. Questo joint non impedisce nessun gdl bensì preimpostata l'elemento cui è affidato al comportamento ferroviario: tanto è che sostituisce la coordinata X con quella S di cui si è precedentemente discusso. Il joint, che è sempre presente per ogni elemento, permette, come indicato in **Figura 13**, di impostare eventualmente un offset iniziale di posizione in tutte le direzioni (cosa che è stata fatta anche in questa analisi per shiftare longitudinalmente il primo e il secondo carrello di una quantità che rispettivamente era di due volte e una volta il valore dell'interperno).

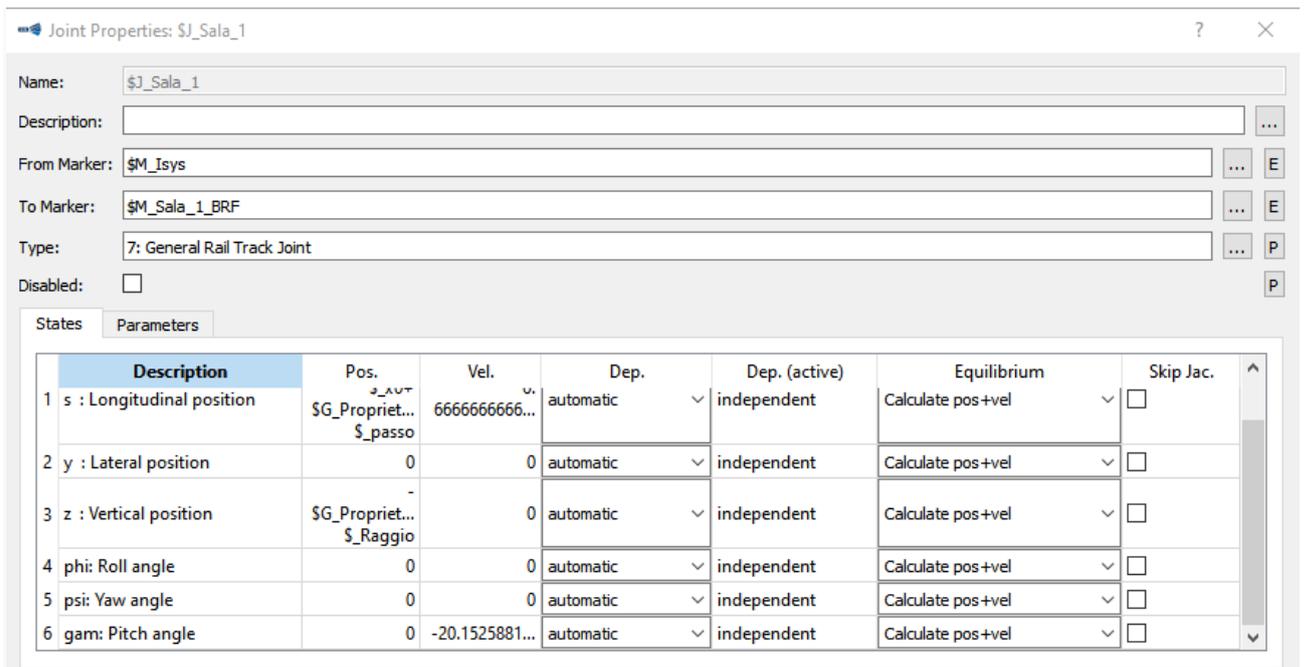


Figura 13 "General Rail track joint" della prima sala del carrello di testa

### 3.4 Impostazione gravità e path

Prima ancora di partire a creare il vero e proprio veicolo, è bene impostare i principali parametri fisici e non necessari alla buona progettazione onde evitare errori futuri. Posto che il sistema di riferimento ferroviario più in generale intende la Z come positiva verso il basso, è necessario quando si imposta la gravità tenerne conto, vedi **Figura 14**, nella quale si impone che la gravità sia positiva.

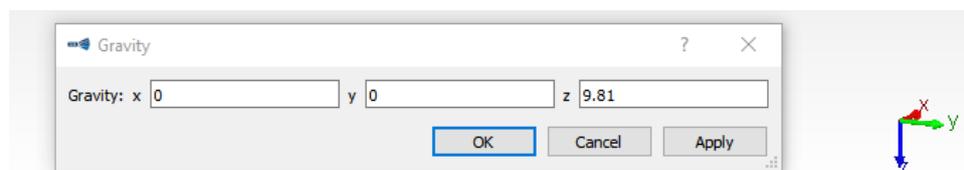
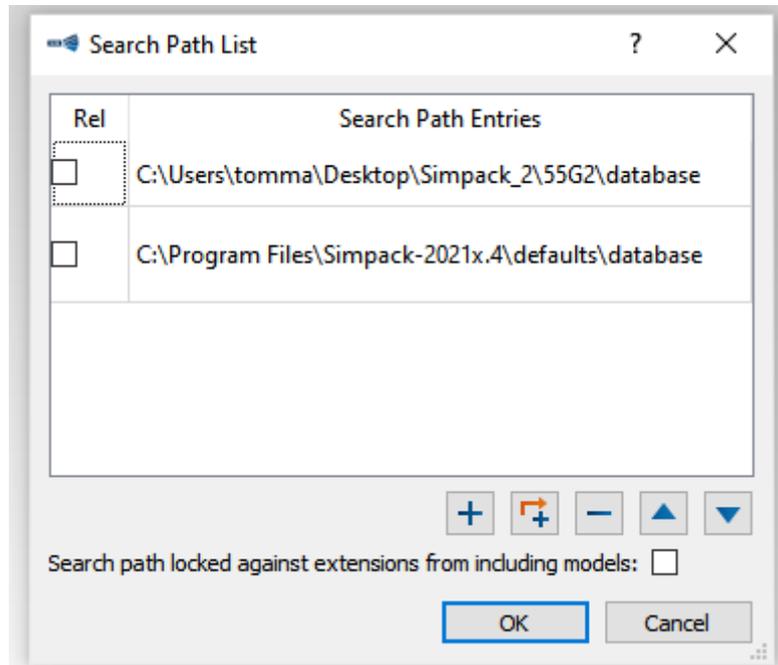


Figura 14 Impostazione della gravità in modo concorde al sistema di riferimento

Veicolo a parte, si possono notare alcune particolarità di **Figura 14**: in basso a destra, dove è presente la terna di riferimento, la Z deve essere posizionata in direzione verticale con verso dall'alto in basso.

Impostata la gravità si prosegue nel creare un path, ovvero collegare un database di file di input

(ad esempio i profili di ruota e di rotaia) al modello in questione, per poterli utilizzare successivamente, vedi **Figura 15**.



*Figura 15 Impostazione del percorso per il path*

## 3.5 Modellazione veicolo e tracciato

### 3.5.1 Introduzione del veicolo e del tracciato su Simpack

Come anticipato nell'introduzione del capitolo due, si fa qui di seguito il riepilogo delle caratteristiche fondanti il veicolo, che servono a giustificare alcune delle scelte che si effettueranno nel seguito. Il veicolo utilizzato nella simulazione non rappresenta un veicolo esistente, bensì è un veicolo di riferimento che ha caratteristiche peculiari di un tram, per quanto riguarda: masse, inerzie, sospensioni e smorzatori. È inoltre articolato ossia è composto da due casse che poggiano sul medesimo carrello di tipo Jakobs: questo carrello, non motorizzato, è condiviso in equa parte dalle due casse, come si può notare dalla **Figura 16**:



*Figura 16 Carrello Jakobs [11]*

La creazione del modello vero e proprio è stata effettuata utilizzando la versione 2021x.4 di Simpack.

Gli elementi che entrano in gioco nella modellazione del sistema sono sostanzialmente 2: il tracciato e il veicolo.

### 3.5.2 Creazione tracciato

Per quanto riguarda il tracciato, prima ancora di definirlo nel suo sviluppo geometrico nello spazio, se ne è definita la forma, ovvero la rotaia (in primis utilizzando uno, non importa quale, dei profili che successivamente sono stati utilizzati nell'analisi).

Il menù rotaia permette di impostarne (oltre appunto al tipo di profilo) anche la sua posa, ovvero il valore dell'angolo con cui la rotaia è vincolata a terra, e che è utile per la tenuta in curva del veicolo. Sulla sinistra di **Figura 17** sono anche visibili il profilo rotaia, il gradiente e la curvatura (ovvero la derivata seconda).

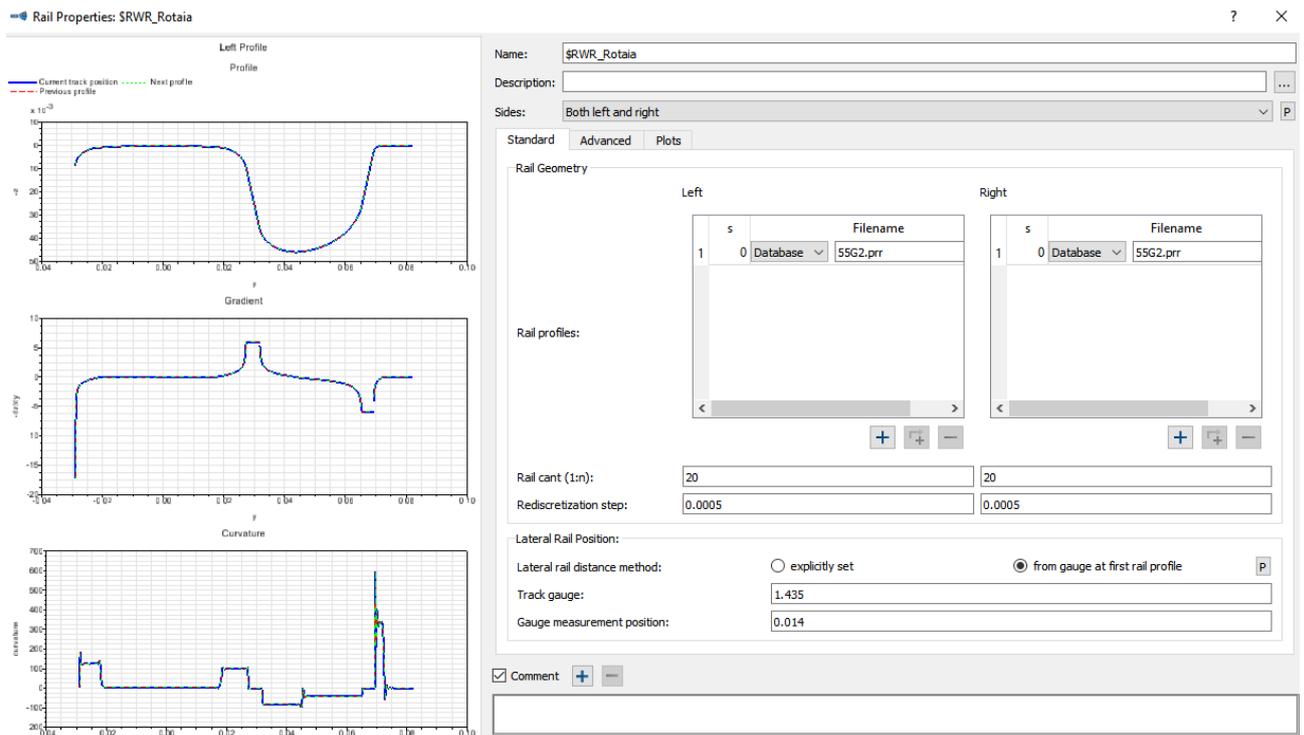


Figura 17 Menù di creazione e impostazioni del profilo rotaia

A seguito di ciò, la strategia che Simpack usa per definire la geometria del tracciato è la seguente: si passa per il layout orizzontale (ovvero la vista dall'alto) fino ad arrivare alla sopraelevazione. Alcune precisazioni: il layout orizzontale si compone sostanzialmente di tre elementi. Il primo è lo "straight", ovvero il rettilineo; è presente anche il "clotoide", il raccordo tra rettilineo e piena curva che permette di avere accelerazione laterale costante (massimizzare il comfort del passeggero) e infine il "circular", il tratto di piena curva. Il tracciato che quindi si va ad ottenere è quello di **Figura 18**:

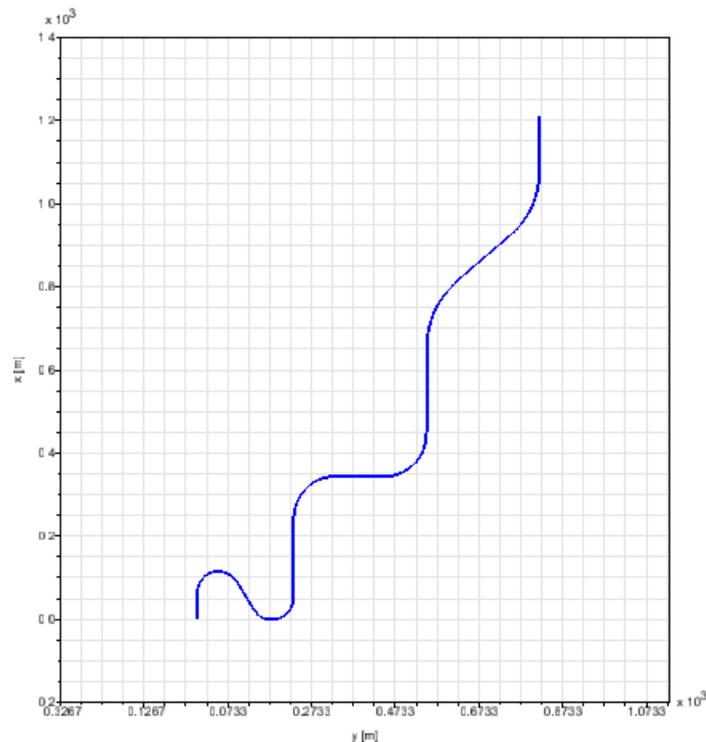


Figura 18 Layout orizzontale del tracciato utilizzato nell'analisi

In particolare, sono presenti 6 curve che, a due a due, sono uguali di raggio ma sono percorse in senso opposto: le prima due sono da 50 m, le due seguenti da 100 m e le ultime due da 200 metri di raggio di curva.

Qualora si volesse replicare lo stesso tracciato su Simpack, quello utilizzato, con caselle già adattate a ciò che il software chiede, è mostrato nella **Tabella 1**. Ogni riga corrisponde quindi ad un particolare tratto: si parte con il definire (colonne gialle) se tale tratto sia di curva ("CIR"), rettilineo ("STR") o clotoide ("CLO"), per poi passare a definirne la lunghezza lineare. Nel caso di clotoide o curva si definiscono due valori di raggio di curva (uno di ingresso e uno di uscita): nel caso del clotoide il raggio di giunzione con il rettilineo ha valore di zero. Si passa poi alle colonne rosse, relative alla sopraelevazione: il primo parametro è relativo all'andamento della stessa, lineare ("LIR") nel caso di clotoide e costante ("CST") nel caso di curva o rettilineo. In curva generalmente ha valori diversi da zero (dovuto all'accelerazione non compensata) mentre in rettilineo è nulla.

	H (orizzontale)					S (sopraelevazione)		
1	STR	50	0		CST	50	0	
2	CLO	30	0	50	LIR	30	0	50/1000
3	CIR	100	50		CST	100	50/1000	
4	CLO	30	50	0	LIR	30	50/1000	0
5	STR	50	0		CST	50	0	
6	CLO	30	0	-50	LIR	30	0	-0.05
7	CIR	100	-50		CST	100	-0.05	
8	CLO	30	-50	0	LIR	30	-0.05	0
9	STR	150	0		CST	150	0	
10	CLO	60	0	100	LIR	60	0	100/1000
11	CIR	100	100		CST	100	100/1000	
12	CLO	60	100	0	LIR	60	100/1000	0
13	STR	50	0		CST	50	0	
14	CLO	60	0	-100	LIR	60	0	-0.1
15	CIR	100	-100		CST	100	-0.1	
16	CLO	60	-100	0	LIR	60	-0.1	0
17	STR	150	0		CST	150	0	
18	CLO	72	0	200	LIR	72	0	200/1000
19	CIR	100	200		CST	100	200/1000	
20	CLO	72	200	0	LIR	72	200/1000	0
21	STR	50	0		CST	50	0	
22	CLO	72	0	-200	LIR	72	0	-0.2
23	CIR	100	-200		CST	100	-0.2	
24	CLO	72	-200	0	LIR	72	-0.2	0
25	STR	1000	0		CST	1000	0	

Tabella 1 Valori per l'impostazione del tracciato di simulazione

Nei parametri di **Tabella 1** compare anche la sopraelevazione. Questo è un elemento fondamentale nella creazione di tracciati, poiché in grado di aumentare il comfort e la sicurezza di

marcia. Per capirne meglio gli effetti si consideri infatti la seguente **Figura 19**.

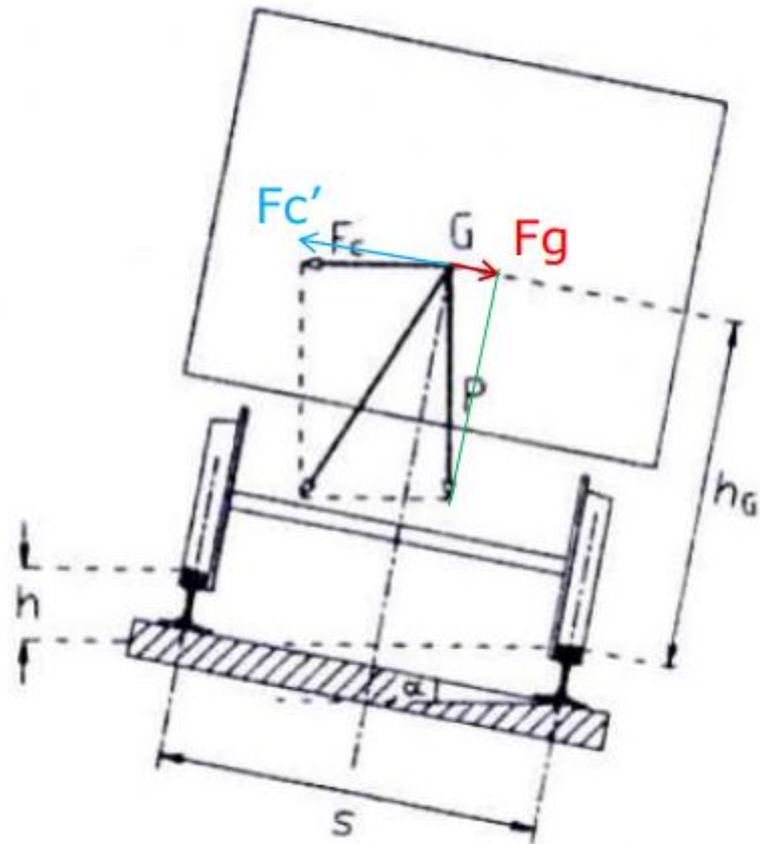


Figura 19 Forze agenti sul veicolo in curva in caso di sopraelevazione

Quando si sopraeleva una rotaia rispetto all'altra, si possono notare alcune variazioni se confrontate alla normale configurazione in curva: la forza  $F_g$ , che è una componente della forza peso che si oppone alla forza centrifuga  $F_c'$  grazie all'inclinazione delle rotaie. La sopraelevazione, infatti, permette di sfruttare il peso proprio del veicolo per aumentare la sua stabilità. Dal momento che l'inclinazione  $\alpha$  è molto piccola, è possibile confonderla con la sua tangente, ovvero il rapporto  $\frac{h}{s}$ , vedi **Equazione 7**:

$$F_g = P * \sin \alpha \approx M * g * \frac{h}{s} \quad (7)$$

Da cui si ottiene l'accelerazione compensata (tutta quella che verrà sottratta all'accelerazione effettiva):

$$a_{comp} = \frac{F_g}{M} = g \frac{h}{s} \quad (8)$$

La sopraelevazione è non nulla solo sui tratti curvilinei, ed è funzione (poiché serve ad annichilirne

gli effetti) di altri parametri ben precisi: in particolare la sopraelevazione è legata alla velocità con la quale si percorre la curva e il raggio che descrive la curva stessa (ci sono altri parametri che influiscono, ma che per ragioni fisiche non possono essere cambiati: lo scartamento binari è di solito 1435 mm in Italia). Ma non solo: è funzione di un parametro di comfort che non è trascurabile, e che è anche normato, l'accelerazione non compensata.

L'accelerazione non compensata è quella quota di accelerazione legata alla forza centrifuga che va a scaricarsi direttamente sul passeggero, vedi **Equazione 9**.

Si può notare il solito parametro legato all'accelerazione centrifuga, a cui si sottrae la quota relativa alla sopraelevazione che incide molto sul valore finale: è importante progettare al meglio questo parametro.

$$a_{nc} = \frac{v^2}{R} - \frac{g \cdot h}{d} \quad (9)$$

Dove:

- $a_{nc}$  = accelerazione non compensata [ $\frac{m}{s^2}$ ];
- $v$  = velocità veicolo [ $\frac{m}{s}$ ];
- $R$  = raggio della curva [m];
- $g$  = accelerazione di gravità [ $\frac{m}{s^2}$ ];
- $h$  = sopraelevazione [m];
- $d$  = scartamento [m].

Il valore di accelerazione non compensata (dalla sopraelevazione) massima stabilita secondo il rango A è di  $0.6 \frac{m}{s^2}$ .

Tenendo conto che il tracciato di **Figura 18** presenta tre coppie di curve che presentano raggi di curva da 50, 100 e 200 metri (nell'ordine appena descritto), la **Tabella 2** presenta i valori di sopraelevazione, velocità e accelerazione non compensata di ogni curva:

	Raggio [m]	Velocità[km/h]	$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	s [m]	Sopraelevazione [mm]	$a_{nc}$ [m/s <sup>2</sup> ]
CURVA 1	50	24	9.81	1.5	50	0.56
CURVA 2	100	40	9.81	1.5	100	0.58
CURVA 3	200	60	9.81	1.5	120	0.6

Tabella 2 Valori di accelerazione non compensata presenti sui tre set di curve

Questi limiti, mostrati sopra, ma anche quelli riportati precedentemente, sono normati e limitati per motivi pratici che sono stati riepilogati dal sito dei tram di Torino [12]:

- Limite fisiologico: dovuto al passeggero;
- Limite geometrico: dalla sagoma delle opere fisse presenti sulla linea;
- Limite meccanico: dovuto all'usura e alla sicurezza di ruota e rotaia.

### 3.5.3 Modellazione Veicolo

La modellazione del veicolo parte da una delle sue sottostrutture: il carrello. Sottostruttura di nome e di fatto, poiché il carrello è l'unità ripetitiva che verrà replicata tre volte all'interno del complessivo, ovvero del veicolo nel suo intero. La prima cosa che si progetta nel carrello è il "rail-wheel pairs" che, come output, restituisce la gestione del contatto ruota-rotaia (tra cui la geometria di ruota e rotaia, i marker e gli elementi forza). Il rail-wheel pairs, permette nella sua completezza di incominciare a intravedere il vero e proprio contatto ruota-rotaia prima ancora di avere lanciato alcuna simulazione (si ricorda infatti che la rotaia è stata definita in forme e dimensioni, precedentemente nell'ordine di azioni che l'utente normalmente svolge sul software).

In **Figura 20**, non si può non notare uno schema di rappresentazione molto simile a quanto accadeva in **Figura 17** (e che era relativa unicamente alla creazione del tracciato). Nel modello di carrello si creano tanti elementi rail-wheel pair quante sono le ruote del carrello.

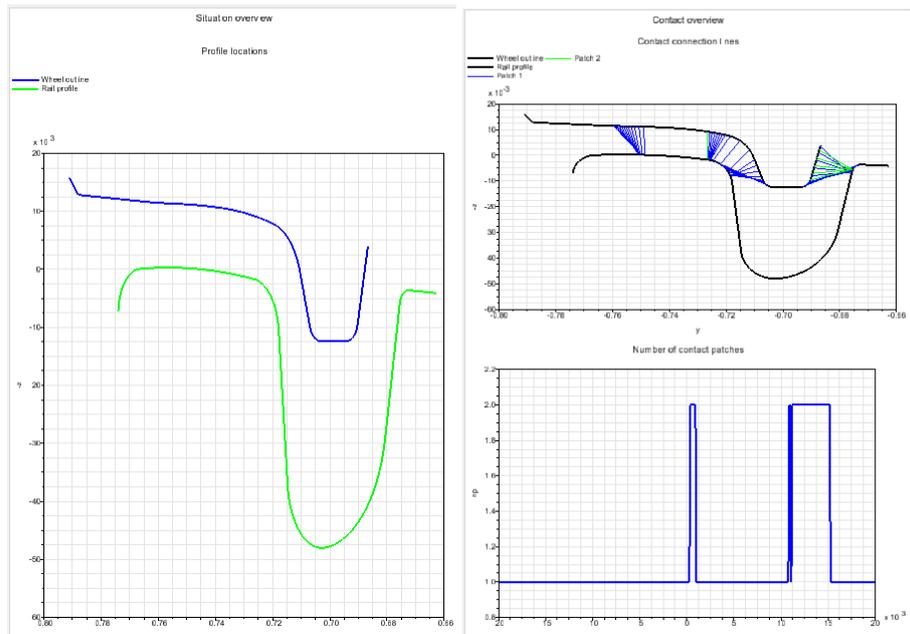


Figura 20 Interfaccia del Rail wheel pairs

A sinistra e destra si notano il profilo ruota e rotaia con i possibili punti di contatto, mentre in basso a destra Simpack produce un grafico che mostra il numero dei punti di contatto al variare dello shift laterale della sala.

Inoltre, così come per la rotaia, anche per la ruota si possono visualizzare (vedi **Figura 21**) il profilo e le sue derivate, da cui si può aprire la ricerca ad ulteriori analisi statiche di comparazione dei profili.

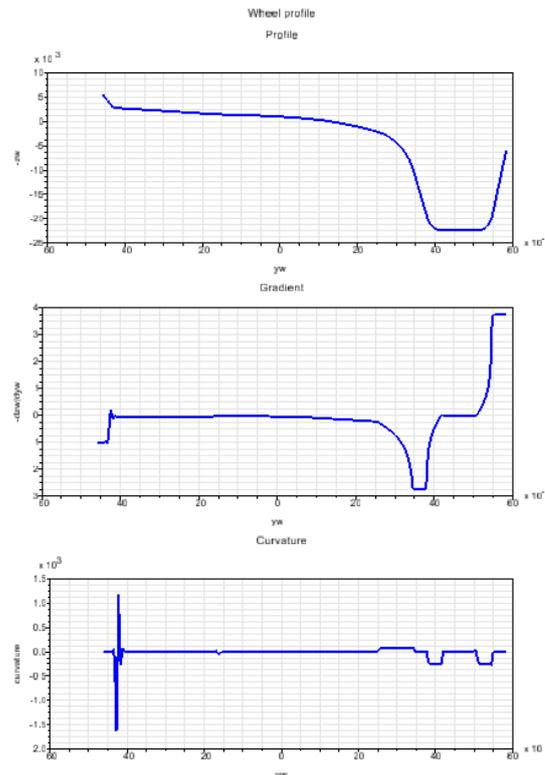


Figura 21 Andamento del profilo, del suo gradiente e della curvatura del profilo ruota UNI 332115

È proprio in questa fase della creazione del rail-wheel pair che le prime grandezze ingegneristiche sono state definite, vedi **Tabella 3**:

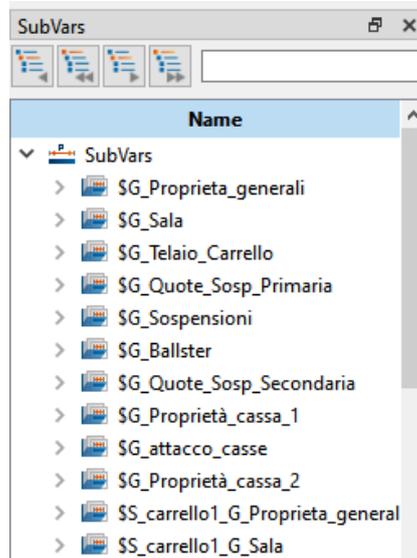
Raggio ruota [m]	0.33
Modulo di Young [GPa]	210
Numero Poisson	0.28
Coefficiente d'attrito f	0.4

Tabella 3 Caratteristiche ingegneristiche e dimensionali veicolo

Il rail-wheel pair, permette tra le altre cose, di selezionare anche gli algoritmi per il calcolo delle forze di contatto. Per quanto riguarda le forze normali di contatto è stato utilizzato il metodo equivalent elastic, che riconduce l'area di contatto ad un'ellisse Hertziana equivalente. Per quanto riguarda invece le forze tangenziali, si utilizza l'algoritmo FASTSIM di Kalker [13]: infatti, nel contatto ruota rotaia, non si ha mai puro rotolamento ma, si ha una presenza, purtroppo, di strisciamento (presenza di forze tangenziali).

Essendo molte le variabili presenti all'interno del progetto, si è scelto di definirle tramite subvar, ovvero parametrizzare il tutto (laddove sia necessario cambiare un parametro lo si fa quindi una ed un'unica volta). Il software lascia, in basso a sinistra una tendina sempre aperta per la

definizione dei parametri, vedi **Figura 22** (in particolare qui le subvar sono raccolte in macrogruppi, così da poterle meglio catalogare e individuare nella fase di post-processing).



*Figura 22 Elenco dei gruppi di subvar presenti nella simulazione*

In questo menù sono stati definiti parametri generali, come masse carrelli e masse casse, ma anche i parametri delle sospensioni (rigidezze e smorzamenti), coordinate geometriche (lunghezze, punti notevoli per ogni elemento).

Una volta creati i rail-wheel pair (il procedimento va ripetuto per ogni singola ruota), si passa a creare gli altri componenti del carrello: la trave portante (bolster) e poi proprio il telaio carrello, mentre il corpo sala era invece stato creato precedentemente per poter realizzare i pairs. Va precisato che man mano che si creano gli elementi, il software ne restituisce la visualizzazione grafica: ciò è solo utile a rendere chiaro a chi progetta cosa sta facendo. In realtà quello che realmente interessa sono i parametri inerziali dei corpi, la loro posizione nello spazio e la posizione dei marker (sistemi di riferimento non inerziale che descrivono i punti notevoli dell'elemento di cui fanno parte): a titolo esemplificativo, alcuni dei markers che compongono il telaio carrello, sono quelli posti nei punti di collegamento con le sospensioni ovvero i due estremi della molla.

Per definire completamente il carrello è necessario continuare ad aggiungere dati geometrici e

strutturali quali momenti di inerzia e masse dei corpi. Essi sono riepilogati in **Tabella 4**:

SALA		CARRELLO	
Massa [kg]	970	Massa [kg]	830
$I_{xxs}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	650	$I_{xxc}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	220
$I_{yy}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	80	$I_{yy}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	680
$I_{zzs}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	650	$I_{zzc}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]	790

Tabella 4 Masse e momenti di inerzia delle sale e dei carrelli

Prima di terminare la progettazione della sottostruttura carrello, è necessario infine introdurre gli “elementi forza”, necessari a rappresentare, tra le varie cose, le forze delle molle appartenenti alle sospensioni primarie. Sono inoltre state automaticamente implementate anche le forze di interazione ruota-rotaia descritte precedentemente nei pairs; queste forze, va specificato, non sono create direttamente dall’utente bensì sono un output del rail-wheel pair. Tornando alla molla, per descriverla, servono i già citati markers (che devono essere stati precedentemente definiti) nella maniera di descrivere come differenza la sua lunghezza: l’elemento forza è quindi totalmente definito tra due markers. Servono anche i valori di rigidità e di smorzamento, essendo questo un elemento equivalente di una molla in parallelo a smorzatore.

La **Figura 23** rappresenta la sottostruttura carrello utilizzata in seguito per creare il veicolo:

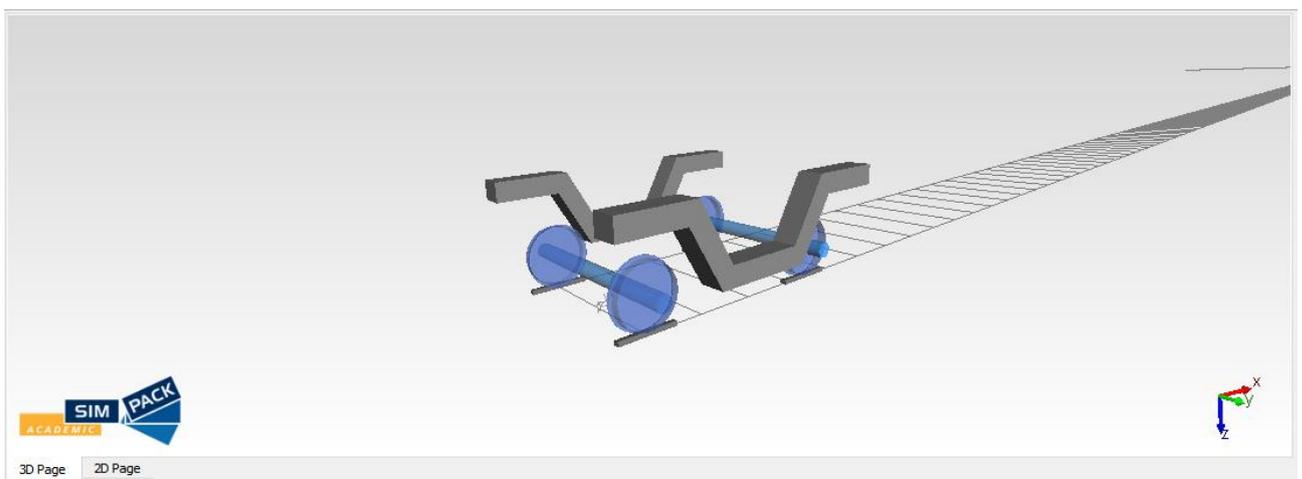
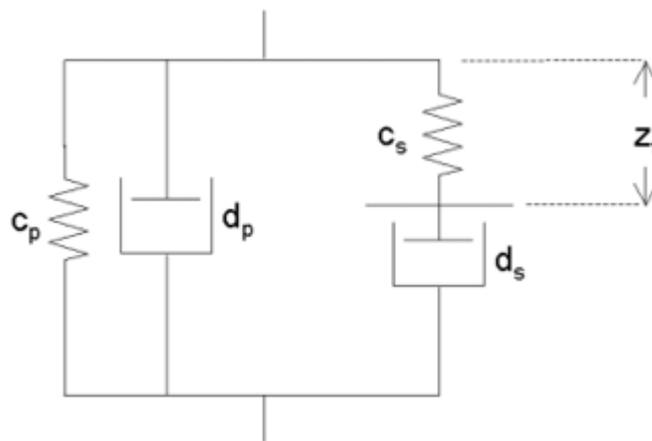


Figura 23 Sottostruttura carrello utilizzata come unità ripetitiva

L’elemento forza che è stato utilizzato per rappresentare la sospensione primaria, è stato scelto tra varie tipologie di molla-smorzatore presenti in Simpack, (poiché il software offre una vasta

libreria di diversi elementi forza lineari ed eventualmente non lineari, a seconda delle esigenze specifiche dell'utente) ed in particolare si è optato per il numero "86: Spring – Damper" che permette di definire sia i valori di rigidità che di smorzamento in uno stesso elemento (ovviamente se si volesse distinguere i due elementi, sarebbe possibile farlo selezionando un elemento apposito per la molla e uno per lo smorzatore). Lo schema di riferimento è quello di **Figura 24**, preso dalla guida di Simpack, che comprende i parametri relativi alla molla in parallelo allo smorzatore, quindi  $c_p$  e  $d_p$ , ma anche i parametri posti in serie l'uno rispetto all'altro ( $c_s$  e  $d_s$ ):



*Figura 24 Schema di riferimento per l'elemento 86*

In particolare, si è deciso di optare per uno schema di sospensioni di questo tipo perché, non essendo il modello di veicolo un modello di tram specifico, questo elemento consente direttamente di specificare valori di rigidità e smorzamento. Come si potrà notare anche dalla nomenclatura dell'immagine che segue, la metodologia di molla smorzatore in parallelo è stata utilizzata (e non quella in serie), quindi molle e smorzatori con pedice p.

L'elemento forza così come appare in Simpack, e tagliato degli elementi nulli (per facilità di rappresentazione) è mostrato in **Figura 25**:

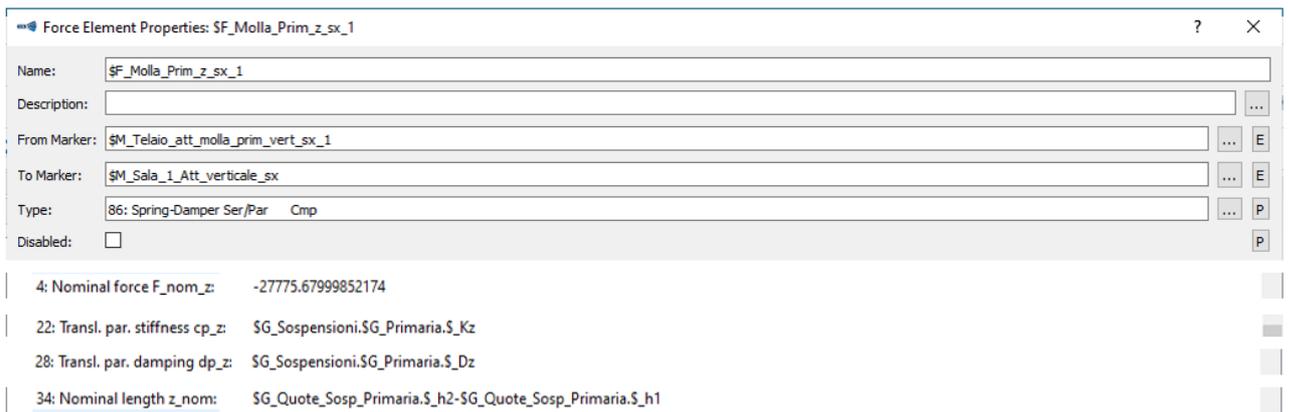


Figura 25 Definizione su Simpack della molla di sospensione verticale primaria

Partendo dall'alto, si può notare il nome (“\$F\_Molla\_Prim\_z\_sx\_1”) che l’utente digita per descrivere l’elemento: in questo caso si tratta della molla di sospensione primaria in direzione verticale Z. Sono presenti i due marker che descrivono le estremità della molla: il marker “from” appartiene al telaio carrello, mentre il “to” alla sala (nella realtà si collega alla boccia che a sua volta è collegata alla sala, ma nel modello sviluppato in questo lavoro, non si sono creati corpi boccia). La scelta del “from” e del “to” è a discrezione dell’utente ma bisogna riporre particolare attenzione quando uno dei due marker è relativo ad un’asse (come in questo caso) che ruota su sé stesso. Non è possibile, infatti, che l’asse sia il marker from, in questo caso infatti, all’asse sala è affidato il marker “to”. A seguito della selezione dei marker, si può scegliere il tipo di elemento che li collega: per questo elemento sospensione si è scelto, come detto, il numero 86. Questa scelta influisce sui parametri che vengono a seguire: per l’elemento 86 se ne ottengono 4. Il primo è relativo al precarico, ovvero la forza, che garantisce l’equilibrio statico del sistema. Le vie per computare il valore di tale forza sono due, ma devono portare allo stesso risultato, che è univoco: la prima è relativa al comando di precarico presente su Simpack che, in modo automatico, effettua tutti i calcoli al posto dell’utente. La seconda è, come preannunciato, il calcolo delle forze da parte del progettista (è possibile comunque farlo in tutti e due i modi, per vedere se si sta sbagliando qualcosa). In termini delle suddette sospensioni, essendo quattro molle verticali che sostengono il peso delle casse, su ogni molla sarà scaricato un quarto del peso complessivo (di tutto ciò che sta a monte delle molle stesse, quindi tutte le masse a parte quelle delle sale montate, ossia tutte le masse sospese). Alla riga 22 bisogna immettere il valore (in questo caso

parametrizzato mediante subvars) della rigidità, mentre alla 28 il valore di smorzamento. Infine, a riga 34, si digita, mediante differenza di valori, la lunghezza nominale della molla (quindi quando non è né compressa né estesa). La differenza dei due marker non deve per forza assumere modulo positivo, ma deve concordare con la terna degli assi: come regola generale, la molla ha la lunghezza positiva se il marker “to” si trova “davanti” al marker “from”.

I valori di rigidità e di smorzamento delle sospensioni primarie sono descritti nella **Tabella 5** nel seguito.

Kx [N/m]	1500000	Cx [Ns/m]	1500
Ky [N/m]	950000	Cy [Ns/m]	950
Kz [N/m]	2000000	Cz [Ns/m]	2000

*Tabella 5 Valori di rigidità primaria della sospensione*

Non si potrà non notare, come analizzando i parametri per riga (quindi sospensione su X con smorzamento su X, e lo stesso per Y e Z), essi siano linearmente dipendenti. Lo smorzamento, su tutte le direzioni, non vuole simulare uno smorzamento che realmente è presente, bensì assume il ruolo di uno smorzatore numerico, ovvero l'elemento che ha il compito di mitigare la possibile generazione di instabilità numeriche. La logica con cui lo smorzatore è legato alla sospensione è il coefficiente F, che assume il valore di 1/1000 ed è rappresentato nel seguito dalla semplice formula:

$$C_i = F * K_i \quad (10)$$

Ha senso però fare un'altra precisazione in merito che rientra anche nelle definizioni iniziali del modello. Quando si è definita la forza della sospensione, ci si è riferiti alla riga 34 della **Figura 25**, a due punti nello spazio (h2 e h1) che rappresentavano le due estremità della molla. Se all'inizio della trattazione si era detto che, per la creazione del veicolo, non ci si era rifatti a nessun veicolo reale in circolazione, si può però dire che, per tutte le quote è stato creato uno schema molto riassuntivo di riferimento. In questo schema sono raccolte tutte le quote fondamentali che sono state utilizzate per descrivere i punti cardine adoperati nella computazione degli elementi forza. Tutto ciò è mostrato nella **Figura 26** che riporta la vista frontale e quella laterale.

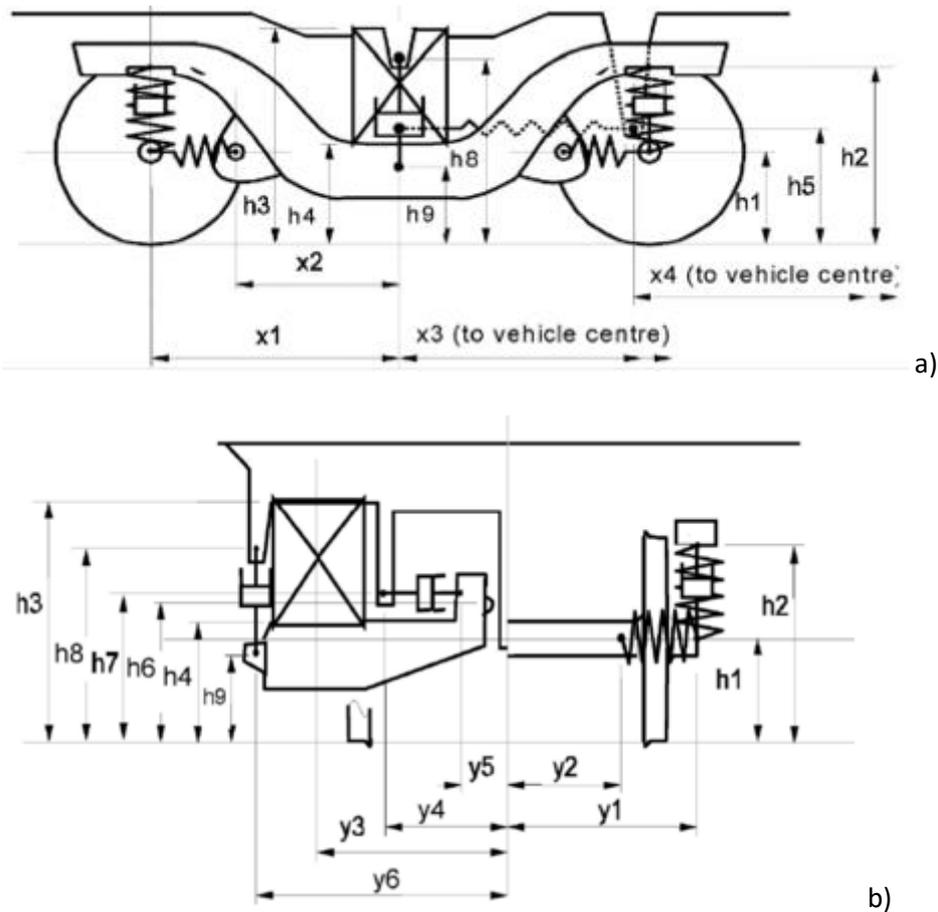


Figura 26– a) Vista frontale del carrello b) Vista laterale

Le quote presenti nelle due viste vengono riassunte nella tabella che segue, **Tabella 6:**

Dimensione	Valore [m]	Dimensione	Valore [m]
x1	0.95	h7	0.8
x2	0.8	h8	1
x3	5	h9	0.5
x4	4	y1	1
h1	0.33	y2	0.7
h2	0.6	y3	1
h3	1.3	y4	0.65
h4	0.6	y5	0.2
h5	0.7	y6	1.2

Tabella 6 Valori dei punti geometrici che descrivono i capisaldi del carrello

Fatta questa premessa e terminata la progettazione del carrello, si passa, come anticipato, al complessivo: si aggiungono le casse. Ciò comporta, parallelamente a quanto detto prima, la creazione di altri elementi forza, tra gli altri rappresentativi delle sospensioni secondarie e degli smorzatori (verticali e laterali) secondari.

A differenza della primaria, si utilizzano ora due elementi Simpack distinti e appositi: uno per la sospensione e uno per lo smorzatore. Per quanto riguarda la sospensione l'elemento utilizzato è il numero 79, lo "shear spring cmp" che, così come la molla primaria, richiede per la sua definizione il nome elemento, i marker tra cui è applicata la forza, le forze e i momenti di precarico, la lunghezza nominale e i valori delle rigidezze in tutte le direzioni, incluse le rigidezze flessionali. A differenza della sospensione primaria (nella quale si usava l'elemento 86), si è scelto per la secondaria di utilizzare l'elemento 79 ("shear spring cmp"), che è in grado di modellare anche la rigidezza trasversale delle molle a elica. Questo elemento, infatti, tiene conto dell'accoppiamento tra il taglio e la flessione, motivo per cui si usa quando c'è da tenere conto della rigidezza trasversale. È un modello molto efficace di rappresentazione, perché tiene conto delle effettive non linearità: le rigidezze flessionali e quelle che si trovano fuori diagonale dalla matrice di rigidezza sono infatti funzione dello schiacciamento della molla. Si indica con [K] la matrice di rigidezza dell'elemento 79:

[K] =	K11				K15		X
		K22		K24			Y
			K33				Z
		K42		K44			$\alpha$
	K51				K55		$\beta$
						K66	$\gamma$

Tabella 7 Matrice di rigidezza che descrive il comportamento dell'elemento 79

Come si vede dalla matrice, la forza in X è legata all'angolo di flessione  $\beta$ , lo stesso per Y e  $\alpha$ . La rigidezza lungo Z e quella torsionale invece sono le uniche due ad essere indipendenti e per larga parte del loro utilizzo, costanti. Come per l'elemento 86, anche per il 79 si procede alla definizione dei vari campi necessari su Simpack, **Figura 27**:

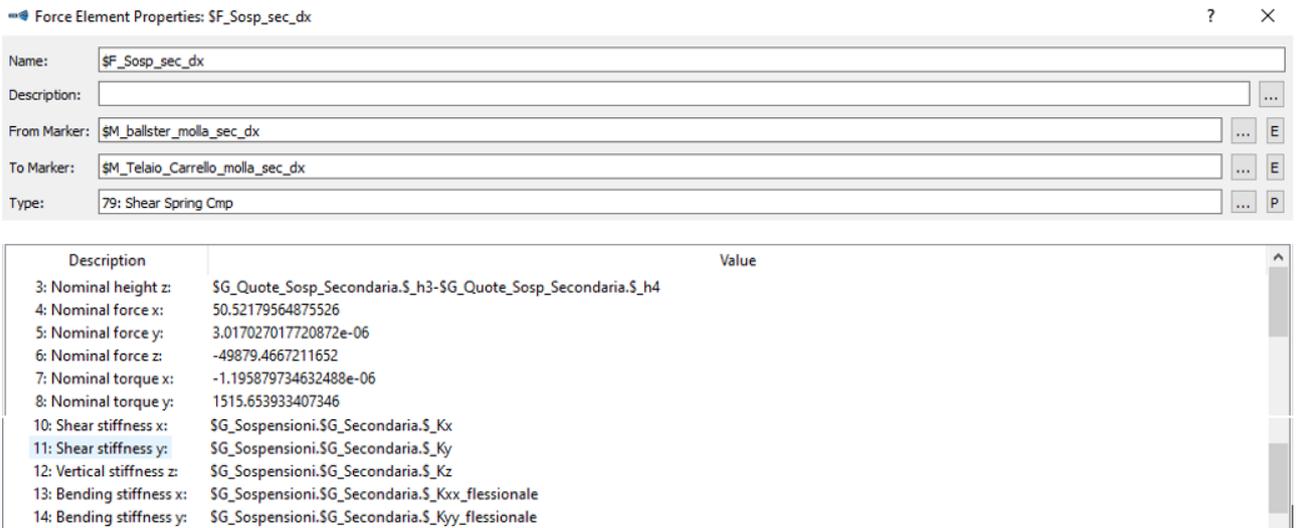


Figura 27 Elemento 79 rappresentato su Simpack

Per quanto riguarda lo smorzatore verticale secondario, ma lo stesso vale anche con gli altri, si utilizza invece l'elemento 2, il linear damper: non serve più descrivere ora la lunghezza nominale dello smorzatore (ma basta dare la posizione dei 2 marker), in quanto questo elemento produce una forza proporzionale alla velocità relativa tra i due marker, che non è quindi funzione della distanza tra i marker, **Figura 28**:

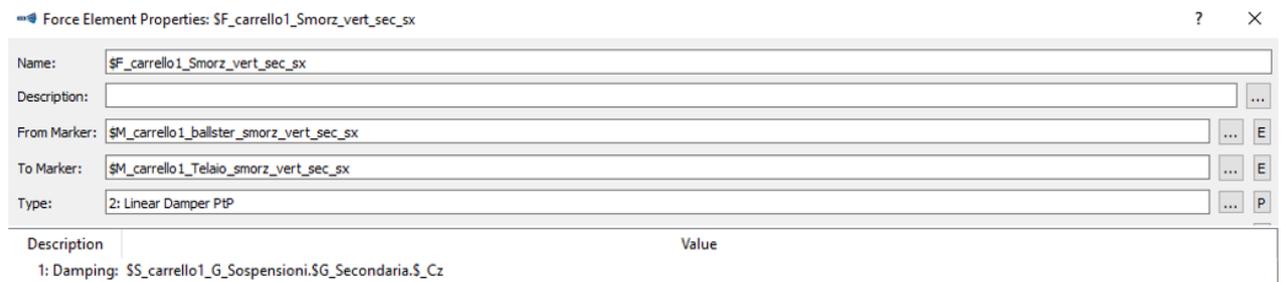


Figura 28 Elemento forza "Linear damper PtP" descrivente lo smorzatore verticale secondario

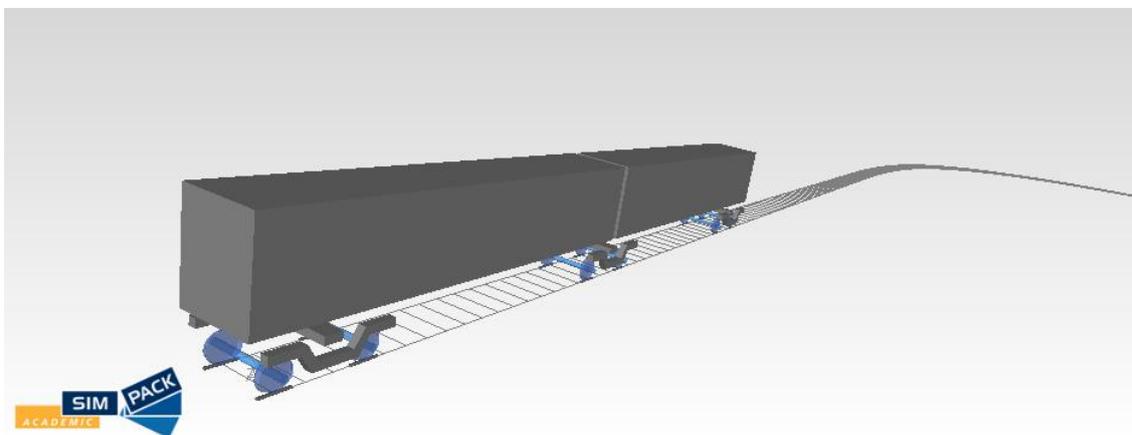
Tutti i parametri descritti ora riguardo a sospensioni e smorzatori, sono riassunti nella seguente **Tabella 8**:

SECONDARIA	
Kx [N/m]	90000
Ky [N/m]	90000
Kz [N/m]	160000
Kxx [Nm]	60000
Kyy [Nm]	60000
Cz [NS/m]	15000
Cy [NS/m]	10000

Tabella 8 Valori di rigidità e di smorzamento delle sospensioni secondarie

Infine, per completare il veicolo si sono introdotti i 3 (uno per carrello) trascinamenti, atti a collegare longitudinalmente, a trascinare appunto, le casse (anche se in realtà il trascinamento collega la trave portante che a sua volta è collegata alle casse) ai carrelli. L'elemento utilizzato è sempre l'elemento 86 precedentemente utilizzato. Il valore di trascinamento imposto è molto alto e corrisponde al valore di 5000000 N/m. Sono presenti anche i tre antirollio dei carrelli, utili a stabilizzare le casse nelle rotazioni attorno all'asse longitudinale x. Di ultimo, è presente anche il collegamento antirollio tra le due casse. Nel fare questo, l'elemento che si utilizza, a prescindere dal numero e dal nome, non è una molla con rigidezza rotazionale (come potrebbe essere una molla di torsione) bensì una molla lineare che è stata posta in maniera trasversale alla direzione delle due casse (la molla è quindi posta in direzione Y). I marker tra cui è collegata, è facile da intuire, appartengono uno alla prima cassa e l'altro alla seconda; posto a 3 metri di altezza l'antirollio è lungo 0.7 metri, ed il suo valore di rigidezza è di 100000 N/m.

La visualizzazione grafica del veicolo nel suo insieme è quella nel seguito, **Figura 29**:



*Figura 29 Gruppo Veicolo nel suo insieme: 2 casse e tre carrelli*

Gli elementi forza fin qui elencati non sono però sufficienti ad una rappresentazione completa del veicolo: manca la trazione. Ci sono vari modi di applicare la trazione ad un veicolo: per essere il più possibile realistici, nel presente modello essa viene modellata applicando una coppia agli assi che si vuole motorizzare. In particolare, lo si fa imponendo un profilo di velocità in modo coerente al discorso fatto per le accelerazioni non compensate, e tenuto conto che si conosce il tipo di tracciato. Tale profilo è rappresentato nella **Figura 30** seguente.

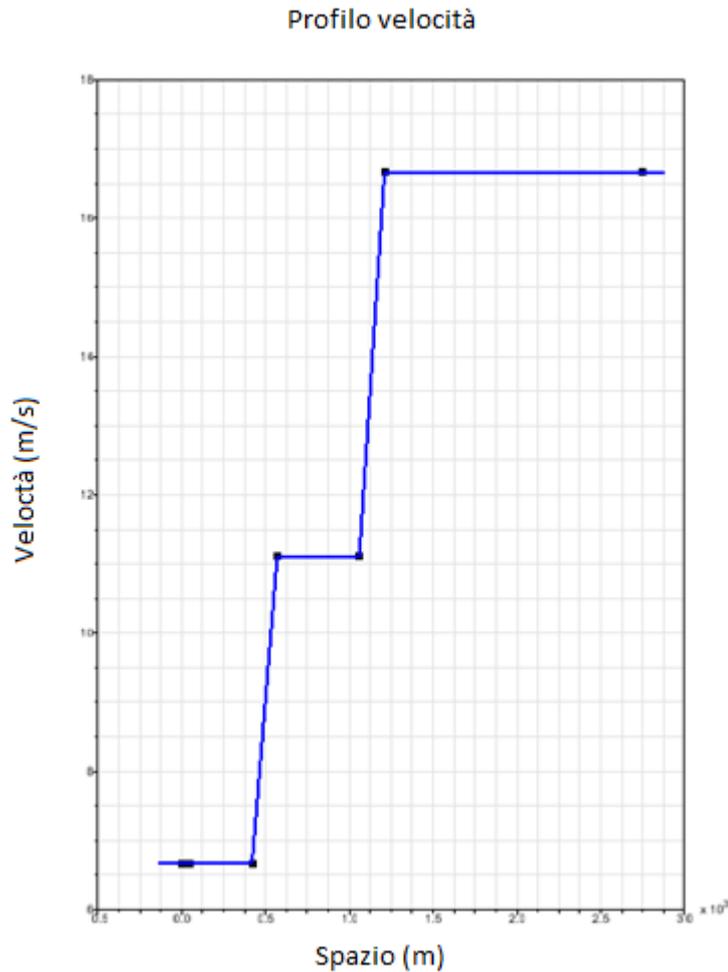


Figura 30 Profilo di velocità che si impone agli assi motorizzati

Questo è il profilo che descrive l'andamento della velocità (espressa in m/s) in funzione dello spazio percorso dal veicolo. La variazione (lineare) di velocità, avviene al termine di ogni set di curve (per set si intende una coppia di curve; quindi, il primo set è relativo alle curve da 50 m, il secondo per quelle da 100 m e il terzo per quelle da 200 metri), e il rettilineo è sufficientemente lungo affinché il veicolo inizi il clotoide di raccordo già a velocità stazionaria, senza rischiare di applicare coppie che potrebbero saturare l'adesione ruota-rotaia.

La trazione, che si ricollega a questo profilo, è governata mediante controllore proporzionale. La legge con cui la trazione è applicata è descritta in **Equazione 11**:

$$F_{traz} = K_{prop} * (\omega_{ruota} * R - v_{ref}(s)) \quad (11)$$

Dove:

- $F_{traz} = Coppia\ di\ trazione\ [N * m];$
- $K_{prop} = Controllo\ proporzionale\ [\frac{kg}{s}];$
- $\omega_{ruota} = Velocità\ angolare\ ruota\ [\frac{rad}{s}];$
- $R = Raggio\ ruota\ [m];$
- $v_{ref}(s) = Velocità\ di\ riferimento\ [\frac{m}{s}];$
- $s = Ascissa\ curvilinea\ sul\ tracciato\ [m].$

Tale formula è applicata nel simulatore monitorando puntualmente le posizioni valutate tenendo conto del movimento dei joint, essa è quindi “tradotta” nel linguaggio più appropriato che è mostrato in **Figura 31**:

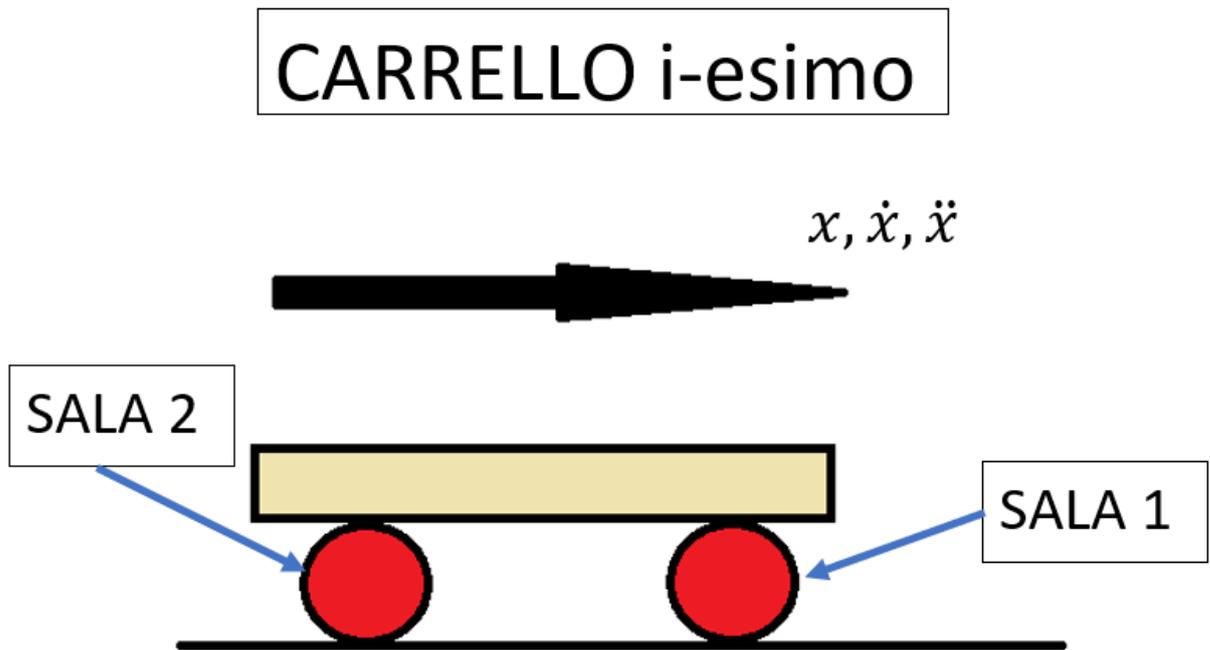


Figura 31 Implementazione della trazione mediante controllore proporzionale

Ha senso adesso (per capire meglio gli assi cui è affidata la trazione) aprire un inciso sulla nomenclatura utilizzata in questa tesi per i carrelli e per le sale, di modo che sia facile e intuitivo contestualizzarli nel momento in cui vengono nominati.

Facendo riferimento al generico carrello i-esimo gli assi prendono la denominazione in funzione

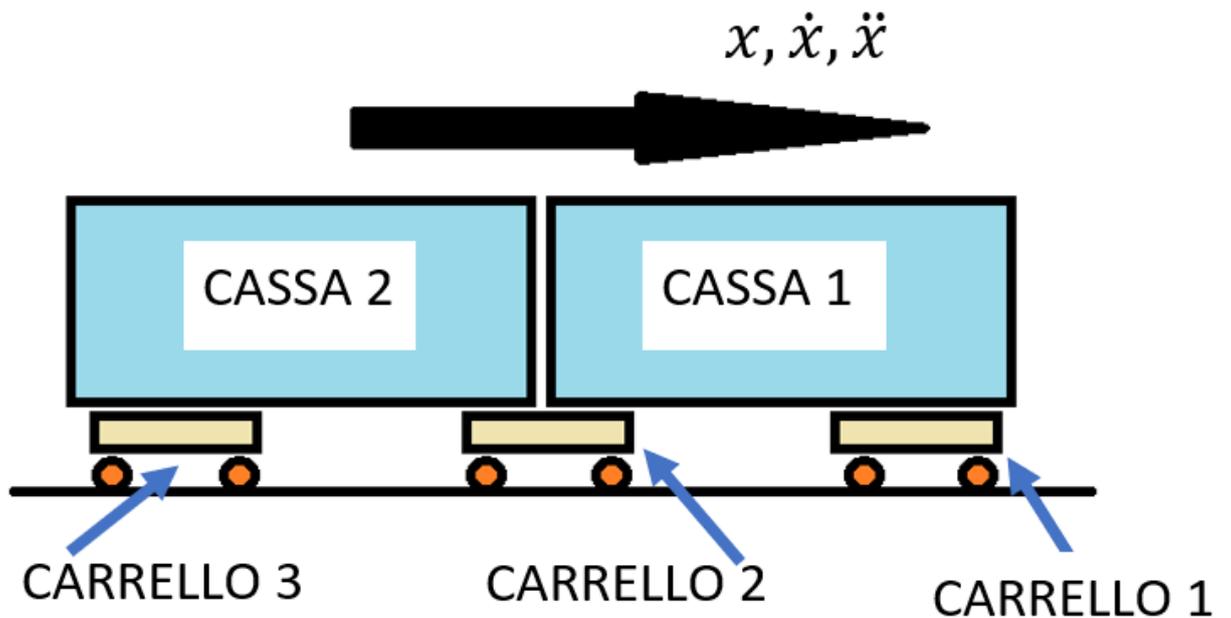
del senso di marcia che, per questa analisi è solo uno, vedi **Figura 32**:



*Figura 32 Nomenclatura delle sale*

In riferimento alla **Figura 32** di cui sopra, l'asse 1 coincide sempre con l'asse di testa in relazione al senso di marcia (e questo indipendentemente dal carrello cui fa riferimento).

Per quanto riguarda la nomenclatura di carrelli e casse, essa è mostrata in **Figura 33**:

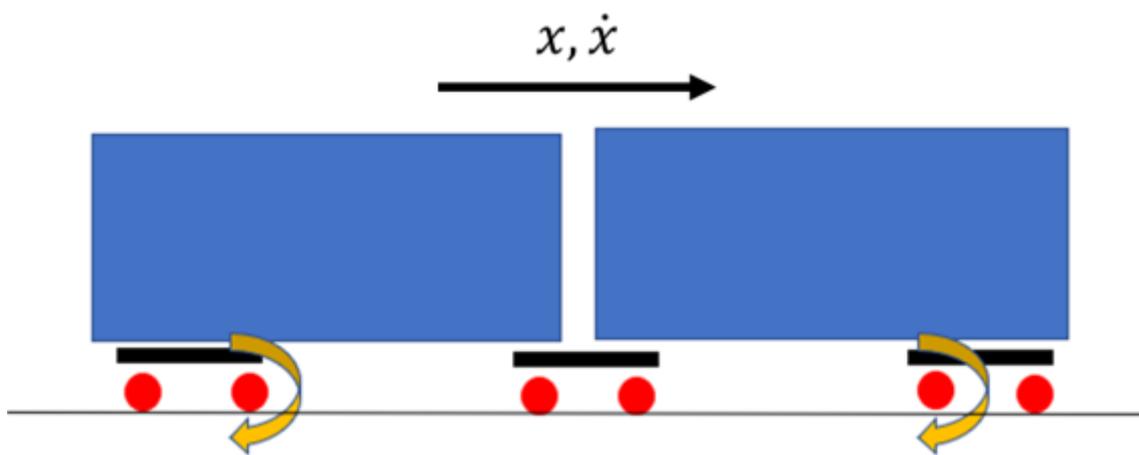


*Figura 33 Nomenclatura dei carrelli e delle casse*

Così come per gli assi, anche per casse e carrelli la logica è la stessa: definito il senso di marcia, la numerazione parte dall'elemento di testa.

Tornando ora alla trazione, essa riguarda il secondo asse (quello interno) del carrello 1 (di testa), e contemporaneamente il primo asse (sempre quello interno) del carrello 3 (di coda), ovvero i carrelli che sono di piena competenza (cioè non condivisi) rispettivamente della prima e della seconda cassa.

La trazione è quindi schematicamente rappresentata nella **Figura 34** (il moto va da sinistra verso destra)



*Figura 34 Trazione nel veicolo tramviario*

### 3.6 Profili Ruota

I profili ruota impiegati nell'analisi sono quelli che vengono mostrati nel seguito. Si nota uno scheletrato molto simile in tutti i profili ma al contempo molto differente: se tutti infatti presentano la tavola di rotolamento e con essa il bordino (fondamentale per la stabilità di marcia), allo stesso tempo, anche un occhio inesperto può notare le sostanziali differenze che si presentano in spessori, raccordi e geometrie degli stessi.

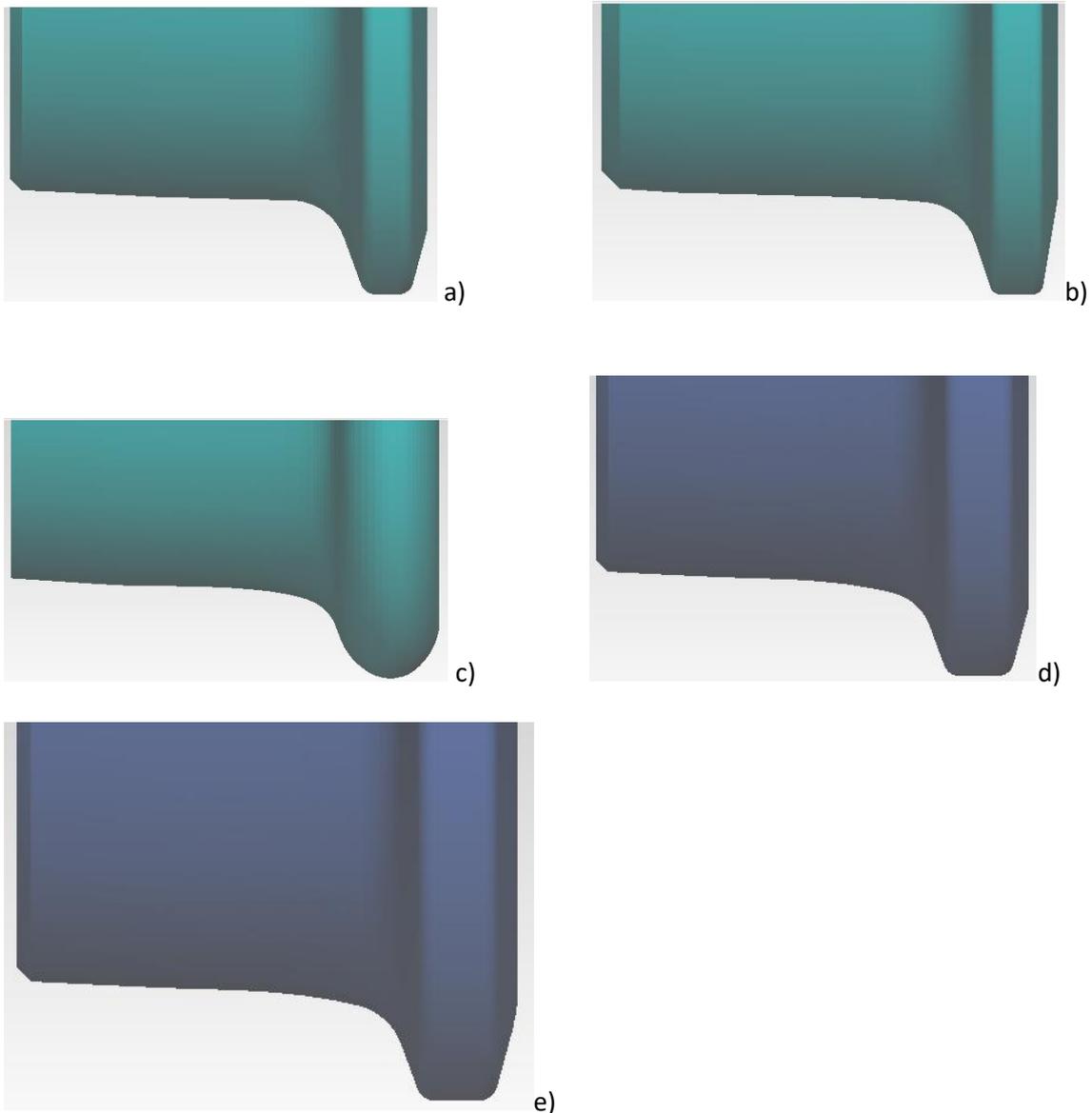


Figura 35– a) Profilo OPT1 b) Profilo OPT2 c) Profilo S1002 d) Profilo UNI 332115 e) Profilo UNI 3332105i

I profili ruota utilizzati sono quindi 5 e sono qui elencati: OPT1, OPT2, S1002, UNI332115, UNI 3332105i. I primi due profili sono chiamati “OPT” per rimarcare il fatto che sono profili appositamente studiati per ottimizzare l’usura, ma che non sono però stati progettati nell’ambito di questo lavoro di tesi. Il profilo ORE S1002 invece, è sicuramente uno dei profili più in uso e più conosciuti in ambito ferroviario.

Per quanto riguarda un breve inciso sulle peculiarità, da un punto di vista meramente geometrico, si nota come unicamente il profilo S1002, a differenza degli altri 4 abbia una geometria molto più “dolce” e raccordata. Per quanto riguarda invece lo spessore del bordino, possiamo raggruppare (grazie al fatto che le immagini sono in scala e permettono un confronto visivo) in un insieme i

primi due profili, dotati di bordino snello e gli ultimi tre con un bordino più corposo. Va ribadito però, e questo ha una notevole importanza, che il presente lavoro ha l'obiettivo di stabilire quali profili (ruota e rotaia) reagiscono nella maniera ottimale in termini di usura, stabilità e sicurezza di marcia per il veicolo in questione, le cui caratteristiche coincidono con quelle tipiche di un veicolo tramviario e per il tracciato in questione che ovviamente non può rappresentare la stragrande maggioranza dei percorsi che normalmente un tram percorre. Non è quindi un'analisi che ha validità universale per tutte le applicazioni ferroviarie e anzi, quello che non si vuole fare è demonizzare certi tipi di profili ruota.

### 3.7 Profili Rotaia

I profili rotaia utilizzati sono variegati, nel senso che, per ottenere un'analisi il più possibile completa che consideri tutta una serie di casistiche sono presenti rotaie con controrotaia e senza controrotaia: come si vedrà nel capitolo delle simulazioni, la presenza o no di controrotaia accoppiata con particolari profili ruota, influenzerà, e di molto, i risultati che si andranno a generare in termini di parametri dinamici e usura. La **Tabella 8** nel seguito mostra e riepiloga i profili ruota indicando con un asterisco i profili rotaia che presentano una controrotaia:

Profili ruota	Profili Rotaia
B5	49 E1
LK660	50 E6
S1002	54 E1
UNI 332115	54 E2
UNI 3332105i	54 G1*
	55 G1*
	55 G2*
	55 G3*
	60 E1

\* profili con controrotaia

Tabella 9 Profili ruota (a sx) e profili rotaia (dx) distinti in funzione della controrotaia

Ma non è l'unica differenza che si annovera con un peso ragguardevole: riferendosi infatti sempre alle rotaie, molta valenza ha anche l'angolo di raccordo interno che collega la sede per il bordino ruota e quella che ospita la tavola di rotolamento facente parte la ruota, vedi **Figura 36**.

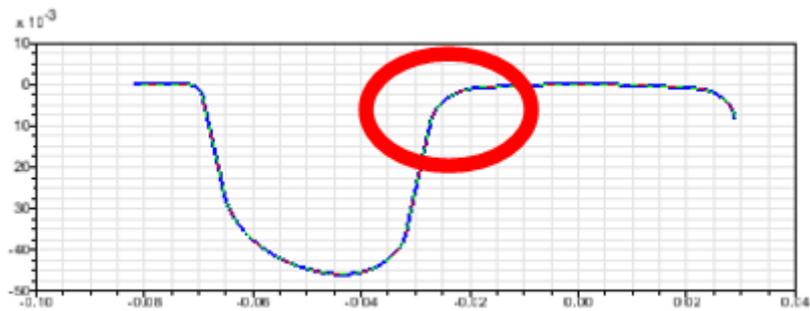


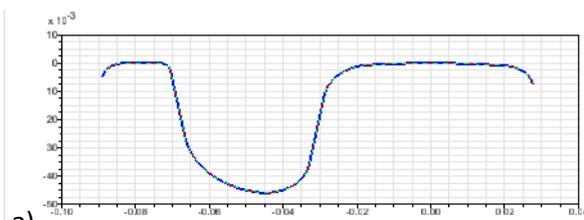
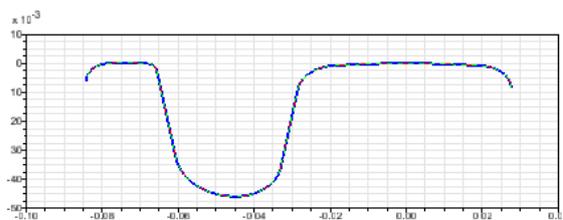
Figura 36 Particolare del raccordo rotaia a contatto della ruota durante la curva

Tale raccordo è in realtà ottenuto come una serie di raccordi variabili posti uno in seguito all'altro. Il raccordo precedentemente descritto (che fa parte dell'insieme di cui prima) è quello che ricopre la fetta angolare più corposa e a cui conseguono differenze sostanziali (come si vedrà nel capitolo simulazioni) in termini di numero di usura. I valori dei raccordi per i 9 profili rotaia sono di seguito elencati in **Tabella 10**:

	raggio raccordo (mm)
55G1	10
55G2	10
55G3	13
54G1	13
49 E1	13
54 E1	13
60 E1	13
50 E4	13
54 E2	13

Tabella 10 Valori dei raccordi "interni" delle rotaie

I profili rotaia elencati nella tabella, vengono mostrati anche visivamente in forma e dimensioni nelle immagini che seguono.



b)

a)

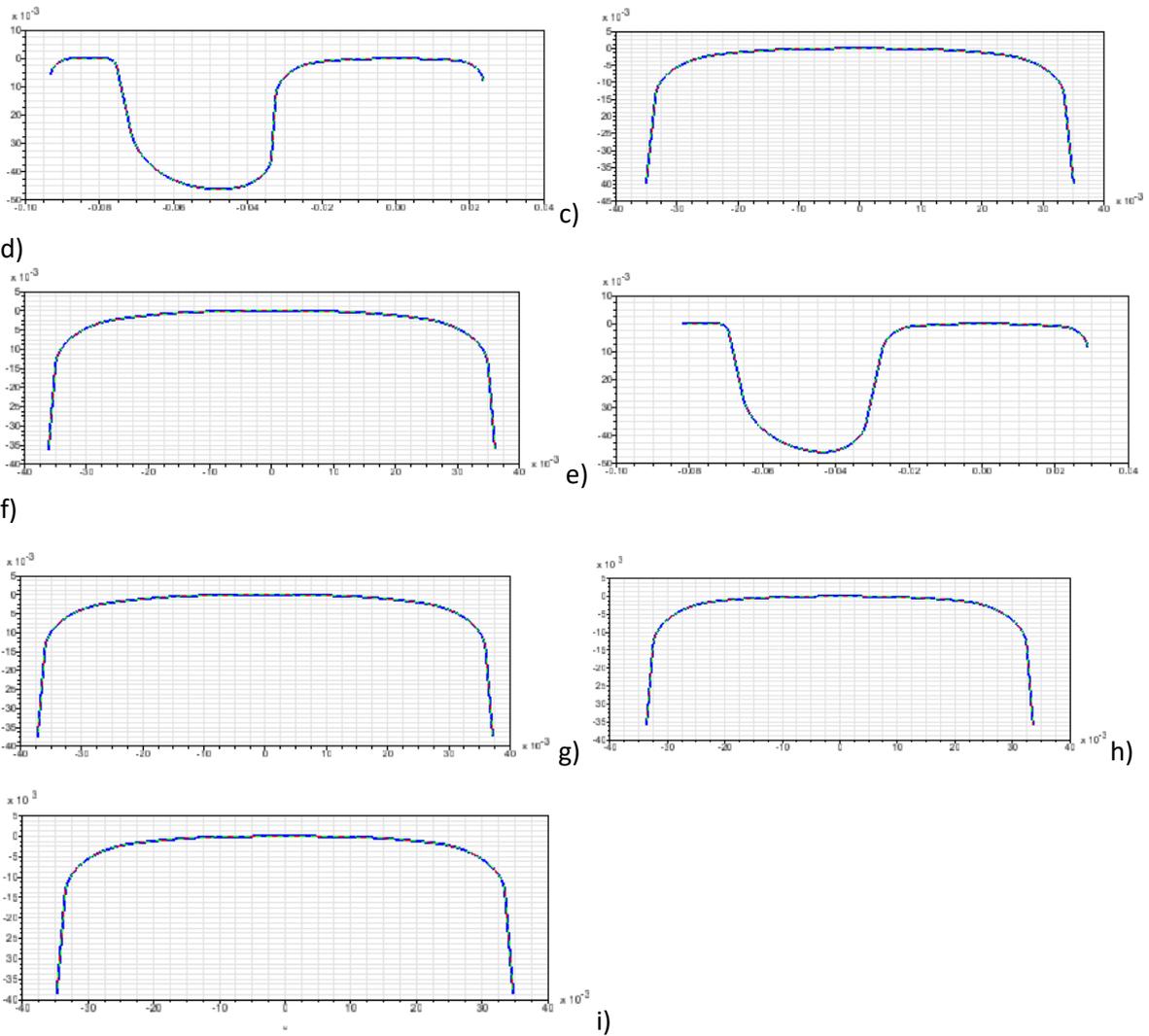
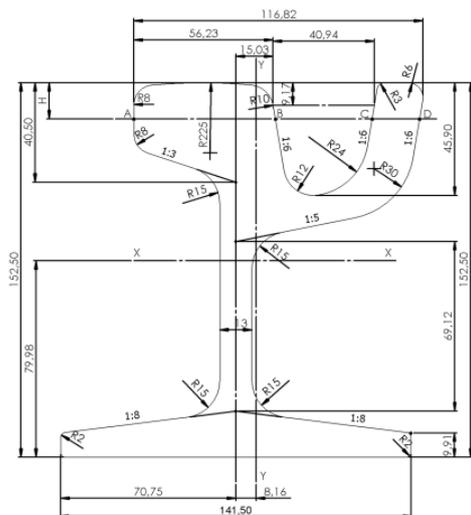


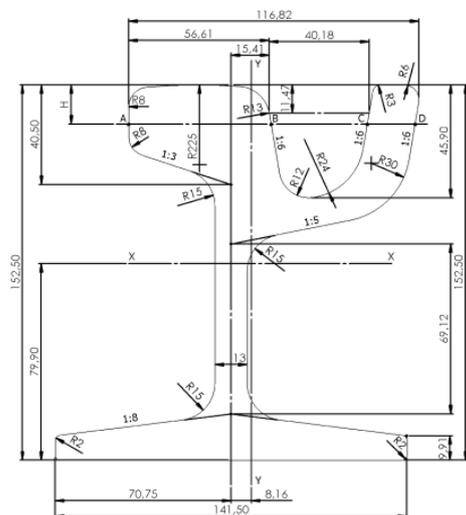
Figura 37- a) 55 G1 b) 55 G3 c) 54 G1 d) 49 E1 e) 54 E1 f) 55 G2 g) 60 E1 h) 50 E6 i) 54 E2

Per completezza vengono mostrati due profili completamente quotati, uno con raggio di raccordo 10 mm (il 55 G2) e l'altro di 13 mm (55 G3) sono mostrati nel seguito quotati completamente [14],

**Figura 38:**



a)



b)

Figura 38 a) Profilo 55 G2 b) Profilo 55 G3

Si può notare come la stragrande maggioranza delle quote (tolte quelle sopracitate e quelle direttamente legate ad esse) siano le medesime.

## 4.Simulazioni e risultati

### 4.1 Introduzione teorica ai parametri, Norma EN 14363 e filtri

#### 4.1.1 Introduzione al capitolo simulazioni

In questa parte, la più corposa sia in termini descrittivi che di contenuti, si è cercato come da obiettivo iniziale, di trovare quale fosse il profilo ruota migliore (e contemporaneamente a ciò anche quello rotaia) da applicare in un sistema tramviario, in termini di parametri legati alla sicurezza di marcia e all'usura.

Per quanto riguarda le simulazioni vere e proprie, qualunque fosse il profilo in questione il procedimento era sempre il medesimo, e lo stesso vale anche per qualsiasi parametro fosse da estrapolare: dapprima si disabilitavano la trazione e la velocità iniziale in modo tale da poter effettuare il calcolo automatico dei precarichi (utili a definire le forze iniziali sugli elementi al fine di garantire l'equilibrio statico del sistema a inizio simulazione). Dopodiché si effettuava la simulazione offline (con le misurazioni). Questo strumento permette di analizzare i risultati non solo da un punto di vista qualitativo ma anche quantitativo (si estrapolano grafici e andamenti vari a più livelli).

Alcuni esempi grafici di accoppiamento tra ruote e rotaie utilizzate nell'analisi sono mostrati in

**Figura 39**, in cui una rotaia presenta controrotaia, mentre l'altra no:

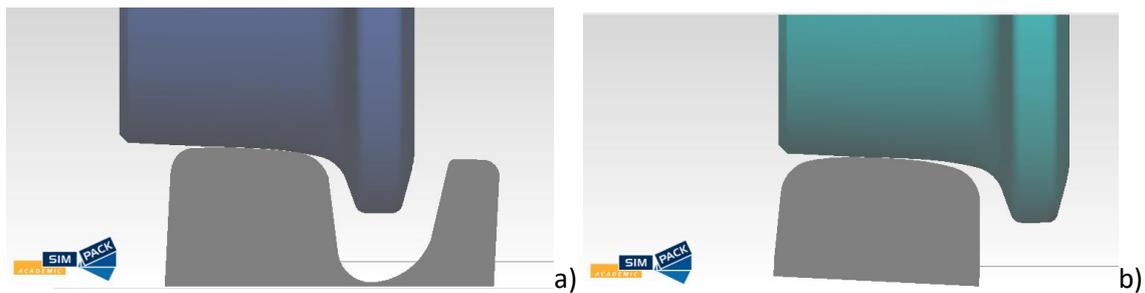


Figura 39- a) Accoppiamento rotaia 55 G3 – UNI 3332\_105I b) Accoppiamento 60 E1- UNI 3332105i

Si inizierà ora la trattazione dei vari parametri dinamici, inizialmente considerati indipendenti (molto banalmente, al termine di ogni paragrafo, si indicherà quale sia il miglior accoppiamento per quel dato parametro, indipendentemente dagli altri).

Il capitolo si organizza con una parte iniziale che si occupa di introdurre teoricamente i parametri utilizzati nell'analisi e di mostrare come sono stati trattati i dati per esprimerli sotto forma di grafico, di modo che si potesse fare un confronto. Segue poi un paragrafo che spiega il moto di serpeggio e di come è stato analizzato nella tesi. Non si può non dedicare un paragrafo alla norma 14363 relativa alla sicurezza di marcia e al comportamento dinamico dei veicoli ferroviari, e ai filtri matematici e frequenziali utilizzati a fini rappresentativi. Infine, seguono i paragrafi delle vere e proprie simulazioni.

#### 4.1.2 $\frac{Y}{Q}$ e $\frac{\Delta Q}{Q_0}$

Uno degli indicatori più importanti per quanto riguarda la sicurezza di marcia è il fattore di svio  $\frac{Y}{Q}$ , presente e descritto in modo accurato nella norma BS EN 14363:2016+A1:2018 [15]. Tale norma, una delle più importanti in ambito ferroviario, regola alcuni di quei limiti cui il veicolo o parti di esso (per esempio le sale) devono attenersi durante la corsa.

Nella norma, infatti, il parametro  $\frac{Y}{Q}$ , relativo al rischio di deragliamento, che anche in questo studio ha ricoperto un ruolo fondamentale, è utile per stimare quanto vale la forza  $Q$  che tende ad innalzare la ruota (e il veicolo con essa). Infatti, come mostrato in **Figura 40** (relativa al cerchione generico di una ruota) al contatto ruota-rotaia sono presenti due forze: la forza  $\mu N$  dovuta

all'attrito e la forza N di repulsione della rotaia verso la ruota. Si possono però in **Figura 40** notare altre due forze, denominate Y e Q, che non sono fisiche, bensì una combinazione lineare delle due forze precedentemente mostrate e che, in un sistema di riferimento cartesiano (in realtà più propriamente ferroviario, cioè con l'asse X che si muove in direzione curvilinea) rappresentano rispettivamente la forza laterale e quella verticale (che tendono quindi a sbilanciare la ruota).

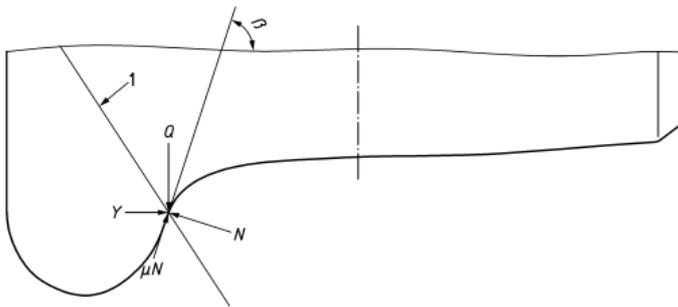


Figura 40 Forze agenti sulla ruota

I parametri e gli angoli presenti nella figura sono i seguenti:

- $\beta$  è l'angolo di bordino ( $72^\circ$ );
- 1 è la direzione della forza risultante;
- Q è la direzione della forza verticale;
- Y è la direzione della forza orizzontale.

Riguardo a ciò, Nadal studiò il problema in funzione del rapporto tra le due forze, ovvero  $\frac{Y}{Q}$  e dimostrò come questo rapporto limite delle forze al deragliamento fosse funzione sostanzialmente di due parametri (mostrati anche in **Figura 40**): il parametro  $\beta$  (angolo di bordino) e il parametro  $\mu$  (il coefficiente di attrito che descrive l'accoppiamento bordino-rotaia).

Le relazioni matematiche che legano le forze Y e Q con la forza normale N, con  $\mu$  e con  $\beta$  sono le seguenti, e sono date dall'equilibrio lungo la direzione orizzontale e quella verticale.

$$Y = N * \sin \beta - \mu N * \cos \beta$$

(12)

$$Q = N * \cos \beta + \mu N * \sin \beta$$

(13)

Da cui si ottiene il famoso rapporto:

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

(14)

Quanto più il coefficiente d'attrito sale e/o l'angolo di bordino scende, quanto più  $(\frac{Y}{Q})_{lim}$  scende (quindi è più facilmente raggiungibile il deragliament): l'attrito in campo ferroviario ha purtroppo anche effetti negativi. Per dirla banalmente, avere troppo attrito in curva non aiuta e anzi facilita lo svio.

Questo è il motivo per cui le rotaie sono lubrificate in curva: facendo così infatti, si riduce l'attrito massimo limitando l'usura e il rischio di deragliament.

Il seguente grafico di **Figura 41** mostra ciò attraverso l'andamento:

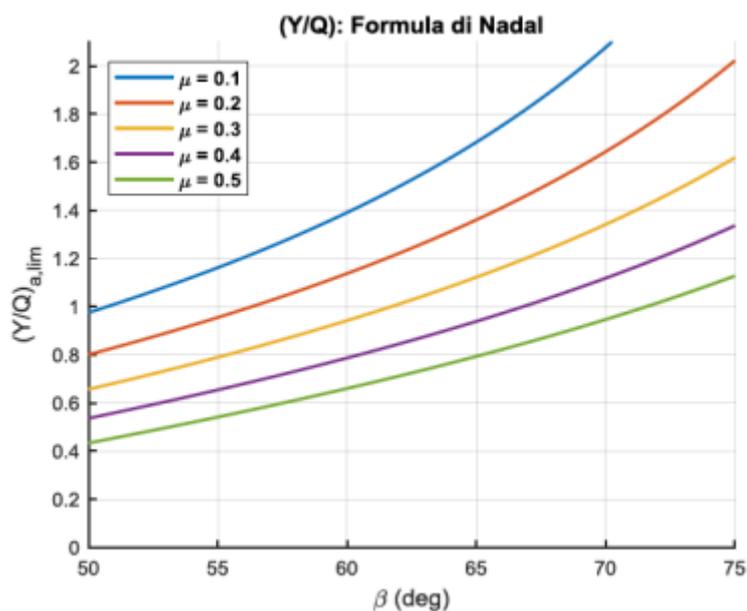


Figura 41 Andamento del fattore di svio in funzione del coefficiente d'attrito  $\mu$  e dell'angolo di flangia

$\beta$

Tenuto conto che  $(\frac{Y}{Q})_{lim}$  non ha quindi un unico valore, ma il suo andamento è funzione dei

sopracitati parametri la norma fissa un valore limite per le varie applicazioni pari a  $(\frac{Y}{Q})_{lim} = 0.8$ .

Nell'analisi bisognerà però avere uno spirito ancora più critico dal momento che si sta parlando di veicoli tramviari: in questo studio non sono state tenute in considerazione tutta una serie di irregolarità (periodiche e puntuali) che tanto più riguardano un tracciato tramviario rispetto a quello ferroviario (dal momento che il tracciato tramviario subisce minori manutenzioni ed è posto alla mercè di tutti essendo inglobato nel centro urbano). Il fattore  $\frac{Y}{Q}$  è stato ottenuto mediante i canali diretti che Simpack post offre, mentre l'unica operazione effettuata è stata quella di filtrare (secondo normativa) mediante filtro passa basso e media mobile l'andamento del grafico (l'operazione di filtraggio illustrato dalla norma e la norma stessa sono mostrate nel seguito).

Sempre in ambito della norma EN 14363:2016 viene inoltre definito un parametro legato ai trasferimenti di carico e quindi al caricamento/scaricamento ruota, ossia il rapporto  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  che è il rapporto tra la variazione di carico verticale  $\Delta Q$  e il carico verticale statico agente sulla ruota  $Q_0$ . La norma prevede un limite per tale parametro pari a 0.6 dove tale rapporto è definito come rapporto scaricamento ruota. Poiché Simpack non fornisce questo valore direttamente come output, per ottenere il  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  relativo alla singola ruota, bisogna effettuare apposite operazioni di filtraggio nell'ambiente di post-processor (non tanto un filtraggio riferito alle operazioni di trattamento dati suggerite dalla norma, bensì quelle operazioni matematico-algebriche per ottenere il valore finale). Partendo quindi dal Q relativo alla singola ruota, in primis si effettua la valutazione pratica di  $Q_0$ : mediante puntatore posto a 1 secondo sulla scala del tempo (operazione facilitata poiché mediante tracciato che presenta rettilineo iniziale sufficientemente lungo, il valore di Q è costante fino all'inizio della curva) si legge il valore. A seguito di ciò, si va a shiftare, mediante un offset di valore  $Q_0$ , la curva: si ottiene  $Q - Q_0$  che quindi viene definito  $\Delta Q$ . Infine, si divide mediante filtro moltiplicatore il  $\Delta Q$ : si moltiplica la differenza per il reciproco di  $Q_0$ , ovvero di fatto si effettua una divisione (ciò lo si fa per ottenere valori dell'ordine di 1 da potere comparare facilmente con la normativa).

I seguenti grafici mostrano l'ordine reale delle operazioni che si svolgono nell'applicazione dei

filtri (matematico algebrici) per ottenere l'andamento del fattore scaricamento ruota relativo ad una singola ruota (va ricordato che, rimanendo sempre sullo stesso grafico, bisognerà aggiungere anche i grafici relativi alle altre tre ruote). Ricapitolando quindi, in primis si ottiene l'andamento di Q.

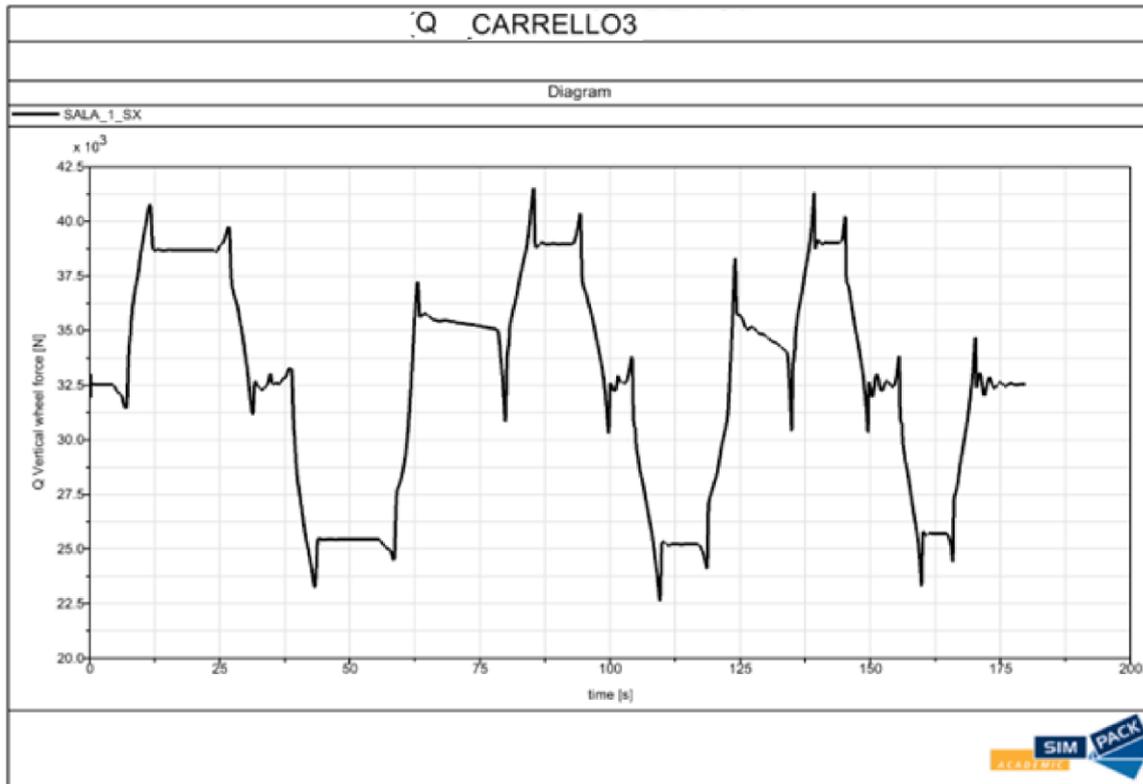


Figura 42 Andamento parametro Q

Letto graficamente il valore di  $Q_0$ , si va poi ad ottenere il  $Q-Q_0$ :

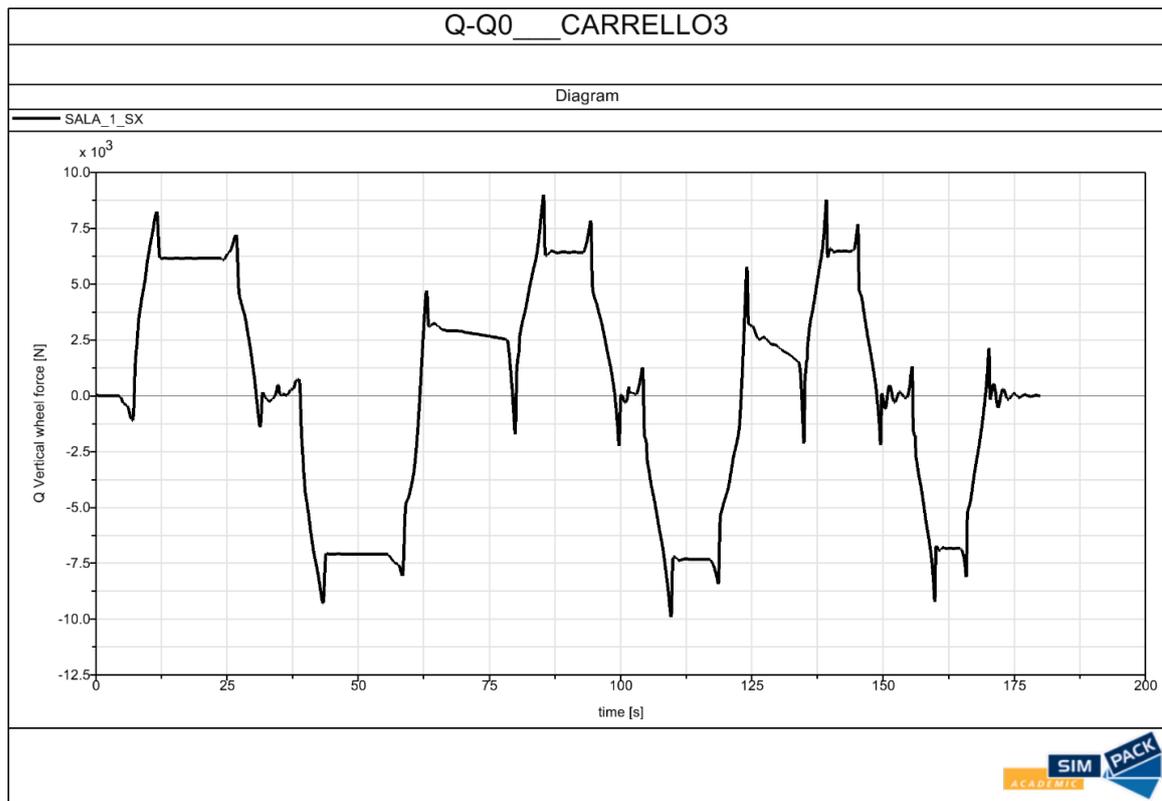


Figura 43 Andamento di  $Q-Q_0$

Si ottiene infine il fattore di scaricamento della ruota in questione (in seguito andranno poi applicati i filtri in frequenza suggeriti dalla norma EN 14363).

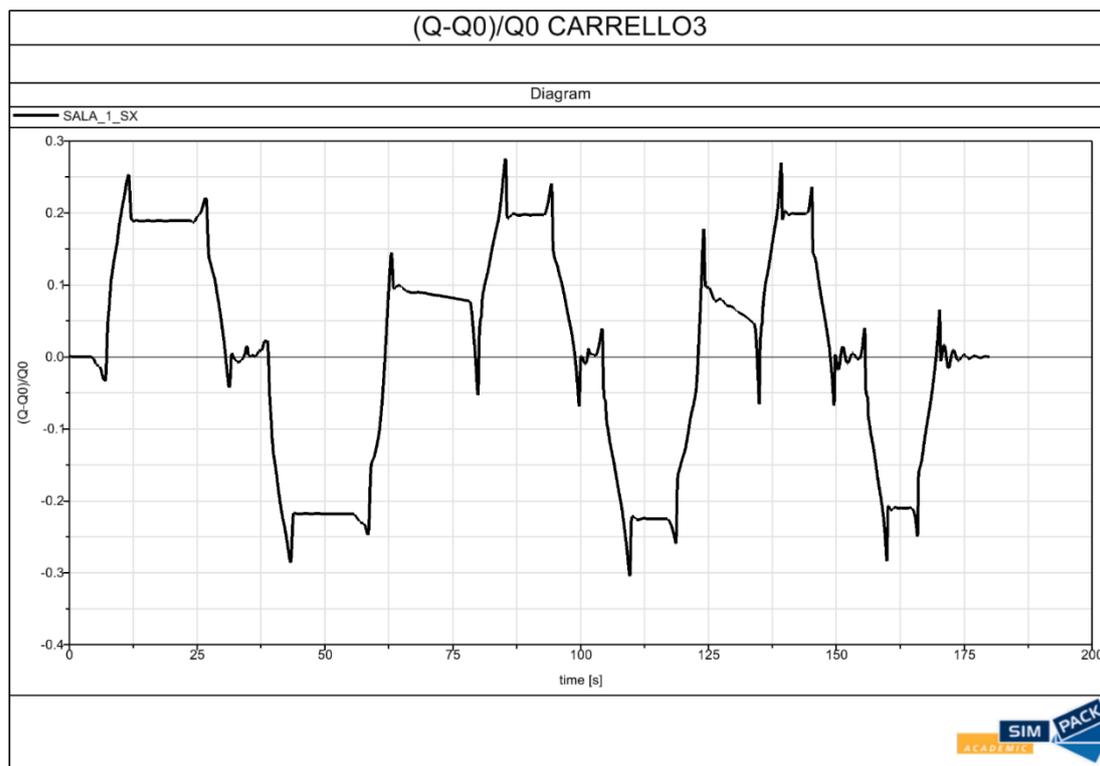


Figura 44 Fattore di scaricamento ruota

Per quanto riguarda il fattore di scaricamento ruota  $\frac{4Q}{Q_0}$  e il fattore di svio  $\frac{Y}{Q}$  il procedimento pratico che bisogna effettuare per i set di dati è lo stesso: ottenuto l'andamento relativo alla singola ruota del generico carrello (ne sono presenti tre) è necessario estendere la procedura alle altre tre ruote del carrello, ed in seguito agli altri gruppi di quattro ruote dei due carrelli mancanti. Avendo a disposizione 9 profili rotaia, 5 profili ruota e 3 carrelli, si ottengono sia per  $\frac{4Q}{Q_0}$  che per  $\frac{Y}{Q}$  135 grafici con i 4 andamenti delle ruote (un grafico per carrello per ciascuna combinazione di profili ruota-rotaia). La mole di dati è quindi alta, perché a seguito di ciò è necessario andare a selezionare i massimi delle curve (quindi i 4 massimi delle 4 ruote per la prima curva, 4 massimi per la seconda e 4 per la terza). Prima di continuare nella spiegazione ha senso aprire un inciso abbastanza importante: i valori massimi sono stati acquisiti unicamente per una tipologia di curva (destra o sinistra e non entrambe poiché in totale si contano 12 massimi e non 24). Questo perché innanzitutto si parte dal presupposto che il tracciato sia simmetrico se considerato a coppie di curve (la prima curva a destra è perfettamente simmetrica rispetto alla prima curva a sinistra e

così via per il secondo e terzo set di curve): questo si può affermare ed è verificabile perché il percorso è stato progettato e mostrato in fase iniziale, e non presenta irregolarità o asimmetrie di tracciato. Inoltre, lo stesso veicolo è simmetrico (in termini di distribuzione di massa, di posizione delle molle delle sospensioni e degli altri elementi). Tale assunzione permette, nell'acquisizione dei dati, di considerare i prima citati valori massimi solo per le curve di un lato (destro nel nostro caso) poiché per le curve nel lato opposto i valori massimi si invertono di segno per le due ruote (ma i moduli rimangono costanti: un ragionamento quindi fatto per una ruota con una data curva si può estendere all'altra ruota quando si percorre l'altra curva. Poiché si tratta di uno studio di simulazione è bene verificare anche numericamente che questa simmetria di comportamento globale sia reale: un modo obiettivo per farlo è verificare l'andamento e i valori (per esempio dell'angolo di imbardata delle due casse mostrato in **Figura 45**) che assumeva il veicolo lungo il tragitto.

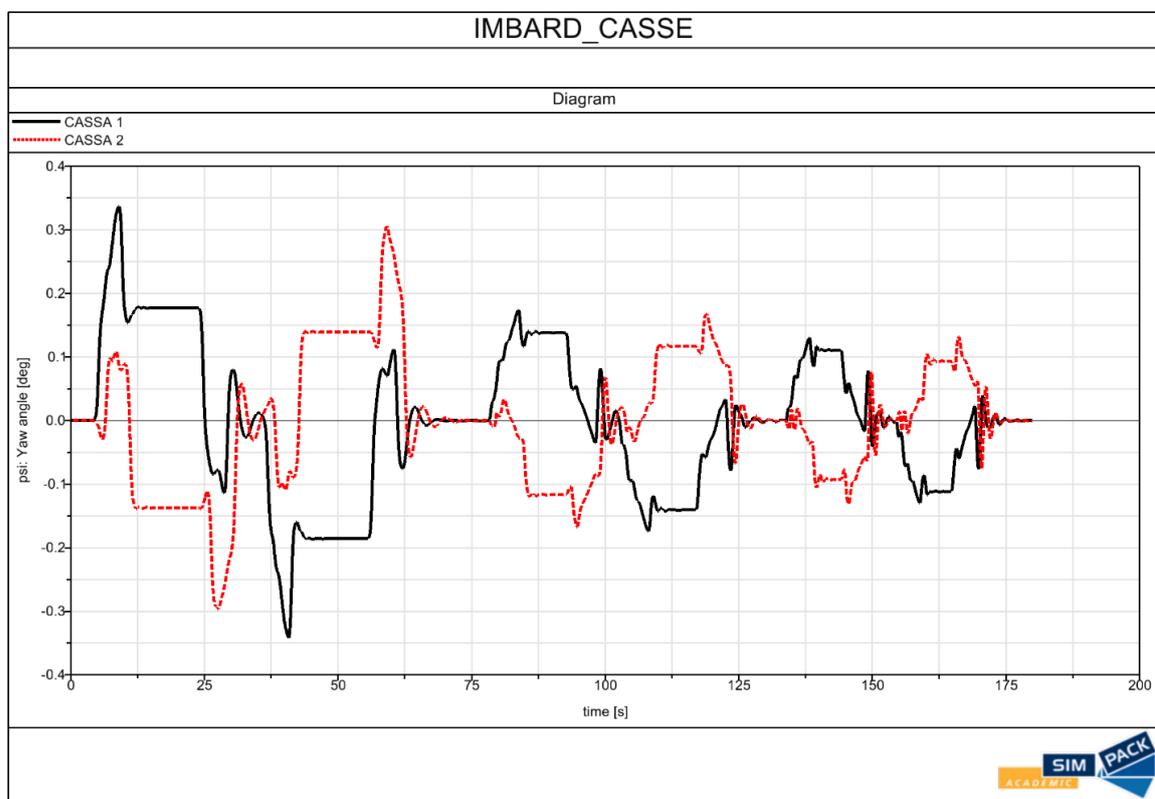


Figura 45 Imbardata delle casse espresse in gradi

Il grafico di cui sopra, che mostra l'imbardata delle due casse, permette di confermare il fatto che il veicolo si sta comportando in maniera simmetrica (la cassa di testa, curva nera, ha lo stesso andamento sia nella prima curva da 50 metri verso destra e in modo specchiato nella curva verso sinistra). Maggiori dettagli e spiegazioni in termini di imbardata saranno spese nel seguito.

Appurata la simmetria, si procede quindi a registrare i valori massimi delle 4 ruote per le 3 curve percorse verso destra: essendoci tre carrelli ci si aspetta tre set composti da dodici valori ciascuno. Infine, per ogni curva si va a identificare la ruota che ha il valore di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  massimo (un valore massimo per curva, quindi tre in totale). A titolo esemplificativo, qui di seguito è riportata la **Tabella 11** relativa ai valori ottenuti nella simulazione tra profilo rotaia 49 E1 con il profilo ruota OPT 1, in cui i valori massimi sono sottolineati in giallo:

		curva1				curva2				curva 3			
		SALA1		SALA 2		SALA1		SALA 2		SALA1		SALA 2	
		SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)
OPT1	C1	0.428	0.448	0.09	0.076	0.423	0.412	0.146	0.156	0.387	0.382	0.214	0.202
	C2	0.391	0.37	0.099	0.105	0.344	0.319	0.165	0.18	0.296	0.275	0.212	0.193
	C3	0.261	0.287	0.208	0.177	0.28	0.309	0.268	0.221	0.273	0.282	0.299	0.248

Tabella 11 Valori fattore scaricamento Profilo OPT1

Per quanto riguarda i valori relativi alle ruote di destra, è presente il segno meno tra parentesi ad indicare che il massimo valore della curva è negativo (ciò che realmente conta è però il modulo).

Tale procedura di acquisizione dati è stata estesa a tutte le combinazioni di rotaie e ruote.

I veri e propri risultati sono pronti ad essere confrontati: tenendo conto per esempio del profilo ruota OPT1 si raggruppano tutti i risultati del carrello 1 di tale profilo con tutti i profili rotaia (**Tabella 12**). Non sono mostrate nel seguito, ma si sono ottenute anche due tabelle "sorelle" con lo stesso numero di righe (numero di profili rotaia), relative sempre al profilo ruota OPT1 accoppiato. Saranno in totale presenti tre tabelle come quella che segue per ogni profilo ruota:

C1	CURVA 1				CURVA 2				CURVA 3			
	SALA1		SALA 2		SALA1		SALA 2		SALA1		SALA 2	
	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)	SX	DX(-)
49 E1	0.428	0.448	0.09	0.076	0.423	0.412	0.146	0.156	0.387	0.382	0.214	0.202
50 E6	0.448	0.449	0.09	0.074	0.428	0.418	0.158	0.17	0.394	0.386	0.22	0.231
54 E1	0.449	0.454	0.104	0.072	0.424	0.417	0.153	0.156	0.39	0.376	0.218	0.207
54 E2	0.427	0.448	0.08	0.057	0.422	0.408	0.145	0.145	0.383	0.375	0.201	0.206
54G1	0.43	0.432	0.095	0.07	0.418	0.41	0.153	0.15	0.39	0.386	0.209	0.212
55G1	0.44	0.45	0.082	0.083	0.442	0.414	0.139	0.144	0.383	0.367	0.222	0.232
55G2	0.445	0.453	0.09	0.066	0.44	0.43	0.137	0.14	0.389	0.367	0.219	0.228
55G3	0.429	0.445	0.084	0.007	0.428	0.412	0.154	0.158	0.389	0.372	0.217	0.216
60 E1	0.425	0.445	0.09	0.061	0.422	0.414	0.15	0.143	0.388	0.365	0.227	0.197

Tabella 12 Fattori di scaricamento ruota profilo OPT1 accoppiati con i diversi profili rotaia

Tale **Tabella 12** relativa al Carrello 1 del profilo OPT 1, permette di identificare visivamente a che ruota corrisponda il massimo per ogni curva (sempre per lo stesso profilo ruota saranno, come detto, presenti le tabelle relative al carrello 2 e 3). Già ora si nota una certa regolarità di valori massimi qualunque sia la rotaia che si appaia al profilo OPT 1. Per maggiore chiarezza i dati sono stati rappresentati in un istogramma, vedi **Figura 46**:

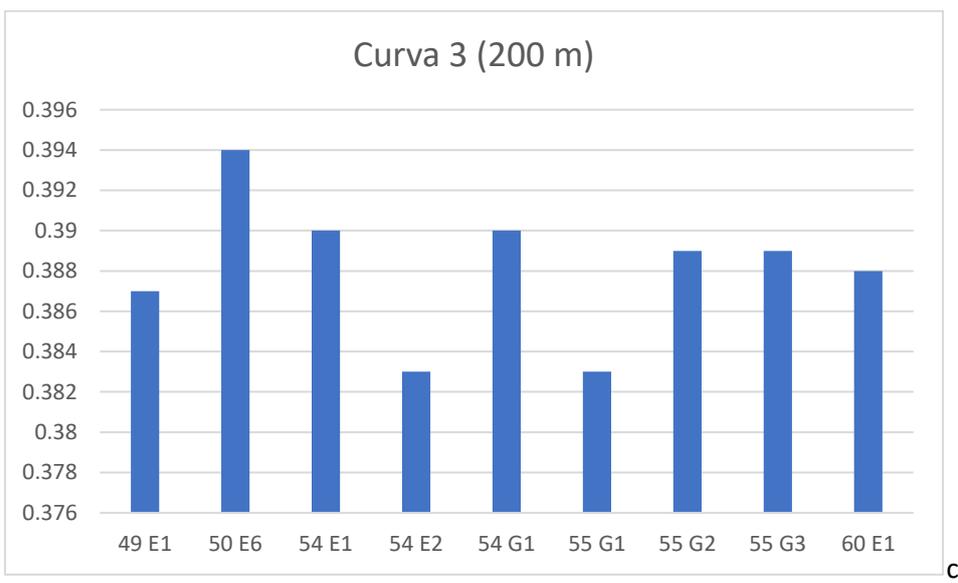
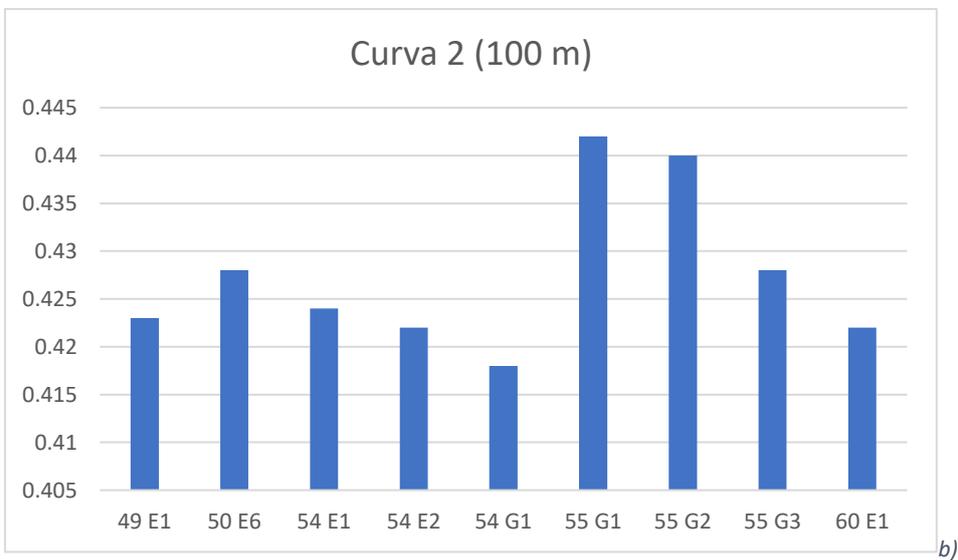
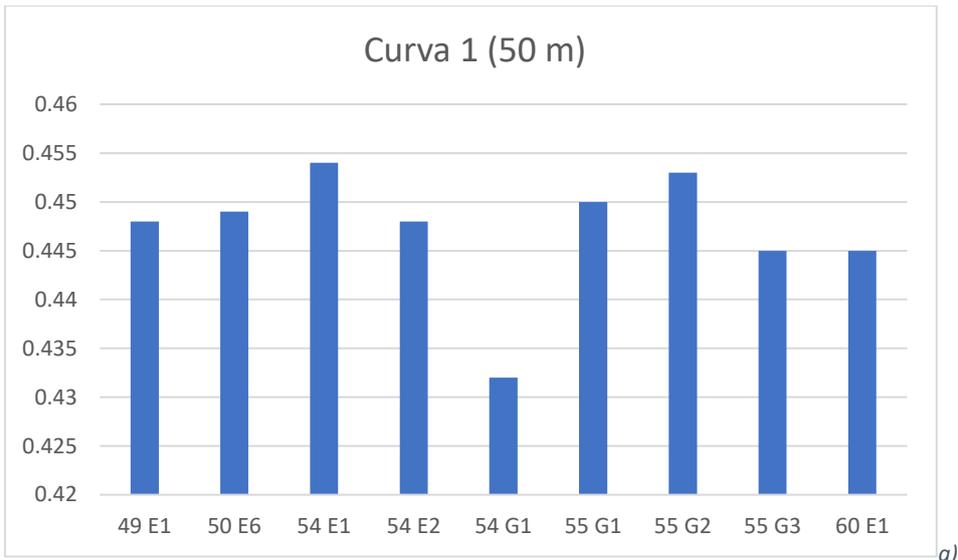


Figura 46– a) Confronto  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  del profilo ruota OPT1 con tutte le tipologie di binario b) Carrello di testa del profilo OPT1 nella curva da 100 m c) Profilo OPT1 nella curva da 200 m

Riordinati i dati, ciò che resta da capire è quale sia il carrello che presenta maggiori valori di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  e di  $\frac{Y}{Q}$  (e in corrispondenza di quale profilo rotaia) e quale sia invece il profilo che ha miglior comportamento.

Alcune considerazioni: innanzitutto il carrello che ha valori maggiori è, come ci si aspetta, il primo, e ciò vale per tutte le simulazioni: si può notare inoltre, anche dagli istogrammi appena descritti, come man mano che si passa dalla curva da 50 metri a quella di 200 i valori si abbassino. Questo sicuramente condiziona il modo con cui si giudica la bontà di un profilo rispetto ad un altro: si cercherà quindi di dare maggiore spazio a tabelle e grafici relativi alle curve di raggio pari a 50 m e al primo carrello, essendo raggruppati prettamente in questo contesto i valori più critici. Infatti, in curva (soprattutto quelle più strette) il termine inerzia gioca un ruolo fondamentale: quando il veicolo entra in curva da un rettilineo, esso, per ragioni fisiche, procederebbe in tale direzione; un cambio di rotta repentino (seppur in presenza di clotoide che addolcisce l'entrata in curva) fa sì che quest'effetto legato soprattutto alla massa della cassa si riversi sull'unica cosa su cui può farlo: il carrello (in particolare il primo). Per quanto riguarda il secondo e il terzo carrello, certo non si può dire che il  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  piuttosto che qualsiasi altro parametro sia nullo, tutt'altro, ma sicuramente, grazie al fatto che il veicolo ha già iniziato ad inserirsi in curva, si hanno valori inferiori.

Inoltre, per quanto riguarda il primo set di curve (quelle da 50 metri), non possono che avere moltissima importanza: stiamo parlando e studiando veicoli tramviari. Non che quelli relativi alle coppie di curve 2 e 3 non lo siano, tutt'altro (è sicuro che un tram debba viaggiare su tratti con raggi di curva di 100 e 200 metri). Non si può però negare che la prerogativa di un tram sia il sapere "comportarsi bene" anche su raggi di curva di 50 metri (e a volte anche più stretti): sicuramente i risultati relativi alla prima coppia di curve hanno maggiore peso.

Fatte queste considerazioni si può passare al vero e proprio ragionamento che porta a scegliere un dato profilo. Come tutte le analisi, i risultati che si vanno a cercare sono fortemente influenzati da quelli che sono i limiti iniziali imposti dall'ambiente. Infatti, magari il progettista deve migliorare

una tratta reale che è già in uso, e che quindi già dispone di un particolare profilo rotaia fissato a terra e relativo parco mezzi, e deve valutare con studio di fattibilità se può avere senso sostituire dei mezzi con ruote più adatte al profilo rotaia che è già installato sul tracciato, oppure sostituire le rotaie con altre che meglio si adattano al parco mezzi in uso. Mentre forse il progettista deve partire da zero nel progettare un nuovo tracciato e deve coprire tutte le possibili casistiche (o comunque quelle più rilevanti) per trovare i due profili (ruota e rotaia) che massimizzano i parametri di stabilità e sicurezza di marcia. Si vuole quindi intendere che questa analisi, essendo di ricerca e didattica, e non relativa a nessun tracciato realmente esistente, non tiene conto di possibili limiti economici; pertanto, si cercherà di valutare il maggior numero di possibili combinazioni di profili in modo da effettuare un'analisi il più possibile completa. Essendo questo uno studio prettamente teorico verranno mostrate più strade percorribili a seconda di ciò che si dispone in partenza (come si potrà vedere di poco in seguito ci sono particolari casistiche su cui vale la pena soffermarsi un momento).

Globalmente, tra questi due parametri appena descritti, a governare sarà il parametro di svio  $\frac{Y}{Q}$ , in quanto parametro preponderante in termini di stabilità. Non che il parametro  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  non lo sia, tutt'altro, ma attuando un eventuale controllo attivo e progettando appositamente le sospensioni, è un termine che desta meno difficoltà rispetto all'  $\frac{Y}{Q}$  (che si basa sostanzialmente su parametri che in linea di massima non sono variabili, coefficiente d'attrito e angolo di bordino).

#### 4.1.3 Spostamento laterale, angolo di imbardata e serpeggio

Si è deciso di porre l'attenzione e di trattare i parametri legati all'imbardata (legati allo spostamento lineare e angolare) perché sono alla base di un fenomeno alquanto noto e studiato in ambito ferroviario: il moto di serpeggio. Tale termine, infatti, ricorda movimento oscillatorio a forma di serpentina che risulta essere dannoso per le componenti della sala. In realtà il movimento è sempre oscillatorio, anche nella normalità di marcia, infatti, è presente una certa

escursione periodica che descrive il movimento laterale (quindi in direzione Y) della e delle sale. La differenza tra il moto di serpeggio e quello non dannoso è l'escursione di queste oscillazioni, che non deve essere pari al gioco massimo che intercorre tra controrotaia e bordino ruota (altrimenti si hanno urti). Va notato che il normale moto laterale che contraddistingue la sala è periodico, quindi con frequenza costante. Il moto di serpeggio, che assume una valenza molto negativa e che si instaura sul rettilineo, nasce quando la sala non è centrata (sia in termini di spostamento che di angolo di imbardata o rollio): ciò causa una differente velocità tra la ruota destra e quella sinistra (che va ricordato, sono coniche, e quindi implica che si abbia una differente velocità periferica per le due ruote: ciò a sua volta promuove uno spostamento angolare che tende ad autoalimentare il serpeggio) e che nella pratica fanno sì che i bordini ruota vadano a impattare sulla controrotaia. In particolare, durante il moto di serpeggio, che è come detto autoalimentato, lo spostamento massimo laterale non varia oltre una certa soglia (poiché come detto è limitato dalla controrotaia): questo è sicuramente ottimo per il passeggero del mezzo. Ciò però impatta sulla frequenza di oscillazione, che rispetto a quella di marcia normale è maggiore: maggiore frequenza e massima escursione fanno sì che siano presenti molti urti che sollecitano molto le sale, vedi **Figura 47**.

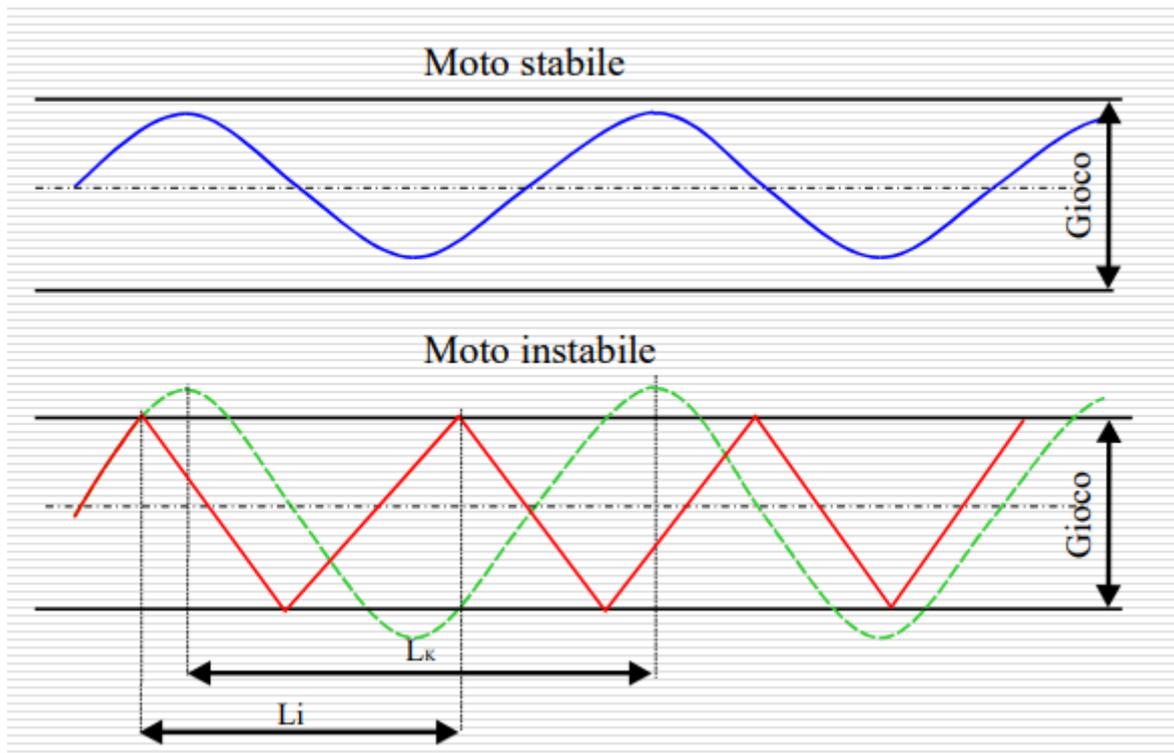


Figura 47 Rappresentazione del moto stabile e di quello instabile (serpeggio)

Vanno quindi analizzati attentamente i valori di spostamento laterale e di imbardata, affinché si possa prevenire questo spiacevole fenomeno.

Per quanto riguarda il procedimento pratico con cui si ottengono  $Y$  e  $\psi$ , Simpack post permette di ottenerli mediante canali diretti, senza necessità di attivare pacchetti o utilizzare filtri matematici particolari (se non il passaggio per l'angolo di imbardata da angoli in radianti ad angoli in gradi, per facilitare la comprensione a chi legge).

#### 4.1.4 Norma BS EN 14363:2016+A1:2018

In questa tesi, in molti dei parametri dinamici analizzati ci si è rifatti alla norma 14363 (una delle più importanti in ambito ferroviario proprio perché legata implicitamente alla sicurezza). Essa, infatti, dispone quelle che sono le linee guida sulle strategie di post-processamento di dati sperimentali o ottenuti da simulazioni dinamiche. Il nome lo lascia intendere, ma quando si utilizzano solutori numerici (che sono sempre più utilizzati e fondamentali per un buon progettista vista la loro praticità) vanno conosciuti anche i loro limiti. Proprio in fase di post-processing è impossibile non notare, tra le varie cose, picchi numerici o oscillazioni non naturali riguardo agli

andamenti dei parametri, e lo si è potuto notare anche per le simulazioni di questa tesi.

Nella Figura seguente viene mostrato il parametro  $\frac{Y}{Q}$  delle 4 ruote del carrello di coda del profilo ruota S1002 accoppiato al profilo rotaia 54 G1.

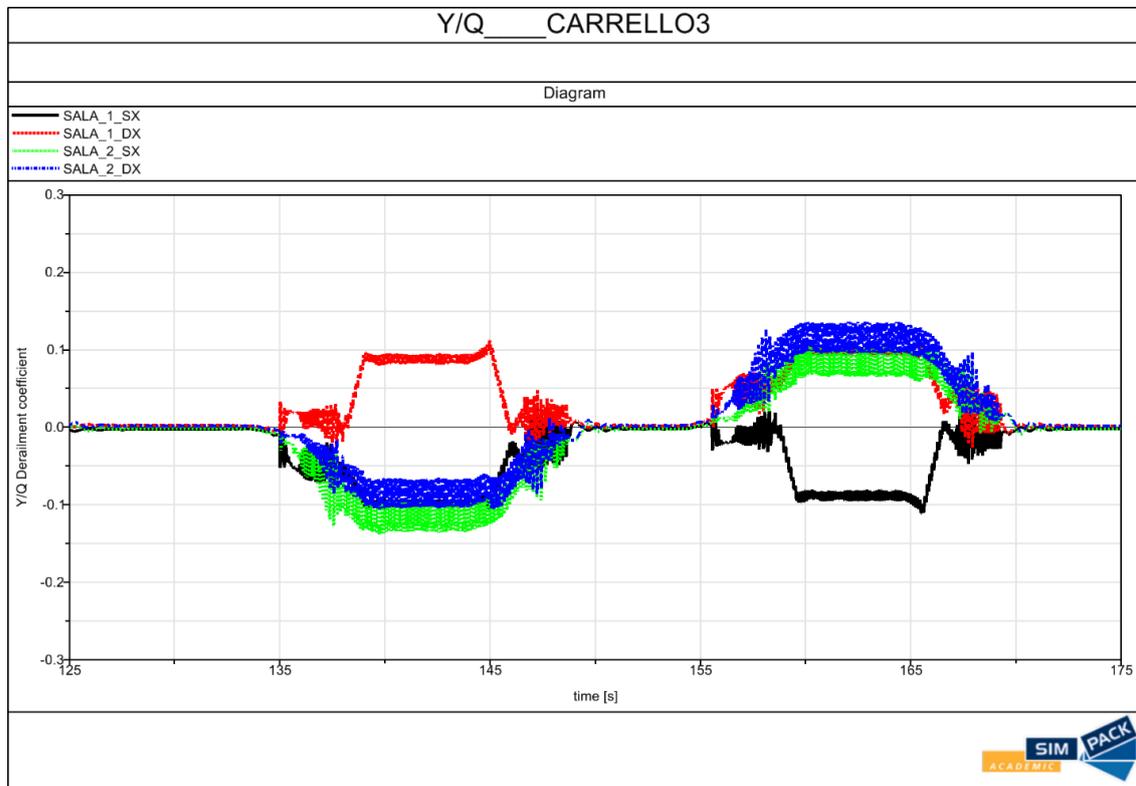


Figura 48 Instabilità numerica dell fattore di svio del profilo S1002 accoppiato al profilo rotaia 54 G1

È proprio per andamenti come questo che è necessario applicare le regole presenti in normativa. In questo caso vengono in aiuto dei filtri offerti dalla norma, il cui iter, parametro per parametro, è mostrato nella **Figura 49**:

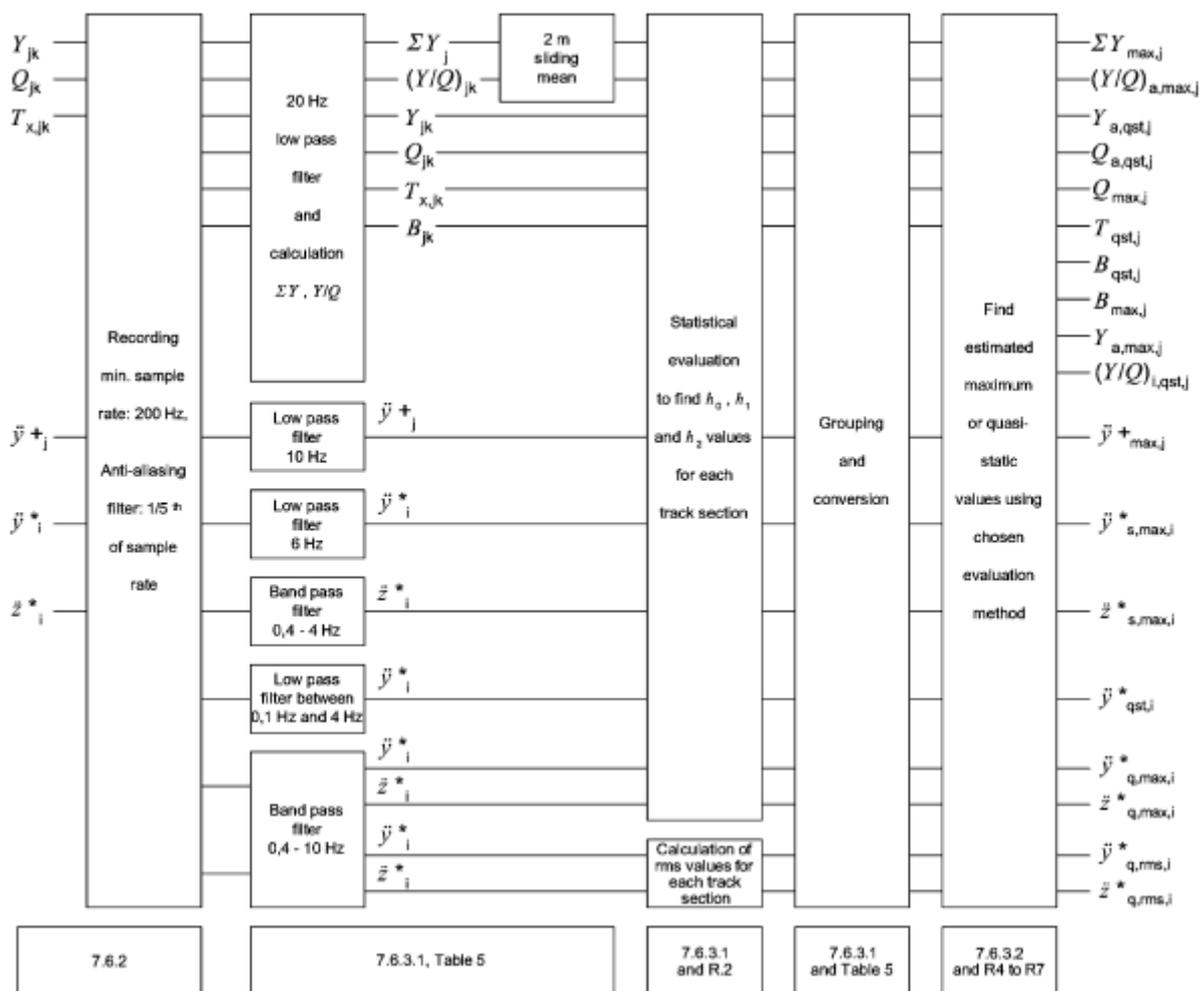


Figura 49 Processo di valutazione dei dati misurati presente nella norma EN 14363:2016

Come si nota, a ciascun parametro dinamico corrisponde una ben determinata frequenza di filtraggio.

Nella pratica, l'attuare questo filtro consiste nell'andare in post-processor e implementarlo sui grafici mediante l'apposito comando. Va notato che di filtri si era già parlato in precedenza: bisogna però fare una precisazione. Simpack usa il nome filtro per raggruppare tutti quegli operatori che permettono di elaborare i parametri che sono presenti in post-processing (e ciò include sia le operazioni matematico-algebriche precedentemente discusse sia i veri e propri filtri che mantengono solamente le componenti in frequenza del segnale desiderato). Per quanto riguarda il filtro passa-basso utilizzato si è applicato il filtro Tschebicheff a 3 dB, ordine 2 con frequenza di taglio posta pari a 20 Hz, come richiesto dalla norma (vedi **Figura 50**).

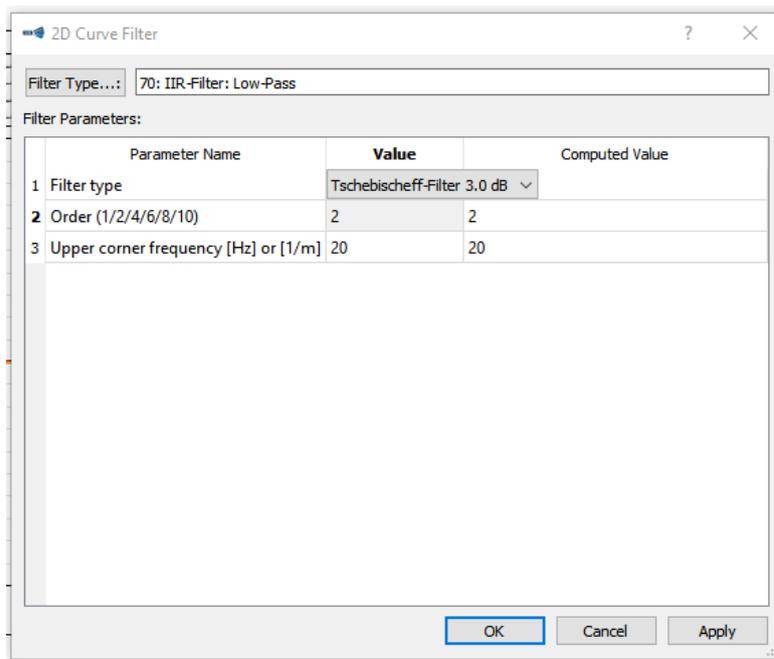


Figura 50 Impostazione dei filtri su Simpack

#### 4.1.5 Filtri

Questo paragrafo ha il solo scopo di raggruppare insieme tutto ciò che è stato detto nei paragrafi precedenti a riguardo dei filtri, che su Simpack assumono un valore significativo (queste poche righe servono quindi a fare chiarezza per non fraintendere la parola “filtro” durante lo scritto). Nel paragrafo 4.1.2 per esempio, nel quale si faceva vedere il procedimento logico che si attuava per ottenere il fattore di scaricamento partendo dal parametro Q, si incominciava già ad introdurre i primi filtri (in questo caso erano semplici operazioni algebriche). Nel paragrafo precedente invece, relativo alla norma (il 4.1.4), si fa invece riferimento a dei filtri che derivano più dall’analisi in frequenza (i già citati passa-basso). Il codice Simpack, infatti, include un modulo di post-processamento dei dati, che è dotato di tutta una serie di operatori definiti come filtri (chiamati “filters” nel codice) che permettono di effettuare diversi tipi di operazioni sugli output della simulazione. È possibile eseguire operazioni aritmetiche semplici, combinare le curve con operazioni aritmetiche e persino applicare filtri in frequenza veri e propri (passa-basso, passa-banda, passa-alto, medie mobili, etc.). In conclusione, se a inizio paragrafo si era detto che Simpack considerava i filtri in maniera particolare, ciò aveva il solo significato di esprimere che

tutte le operazioni di post processing che si effettuavano erano tutte raggruppate assieme sotto il nome di filtro, quando invece nel linguaggio matematico i filtri sono strumenti che agiscono prettamente sulle componenti in frequenza dei segnali.

Proprio in relazione ai grafici precedentemente mostrati come per esempio quello di scaricamento ruota  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$ , solo un grafico relativo ad una singola ruota comprende 4 filtri diversi (vedi **Figura 51**): il numero 1 e il numero 3 sono operazioni algebriche, mentre il 70 e il 92 sono filtri veri e propri (rispettivamente filtro passa-basso e media mobile). Si ribadisce ancora che ognuno di questi quattro filtri è obbligatorio e fondamentale, non una scelta a discrezione dell'utente, in quanto la strategia di trattamento dati è indicata precisamente dalla norma EN 14363.

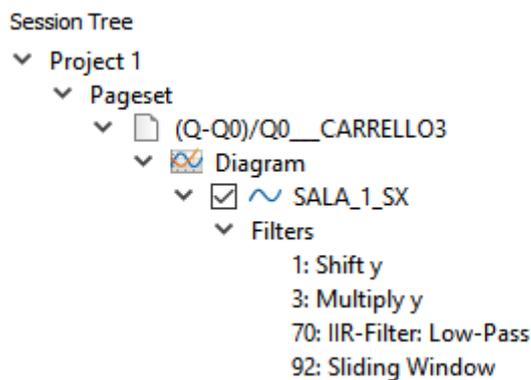


Figura 51 Visualizzazione dei filtri presenti sull'andamento del fattore scaricamento ruota

## 4.2 Studio di $\frac{\Delta Q}{Q_0}$

Per quanto riguarda i risultati relativi al fattore di scaricamento ruota  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  il procedimento precedentemente argomentato e qui di seguito brevemente riassunto è: i) si ottiene il grafico relativo al carico verticale Q di ogni ruota, ii) si applicano i filtri (in particolare, per ottenere il rapporto della differenza rispetto a  $Q_0$ ). Per chiarezza anche di risultati si otterranno tre grafici (uno per carrello). Ciascun grafico conterrà quattro curve (una per ciascuna ruota del carrello): questo procedimento è relativo all'accoppiamento di un unico profilo ruota con un unico profilo rotaia; si dovrà estendere questa metodologia per tutte le combinazioni di profili ruota con tutti i

profili di rotaia.

Ciò che si ottiene, è il seguente grafico di **Figura 52**, ove sono presenti i 4 andamenti di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$

(riportati in legenda) delle 4 ruote del carrello 1 per una specifica coppia di profili ruota e rotaia:

da una prima vista, si possono notare le 3 coppie di curve (intervallate da piccoli tratti dove i 4

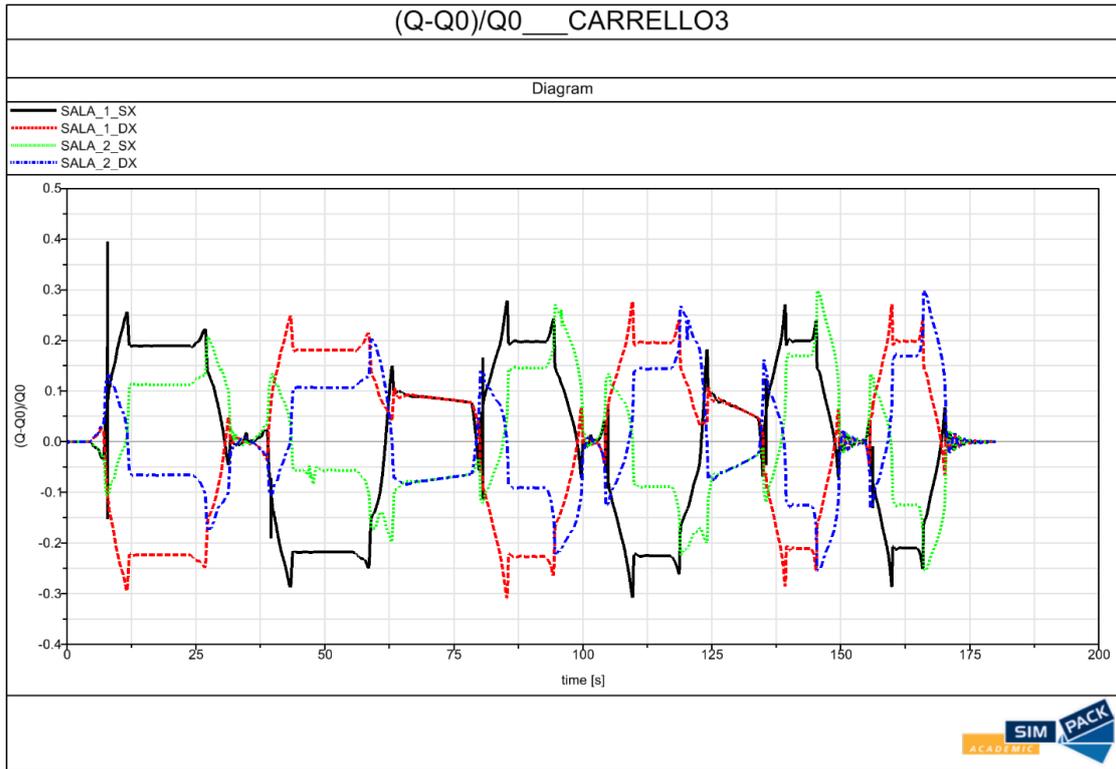
andamenti si appiattiscono per poi invertirsi di segno che corrispondono ai rettilinei) e come i

valori massimi e di plateau di ogni ruota siano ben differenti l'uno rispetto all'altro. La **Figura 52b**

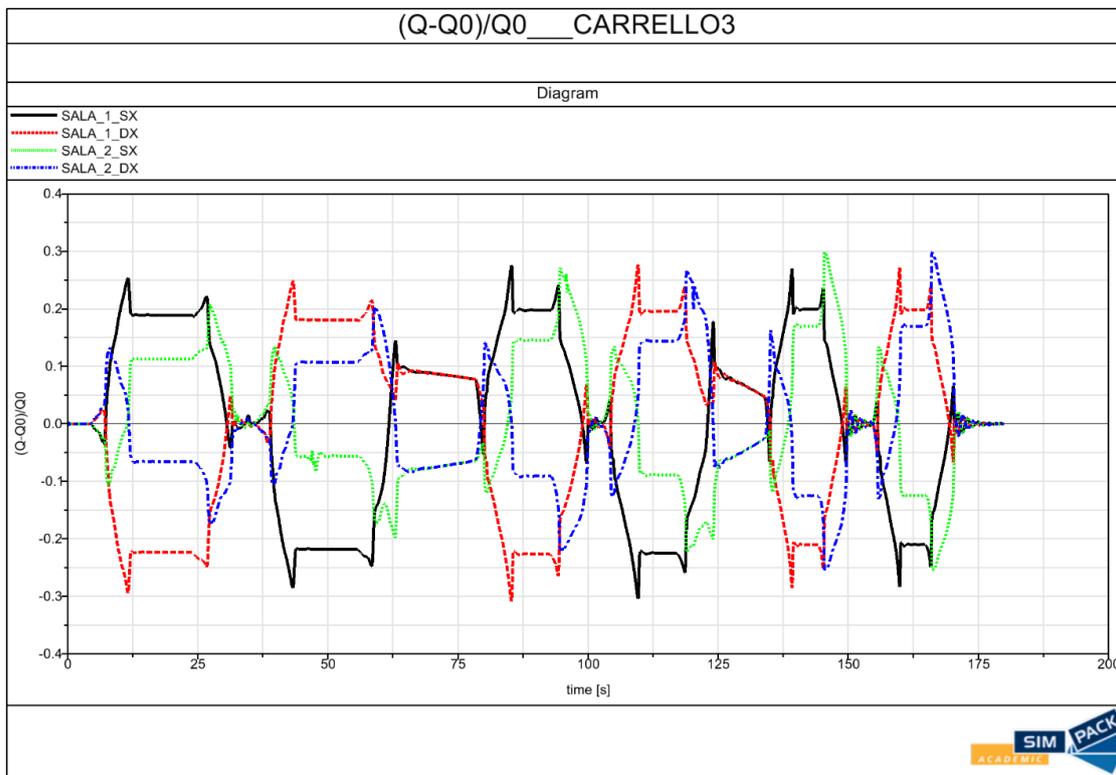
rispetto alla **Figura 52a** (che è ciò che si ottiene normalmente dopo avere plottato gli andamenti)

si differenzia per l'applicazione, secondo le indicazioni della norma EN 14364:2016, dei filtri passa

basso a 20 Hz e laddove richiesto dalla norma anche della media mobile.



a)

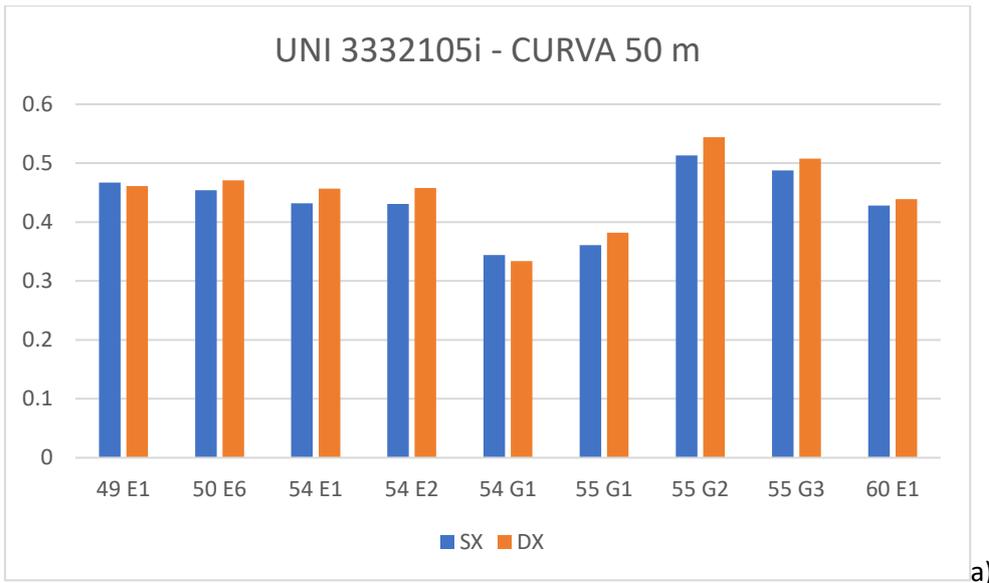


b)

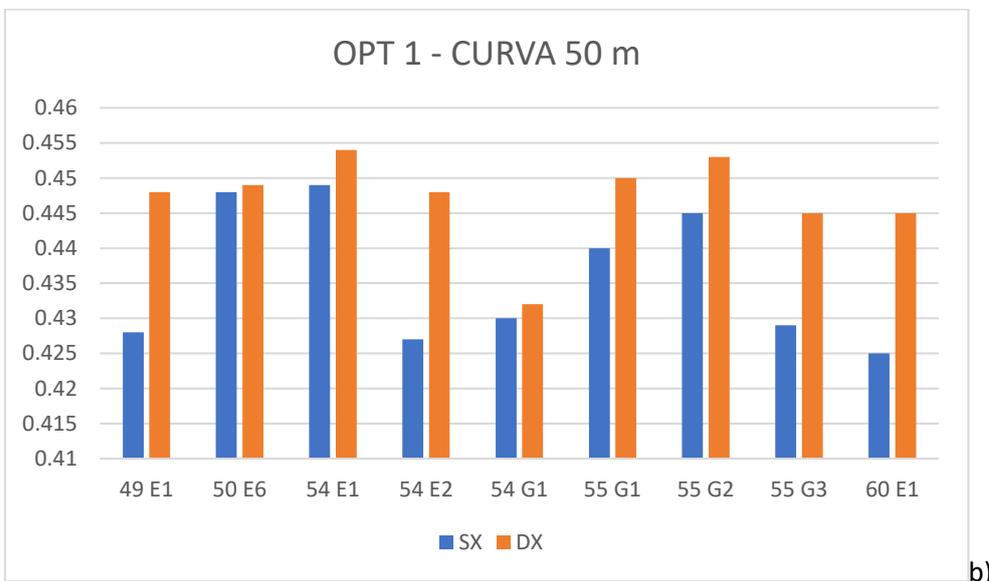
Figura 52– a) Andamento del  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  del carrello 3 b) Andamento del  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  del carrello 3 a valle del filtraggio secondo le indicazioni della norma EN 14362:2016

### 1) sul tracciato passano tutte le tipologie di profilo ruota

Se sul tracciato c'è la possibilità che tutti i profili ruota possano passare sullo stesso tratto, il profilo rotaia che bisognerebbe installare per minimizzare i valori di scaricamento ruota è il 54 G1. Esso è infatti quello che minimizza il  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$ : lo fa abbastanza bene generalmente, ma soprattutto sul primo carrello e sul primo set di curve da 50 metri di raggio di curva. Si puntualizza però il fatto che qualsiasi sia il profilo rotaia i valori che si ottengono sono sempre accettabili secondo la normativa (tutti minori di 0.6). Si è scelto di puntare sul profilo 54 G1 perché è l'unico con cui due profili ruota su cinque vengono ottimizzati in termini di fattore di scaricamento (in particolare il profilo OPT1 e l'UNI 3332105i). Per le altre tre ruote, ci sono 3 dei restanti 8 profili rotaia che vanno a ottimizzarle (però le altre rotaie ottimizzano solo un profilo ruota ciascuna; si è usato questo come discriminante per affermare la scelta del profilo 54 G1). Vengono mostrati di seguito In **Figura 53**, due dei cinque istogrammi che confermano il fatto che il profilo 54 G1 minimizza due profili.



a)



b)

Figura 53– a) Valori di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  delle ruote di destra e sinistra del carrello di testa del profilo ruota UNI 332115 b) Valori di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  per il profilo B5

Si ribadisce il fatto che questi due grafici sono riferiti al primo carrello della prima curva (da 50 metri di raggio). Si mostra nel seguito anche la mappa che mostra i valori per (sempre per il primo carrello e la prima curva) tutte le possibili combinazioni di profilo ruota e profilo rotaia, **Figura 54:**

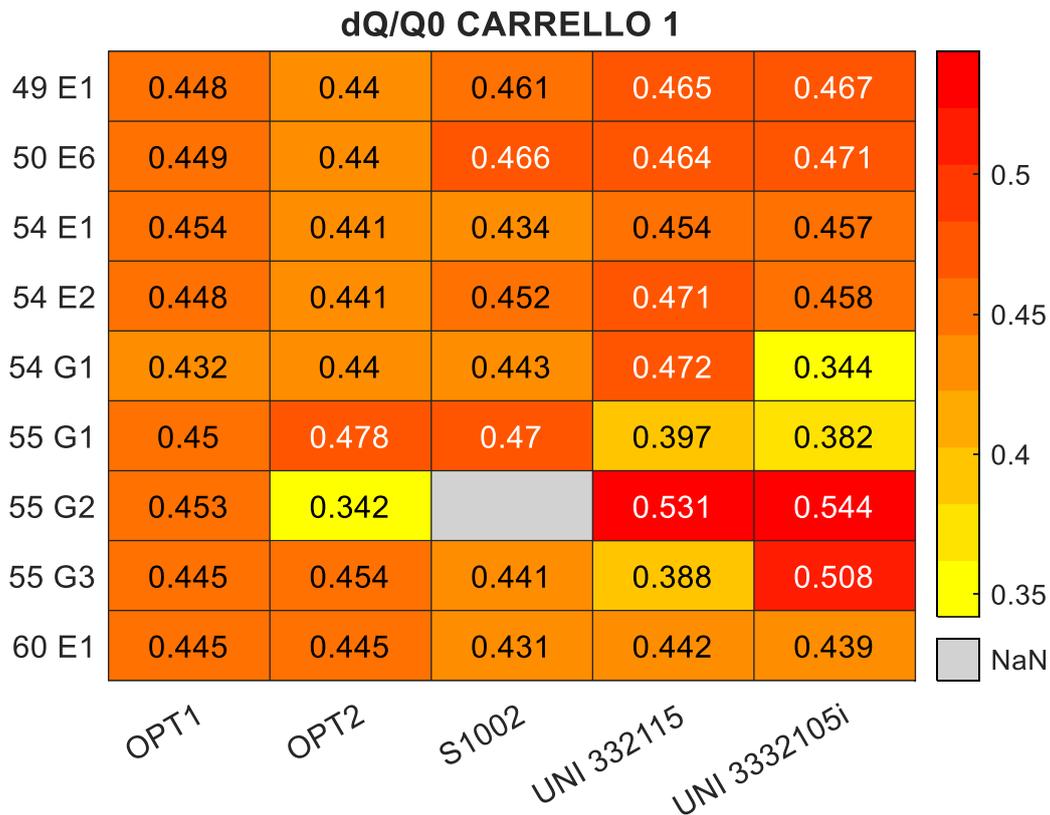


Figura 54 Mappa dei fattori di scaricamento del carrello 1 in curva da 50 m

Anche qui si può confermare il fatto che il profilo 54 G1 minimizzi due profili ruote: ci si pone all'altezza della riga del profilo rotaia in questione e, colonna per colonna, si confronta il valore con quelli presenti in colonna.

## 2) Accoppiamento di profilo ruota e rotaia che permette di minimizzare $\frac{dQ}{Q_0}$

Laddove si avesse la possibilità di scegliere sia il profilo ruota che rotaia ottimizzati al fattore di scaricamento, sono almeno due le scelte che si possono fare: accoppiando infatti il profilo rotaia 54 G1 (appena discusso) con il profilo ruota UNI 3332\_105i, si ottiene sulla curva da 50 metri di raggio, un valore di scaricamento ruota  $\frac{dQ}{Q_0}$  pari 0.344 (e ciò è verificabile anche nella mappa appena mostrata di **Figura 55**). Ma non solo: il profilo ruota OPT2 accoppiato al profilo rotaia 55 G2 restituisce un valore nel primo carrello della prima curva di 0.342. I valori massimi sugli altri sette profili rotaia sono tutti più alti, mentre i valori su questi due profili rotaia ma con gli altri due carrelli sono minori.

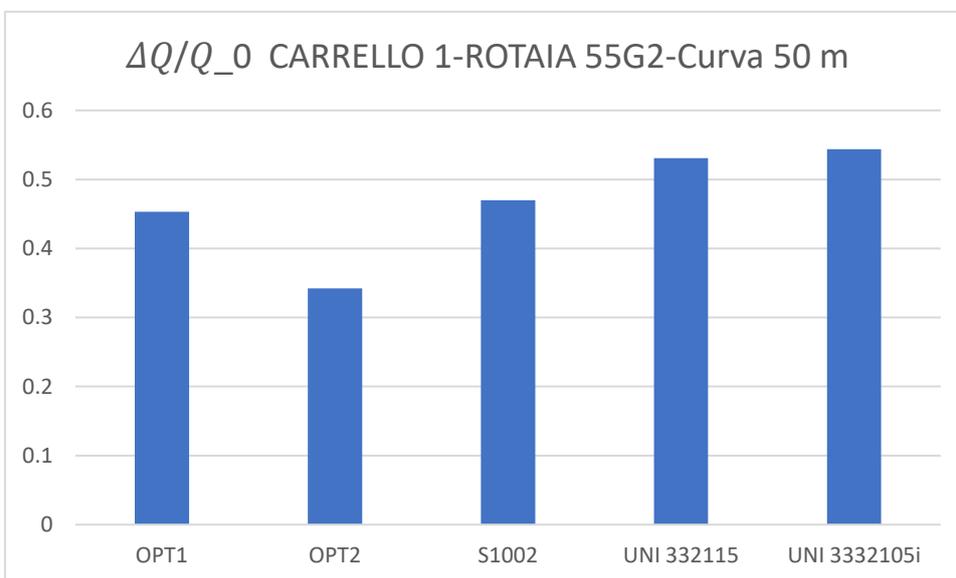
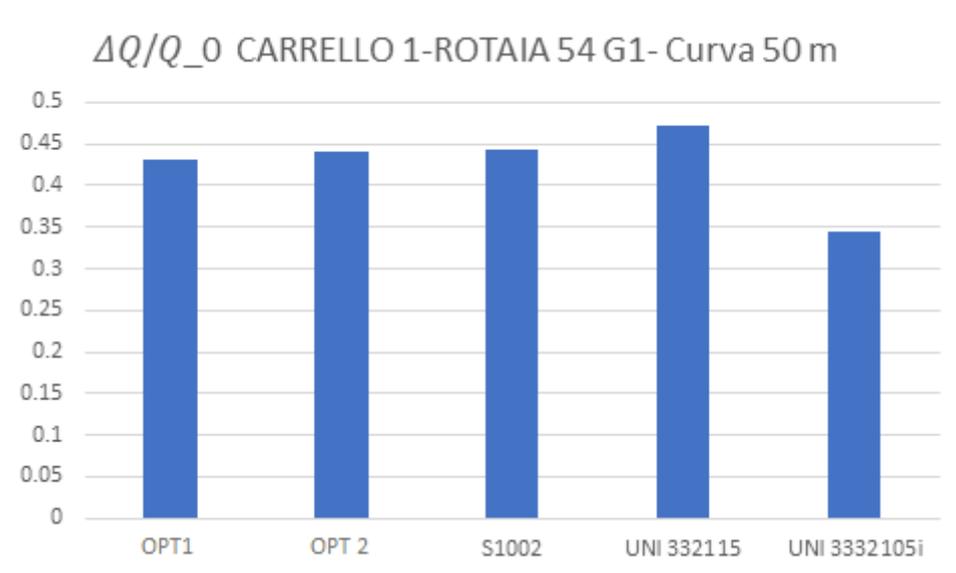


Figura 55 Accoppiamenti che minimizzano il fattore di scaricamento

### 3) vari tipi di rotaia presenti sullo stesso tracciato.

Qualora ci fosse la possibilità, per varie ragioni, che diversi tipi di rotaia coesistano sullo stesso tracciato una delle possibili soluzioni è optare per un profilo ruota che mediamente minimizzi il

$\frac{\Delta Q}{Q_0}$ : quello che si cerca quindi è il profilo ruota che più di tutti si adatti ai vari profili rotaia.

Estendendo il ragionamento al limite, ovvero ipotizzando che il percorso presenti la possibilità che tutti i profili rotaia siano presenti, una possibile soluzione potrebbe essere il profilo OPT2. Infatti,

parallelamente al discorso prima fatto a riguardo dei profili rotaia, esso è il profilo che più tra tutti

minimizza il  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  (tra le 9 tipologie di rotaia riesce a minimizzarne 4).

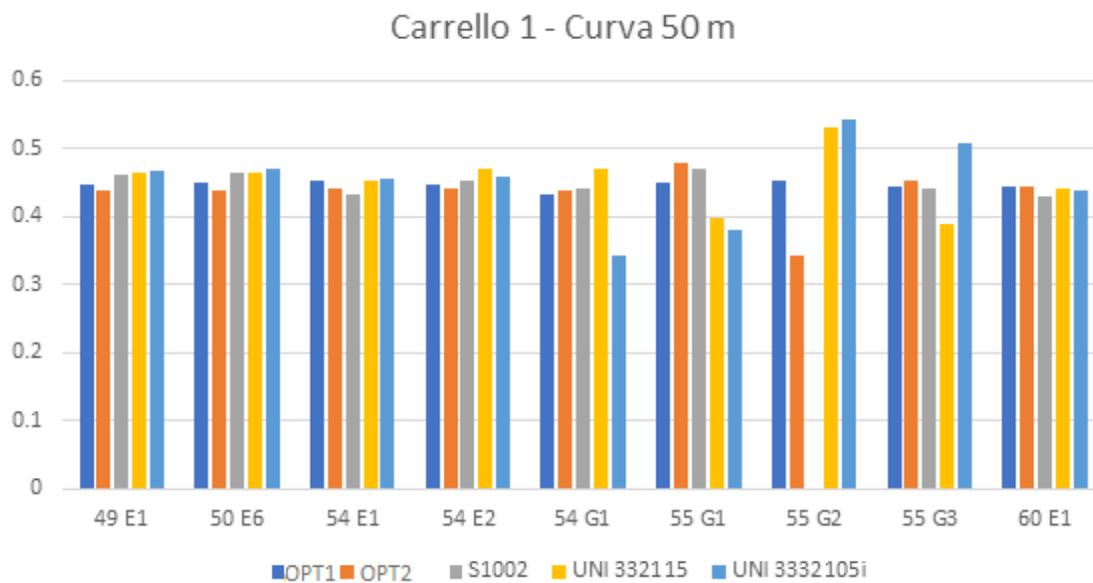
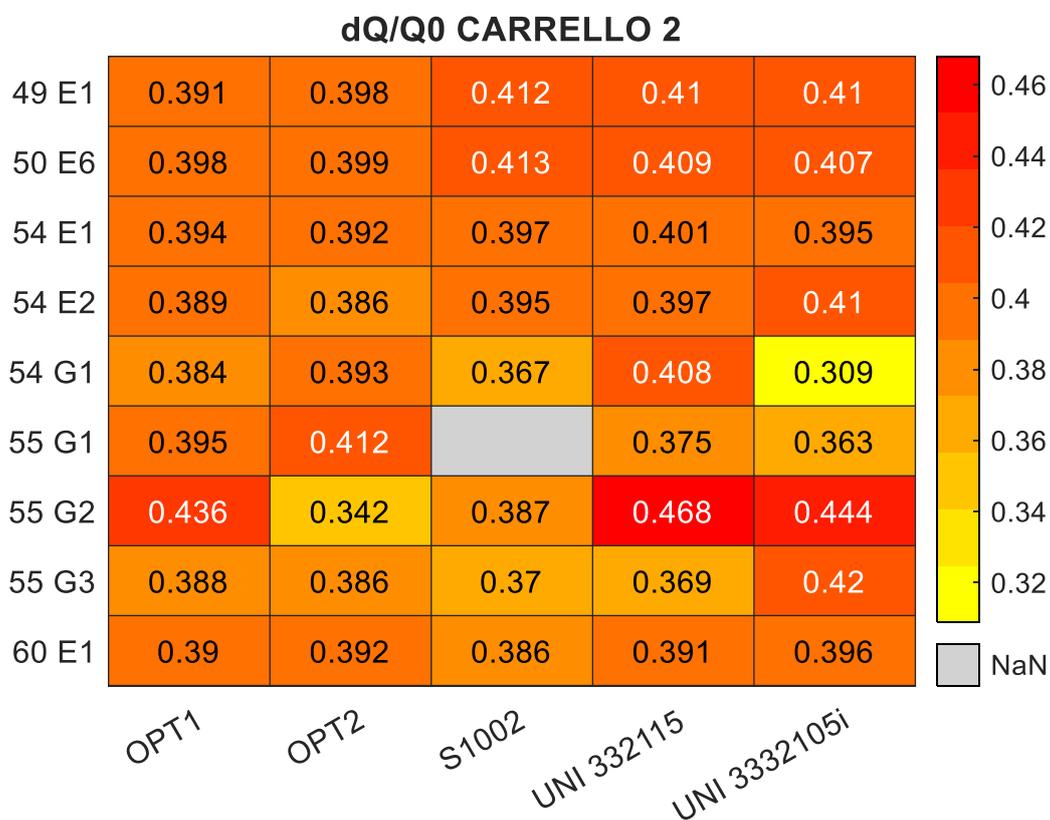
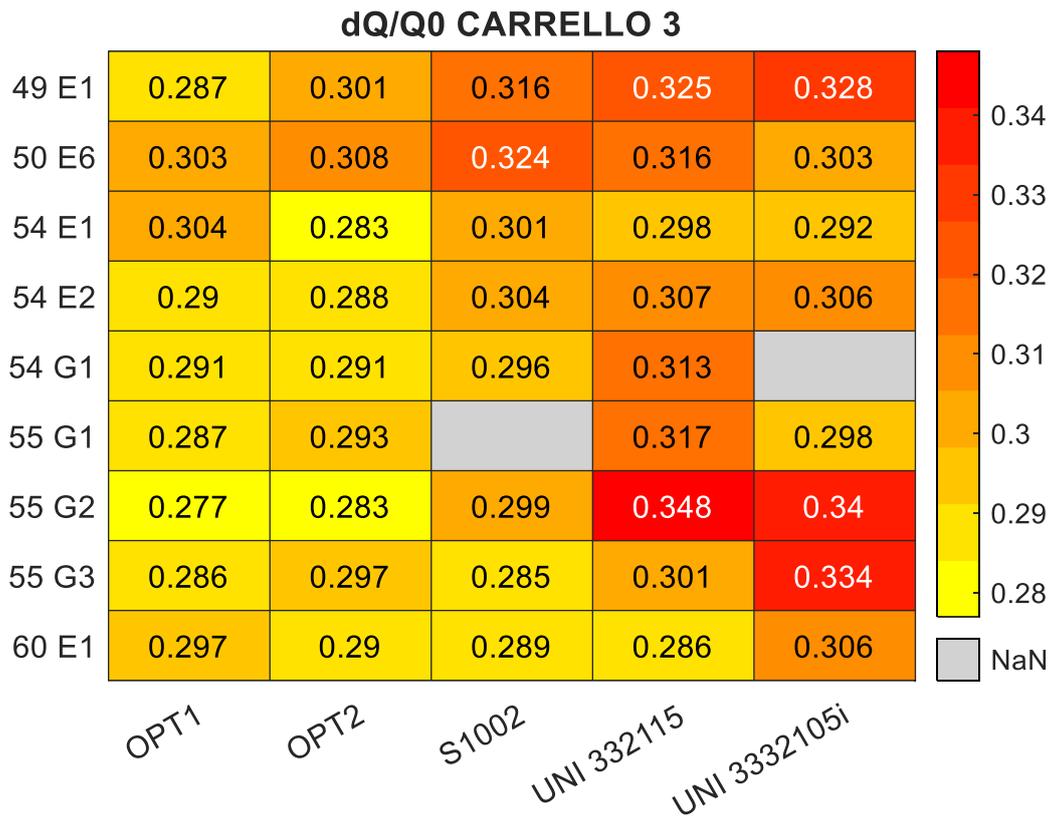


Figura 56 Valori di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$  relativi ai carrelli di testa dei 5 profili ruota in funzione dei profili rotaia

Si mettono anche, a conferma di quanto detto in precedenza, le mappe relative ai carrelli 2 e 3 quando il veicolo attraversa la prima curva: i valori sono nettamente minori, vedi **Figura 57**.



a)



b)

Figura 57 Mappe fattori di scaricamento per i carrelli 2(a) e 3(b) nella curva da 50 metri

### 4.3 Studio di Y/Q

Anche il parametro  $\frac{Y}{Q}$ , è stato trattato con lo stesso iter procedurale del fattore di svio  $\frac{4Q}{Q_0}$ : 4 andamenti per carrello (4 ruote), 3 grafici per ciascuna combinazione di profilo ruota e rotaia (3 carrelli). Come anticipato precedentemente, questo è stato il vero e proprio discriminante sulla scelta dei profili. Anche qui alcune considerazioni: innanzitutto come per il  $\frac{4Q}{Q_0}$ , il carrello che presenta valori maggiori è il primo, inoltre la coppia di curve cui corrispondono valori più critici è ovviamente quella con raggio di curva pari a 50 metri.

#### 1) Rotaia che minimizza globalmente meglio il $\frac{Y}{Q}$

Come mostrato in **Figura 58**, le rotaie che minimizzano globalmente il  $\frac{Y}{Q}$ , sono la 55 G2 (minimizza due profili ruota) e la 54 G1 (minimizza un solo profilo ruota ma lo fa ottenendo il valore più ridotto). Va specificata una cosa: quello che si sta cercando non è il miglior accoppiamento in termini di fattore di svio (quello lo si fa nel paragrafo che segue), ma la rotaia che meglio si adatta

a tutti i profili ruota. La rotaia 55 G2, infatti, è l'unica che si addice a 2 dei 5 profili presenti: il profilo UNI 332115 e il profilo UNI 3332105i (relativamente sempre al carrello di testa nella prima curva). Dovendo però rispondere al quesito relativo al profilo rotaia che minimizza il fattore di svio si è optato per il 55 G2 per il fatto che è l'unico profilo che riesce a farlo con 2 profili ruota, come lo era stato il profilo 54 G1 nell'analizzare il fattore scaricamento ruota (come detto non è ovviamente l'unica risposta corretta, ma quella che, per chi scrive, è il miglior compromesso). Ovviamente con gli altri tre profili ruota (OPT1, OPT2 e S1002) si addicono meglio altri profili rotaia (OPT1 minimizzato da 54 E1, OPT2 minimizzato da 50 E6 e 55 G2, e come detto S1002 minimizzato dal 54 G1). Già da questa considerazione si comincia ad annoverare come i profili 55 G2 e 54 G1 che, non casualmente presentano controrotaia, si addicono molto bene per questo tipo di tracciati con curve strette. In generale però si può fare un'altra osservazione: il profilo rotaia 54 G1 quando minimizza un parametro lo fa bene sia per il fattore di svio che per il fattore di scaricamento (alla 54 G1 si annoverano sia il miglior accoppiamento in termini di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$ , che di  $\frac{Y}{Q}$  a parimerito). Quando però per particolari motivi non si addice al profilo rotaia con cui è appaiata, laddove ha buoni risultati di fattore di svio dall'altra parte ha mediocri risultati di fattore di scaricamento. La possibile ragione è che un aumento di  $\frac{\Delta Q}{Q_0}$ , quindi un maggior caricamento della ruota, provochi un aumento del denominatore di  $\frac{Y}{Q}$  minimizzando quindi globalmente il fattore di svio, poiché ci si allontana dal limite. La forza Y invece dipende in prima battuta dall'accelerazione laterale che è direttamente legata alla velocità e al raggio di curva, come mostrato precedentemente.

Ribadendo quindi che la scelta del profilo 55 G2 si attesta per 2 profili su 5 la miglior scelta, mentre ottiene per gli altri tre risultati peggiori, si conferma che questo genere di analisi non sono mai del tutto univoche, ma frutto di compromessi con quelli che sono le richieste iniziali. In questo particolare caso, la rotaia in questione era quella che aveva più profili minimizzati.

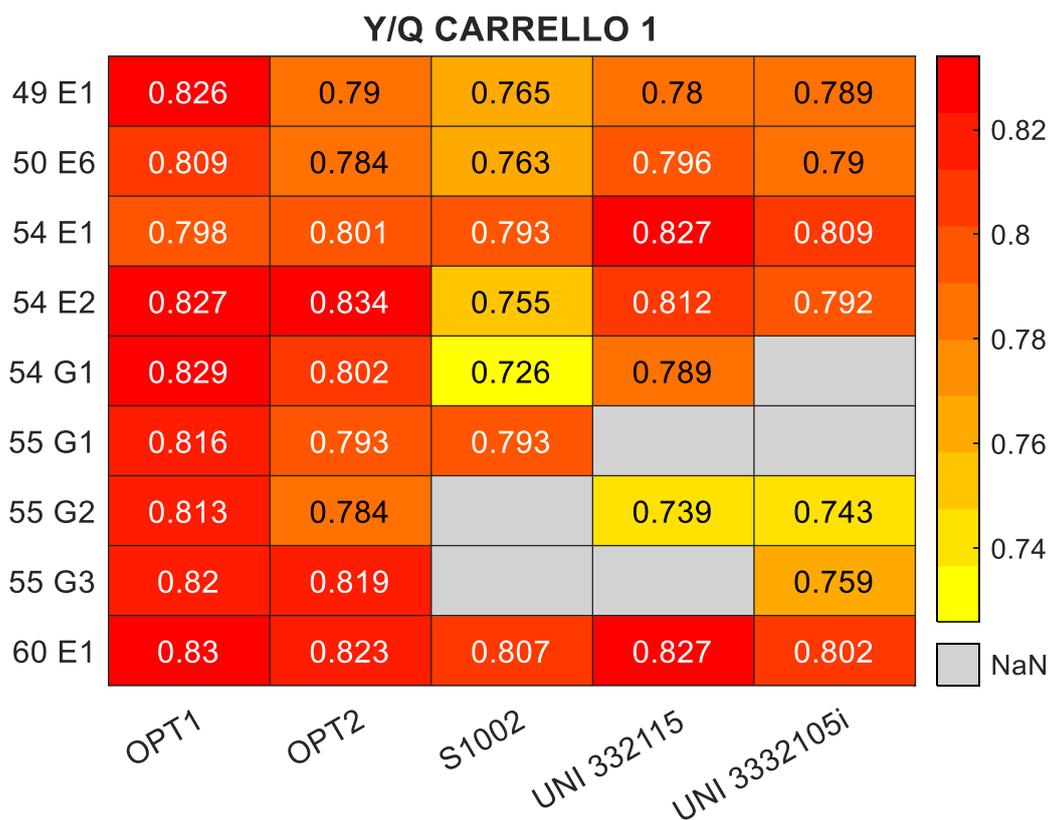


Figura 58 Mappa fattore di svio per il carrello 1 nella curva da 50 m

## 2) Miglior combinazione di ruota e rotaia

Il profilo ruota S1002 accoppiato con la rotaia 54 G1 è quello che minimizza, sul carrello 1 e sulla prima curva il parametro  $\frac{Y}{Q}$ . Lo fa in particolare con un valore di 0.726.

## 3) Profilo ruota che generalmente si comporta meglio

Partendo dal fatto che è il profilo S1002 accoppiato al profilo rotaia 54 G1, quello che meglio si comporta in termini di risultati ciò si può estendere più generalmente dicendo che tale profilo ruota ha una ottima adattabilità con tutti i profili rotaia presi in considerazione (è quasi sempre il profilo ruota che minimizza).

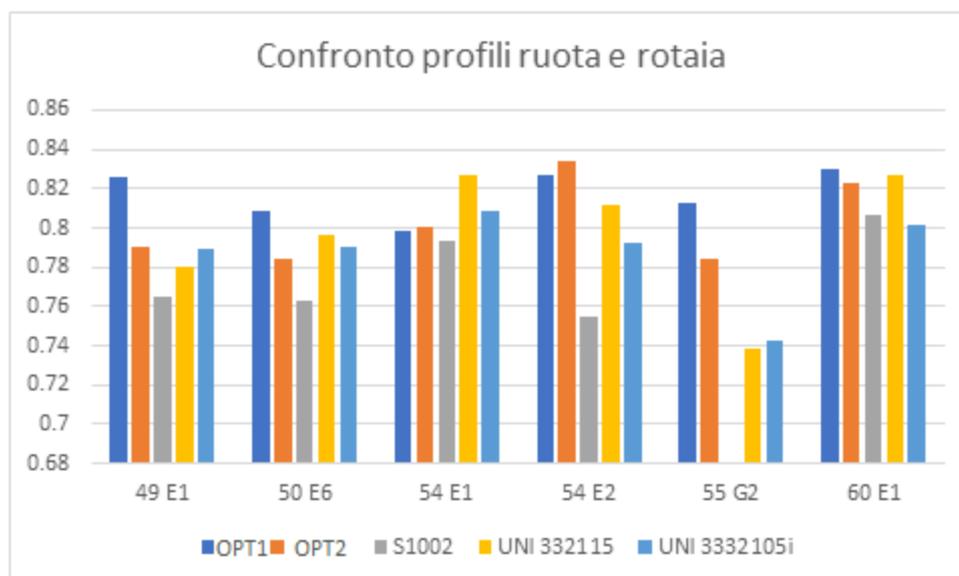


Figura 59 Andamenti dei  $\frac{Y}{Q}$  dei 5 profili ruota in funzione dei profili rotaia

Riguardo a **Figura 59** si possono fare ulteriori considerazioni: i profili rotaia 49 E1, 50 E6 e 55 G2 hanno, se non per un singolo caso ciascuno, tutti i profili ruota che sottostanno al limite massimo di 0.8 (discusso precedentemente). In particolare, il profilo OPT1 accoppiato al profilo rotaia 50 E6 (che supera il limite) ha un valore di  $\frac{Y}{Q}$  che è uguale a 0.809: dal momento che per un unico valore e di poco ci sia scostamento) si può dire che tale profilo rotaia si addice molto bene nell'adattarsi a tutti i profili ruota. Il profilo 55 G2 ha, sempre accoppiato con il profilo ruota OPT1, un valore pari a 0.813 che supera il limite consentito. Bisogna dire, sempre a riguardo della rotaia 55 G2, che però negli altri profili, i valori di  $\frac{Y}{Q}$  sono i minori fra tutti i profili ruota (specialmente per l'UNI 332115 e per UNI 3332105i). Il 55 G2 presenta controrotaia mentre il 50 E6 no, come da riferimento della **Tabella 9** presente nel capitolo precedente. Sulla base di ciò non sarebbe possibile, almeno da questi dati, poter dare un'unica valutazione sulla bontà della presenza di controrotaia o della sua assenza. C'è però da dire che i due profili che garantiscono il migliore accoppiamento che minimizza il fattore di svio e quello di scaricamento presentano controrotaia: il 55 G2 e il 54 G1. Questo va in direzione con ciò che effettivamente si ha nell'ambito tramviario. Sicuramente però, le rotaie senza controrotaia, si adattano generalmente bene a tutti i profili: questo è dovuto a ragioni sostanzialmente strutturali e fisiche di accoppiamento, nel senso che il

bordino della ruota non va ad impattare piuttosto che ad interferire con la controrotaia stessa (ciò per quanto detto prima, ovvero che ruote e rotaia in questione non sono nate appositamente per essere accoppiate vicendevolmente). Dall'altro lato però, i profili con controrotaia, se accoppiati con particolari profili ruota (che sono generalmente UNI 332115 e UNI 3332105i nell'ambito di  $\frac{Y}{Q}$ ) presentano i migliori valori (quindi che minimizzano le criticità) in assoluto.

#### 4.4 Imbardata dei corpi e innalzamento Dz

Tra i vari parametri che Simpack restituisce, c'è anche l'imbardata  $\psi$  (che ricordiamo è la rotazione del generico corpo attorno all'asse verticale Z). L'imbardata permette di capire come globalmente si comportano i principali elementi del veicolo (casce, carrelli e sale) sia in curva (ovvero quanto vale l'angolo che puntualmente esiste tra l'ascissa meridiana e la cassa stessa: tale angolo non deve assumere valori troppo elevati, e ciò è dovuto alla stabilità di marcia) sia in rettilineo: si presume che tolti piccoli transitori di entrata e uscita curva, l'angolo  $\psi$  sia nullo quando il veicolo è in rettilineo.

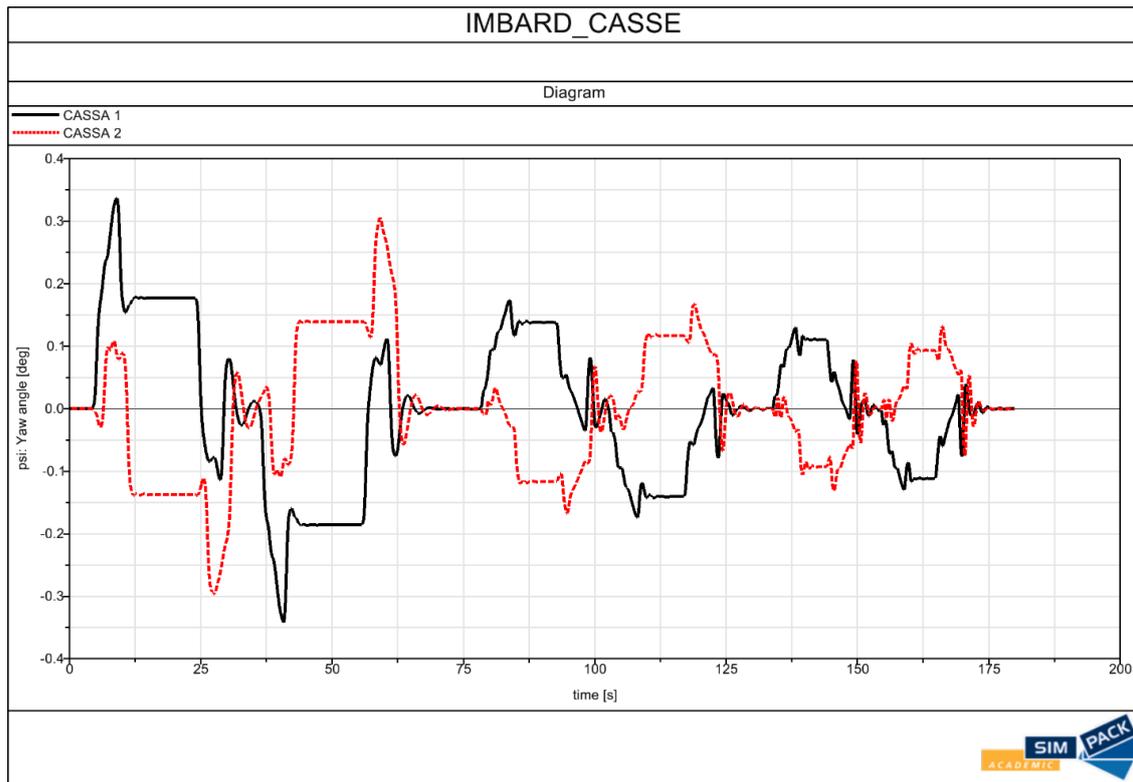


Figura 60 Imbardata delle casse

Come si vede da **Figura 60**, i valori assunti dalle casse durante il moto (espressi in gradi) sono del tutto compatibili con il comfort del passeggero. Inoltre, tale andamento è stato, come detto in precedenza, utilizzato per verificare la simmetria di tracciato (e di comportamento del veicolo nei confronti del tracciato): si può notare come la cassa 1 (curva nera) si comporti nella stessa maniera (poiché si hanno gli stessi moduli) sia nella curva verso destra che nella curva verso sinistra. Si nota inoltre che, sempre per il concetto di inerzia, l'imbardata della prima cassa è maggiore rispetto alla seconda.

Di seguito è anche mostrata l'imbardata relativa ai corpi del carrello di testa, vedi **Figura 61**.

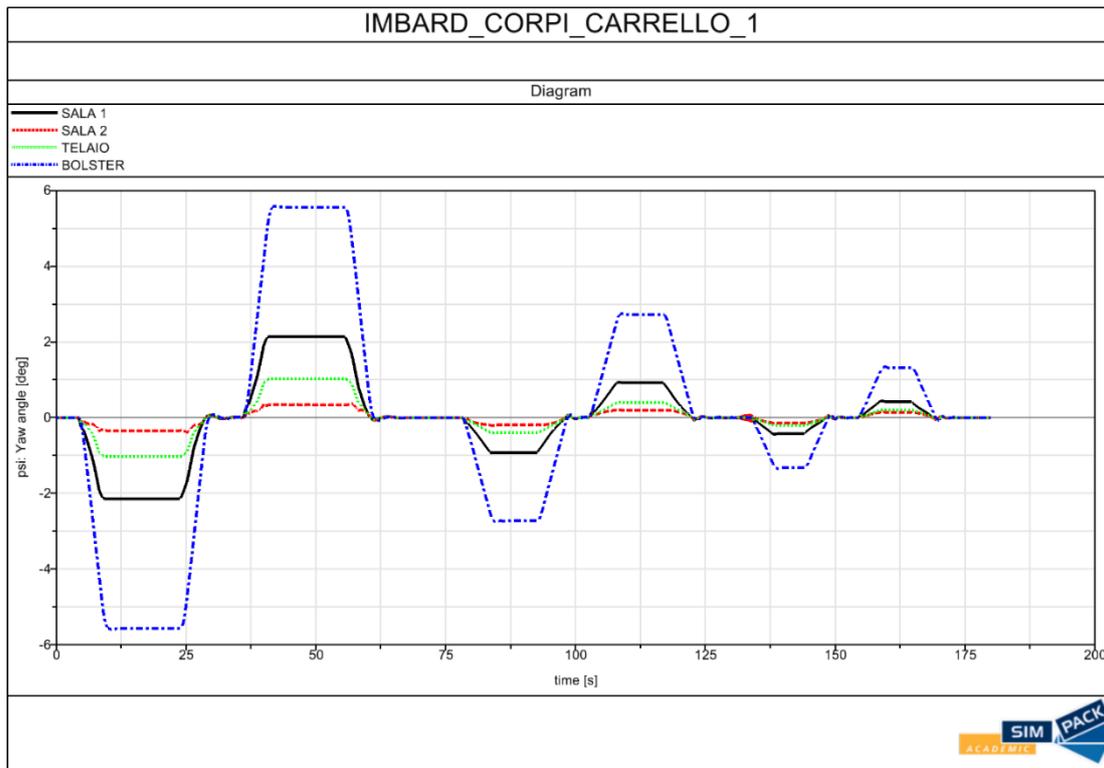
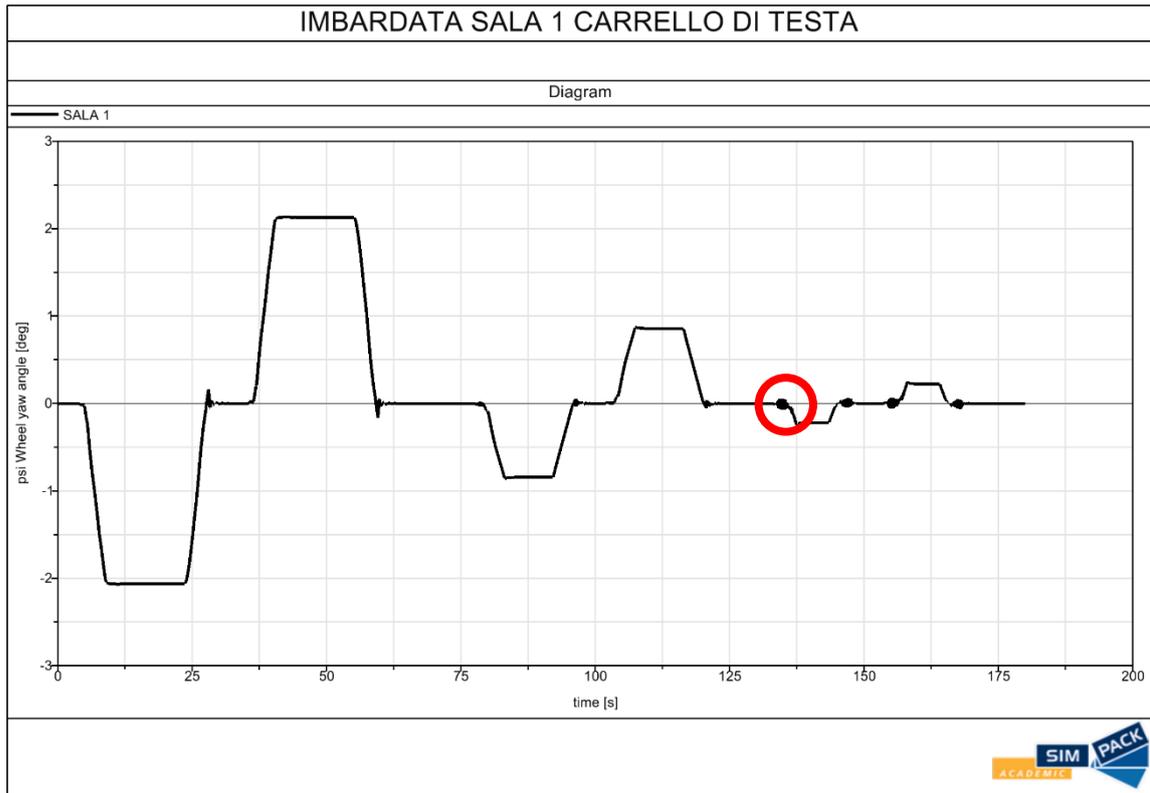


Figura 61 Imbardata in gradi dei corpi del carrello di testa

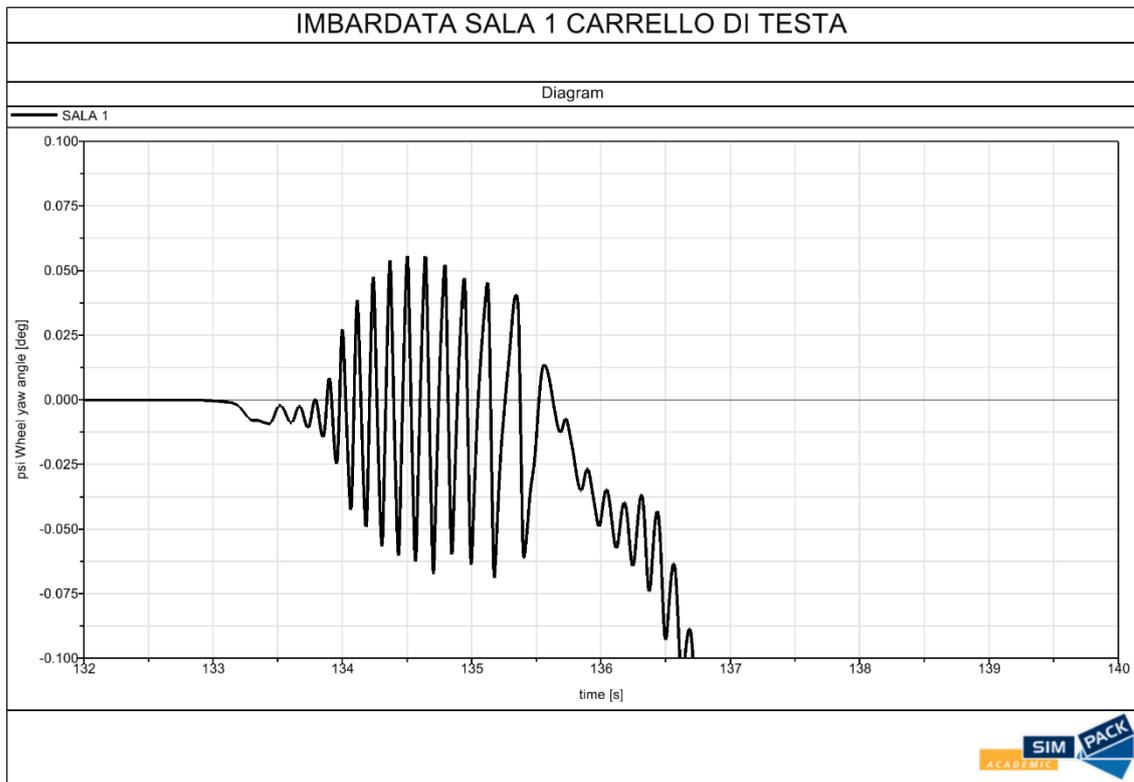
Per quanto riguarda i valori di imbardata dei corpi, ciò che si nota subito, sono i moduli degli angoli: si passa dai decimi di grado per le casse, a quasi 6° per i corpi del carrello (in particolare del bolster, che ha inerzia praticamente nulla e che collega la cassa con il telaio carrello). La grande differenza di angoli è sicuramente imputabile al fatto che i corpi del carrello e il carrello stesso, sono i corpi che sono direttamente collegati alle rotaie, e in presenza di variazioni repentine di tracciato sono i primi su cui si scaricano le tensioni che vanno poi a creare queste variazioni angolari. L'angolo di imbardata tra cassa e carrello, cui è collegata, è invece minore in virtù di accorgimenti quali ad esempio il clotoide di raccordo nella curva.

Per quanto riguarda invece l'imbardata delle sale, si può notare come dall'uscita o all'ingresso di una curva la ruota ha un'eccitazione che la fa oscillare, ma che piano piano si ristabilisce. In figura si nota l'angolo di imbardata della sala 1 del carrello di testa (profilo ruota UNI 332115 accoppiato a 55 G2) all'ingresso della quinta curva (di raggio 200 m) e insieme ad essa il particolare ingrandito

(range 132 – 140 s) delle piccole oscillazioni angolari che vanno a presentarsi: si può osservare come all'inizio del tratto di clotoide le oscillazioni siano crescenti e autoalimentate ma che vengono poi annichilite dagli effetti smorzanti di attrito.



a)



b)

Figura 62– a) Imbardata della ruota 1 sx del carrello 1 del profilo ruota UNI 332115 accoppiato a 55 G2 b) particolare a rischio serpeggio

Interessante è anche l'andamento relativo al rollio (in questo caso della prima sala del carrello 2, quello intermedio) che mostra la perfetta simmetria di moduli (ma non di segno che è opposta tra una ruota e l'altra), vedi **Figura 63**. In rosso è rappresentata la ruota destra, mentre in nero quella sinistra.

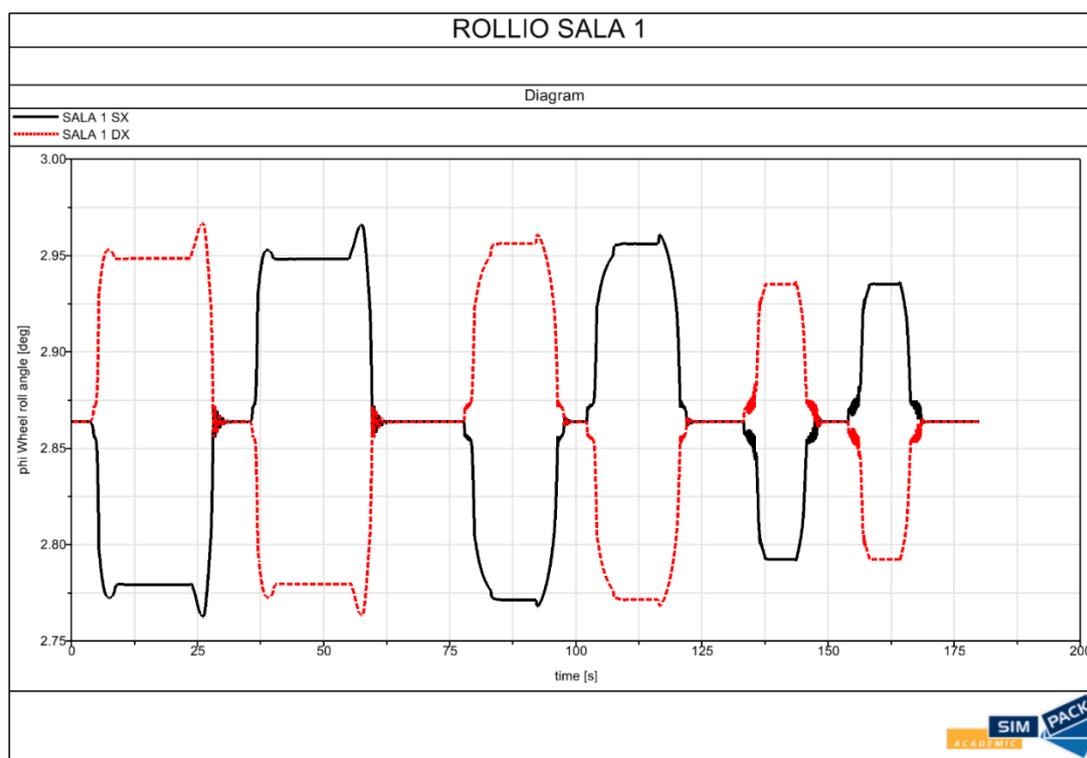


Figura 63 Rollio della sala 1 – Profilo UNI 332115 – 55 G2

La curva nera rappresenta la ruota destra mentre la curva rossa quella sinistra (entrambe rappresentate in gradi): l'unica operazione effettuata per rendere più chiara la rappresentazione è stata quella di moltiplicare per fattore “-1” la ruota destra che, come detto, altrimenti non sarebbe stata facilmente comparabile avendo segno negativo.

### Innalzamento Dz

Anche il valore Dz, ovvero quanto la ruota si innalza (rispetto alla naturale posizione di equilibrio) è importante per valutare quantitativamente le possibilità di svio del veicolo. Per la fisica del

problema (in particolare per l'inerzia) la ruota che è più critica è sempre quella di testa del carrello nonché quella esterna curva (se la curva è a destra, allora si tratterà della ruota di sinistra). Come per tutti gli altri parametri precedentemente trattati, anche in questo caso, il carrello 1, ovvero quello di testa, è il più critico.

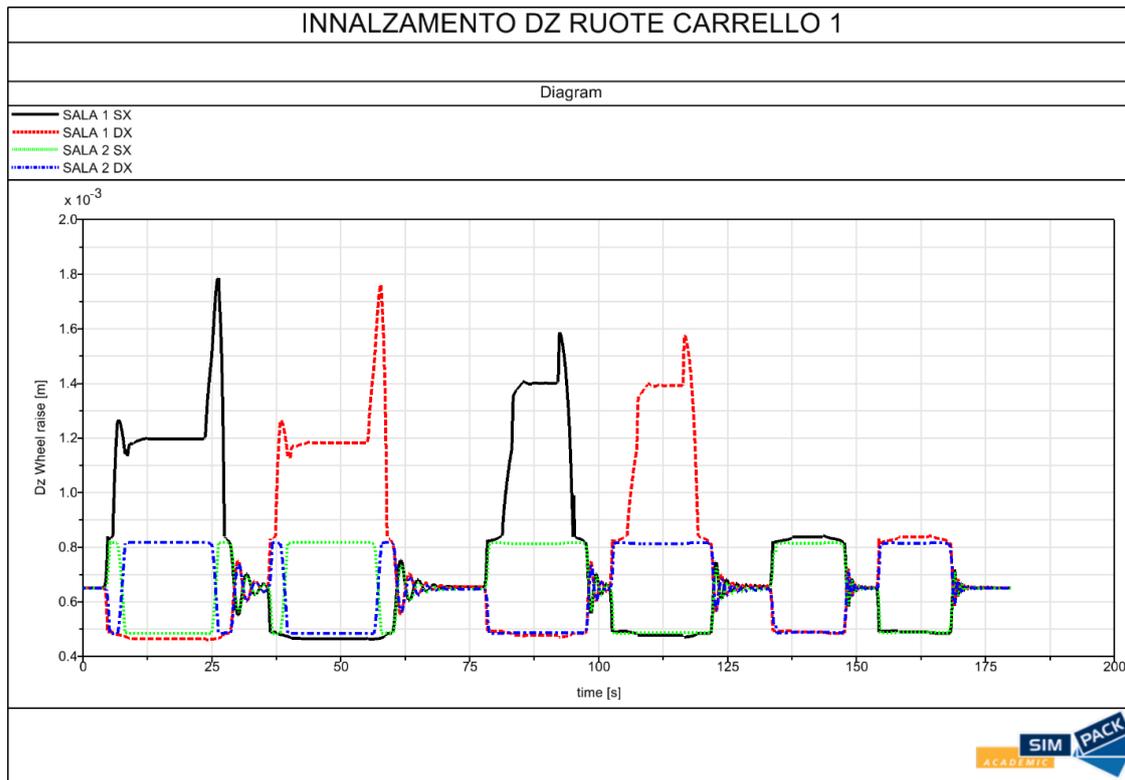
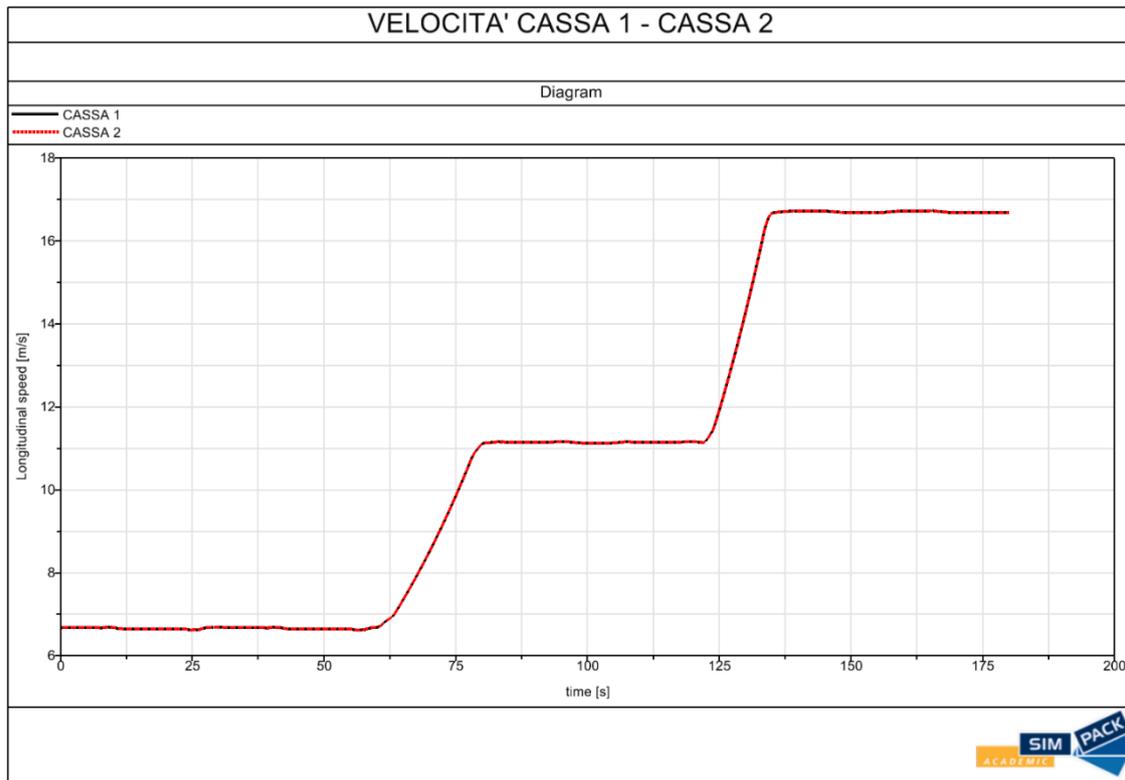


Figura 64 Valori di innalzamento per le 4 ruote del carrello di testa con ruota B5 accoppiata a binario 55 G2 espresse in mm

Come si vede in **Figura 64**, i valori massimi, sono comunque accettabili: si parla di innalzamenti di 1.7 mm per la ruota più sollecitata, del carrello più sollecitato nella curva più impegnativa di tutte (quella da 50 metri di raggio di curva). Ciò è un bene per due motivi. Il primo è che, come detto, le velocità sono state pensate, calcolate e verificate (**Tabella 2** del capitolo 3) in modo da non oltrepassare i limiti di accelerazione non compensata: tali valori sono sicuramente però un buon compromesso non solo per la  $a_{nc}$  ma anche tanti altri parametri di comfort e sicurezza ferroviaria. Il secondo motivo è che tenendo presente che non si sono considerate le irregolarità di tracciato (molto semplicemente picchi e valli che vanno a combinarsi con il moto del veicolo) è meglio che il Dz non assuma valori troppo elevati, così da avere, come molto spesso capita, un buon grado di

sicurezza.

Interessante è anche notare l'andamento della velocità, in questo caso della cassa 1 e della cassa 2: ciò, all'inizio dell'analisi è stata usata come verifica preliminare per verificare che la trazione fosse stata applicata correttamente, vedi **Figura 65**.



*Figura 65 Andamento velocità longitudinale delle casse*

Anche da questo grafico si può notare come la trazione sia regolata da un controllore: nei tre rettilinei la velocità non è perfettamente costante, bensì la velocità presenta andamenti molto dolci nei raccordi tra rettilinei e curve.

#### 4.5 Usura e spostamento laterale delle sale

In questo paragrafo si analizza il parametro usura sotto i suoi molteplici significati: di forza (numero di usura), numero dei punti di contatto, entità e quindi profondità di asportazione, geometria del profilo usurato.

Relativamente alla forza di usura e in linea per tutti gli altri parametri dinamici precedentemente

trattati, dal grafico di **Figura 66** si capisce subito come tale forza sia maggiore quanto le curve a cui si riferisce sono strette (il massimo è sempre riferito alla ruota esterna curva).

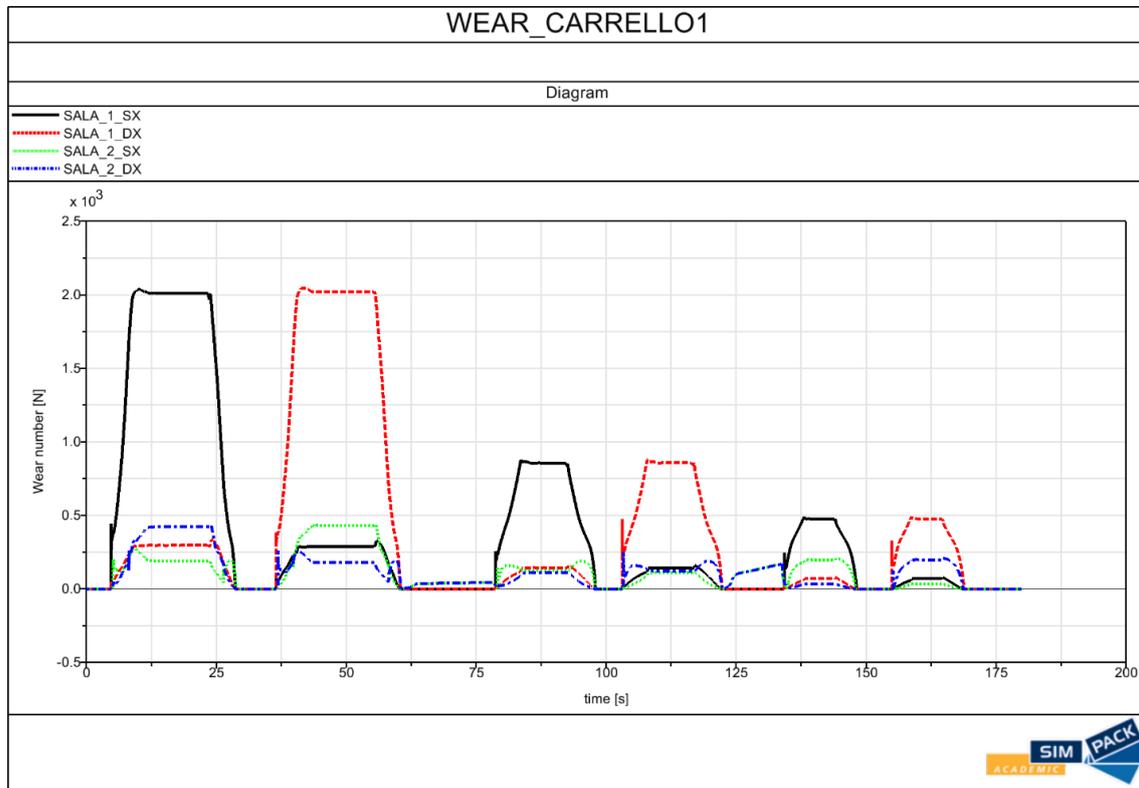


Figura 66 Andamento della forza di usura relativa all'accoppiamento binario 49 E1 – ruota OPT2

Mentre lo strumento precedente è molto utile per determinare la bontà di un dato profilo, così come lo hanno fatto i parametri precedenti, Simpack permette anche di carpire informazioni relativamente al consumo di materiale che avviene sul generico profilo ruota (e volendo anche su quello rotaia cui è accoppiato): ciò può essere molto funzionale una volta che viene selezionato un profilo (sulla base dei parametri trattati in precedenza) per verificare la bontà delle scelte fatte. Si utilizza questo metodo, perché sarebbe concettualmente sbagliato basarsi unicamente sul numero di usura. Il numero di usura infatti è legato alla quantità di materiale asportato, però poi quello che bisogna andare a vedere è effettivamente la forma del profilo usurato e il volume asportato (non basta quindi un valore assoluto, ma si vuole vedere la distribuzione o densità di usura lungo il profilo). Infatti, ci sono leggi che si basano sul numero di usura diviso per l'area di contatto (legge dell'università di Sheffield), ma anche leggi di usura che non calcolano il materiale

asportato come funzione esplicita di tale parametro.

Una differenza che riguarda questo blocco relativo all'usura (rispetto al numero di usura) è la necessità di attivarne l'opzione in pre-processing. In particolare, nella sezione result element si deve attivare il "wheel profile wear" come mostrato in **Figura 67**.

Description	
2: Rail-Wheel Pair:	\$RWP_carrello1_Sala_1_dx
5: Create worn profile file(s):	Yes
6: Add wear to existing temp file:	No
7: Write wear to temporary files:	No
9: Wear Law:	Archard
13: C mild 1:	$2 \cdot 5 \cdot 10^{-4/7}$
14: C mild 2:	$2 \cdot 5 \cdot 10^{-4/7}$
15: C severe:	$2 \cdot 35 \cdot 10^{-4/7}$
16: C seizure:	$2 \cdot 350 \cdot 10^{-4/7}$
17: Hardness of the softer material:	$330 \cdot 9.81 \cdot 10^6$
18: Rel. velocity limit mild 1-sev:	0.2
19: Rel. velocity limit sev-mild 2:	0.7
20: Relative hardness limit:	0.8
21: Distance factor:	5

*Figura 67 Inserimento dei parametri su Simpack relativi alla legge di Archard*

Si può notare che, come detto anche nel capitolo teorico relativo all'usura, si sia scelto per il metodo di Archard. Proprio relativamente ai coefficienti relativi ai quattro campi di Archard, è presente un fattore moltiplicativo di 2: questo perché Simpack considera il volume complessivamente perso dalla ruota sommato alla rotaia, e considera che il 50% del volume è perso dalla ruota e il restante 50% dalla rotaia.

All'ultima riga, la 21, si presenta anche il cosiddetto distance factor: esso rappresenta il moltiplicatore con cui l'usura viene computata dal software. Infatti, dal momento che i tracciati, per comodità e tempi di simulazione degli altri parametri, non devono essere lunghi migliaia di chilometri (entità della distanza che serve per valutare l'usura) bensì ne bastano pochi, si utilizza questo coefficiente che altro uso non ha se non quello di amplificare virtualmente l'usura, come se il veicolo percorresse n volte lo stesso tracciato. Essendo il moltiplicatore pari a 5 e il tracciato

lungo 3 chilometri, si otterranno valori di usura per un percorso lungo 15 km (in cui l'usura sarà già più apprezzabile).

La **Figura 68** di seguito invece mostra ciò che si ottiene in post-processing: il profilo usurato della ruota UNI3332105i accoppiato alla rotaia di profilo 60 E1.

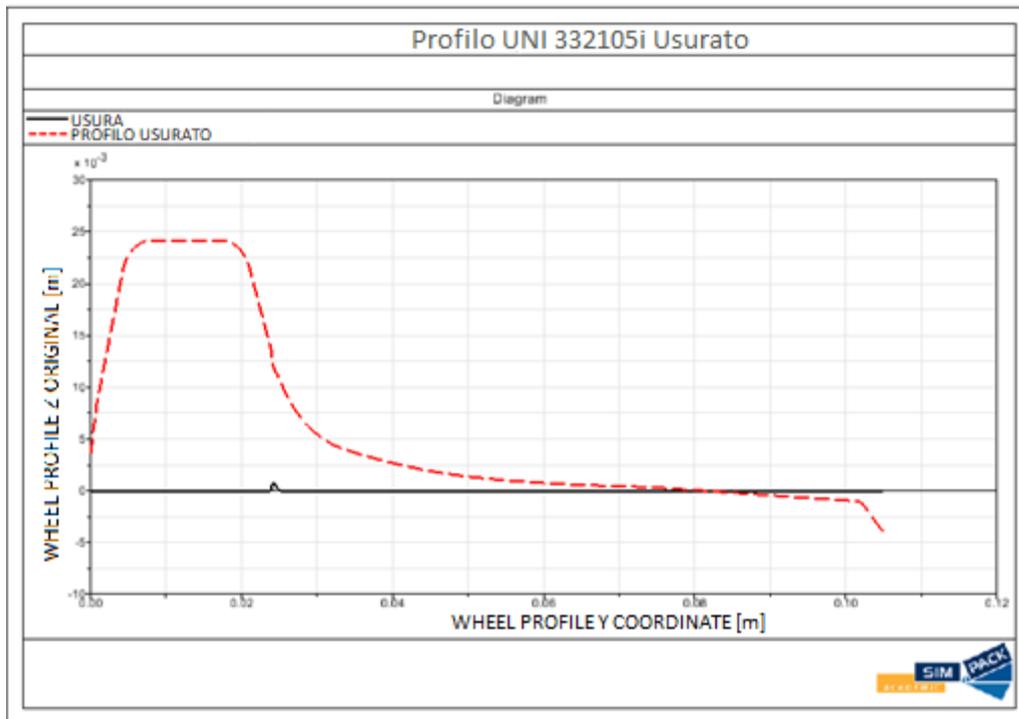


Figura 68 Visualizzazione grafica della ruota UNI 3332105i usurata e del valore di usura in funzione della coordinata cartesiana y

Facendo riferimento al grafico di **Figura 68**, viene mostrata come la ruota (curva rossa), al termine della propria corsa lungo il tracciato, sia "scavata", ovvero presenti una cavità che viene a formarsi per effetto dell'attrito, in particolare dovuto allo struscio del bordino ruota con il fianco della rotaia (e lo si nota all'altezza dell'ascissa pari a 0.024 m). L'andamento rappresentato in nero mostra il valore di usura in funzione della coordinata cartesiana laterale Y (il picco è correttamente posto alla stessa altezza della cavità principale). In realtà tale curva (quella nera) è appiattita a causa della propria scala, che è ordini di grandezza minore rispetto a quella della ruota. Se mostrata singolarmente, si noterà come in verità i picchi di usura presenti siano molteplici e non uno solo, come mostrato in **Figura 69**.

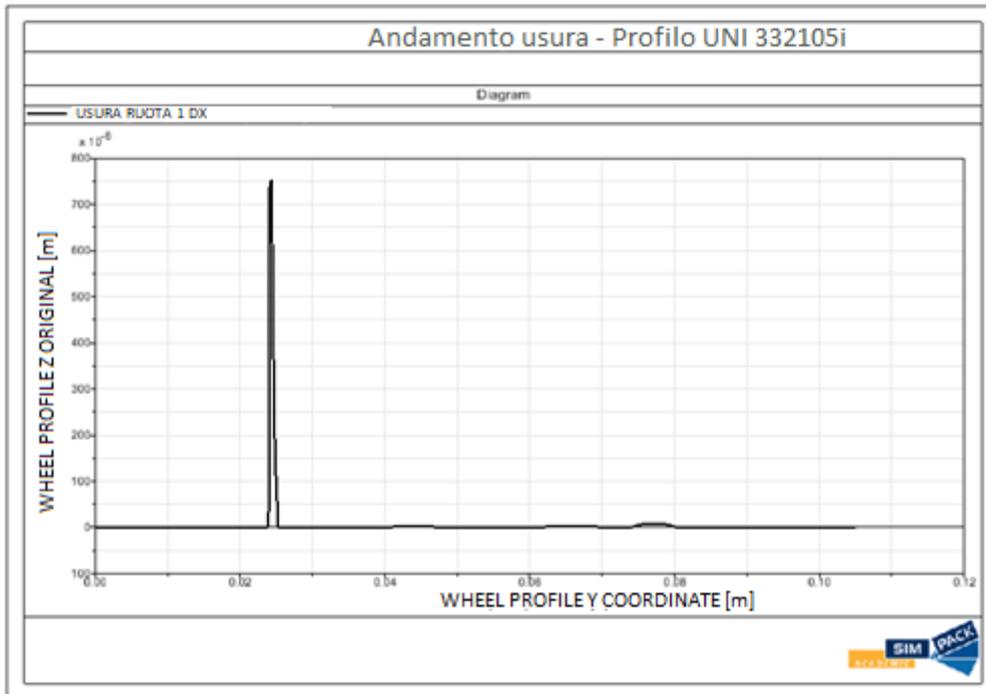


Figura 69 Andamento valore di usura per il profilo UNI 332105i

Si possono notare picchi di usura (in ascissa 0.04m e 0.08m), che rappresentano il consumo vero e proprio della tavola della ruota (ne sono presenti almeno altri due, ma che in termini ingegneristici non hanno valore poiché, i due precedenti sono molto più critici). Sulla tavola di rotolamento l'usura è significativamente minore rispetto al bordino: il significato di ciò lo si trova nel fatto che il bordino ruota è soggetto a maggiori tensioni rispetto alla tavola della ruota. Per quanto riguarda il bordino esso è legato ad uno scorrimento laterale più importante e l'area di contatto diventa più schiacciata lateralmente mentre la tavola presenta sempre il fenomeno dello strisciamento bensì con entità di gran lunga minore.

Questo strumento è molto utile una volta che viene scelto l'accoppiamento più appropriato, in modo tale da valutare più approfonditamente gli effetti dell'usura e poter effettuare eventuali modifiche costruttive per meglio prevenire possibili collassi.

In particolare, l'esempio appena mostrato non è un buon accoppiamento: il tracciato è lungo circa 15 chilometri (poiché c'è un moltiplicatore 5 al percorso di 3 chilometri), e non è economicamente accettabile che una ruota ammetta un'usura (piccola ma comunque troppo apprezzabile) su un tracciato di tale lunghezza, quando un veicolo tramviario percorre migliaia di chilometri prima di

effettuare manutenzione.

Ciò deve essere una verifica su quanto effettuato in precedenza: i profili che meglio si comportano per quanto riguarda gli altri parametri dinamici, ci si aspetta si comportino bene anche per quanto riguarda l'usura (dal momento che tutto è concatenato). Proprio in riferimento ai parametri di svio e scaricamento precedentemente trattati, la coppia che meglio minimizzava  $\frac{Y}{Q}$  era UNI 332115 con rotaia 55 G2, mentre la peggiore sempre in termini di  $\frac{Y}{Q}$  era 54 E2 con il profilo ruota OPT2.

I valori di usura relativa a queste due coppie confermano (lo si può vedere nel seguito) quanto riscontrato dall'analisi dei parametri dinamici: i profili che si comportano bene per quanto riguarda i parametri legati alla dinamica, hanno un buon comportamento anche in termini di usura. La seguente figura mostra proprio il non buon accoppiamento tra OPT2 e 54 E2.

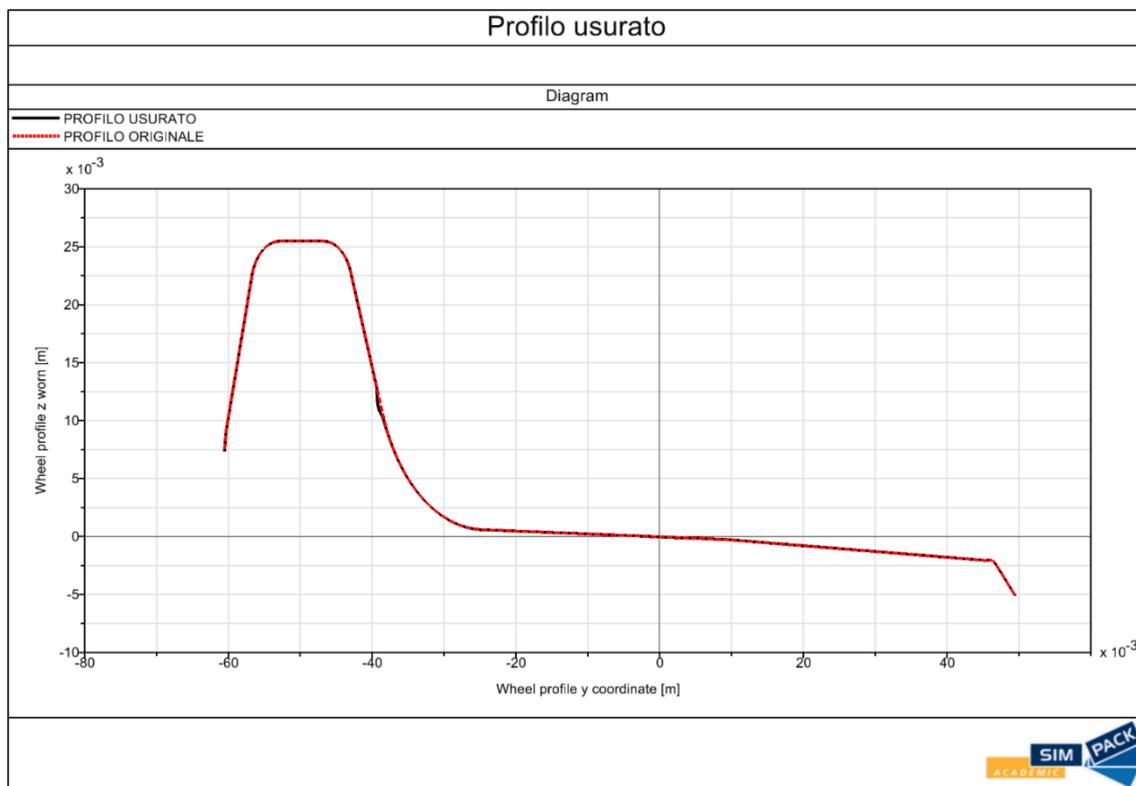


Figura 70 Profilo originale e usurato della ruota OPT2

Nell'accoppiamento di **Figura 70** mostrato sopra, si può apprezzare sia il profilo originale (ovvero di partenza) in rosso e quello consumato (ovvero di arrivo) in nero: si può notare la cavità simile a

quella dell'esempio precedente, in concomitanza del bordino. Il valore di usura riscontrata nel bordino, che è quella massima, è pari a  $3.83E-3$  m: un valore abbastanza grande. Per quanto riguarda l'usura nella tavola si parla di valori pari dell'ordine di  $1E-6$  m. Tutto ciò è confermato in **Figura 71**, che mostra inoltre come l'usura sia su tre punti.

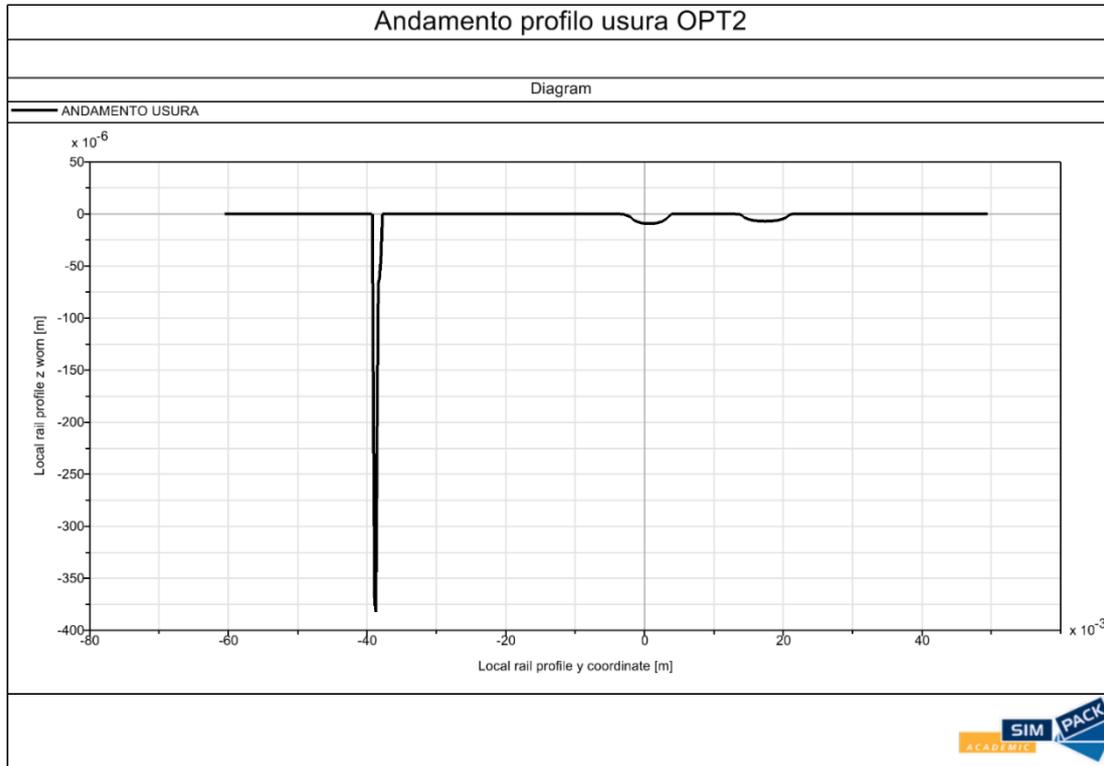
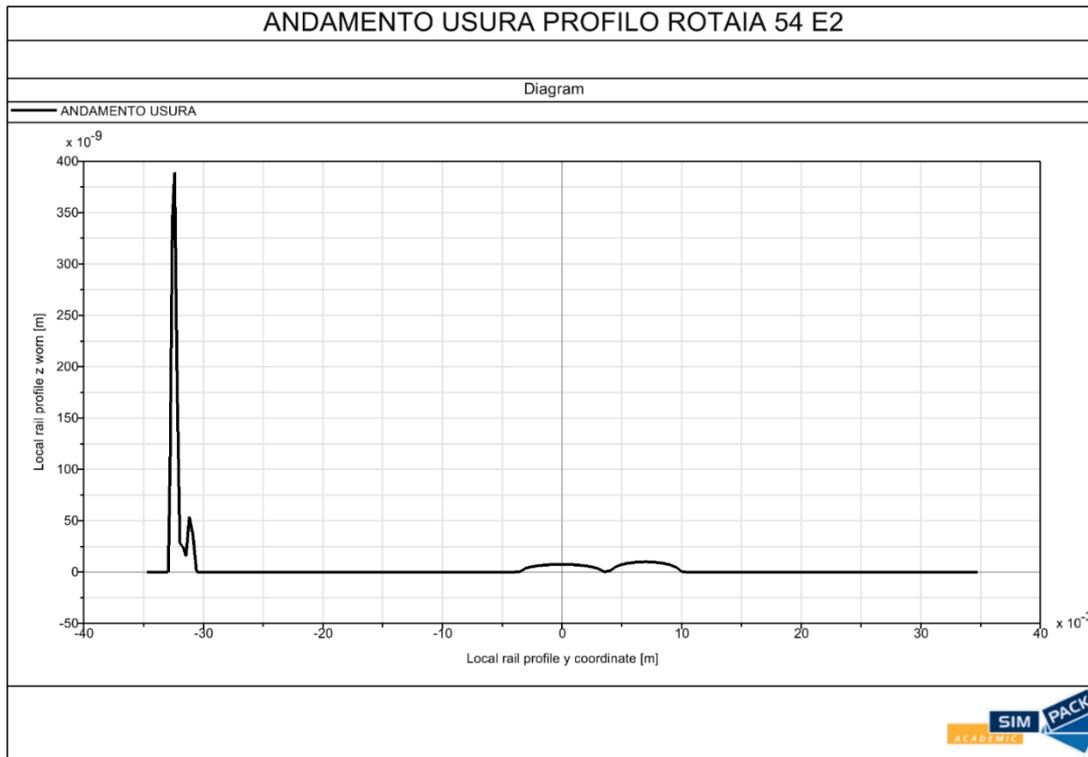


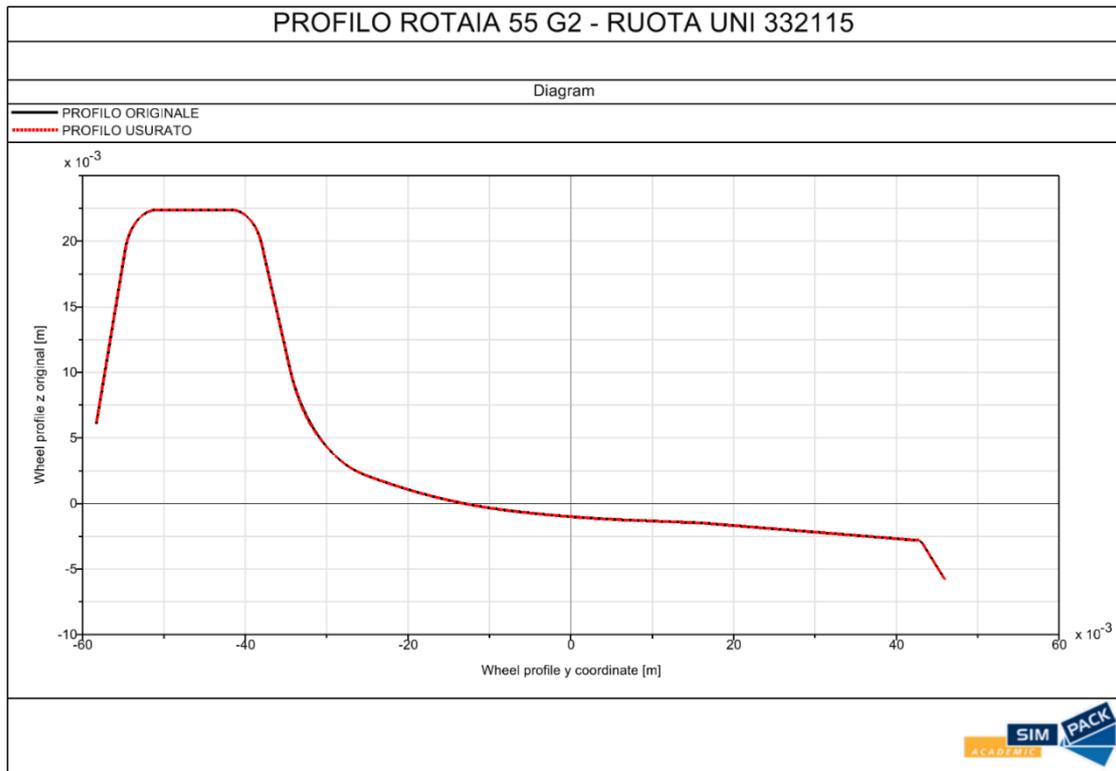
Figura 71 Andamento usura a tre punti del profilo ruota OPT2

Per quanto riguarda l'usura della rotaia 54 E2, si parla di valori nettamente minori in termini assoluti (il picco è pari a  $7E-6$  m) : anche in questo caso l'usura è a tre punti.



*Figura 72 Usura del profilo rotaia 54 E2*

Discutendo invece dell'ottimo accoppiamento 55 G2 – UNI 332115, che tende ad ottimizzare molto bene i parametri dinamici, si mostra in figura il confronto tra profilo usurato e profilo originale. Salta all'occhio il fatto di come tali profili siano praticamente sovrapponibili (e ciò a riconferma del fatto che se l'accoppiamento è buono per un certo tipo di parametri, lo è anche per l'usura).



*Figura 73 Profilo usurato e originale della ruota UNI 332115*

Per quanto riguarda l'usura sulla tavola si trovano valori, come nel caso precedente, pari a  $7E-6$  m. Il vero e proprio miglioramento riguarda il bordino che presenta un'usura di  $6.9E-5$  m, cioè solo un ordine di grandezza maggiore rispetto alla tavola. **Figura 74** mostra anche come l'usura sia a 2

punti (e non più a tre come nei 2 casi precedenti).

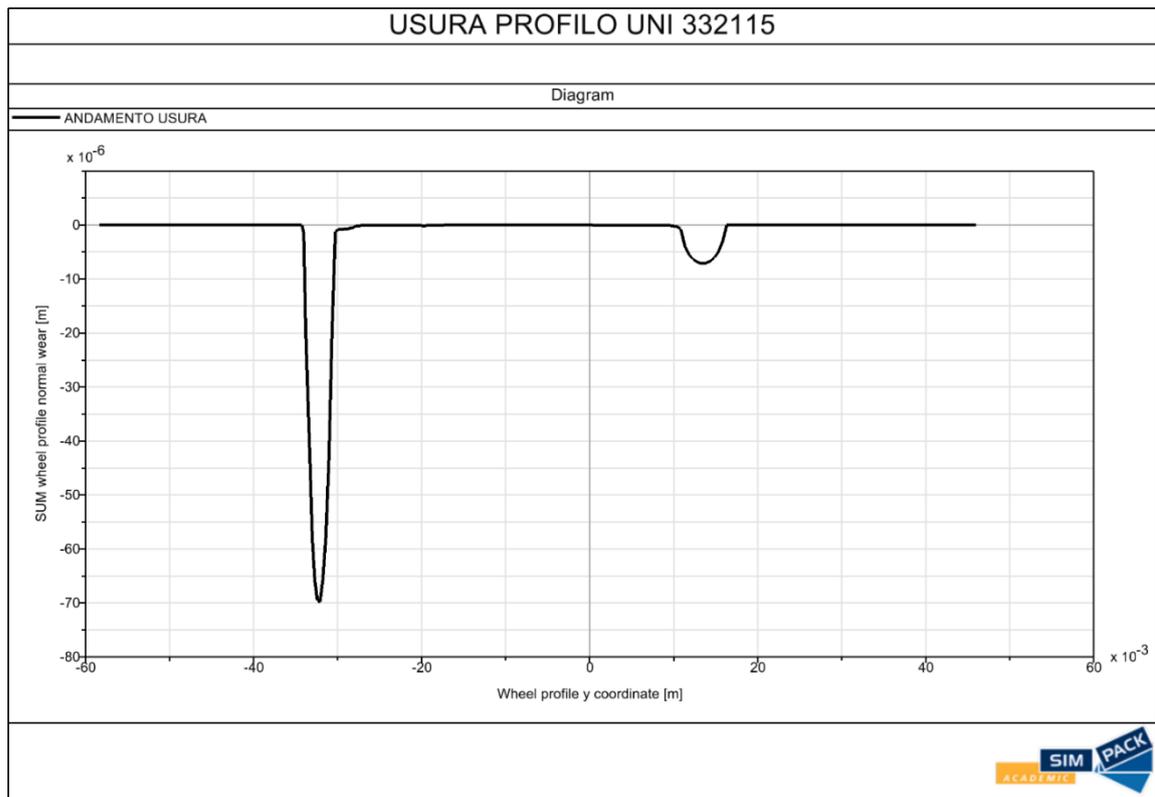


Figura 74 Andamento usura profilo UNI 332115

La bontà dell'accoppiamento premia sicuramente la ruota, ma lo stesso vale anche per la rotaia:

l'usura è a due punti e il valore massimo di usura è di  $7.5 \text{ E-}8 \text{ m}$  (vedi **Figura 75**).

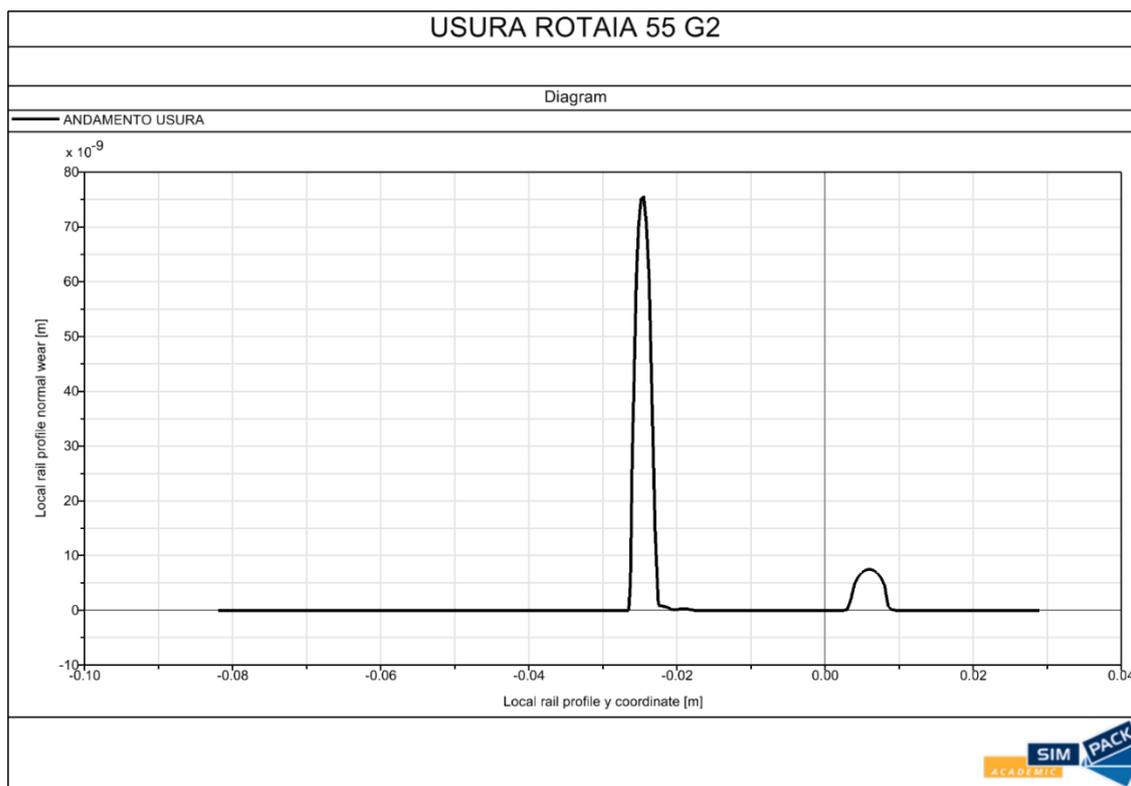
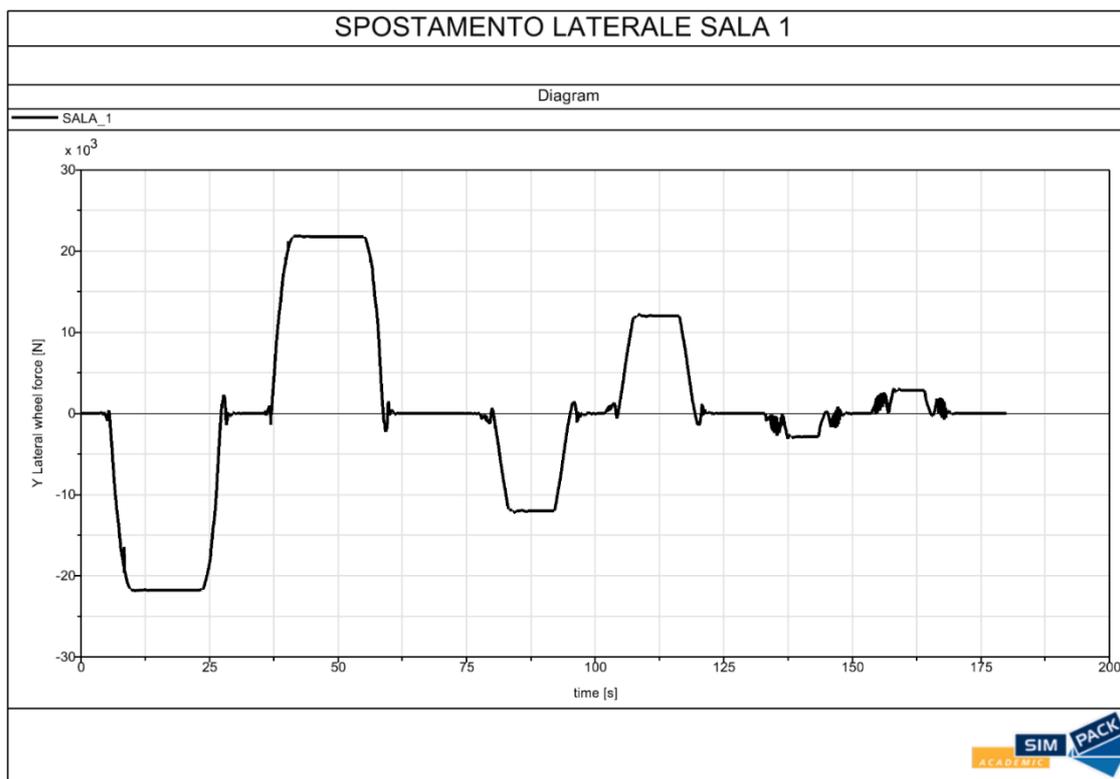


Figura 75 Andamento usura profilo 55 G2

Un parametro cui Simpack permette di interfacciarsi facilmente, e che è sicuramente legato al fenomeno dell'usura è lo spostamento laterale delle sale. Legato perché, come appena mostrato, gran parte dell'usura riguarda il bordino ruota che, a causa dei normali imprevisti di tracciato (in primis le curve) va ad impattare (talvolta in maniera molto intensa) sul fianco della rotaia. In particolare, analizzando l'andamento in funzione del tempo, si può capire quanto velocemente varia la posizione laterale in Y della sala (come se fosse una sorta di gradiente) e conoscendo la posizione iniziale nonché la geometria (lo spessore) della ruota si può prevedere quando si sorpassa una determinata soglia limite. Ma non solo: questo parametro assume una notevole importanza nell'analizzare la stabilità e la sicurezza di marcia, poiché si può prevedere (per gli stessi motivi di cui sopra) quando il veicolo è in incipiente svio. Il parametro Y è legato anche al fenomeno del serpeggio.



*Figura 76 Spostamento laterale y della sala 1, profilo UNI 332115*

L'andamento mostrato in figura, relativo alla ruota UNI 332115 accoppiato alla rotaia 55 G2, conferma quanto il primo set di curve da 50 metri di raggio, sia il più "aggressivo": l'escursione massima avviene su di essi. In particolare, assume il valore di 7.8 mm. Si possono notare anche oscillazioni laterali delle sale soprattutto all'ingresso delle curve (ne sono presenti anche all'ingresso) ma che, come si nota, vengono smorzate abbastanza bene dalle componenti del veicolo.

## 5. Conclusioni

Questa analisi è servita, come da obiettivo iniziale, a valutare come e quali profili (di ruota e di rotaia) si comportassero meglio in base a dei parametri dinamici e fisici (alcuni di questi contenuti nella norma EN 14363:2016). Dal capitolo simulazioni si è potuto notare che le valutazioni di bontà di profili non sono state condotte sulla base di un unico obiettivo da perseguire, ma le casistiche erano varie (più profili rotaia sullo stesso tracciato, varie tipologie di veicoli circolanti con ognuno una data tipologia di profilo ruota, presenza sullo stesso tracciato di alcuni profili rotaia con controrotaia e altri senza e così via). Per quanto riguarda il tracciato utilizzato, lo è stato anche ribadito, esso era un percorso semplice ma abbastanza impegnativo per quanto riguarda l'usura: curve strette e percorse ad una velocità abbastanza sostenuta in relazione ad esse. Ciò era dovuto però al significato intrinseco della tesi: questo veicolo, che non si rifà a nessun veicolo esistente, ma che in esso porta in sé tutte le caratteristiche tipiche di un tram (in termini di masse, smorzatori, sospensioni) deve essere abituato a percorrere tracciati che possono essere tortuosi.

Notazioni interessanti, man mano che l'analisi procedeva, uscivano allo scoperto: aspetti magari scontati ma per cui valeva sempre la pena fare qualche riflessione. In primis l'usura: è già stato ribadito nelle righe appena più sopra come questo parametro importantissimo tendesse a crescere al diminuire del raggio di curva, segno del fatto che, l'attrito in curva, oltre che un problema di sicurezza in termini di fattore di svio, lo è anche in termini di usura stessa.

Rimanendo nell'ambito della manutenzione, si è certi che il carrello più sollecitato, e più in particolare le ruote che necessitano di interventi siano quelle del carrello di testa (più in dettaglio, le ruote più sollecitate siano quelle di testa del carrello stesso).

Si è inoltre visto come il raggio dominante di raccordo che appartiene al profilo rotaia che può assumere il valore di 10 o 13 mm, ha una rilevanza non secondaria per quanto riguarda l'usura: uno dei profili rotaia migliori sotto quasi tutti gli aspetti, il profilo 55 G2, presenta raccordo da 10 mm e si comporta decisamente meglio rispetto ai "colleghi" con il raggio da 13 mm. Importante

ribadire che ha molta influenza sull'usura, ma meno ne ha per il fattore di svio e il fattore di scaricamento ruota: il profilo 54 G1 che, come il profilo 55 G2, garantisce un buon comportamento dinamico ha infatti un raggio di raccordo di 13 mm.

La presenza della controrotaia stessa (poiché non tutti i profili rotaia utilizzati nell'analisi la presentano) è sicuramente un discriminante per fare alcune osservazioni. Come anche annotato nel capitolo relativo ai risultati delle simulazioni, i profili che non presentano controrotaia, sono profili che hanno dato meno problemi in fase di simulazione. Questo è dovuto al fatto che l'accoppiamento su Simpack di ruota e rotaia avviene, e ciò vale per tutta la durata della simulazione, senza particolari problemi poiché difficilmente i due profili si compenetravano. I profili con controrotaia invece potevano dare problemi perché in alcuni casi il bordino della ruota era quasi pari dimensioni allo spazio concesso del binario e dalla controrotaia: come detto anche nella fase di introduzione, si sono considerati profili anche molto diversi l'uno dall'altro sia per la ruota sia per la rotaia, e questo, oltre a rappresentare una casistica più completa, può anche portare a situazioni sconvenienti e mai realizzabili come quelle appena mostrate. Tenendo conto di ciò e discutendo unicamente di risultati piuttosto che di simulazioni, i profili con controrotaia si attestano ai due estremi: i risultati migliori e quelli peggiori, la parte nel mezzo viene quindi occupata dai sufficienti profili senza controrotaia. Essendo però la presente un'analisi che si vuole occupare di trovare una possibile soluzione a quella che era la problematica iniziale, si può affermare sulla base dei dati mostrati che i profili rotaia da optare per questo veicolo tramviario devono avere la controrotaia. I profili rotaia migliori sulla base dei parametri di sicurezza e usura sono i già più volte citati 55 G2 e 54 G1. Quantitativamente, il profilo rotaia migliore è il 54 G1 accoppiato al profilo ruota S1002: questo è l'accoppiamento da consigliare qualora il veicolo dovesse eseguire, nel corso degli anni, dei tracciati simili a quello della seguente analisi.

Va anche ribadito il fatto che le simulazioni sono state effettuate con il veicolo a tara, quindi vuoto (senza nessun passeggero): questo ha alcune implicazioni. La prima è che il baricentro sia sicuramente più alto rispetto al veicolo a pieno carico: va ricordato che la massa di una cassa di un tram, a differenza di una cassa di un treno, è molto minore (si parla di 15 tonnellate circa contro

anche 100 di una carrozza ferroviaria) e quando il veicolo (tram) è pieno di passeggeri (si può parlare anche di più di 100 persone a cassa) ciò ha molta influenza sullo schiacciamento delle sospensioni e quindi maggiore stabilità. Un baricentro basso ha sicuramente effetti positivi per quanto riguarda i parametri di stabilità, anche se di certo non migliora l'usura (che comunque nei profili scelti assumeva valori molto piccoli e ben lontani da limiti preoccupanti). Globalmente, il fatto di avere effettuato simulazioni in condizioni di tara può aver portato a sopravvalutare gli effetti negativi rispetto a quelli positivi e quindi ha consentito, se così si può dire, un certo margine di sicurezza.

Il paragrafo relativo all'usura permette di notare anche il wear number, ovvero il numero di usura, che può prendere anche il nome di  $T_\gamma$ . Questo termine è utilizzato per quantificare globalmente e in valore assoluto quanto l'usura influisce in termini di forza, tanto è che è espresso in Newton. Ciò però sta anche alla base di alcune delle sue limitazioni pratiche, poiché esso si riferisce ad un valore globale che non è in alcun modo collegato alla superficie interessata dall'usura. Si decide quindi di contestualizzare questo numero di usura inserendolo in leggi di asportazione di volume, come la legge di Archard. Proprio il paragrafo relativo al modulo di usura conferma le scelte fatte (sulla bontà dei profili) se ci si basa unicamente sui parametri di stabilità: fattore di svio e fattore di scaricamento ruota. Il profilo ruota UNI 3332105i accoppiato alla rotaia 55 G2 è (insieme al 54 G1) quello che minimizza questi parametri, e anche quello che minimizza l'usura. Come mostrato invece, il profilo OPT2 accoppiato alla 54 E2 assume valori non buoni in termini di usura stessa. Il motivo per cui OPT2, profilo ottimizzato all'usura, si comporta male, è probabilmente causa della rotaia, non sicuramente la più adatta in ambito tramviario (non ha controrotaia).

## Ringraziamenti

Voglio in primis ringraziare il Professore Nicola Bosso per la disponibilità e la possibilità di svolgere una tesi che fosse al contempo interessante e utile.

Ci tengo molto anche a ringraziare l'ingegnere Matteo Magelli, il cui aiuto, sia tecnico che umano, è stato fondamentale per svolgere al meglio tutte le tappe cruciali di questo scritto.

Voglio ringraziare anche tutti gli amici con cui in questi anni ho condiviso, anche se solo per un pezzetto, un percorso faticoso chiamato ingegneria.

Ci tengo a ringraziare tutta la mia famiglia allargata, che mai come in questi anni si è stretta attorno a noi per ribadire il vero e proprio concetto di legame.

Ci tengo ovviamente a ringraziare anche quella più stretta, Lory e Mamma, vero e proprio carburante che mi ha sempre spinto ad andare avanti anche quando non ne avevo più.

E infine ci tengo a ringraziare Te, Papà. Oggi più che mai saresti tanto orgoglioso di quel che piano piano sono riuscito a costruire. Ti prometto che continuerò a renderti orgoglioso.

## Bibliografia

- [1] Hauser, V., Nozhenko, O., Kravchenko, K., Loulová, M., Gerlici, J., & Lack, T. (2017). Impact of Three Axle Boxes Bogie to the Tram Behavior When Passing Curved Track., *Procedia Engineering*, Vol 192, Pag 295-300
- [2] Staskiewicz, T., & Firlik, B. (2017). Influence of Tram Wheel Profile Geometry on Wear Intensity, *Procedia Engineering*, Vol 192, Pag 1006-1011
- [3] Shevtsov, I. Y., Markine, V. L., & Esveld, C. (2005). Optimal design of wheel profile for railway vehicles, *Wear*, Vol 258(7-8), Pag 1022-1030
- [4] N. Bosso, «Appunti del corso di Costruzione di materiale ferroviario,» Torino, 2012.
- [5] Kimura, Y., Sekizawa, M., & Nitani, A. (2002). Wear and fatigue in rolling contact. *Wear*, Vol 253(1-2), Pag 9-16
- [6] Meehan, P. A., Daniel, W. J. T., & Campey, T. (2005). Prediction of the growth of wear-type rail corrugation. *Wear*, Vol 258(7-8), Pag 1001-1013
- [7] Simulazione progettuale e ingegneristica | SIMULIA - Dassault Systèmes. (n.d.). Consultato il 26 Settembre 2022
- [8] Krause, H., Poll, G. (1984). Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung. *Tribologie und Schmierungstechnik* 31, Pag 209-289
- [9] Jendel, T. (2002). Prediction of wheel profile wear - Comparisons with field measurements. *Wear*, Vol 253(1-2), Pag 89-99
- [10] Simulazione progettuale e ingegneristica | SIMULIA - Dassault Systèmes. (n.d.). Consultato il 26 settembre 2022
- [11] [https://it.wikipedia.org/wiki/Carrello\\_Jakobs](https://it.wikipedia.org/wiki/Carrello_Jakobs)
- [12] Tram di Torino. (n.d.). Consultato il 26 settembre 2022
- [13] J. J. Kalker (1982): A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. Pag 1-13.
- [14] Norma BS EN 14811-2019\_55G2-55G3
- [15] Norma BS EN 14363:2016+A1:2018