

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica



**ANALISI DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI UN  
CARRELLO AD ASSI STERZANTI E SVILUPPO DEL  
RELATIVO SISTEMA DI CONTROLLO ATTIVO**

Relatore: Prof. Roberto Corradi

Correlatore: Ing. Andrea N. Barbera

Tesi di laurea di:  
Andrea Mescoli matr. 750375

Anno accademico 2010/2011



# Ringraziamenti

*Ringrazio tutti coloro che  
in questi anni mi sono  
stati vicino nell'impresa  
di Laurea.*



# Indice dei contenuti

<b>RINGRAZIAMENTI.....</b>	<b>I</b>
<b>INDICE DEI CONTENUTI .....</b>	<b>III</b>
<b>SINTESI.....</b>	<b>V</b>
<b>INDICE DELLE FIGURE.....</b>	<b>VII</b>
<b>INDICE DELLE TABELLE .....</b>	<b>XXXI</b>
<b>CAPITOLO 1 INTRODUZIONE.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPITOLO 2 STATO DELL'ARTE.....</b>	<b>5</b>
2.1 STRATEGIE DI STERZATURA ATTIVA DEGLI ASSI E CLASSIFICAZIONE DELLE POSSIBILI CONFIGURAZIONI COSTRUTTIVE .....	22
2.2 VARIANTI COSTRUTTIVE ANALIZZATE.....	32
<b>CAPITOLO 3 DEFINIZIONE DEI TEST CASE .....</b>	<b>37</b>
3.1 TEST CASE 1 .....	38
3.2 TEST CASE 2 .....	45
<b>CAPITOLO 4 MODELLO MULTIBODY DEL VEICOLO .....</b>	<b>53</b>
4.1 IL SOFTWARE "MONSTRAM.EXE" .....	54
4.2 MODELLO DEL CONTATTO RUOTA ROTAIA.....	57
4.2.1 Irregolarità dei binari e profili usurati delle ruote.....	59
4.3 DEFINIZIONE DELLE COORDINATE GENERALIZZATE DEL MODELLO MULTIBODY .....	61

---

4.4 IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO DEL VEICOLO “TEST CASE 1” .....	66
4.5 IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO DEL VEICOLO “TEST CASE 2” .....	80
<b>CAPITOLO 5 ANALISI DELLE PRESTAZIONI OTTENIBILI CON CARRELLI AD ASSI STERZANTI.....</b>	<b>94</b>
5.1 MODALITÀ DI SIMULAZIONE IN ANELLO APERTO.....	95
5.2 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI IN ANELLO APERTO E CONFRONTO CON IL VEICOLO A CARRELLI NON STERZANTI .....	98
5.2.1 <i>Test case 1</i> .....	99
5.2.2 <i>Test case 2</i> .....	129
<b>CAPITOLO 6 CONTROLLO ATTIVO DI STERZATURA .....</b>	<b>157</b>
6.1 PREMessa.....	158
6.2 DEFINIZIONE DELLA STRATEGIA PER IL CONTROLLO ATTIVO .....	171
6.3 PRESENTAZIONE DEI RISULTATI DELLE SIMULAZIONI IN ANELLO CHIUSO	191
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>209</b>
<b>APPENDICE A .....</b>	<b>211</b>
<b>RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....</b>	<b>215</b>

## Sintesi

Il comportamento dinamico dei moderni tram differisce significativamente da quelli ferroviari, sia per la differente architettura dei veicoli, sia per le infrastrutture su cui transitano. Nelle curve strette tipiche nei tracciati urbani, i carrelli dei tram si trovano costretti a operare con la ruota anteriore esterno curva e posteriore interno curva a contatto con il bordino. Inoltre, a seconda della geometria dei profili di ruota e rotaia, oltreché per la presenza delle ruote elastiche, la ruota anteriore interno curva e quella posteriore esterno curva possono raggiungere il contatto con la controrotaia. Ciò genera una distribuzione di forze al contatto complesse, che provocano molti dei problemi relativi al funzionamento dei tram, quali il degrado dei profili a contatto e l'eccessivo rumore di stridio (squeal noise). E' noto che le forze di contatto possono essere drasticamente ridotte qualora l'angolo di serpeggio relativo delle sale rispetto al binario diminuisca. Un modo per ridurre tali angoli è quello di implementare carrelli con assi sterzanti, obiettivo di indagine di questa tesi. A tale fine si propongono due sistemi di sterzata degli assi, introdotta mediante una articolazione cilindrica tra i semitelai del carrelli. Il primo veicolo implementato presenta la ralla di interconnessione con la cassa e la sterzata degli assi non richiede la deformazione a taglio delle sospensioni secondarie. Il secondo veicolo, più adeguato per il conseguimento di veicoli a pianale completamente ribassato, richiede la deformazione delle sospensioni secondarie. L'analisi delle prestazioni dei veicoli implementati viene svolta mediante lo studio della dinamica dei sistemi multi corpo nello spazio, realizzata attraverso un software

---

sviluppato dal Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano atto anche all'introduzione delle azioni di controllo in anello aperto e chiuso. Per la validazione dei modelli, si è proceduto con l'analisi dei modi di vibrare, ricavati mediante un software implementato nel presente lavoro di tesi. Introdotti degli opportuni criteri per la definizione della strategia di controllo attiva più adeguata allo scopo, si sono mostrati i vantaggi ottenibili con l'uso degli assi sterzanti, analizzando sia le forze di contatto, sia i requisiti di attuazione.



## Indice delle figure

- Figura 2.1 - Inscrizione in curva da parte di un carrello tradizionale ad assi non sterzanti. La coppia di serpeggio associata alle differenti forze di pseudo slittamento instaurate  $F_{cf}$  e  $F_{cr}$ , rispettivamente sull'asse anteriore e posteriore, è contrastata dalle forze di bordino  $F_{ff}$  e  $F_{fr}$ . 7
- Figura 2.2 - Schematizzazione nel piano delle sospensioni primarie di un carrello tradizionale. 9
- Figura 2.3 - Architettura di un veicolo con sterzata passiva degli assi. Questa è ottenuta collegando i carrelli del medesimo veicolo attraverso opportuni sistemi articolati, la cui azione viene applicata alle boccole delle sale. 12
- Figura 2.4 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, relativo al sistema presentato in Figura 2.3. 13
- Figura 2.5 - Architettura di un carrello con sterzata passiva degli assi ottenuta introducendo interconnessioni elastiche tra le sale del medesimo carrello. 14
- Figura 2.6 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, del tipo Scheffel, relativo al sistema presentato in Figura 2.5. 15
- Figura 2.7 - Architettura di un veicolo con carrelli a singolo asse, flessibilmente interconnessi con quello del carrello adiacente. 15

---

Figura 2.8 - Cinematica dei carrelli a singolo asse accoppiati, relativi alla configurazione presentata in Figura 2.7.	16
Figura 2.9 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, relativo al sistema presentato in Figura 2.7, Bombardier.	17
Figura 2.10 - Esempio di carrello con sterzata attiva degli assi; questa, attraverso un sistema di leve, agisce sullo spostamento delle boccole delle sale.	18
Figura 2.11 - Esempio di carrello con sterzata attiva degli assi; questa agisce direttamente sullo spostamento degli axle box delle sale.	19
Figura 2.12 - Layout della strategia di controllo di un veicolo meccatronico, in cui si evincono le tre fasi distintive della gestione di un sistema complesso, la cognizione dello stato del veicolo e del tracciato, la strategia di azione ottimale in relazione all'effettiva disponibilità dei componenti, l'attuazione delle forze.	20
Figura 2.13 - Approccio fail safe per la progettazione dei sistemi meccanici.	22
Figura 2.14 - Configurazioni dei veicoli ferroviari per l'ottenimento della sterzata degli assi.	23
Figura 2.15 - Strategie di sterzata degli assi in relazione al tempo richiesto per la loro messa in servizio, dipendente questo dalla mole di innovazioni tecniche necessarie rispetto ai tradizionali convogli. Si è inoltre indicato il riferimento alla classificazione delle architetture, presentata questa in Figura 2.14.	24
Figura 2.16 - Possibili configurazioni dei carrelli attivi: (a) rilassamento primarie, (b) controllo di stabilità sullo spostamento laterale.	24

Figura 2.17 - Possibili configurazioni dei carrelli attivi: (a) SYC, (b) ASW, (c) AIRW, (d) DIRW, (e) DSW.	26
Figura 2.18 - Fasi della progettazione di un sistema meccanico.	33
Figura 2.19 - Metodologia adottata per lo studio delle proposte di sterzata degli assi dei carrelli ferroviari e tranviari, presentate nel lavoro di tesi.	34
Figura 3.1 - Esempio di convoglio i cui carrelli presentano una ralla per il collegamento con la cassa.	38
Figura 3.2 - Esempio di convoglio i cui carrelli presentano una ralla per il collegamento con la cassa.	39
Figura 3.3 - Esempio di carrello portante con sospensioni secondarie ad aria e trave di carico con ralla.	39
Figura 3.4 - Configurazione del veicolo implementato nel test case 1.	40
Figura 3.5 - Esempio di carrello con sospensioni secondarie ad aria e trave di carico con ralla, vista laterale.	41
Figura 3.6 - Particolare del carrello analizzato nel test case 1 in cui si evidenziano: in blu le sospensioni secondarie ad aria comprensive dei tamponi verticali, in rosso uno dei due smorzatori laterali, in giallo i tamponi laterali.	41
Figura 3.7 - Particolare delle sale del veicolo analizzato nel test case 1; in blu sono evidenziate le sospensioni primarie a boccia, elemento di interconnessione flessibile tra la sala e il telaio del carrello.	42
Figura 3.8 - Schema del sistema carrello impiegato nel veicolo proposto con il test case 1; si evidenzia l'articolazione tra i semitelai oltre un possibile posizionamento degli attuatori.	43
Figura 3.9 - Implementazione della sterzata degli assi del test case 1, ottenuta mediante l'introduzione di una cerniera	

---

cilindrica tra i semitelai, la cui mobilità è controllata da due attuatori posizionati nello scatolato del telaio. Si osservano gli alloggiamenti delle sospensioni secondarie, in particolare le due molle sono poggiate ognuna su di un semitelaio, così da consentire il serpeggio relativo tra i semitelai senza deformare le sospensioni secondarie.	44
Figura 3.10 - Esempio di veicolo a pianale ribassato con carrelli senza ralla, impiegati a Barcellona.	45
Figura 3.11 - Elettrotreno a pianale ribassato Eurotram con carrelli senza ralla, impiegato a Innsbruck.	46
Figura 3.12 - Moduli componenti il convoglio Sirio Milano; in particolare, si osservano quattro veicoli ICM con carrelli a due sale, oltre a tre veicoli SALONE, appesi ai precedenti.	46
Figura 3.13 - Schema del sistema carrello impiegato nel veicolo proposto con il test case 2; si evidenzia l'articolazione tra i semitelai oltre un possibile posizionamento degli attuatori.	49
Figura 3.14 - Implementazione della sterzata degli assi del test case 2, ottenuta mediante l'introduzione di articolazioni attive tra i semitelai. Si osserva che l'unione tra i semitelai può essere controllata con due attuatori, come mostrato, ovvero da un attuatore e una biella.	50
Figura 3.15 - Composizione del convoglio mediante i vincoli tra le casse dei singoli moduli; sono evidenziati gli spostamenti relativi consentiti tra i corpi contigui.	51
Figura 4.1 - Accoppiamento geometrico di ruota e rotaia ed illustrazione della tipica condizione di contatto multiplo sulla tavola e sul bordino, contatto che può avvenire	

anche su punti al di fuori del piano meridiano per effetto di $\sigma_{rel}$ .	58
Figura 4.2 - Esempificazione della irregolarità della via di corsa di una linea ferroviaria.	60
Figura 4.3 - Schematizzazione della ruota elastica mediante corpi rigidi ed elementi elastici e smorzanti concentrati.	64
Figura 4.4 - Schematizzazione del modo deformabile introdotto nei carrelli del veicolo implementato nel test case 1, per conseguire la sterzata degli assi.	68
Figura 4.5 - Schematizzazione del veicolo reale proposto nel test case 1.	71
Figura 4.6 - Schematizzazione del modello del veicolo proposto nel test case 1.	71
Figura 4.7 - Nodi di cassa adottati nel modello multibody del test case 1.	73
Figura 4.8 - Nodi dei carrelli adottati nel modello multibody del test case 1.	73
Figura 4.9 - Nodi delle sale adottate nel modello multibody del test case 1.	74
Figura 4.10 - Architettura sospensioni del convoglio del test case 1, si osserva la presenza della ralla di interconnessione tra carrello e cassa.	75
Figura 4.11 - Schema di rappresentazione degli elementi di fine corsa tra i carrelli e la cassa, rispettivamente: a) tamponi verticali, b) tampone laterale.	76
Figura 4.12 - Distribuzione delle sale del veicolo test case 1 e carichi agenti su ognuno di essi.	76

---

Figura 4.13 - Nodi del modello multibody dei moduli C, impiegati nel descrivere i convogli, sia quello tradizionale sia quello proposto nel test case 1.	77
Figura 4.14 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 1, avente frequenza propria di 1.2055Hz.	79
Figura 4.15 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 1, avente frequenza propria di 32.355Hz.	79
Figura 4.16 - Schematizzazione del modo deformabile introdotto nei carrelli del convoglio implementato nel test case 2, per conseguire la sterzata degli assi.	82
Figura 4.17 - Schematizzazione delle sospensioni del veicolo proposto nel test case 2.	84
Figura 4.18 - Nodi di cassa adottati per il modulo ICM, rappresentante il terzo veicolo del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.	85
Figura 4.19 - Nodi del carrello adottati per il modulo ICM, rappresentante il terzo veicolo del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.	85
Figura 4.20 - Nodi delle sale adottati per i moduli ICM del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.	86
Figura 4.21 - Architettura sospensioni del convoglio del test case 2.	87
Figura 4.22 - Schema di rappresentazione degli elementi di fine corsa tra i carrelli e la cassa, rispettivamente: a) tamponi verticali, vincolo monolatero, b) tamponi laterali, vincolo bilatero, c) tamponi longitudinali, vincolo bilatero.	88
Figura 4.23 - Semplificazione dei sistemi di vincoli tra le casse del convoglio implementato nel test case 2; in particolare, si	

è trascurato il beccheggio relativo tra le seguenti coppie di casse, seconda - terza, quinta - sesta.	89
Figura 4.24 - Schematizzazione dell'architettura dei vincoli tra le casse dei veicoli che compongono il modello multibody del test case 2.	89
Figura 4.25 - Nodi dei vincoli tra le casse dei moduli ICM, adottati per descrivere il modello multibody del test case 2.	90
Figura 4.26 - Posizione degli assi del convoglio implementato nel test case 2.	90
Figura 4.27 - Carichi per asse del convoglio implementato nel test case 2	91
Figura 4.28 - Nodi del modello multibody del terzo modulo, del tipo ICM, impiegato nel descrivere i convogli, sia quello tradizionale sia quello proposto nel test case 2.	91
Figura 4.29 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 2, avente frequenza propria di 2.631Hz.	92
Figura 4.30 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 2, avente frequenza propria di 1.284Hz.	93
Figura 5.1 - Schematizzazione per il calcolo della coppia in Feed-Forward per il veicolo ad assi sterzanti implementato nel test case 1.	96
Figura 5.2 - Schematizzazione per il calcolo della coppia in Feed-Forward per il veicolo ad assi sterzanti implementato nel test case 2.	97
Figura 5.3 - Profilo della rotaia a gola (Phoenix) Ri60, implementato in simulazione.	98
Figura 5.4 - Curva a destra, R=50m, v=18km/h; forze verticali sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	100

---

Figura 5.5 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; spostamento relativo tra il binario e le ruote del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	102
Figura 5.6 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze laterali sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	103
Figura 5.7 - Convenzioni adottate per presentare le azioni tangenziali, normali e longitudinali nei punti di contatto, siano essi sulla tavola o sul bordino/controrotaia.	104
Figura 5.8 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	104
Figura 5.9 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	105
Figura 5.10 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	105
Figura 5.11 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	106
Figura 5.12 - Curva a destra, $R=50m$ , $v=18km/h$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.	107



- Figura 5.13 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1. 107
- Figura 5.14 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del primo carrello, rispettivamente del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1 (linea rossa) e di quelli del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu). 110
- Figura 5.15 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze verticali sulle ruote del primo carrello. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra). 111
- Figura 5.16 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; spostamento relativo tra ruote e binario. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra). 112
- Figura 5.17 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze laterali sulle ruote del primo carrello. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra). 112
- Figura 5.18 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze di Ripage agenti sulle sale del veicolo (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra). 114
- Figura 5.19 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze nel piano orizzontale agenti sulle ruote del primo carrello del convoglio in condizione di regime raggiunto. Confronto

- 
- tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra). 115
- Figura 5.20 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra). 116
- Figura 5.21 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra). 117
- Figura 5.22 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra). 118
- Figura 5.23 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra). 119
- Figura 5.24 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 1 (fig. b). 120
- Figura 5.25 - Curva a destra  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala 2 del carrello

anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 1 (fig. b). 121

Figura 5.26 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; confronto tra l'andamento della velocità del veicolo tradizionale ad assi non sterzanti associato al test case 1 (linea rossa) e quella del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu). 122

Figura 5.27 - Curva  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; confronto tra la potenza dissipata al contatto dalle sale del carrello anteriore, rispettivamente dal veicolo tradizionale associato al test case 1 (linea rossa), e da quella del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu). 123

Figura 5.28 - Forze laterali scambiate tra il binario e la ruota anteriore esterno curva (ruota sinistra) di entrambi i carrelli; risultati dell'intera campagna di simulazioni svolte per il confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti e quello proposto nel test case 1. 124

Figura 5.29 - Forze laterali scambiate tra il binario e la ruota anteriore interno curva (ruota destra) di entrambi i carrelli; risultati dell'intera campagna di simulazioni svolte per il confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti e quello proposto nel test case 1. 125

Figura 5.30 - Curva  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello anteriore del veicolo test case 1 ad assi sterzanti. 128

Figura 5.31 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie

---

a generare la sterzata degli assi del carrello posteriore del veicolo test case 1 ad assi sterzanti.	128
Figura 5.32 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.	130
Figura 5.33 - Curva a sinistra $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; spostamento relativo tra il binario e le ruote del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 2.	131
Figura 5.34 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.	132
Figura 5.35 - Convenzioni adottate per presentare le azioni tangenziali, normali e longitudinali nei punti di contatto, siano essi sulla tavola o sul bordino/controrotaia.	133
Figura 5.36 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.	134
Figura 5.37 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala posteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.	134
Figura 5.38 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.	135
Figura 5.39 - Curva a sinistra, $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala posteriore del	

- terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2. 135
- Figura 5.40 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2. 137
- Figura 5.41 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi sulla sala posteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2. 137
- Figura 5.42 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del terzo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio proposto nel test case 2 (linea blu). 139
- Figura 5.43 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 140
- Figura 5.44 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento relativo tra binario e le ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 141
- Figura 5.45 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti

- 
- (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 142
- Figura 5.46 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze di Ripage agenti sulle sale dei primi due veicoli del convoglio (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 143
- Figura 5.47 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 144
- Figura 5.48 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 145
- Figura 5.49 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 146
- Figura 5.50 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 147
- Figura 5.51 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto sulla sala posteriore del terzo

veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra). 148

Figura 5.52 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 2 (fig. b). 149

Figura 5.53 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 2 (fig. b). 150

Figura 5.54 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze scambiate tra le molle delle sospensioni secondarie ed il carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 2 (a destra) nel quale si è introdotta una azione di feed-forward sul modo deformabile. 151

Figura 5.55 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra l'andamento della velocità del primo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa) e quella del medesimo veicolo del convoglio implementato nel test case 2 (linea blu). 152

Figura 5.56 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra la potenza dissipata al contatto dalle sale del terzo veicolo, rispettivamente dal convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e da quella del veicolo implementato nel test case 2 (linea blu). 153

---

Figura 5.57 - Curva $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; forze laterali scambiate tra il binario e le ruote del terzo veicolo nella condizione di marcia caratterizzata da una accelerazione non compensata di $0,3m/s^2$ ; confronto tra il veicolo tradizionale (in blu) e quello proposto nel test case 2 (in rosso).	154
Figura 5.58 - Curva $R=30m$ , $v=13.9km/h$ ; forze laterali scambiate tra il binario e le ruote del terzo veicolo nella condizione di marcia caratterizzata da una accelerazione non compensata di $0,5m/s^2$ ; confronto tra il veicolo tradizionale (in blu) e quello proposto nel test case 2 (in rosso).	154
Figura 5.59- Curva $R=30m$ , $v=10.8km/h$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello del terzo veicolo del convoglio proposto nel test case 2.	155
Figura 6.1- Schema di controllo attivo per la sterzata degli assi.	158
Figura 6.2 - Schema di controllo attivo e integrato per la sterzata degli assi.	160
Figura 6.3 - Schema semplificato di un veicolo ferroviario composto da una cassa e due sale, introdotto per la presentazione delle possibili tecniche di controllo della sterzata degli assi.	162
Figura 6.4 - Schema di un controllo modale per il veicolo a due assi di Figura 6.3	163
Figura 6.5 - Schema di un controllo $H_\infty$ per il veicolo a due assi di Figura 6.3.	166
Figura 6.6 - Schema di un controllo PID per il veicolo a due assi di Figura 6.3.	168



- Figura 6.7 - Parametri caratteristici della rampa sinusoidale che il riferimento del serpeggio relativo tra gli assi dovrà assumere per l'implementazione del controllo attivo. 171
- Figura 6.8 - Diagramma della strategia di controllo sull'angolo relativo tra le sale, funzione del raggio della curva  $R$  e del passo delle sale  $L_b$ . 172
- Figura 6.9 - Possibili strategie per l'assegnazione dell'istante di completamento della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi; regime raggiunto quando la prima sala del carrello giunge all'inizio della curva piena (caso 1) e regime raggiunto quando la prima sala si trova all'inizio del raccordo (caso 2). Si osserva che l'inizio della rampa risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ . 175
- Figura 6.10 - Possibili strategie per l'assegnazione dell'istante di completamento della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi; regime raggiunto quando la seconda sala del carrello giunge all'inizio della curva piena (caso 1a) e regime raggiunto quando la seconda sala si trova all'inizio del raccordo (caso 2a). Si osserva che l'inizio della rampa (valutata sul primo asse del carrello) risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ . 175
- Figura 6.11 - Possibile strategia per l'assegnazione dell'istante iniziale della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi, inizio che cade quando la prima sala del carrello si trova in prossimità dell'inizio del raccordo. Si osserva che la fine della rampa risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ . 176

- 
- Figura 6.12 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 180
- Figura 6.13 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento laterale ruota-rotaia sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 181
- Figura 6.14 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; coppia sterzante sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1-2-1a-2a implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 182
- Figura 6.15 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; coppia sterzante sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1a-2a-3 implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 182
- Figura 6.16 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 183
- Figura 6.17 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento laterale ruota-rotaia sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 184

- Figura 6.18 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio.  
Confronto dei casi 1-2-1a-2a implementati per la scelta  
della strategia di controllo attivo della sterzata degli  
assi. 185
- Figura 6.19 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio.  
Confronto dei casi 1a-2a-3 implementati per la scelta  
della strategia di controllo attivo della sterzata degli  
assi. 185
- Figura 6.20 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
forze laterali sul primo carrello del convoglio. Confronto  
dei casi implementati per la scelta della strategia di  
controllo attivo della sterzata degli assi. 186
- Figura 6.21 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
spostamento laterale ruota-rotaia sul primo carrello del  
convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta  
della strategia di controllo attivo della sterzata degli  
assi. 187
- Figura 6.22 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
coppia sterzante sul primo carrello del convoglio.  
Confronto dei casi implementati per la scelta della  
strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 188
- Figura 6.23 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
forze laterali sul secondo carrello del convoglio.  
Confronto dei casi implementati per la scelta della  
strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 189
- Figura 6.24 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ;  
spostamento laterale ruota-rotaia sul secondo carrello

- 
- del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 190
- Figura 6.25 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ; coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi. 191
- Figura 6.26 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del primo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio attivo proposto nel test case 2 (linea blu). 192
- Figura 6.27 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del terzo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio attivo proposto nel test case 2. 192
- Figura 6.28 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del primo e del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 193
- Figura 6.29 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento relativo tra binario e le ruote del carrello del primo e del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 194
- Figura 6.30 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del primo e del terzo veicolo del

convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 195

Figura 6.31 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze di Ripage agenti sulle sale del primo e del terzo veicolo del convoglio (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 196

Figura 6.32 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del primo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 197

Figura 6.33 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 197

Figura 6.34 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 198

Figura 6.35 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 199

- 
- Figura 6.36 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 199
- Figura 6.37 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 200
- Figura 6.38 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 201
- Figura 6.39 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 201
- Figura 6.40 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 202
- Figura 6.41 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad

assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra). 202

Figura 6.42 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b). 203

Figura 6.43 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b). 204

Figura 6.44 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b). 204

Figura 6.45 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b). 205

Figura 6.46 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; confronto tra l'andamento della velocità del primo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa) e quella del medesimo veicolo del convoglio attivo implementato nel test case 2 (linea blu). 206

Figura 6.47 - Curva  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a

---

generare la sterzata degli assi del carrello del primo  
veicolo del convoglio attivo proposto nel test case 2. 207

Figura 6.48 - Curva  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; andamento della potenza  
(linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a  
generare la sterzata degli assi del carrello del terzo  
veicolo del convoglio attivo proposto nel test case 2. 207



## Indice delle tabelle

Tabella 2.1 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia SYC.	27
Tabella 2.2 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia ASW.	28
Tabella 2.3 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia AIRW.	29
Tabella 2.4 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia DIRW.	30
Tabella 2.5 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia DSW.	31
Tabella 4.1 - Coordinate libere usate per descrivere il moto dell' $i$ -esimo modulo A.	62
Tabella 4.2 - Coordinate libere usate per descrivere il moto del $j$ -esimo modulo B.	62
Tabella 4.3 - Coordinate libere usate per descrivere il moto dell' $i$ -esimo modulo C.	63
Tabella 4.4 - Elenco dei modi rigidi e deformabili impiegati per descrivere le sale degli $i$ -esimi moduli A e C.	64
Tabella 4.5 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate dell' $i$ -esimo modulo A.	65
Tabella 4.6 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate del $j$ -esimo modulo B.	65

---

Tabella 4.7 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate dell'iesimo modulo C.	65
Tabella 4.8 – Esempi di modi di vibrare del veicolo implementato nel test case 1.	78
Tabella 5.1- Risultati della campagna di simulazioni, svolte al fine di valutare le potenzialità della sterzata degli assi proposta nel test case 1, rispetto al carrello tradizionale.	126
Tabella 6.1 - Campagna di simulazioni in anello chiuso svolte per individuare la migliore strategia di controllo in termini di posizione e durata della rampa di applicazione dell'azione di comando.	176

# CAPITOLO 1

## INTRODUZIONE

Il presente lavoro di tesi riguarda i convogli tranviari destinati alla circolazione urbana. I veicoli tranviari tradizionali, dotati di carrelli ad assi non sterzanti, spesso operano su curve di raggio molto stretto (anche minore di 20m), con la presenza di un elevato livello di irregolarità del binario ed un ciclo di funzionamento molto discontinuo (dovendo compiere ripetutamente partenze e arresti). Queste condizioni d'esercizio, sono dunque tali da degradare sensibilmente le performance di marcia di un convoglio tranviario [1], determinando, aggressiva usura dei profili a contatto, inquinamento acustico dovuto allo stridio in curva (squeal noise), oltre a inficiare la sicurezza di marcia nei confronti dello svio. Questi problemi nascono da come il carrello si iscrive nelle strette curve esercitando, per effetto degli importanti angoli di serpeggio sala/binario, elevate forze tra ruote e rotaie. Premesso ciò, l'obiettivo da conseguire è la riduzione di tale angolo, resa possibile mediante l'impiego di carrelli ad assi o ruote sterzanti, che permette di ridurre le forze e tutti i problemi che ne derivano.

Scopo di questa tesi è analizzare possibili architetture di carrelli ad assi sterzanti atti a raggiungere le finalità di cui sopra e, con l'ausilio di simulazioni

multibody, verificare le prestazioni ottenibili oltre a valutare la fattibilità in termini di aspetti cinematico funzionali, forze e potenze di attuazione.

I sistemi che si andranno a realizzare, dovranno disporre di affidabili tecniche di misura odometrica, inerenti la marcia del convoglio oltre che la geometria della linea di corsa, di meccaniche e logiche di controllo sofisticate, di ingombri e masse ridotte per gli organi meccanici. Tutto ciò senza inficiare la sicurezza, garantendo di conseguenza l'impiego di sistemi definiti fail-safe [3], per i quali il mancato funzionamento di una parte, software o hardware del sistema, genera una sequenza di azioni tale da porre in sicurezza l'intero convoglio.

L'analisi dello stato dell'arte presentata nel Capitolo 2, mostra come il miglioramento delle performance di marcia possa essere conseguito intervenendo anche o congiuntamente sull'infrastruttura (armamento, profili delle rotaie e delle ruote, geometria del tracciato). Prestando una maggiore attenzione agli articoli dedicati alle architetture dei carrelli, viene presentata una classificazione correlando le possibili configurazioni meccaniche del veicolo, con la strategia di controllo [2]. Nel Capitolo 3 si propongono due possibili configurazioni tecniche per la sterzata degli assi, in entrambi i casi ottenuta per mezzo dell'interposizione di un'articolazione tra i due semitelai del medesimo carrello. L'analisi delle prestazioni viene svolta mediante lo studio della dinamica dei sistemi multi corpo nello spazio [4][5][6], realizzata attraverso un software multibody sviluppato dal Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano [7][8][9], del quale nel Capitolo 4 verranno descritti sia il funzionamento, sia la metodologia con cui si sono costruiti i modelli numerici dei veicoli. Per la validazione dei modelli, si è proceduto con l'analisi dei modi di vibrare, descritti dagli autovalori e dagli autovettori del sistema di equazioni del modello stesso. Questi modi, rappresentanti il comportamento del generico veicolo in risposta ad uno spostamento arbitrario iniziale, sono stati ricavati mediante un software implementato nel presente lavoro di tesi.

---

Svolte le simulazioni, nel Capitolo 5 si sono confrontate le prestazioni dei veicoli con assi sterzanti con quelle dei corrispondenti veicoli tradizionali con carrelli non sterzanti. Da questa preliminare analisi, i cui risultati si riferiscono alla condizione di regime raggiunto dai corpi del convoglio a fronte di una azione di controllo in feed-forward, si evince la possibilità di migliorare effettivamente la distribuzione delle forze al contatto.

Fissando a questo punto l'attenzione su una sola delle configurazioni proposte, si è implementato nel Capitolo 6 un controllo in anello chiuso PID, che consente di ampliare il piano di analisi delle prestazioni dei carrelli ad assi sterzanti. Per lo svolgimento dell'analisi, constatando che l'effettiva progettazione di un carrello ad assi sterzanti coinvolge diversi aspetti, tra i quali per esempio, l'analisi cinematica funzionale, lo sviluppo della logica di controllo, le specifiche prestazionali degli attuatori e della catena di misura, ma anche la progettazione del telaio, si è resa necessaria una restrizione del campo di indagine. In particolare, dei sistemi reali di attuazione, delle problematiche di misura e strutturali inerenti i veicoli analizzati, si sono ricordate solamente alcune specificità di cui essi devono godere e dunque, sia il sistema di attuazione, sia quello di misura sono stati assunti ideali.

In conclusione, si è giunti a mostrare l'effettiva possibilità di conseguire ottime prestazioni nella circolazione tranviaria, grazie all'impiego di nuove tecniche costruttive dei veicoli, e più precisamente dei carrelli ad assi sterzanti.



## **CAPITOLO 2**

### **STATO DELL'ARTE**

Nel presente capitolo, si presenta una panoramica sullo stato delle ricerche, disponibili in letteratura, inerenti lo studio della dinamica dei veicoli ferroviari ponendo l'attenzione sugli studi volti al miglioramento del comportamento del sistema rotabile, tra i quali le strategie di sterzata degli assi, di controllo dei sistemi attivi e le architetture dei carrelli. Partendo dal presentare il principale problema che affligge le performance di marcia dei veicoli tradizionali, soprattutto nell'impiego tranviario, si indagherà su alcune soluzioni passive ed attive attualmente in uso, così da mettere in risalto le peculiarità di tali sistemi, oltre ai vantaggi o svantaggi che il loro impiego comporta. In seguito, fissando l'attenzione sui sistemi attivi, si presenta nel par.2.1 una classificazione delle strategie di progettazione dei nuovi veicoli, necessaria per meglio individuare le soluzioni efficacemente ed effettivamente implementabili.

In conclusione, per contestualizzare il lavoro di tesi all'interno delle innumerevoli problematiche coinvolte nell'ambito della progettazione di un carrello ad assi sterzanti, si presentano nel par. 2.2 le ipotesi adottate nella presente ricerca.

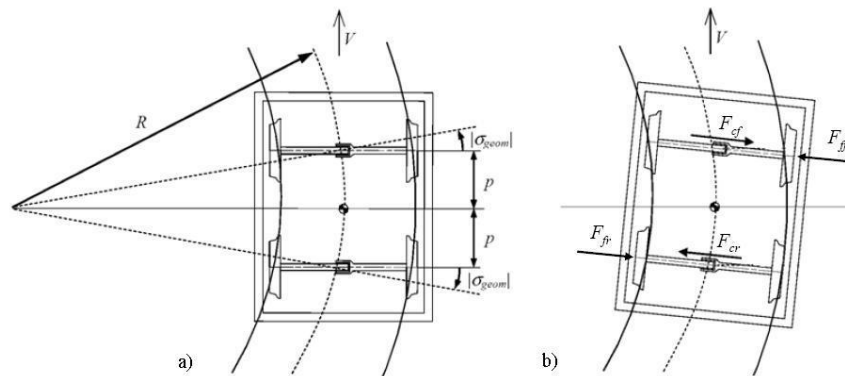
Il comportamento dinamico dei moderni convogli tranviari, differisce sensibilmente da quello dei mezzi ferroviari più tradizionali, sia per effetto delle differenti caratteristiche meccaniche dei veicoli, sia per la diversa infrastruttura sulla quale gli stessi vengono impiegati. Per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche, si osserva che i veicoli tranviari presentano una più ampia configurabilità rispetto a quelli tradizionali; infatti, si possono trovare convogli composti da moduli senza assi e dunque appesi a quelli adiacenti attraverso opportune articolazioni, oppure che presentano carrelli condivisi da due moduli ecc. La necessità di comporre i convogli con veicoli modulari, nasce principalmente come conseguenza del requisito di accessibilità di cui il veicolo deve disporre; infatti, per i tram, si devono privilegiare soluzioni tecniche che consentano di avere il pianale ribassato. Così facendo, si facilita l'ingresso dei passeggeri dalla banchina, oltre a permettere anche ai disabili di accedervi autonomamente.

In merito alle infrastrutture su cui i tram operano, realizzate spesso in promiscuità con quelle adibite alla circolazione di veicoli a motore, sono previste rotaie con un profilo differente rispetto a quella dei treni tradizionali (rotaie a gola, ad esempio del tipo Phoenix).

Per quanto riguarda la particolare dinamica alla quale sono sottoposti i convogli tranviari, soprattutto nel negoziare i repentini cambi di direzione, si osserva che il comportamento in curva del carrello (in termini di aggressività del rotabile nei confronti dell'armamento, sicurezza di marcia in termini di svio e il comfort), è tale da conferire una non perfetta ripartizione delle forze al contatto, con la conseguenza di degradare le performance di marcia. Per descrivere tale dinamica, si presentano in Figura 2.1 le disposizioni dei carrelli tradizionali sul binario, in relazione a due particolari istanti di marcia, l'iscrizione in curva (a) e il moto in curva piena (b). Si osserva la disposizione non ottimale assunta sia



dal carrello, sia dalle sale, situazione che si aggrava bruscamente al ridursi del raggio della curva o all'aumentare della velocità di marcia.



Fonte: S. Bruni et. al, Politecnico di Milano, 2010, Curving performance of a tramcar vehicle with cogie active steering system.

Figura 2.1 - Inscrizione in curva da parte di un carrello tradizionale ad assi non sterzanti. La coppia di serpeggio associata alle differenti forze di pseudo slittamento instaurate  $F_{cf}$  e  $F_{cr}$ , rispettivamente sull'asse anteriore e posteriore, è contrastata dalle forze di bordino  $F_{ff}$  e  $F_{fr}$ .

Per introdurre il problema, è fondamentale osservare che, quando un carrello tranviario si inserisce in una curva stretta, per ragioni puramente geometriche, la sala anteriore risulta essere sottoserpeggiata<sup>1</sup>, mentre quella posteriore sovraserpeggiata, come mostrato in Figura 2.1.a). Infatti, il serpeggio relativo tra la sala ed il binario è principalmente legato a due contributi. Il primo è associato al raggio di curva  $R$  ed al semipasso del carrello  $p$ :

$$|\sigma_{geom}| = \frac{p}{R} \quad (2.1)$$

<sup>1</sup> Considerando una curva a sinistra, la sala è sotto/sovraserpeggiata rispetto al binario a seconda che l'angolo che la sala stessa forma con la direzione radiale (retta che collega il centro geometrico della curva con il punto medio della sala) risulti essere orario/antiorario. Viceversa nel caso di curva a destra.

Come conseguenza di tale assetto del carrello, sulle ruote della sala anteriore nascono forze laterali di pseudoslittamento dirette verso l'esterno curva, sulle ruote posteriori forze laterali di pseudoslittamento dirette verso l'interno curva. Nel caso di curva a sinistra, nasce quindi sul carrello una coppia a serpeggio oraria, che porta a bordino la ruota anteriore destra e, per curve particolarmente strette, anche la ruota posteriore sinistra (di fatto, il carrello si “incastra” nel binario). A questo punto, la coppia associata alle azioni trasversali sulle tavole di rotolamento viene bilanciata dalle forze di bordino, e il carrello si trova in equilibrio.

Di qui il secondo contributo cui si accennava sopra, legato proprio a questa coppia controsterzante, che nasce per effetto delle forze di contatto laterali agenti sulle tavole delle quattro ruote. Nella condizione in cui le ruote anteriore esterno curva e posteriore interna siano entrambe a bordino, il carrello risulterà serpeggiato rispetto al binario di un angolo legato al gioco sala binario  $g$  (distanza tra bordino e rotaia a sala centrata) ed al semipasso del carrello  $p$  (Figura 2.1.b):

$$|\sigma_{gioco}| = \frac{2g}{2p} \quad (2.2)$$

Tale secondo contributo al serpeggio sala-binario andrà ad incrementare il sottoserpeggio della sala anteriore e a ridurre il sovraserpeggio della sala posteriore.

Il comportamento descritto è tipico di tutti i carrelli tranviari, a prescindere dal fatto che gli assi siano a ruote indipendenti o rigidi. Nel secondo caso, anzi, le forze longitudinali generano complessivamente un'ulteriore coppia a serpeggio controsterzante, che tende ad incrementare le forze di bordino sulle ruote anteriore esterna e posteriore interna.

---

L'obiettivo che ci si prefigge di conseguire mediante l'utilizzo dei carrelli ad assi sterzanti è dunque duplice: ripartire il più uniformemente possibile le forze laterali sulle quattro ruote del carrello e ridurre il più possibile la forza laterale sulla ruota anteriore esterno-curva.

L'ostile moto del carrello in curva, dipende dalla particolare struttura dei carrelli tradizionali. Infatti, per meglio raggiungere il compromesso tra le performance in curva e le velocità di esercizio (dunque tra guidabilità ed instabilità), i carrelli devono prevedere l'interposizione di sospensioni elastiche nell'interfaccia con le sale, le così dette sospensioni primarie (Figura 2.2).

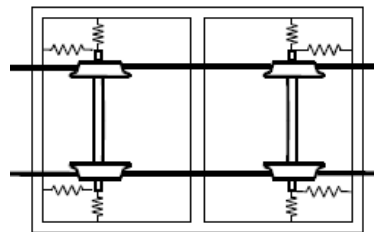


Figura 2.2 - Schematizzazione nel piano delle sospensioni primarie di un carrello tradizionale.

Queste sospensioni, attraverso una rigidità longitudinale e laterale, devono consentire la mitigazione del problema di instabilità da hunting [30], tipica degli assi rigidi e che si presenta sotto forma di accoppiamento del moto laterale e di serpeggio delle sale, in conseguenza del particolare profilo conico delle ruote. Si è parlato di compromesso, proprio in quanto i due obiettivi, stabilità e sterzata, risultano essere inversamente conseguibili al variare della rigidità longitudinale, delle sospensioni primarie; al suo diminuire, si osserva da un lato una migliore sterzata degli assi in curva, dall'altro lato la sensibile riduzione della velocità critica, oltre la quale si instaura il fenomeno di instabilità. Per questo, nelle applicazioni per alta velocità, sono previste sospensioni primarie longitudinali rigide, mentre per le applicazioni tranviarie si tenderà a rilassare le

medesime, ottenendo però soluzioni sub-ottime, oltre che spesso non sufficienti per le applicazioni urbane, dove sono richiesti grandi angoli di sterzo per gli assi.

In conclusione, nonostante siano ben note le problematiche da risolvere e ottimizzare, le tecniche oggi disponibili per la circolazione su rotaia, che sono capaci di guidare in sicurezza i convogli a velocità di marcia ben superiori i 300 km/h, non sono sufficienti a conseguire elevati standard di efficienza anche nelle applicazioni a bassa velocità, tipica della circolazione tranviaria.

Si prospetta dunque, la necessità di riformulare le architetture dei nuovi mezzi, proprio a conseguenza dei mutati requisiti di prestazione.

Una prima innovazione è rappresentata dall'introduzione degli assi a ruote indipendenti [31], che consente il disaccoppiamento tra il moto laterale e quello di serpeggio delle sale. Ciò comporta, di fatto, l'eliminazione del problema dell'instabilità da hunting a scapito però della guidabilità del carrello, che risulta a questo punto libero di muoversi lateralmente, rendendo altresì possibile il contatto sia con il bordino sia con la controrotaia. Ipotizzando di poter disporre di un sistema di trazione differenziale, meccanico o elettronico, risolvete in rettilineo il problema della perdita dell'effetto autocentrante tipico delle sale rigide [32], l'impiego delle ruote indipendenti, non permette di migliorare il posizionamento del carrello sul binario quando il convoglio si trova in curva. Infatti, benché consenta una riduzione delle forze longitudinali scambiate al contatto tra ruota e rotaia, a cui consegue anche una migliore ripartizione delle forze laterali per effetto della ridotta azione controsterzante che le forze longitudinali generano sul carrello, non si riesce comunque a superare il problema geometrico che i carrelli rigidi presentano nell'iscrivere i tratti curvilinei del percorso.

Si evince dunque come il problema del miglioramento delle prestazioni dei veicoli tranviari, soprattutto nell'iscrizione in curva, risulti tutt'altro che risolto. In letteratura, si trovano studi coinvolgenti disparati ambiti ingegneristici, il cui

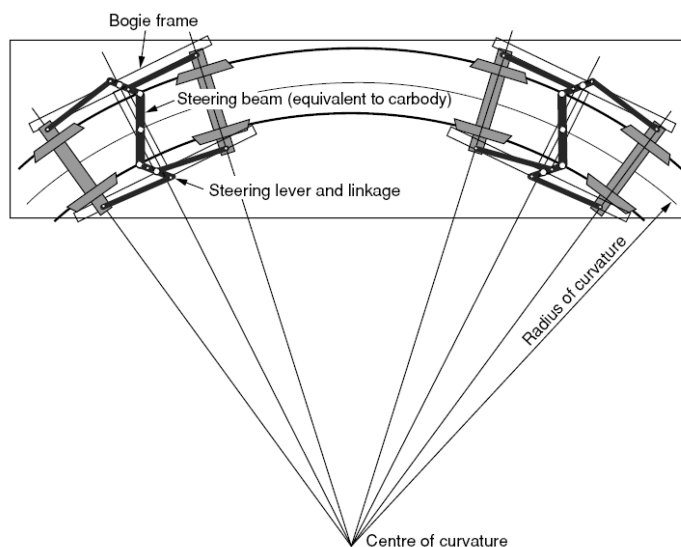
---

scopo è individuare le migliori proposte che possano risolvere il problema del degrado delle prestazioni in curva. Infatti, non è univoca la direzione che la ricerca può intraprendere: si trovano proposte relative l'introduzione di nuovi profili di ruota e rotaia, relative a meccanismi interposti tra il telaio e le sospensioni, sia primarie sia secondarie, per cambiarne le caratteristiche, proposte di controllo della trazione o frenata delle ruote atte a migliorare la disposizione del carrello lungo i binari, proposte di carrelli articolati i quali consentono di beneficiare delle peculiarità dei carrelli ad un solo asse, pur mantenendo gli standard di sicurezza dei carrelli a due assi.

Il filo conduttore che lega tali strategie è comunque il miglioramento della disposizione delle sale rispetto ai binari, con lo scopo di ottenere un'equa ripartizione delle forze al contatto su tutte le ruote del convoglio. Infatti, è ben noto che qual'ora l'angolo di attacco tra le sale e il binario risulti minimizzato, si riducono di conseguenza le forze scambiate. La loro riduzione consente di mitigare sia l'usura dei profili a contatto, sia le emissioni acustiche, determinando dunque la riduzione dei costi legati alla manutenzione dei veicoli e della linea, oltre al minore impatto ambientale del veicolo.

Prima di addentrarci nell'analisi delle possibili configurazioni dei componenti meccanici dei veicoli (par. 0), di seguito si vogliono mostrare alcuni esempi di veicoli con carrelli ad assi sterzanti, passivi e attivi, presenti già in commercio. Ciò, al fine di evidenziare i limiti applicativi e le problematiche ad essi associati, che, nel caso dei sistemi attivi, risultano anche di estesa interdisciplinarietà. Infatti, se la meccanica ha raggiunto livelli di precisione e di sicurezza consolidati, l'introduzione dell'elettronica e dei sistemi di attuazione presenta criticità; in particolare, nel garantire l'affidabilità dell'intero progetto al verificarsi di talune circostanze, come il guasto di un qualche componente.

In Figura 2.3 è rappresentato uno schema della configurazione di un convoglio ad assi sterzanti della JR Hokkaido, serie 283 DMU.



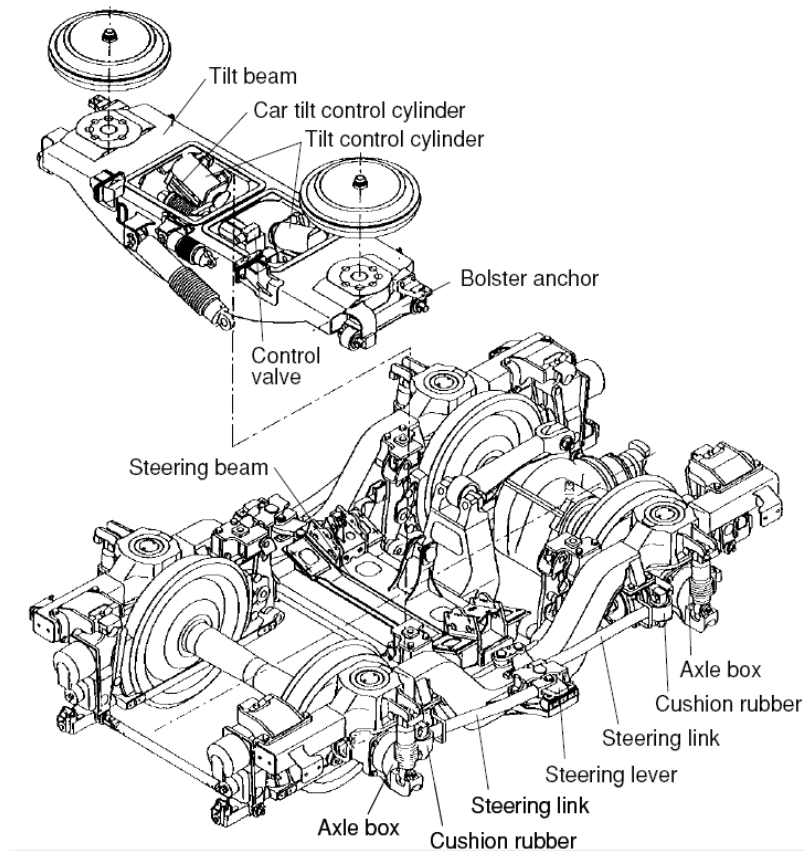
Fonte: Isao Okamoto, "How bogies work", Railway technology today, 1998.

Figura 2.3 - Architettura di un veicolo con sterzata passiva degli assi. Questa è ottenuta collegando i carrelli del medesimo veicolo attraverso opportuni sistemi articolati, la cui azione viene applicata alle boccole delle sale.

Questo veicolo, progettato per linee extra-urbane, presenta una soluzione di sterzata passiva degli assi, integrata con il sistema attivo di tilting della cassa. Ciò a dimostrare come sia importante la coesistenza di soluzioni tecniche nelle diverse parti del veicolo, con lo scopo di conseguire livelli di prestazione sempre più elevati. Il sistema di sterzata, prevede il trasferimento alle sale, dell'angolo relativo di serpeggio tra cassa e carrello, l'entità del quale risulta funzione del raggio di curva e dell'interperno dei carrelli. Allo scopo, gli estremi di una catena cinematica sono fissati alle sospensioni primarie, gli altri ad una barra solidale alla cassa, come indicato in Figura 2.4; le sospensioni primarie verticali, vengono deformate a taglio dal cinematismo, costringendo le sale ad assumere migliori angoli di attacco con i binari. In termini di sicurezza relativamente all'instabilità da hunting, si osserva che la deformazione delle sospensioni ha

---

l'effetto di un precarico stabilizzante in quanto è, di fatto, una rigidità aggiunta sul serpeggio della sala.



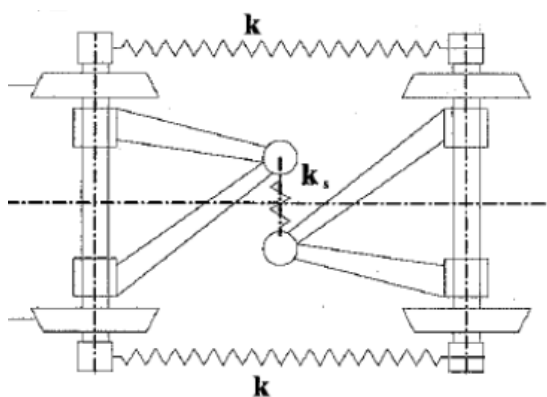
Fonte: Isao Okamoto, Railway technology today 3, 2008, How bogie work.

Figura 2.4 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, relativo al sistema presentato in Figura 2.3.

Questa soluzione, benché risulti efficiente nell'applicazione sui percorsi per i quali è stata progettata, difficilmente può essere altrettanto efficace se impiegata nella circolazione tranviaria. Ciò consegue dalle problematiche costruttive dei sistemi di sospensione e di supporto delle sale, per i quali gli spostamenti richiesti dalla geometria del tracciato, risultano non conseguibili. Infatti, negoziando curve di piccolo raggio, si necessitano angoli di sterzata

ingegneristicamente grandi, dell'ordine anche di  $6^\circ$ , il che richiederebbe deformazioni troppo grandi da parte degli elementi elastici.

Una soluzione, analoga alla precedente per quanto riguarda la strategia di sterzata, è presentata nello schema di Figura 2.5; anche qui, l'effetto della catena di leveraggi è tale da instaurare, tra le sale del medesimo carrello, un opportuno valore di rigidezza al serpeggio relativo, consentendo alle sale di adattarsi al percorso lungo le curve e mantenere un'elevata rigidezza in rettilineo.

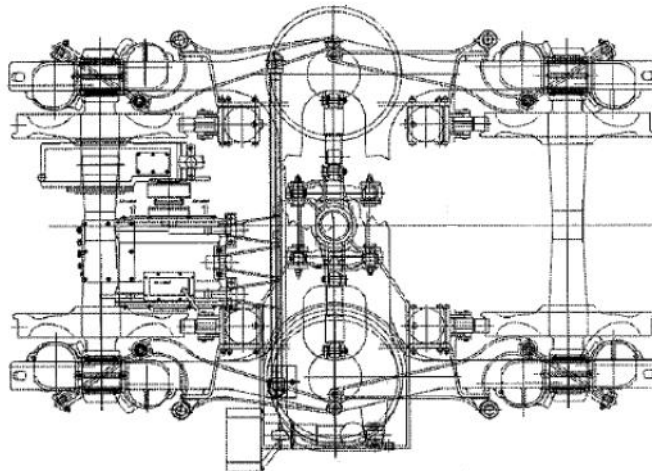


Fonte: S.Bruni, Rolling Stock summer school, 2010

Figura 2.5 - Architettura di un carrello con sterzata passiva degli assi ottenuta introducendo interconnessioni elastiche tra le sale del medesimo carrello.

L'impiego di questa configurazione, denominata carrello Scheffel (Figura 2.6), ha ricoperto un ampio impiego nel trasporto su rotaia, raggiungendo elevati standard di sicurezza nei confronti della stabilità.

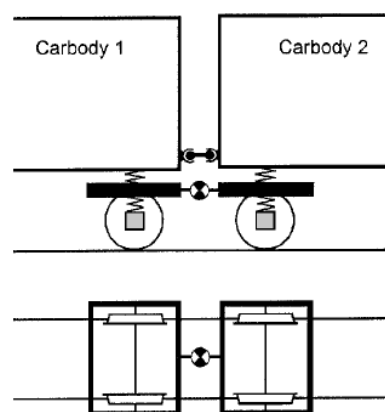




Fonte: S.Bruni, Rolling Stock summer school, 2010

Figura 2.6 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, del tipo Scheffel, relativo al sistema presentato in Figura 2.5.

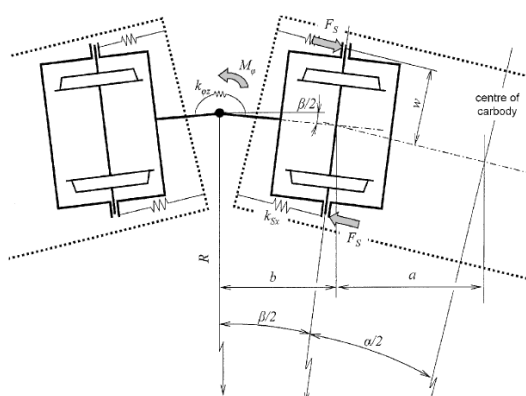
Un ulteriore esempio dell'applicazione dei sistemi passivi nella sterzata degli assi è ottenuta a partire da una diversa concezione del carrello. Questo, del tipo ad una sola sala rigida, è disposto ad ogni estremità delle casse, a formare un veicolo articolato (Figura 2.7). Con questa soluzione, ogni asse è libero di conseguire la disposizione radiale durante la percorrenza dei binari in curva, ottimizzando le forze al contatto.



Fonte: O. Polach, Bombardier, Coupled single axle running gear, a new radial steering design.

Figura 2.7 - Architettura di un veicolo con carrelli a singolo asse, flessibilmente interconnessi con quello del carrello adiacente.

In particolare, nel dimensionare l'accoppiamento tra i carrelli adiacenti, si deve garantire una rigidità tale da controbilanciare la coppia necessaria alla deformazione al taglio delle sospensioni secondarie, consentendo di conseguenza ai carrelli di seguire liberamente la curva. In questa condizione, le sale si manterranno nella disposizione radiale (Figura 2.8), corrispondente all'annullamento delle azioni longitudinali al contatto, il cui momento risultante non potrebbe altrimenti essere equilibrato.

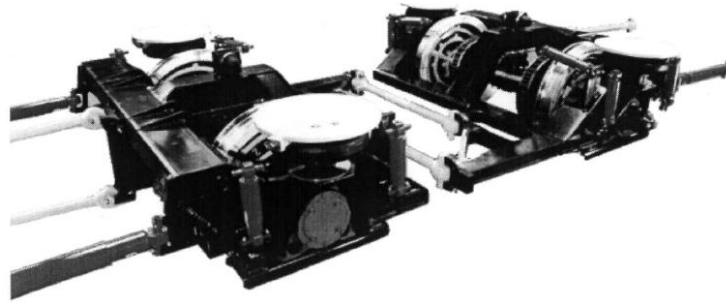


Fonte: O. Polach, Bombardier, Coupled single axle running gear, a new radial steering design.

Figura 2.8 - Cinematica dei carrelli a singolo asse accoppiati, relativi alla configurazione presentata in Figura 2.7.

Per quanto riguarda la sicurezza di marcia, risulta necessario limitare il serpeggio del carrello e della sala; di qui l'introduzione di aste di sicurezza collegate alla cassa, tali però da non ostacolare il movimento del serpeggio del carrello, almeno finché rimane circoscritto entro un certo range. Infatti, un serpeggio superiore a tale limite, potrebbe comportare l'intraversamento della sala tra i binari, con il conseguente svio del convoglio.

Il prototipo della Bombardier, di cui si presenta una fotografia in Figura 2.9, è un esempio concreto della configurazione sterzante presentata, utile al miglioramento delle performance di marcia del convoglio.

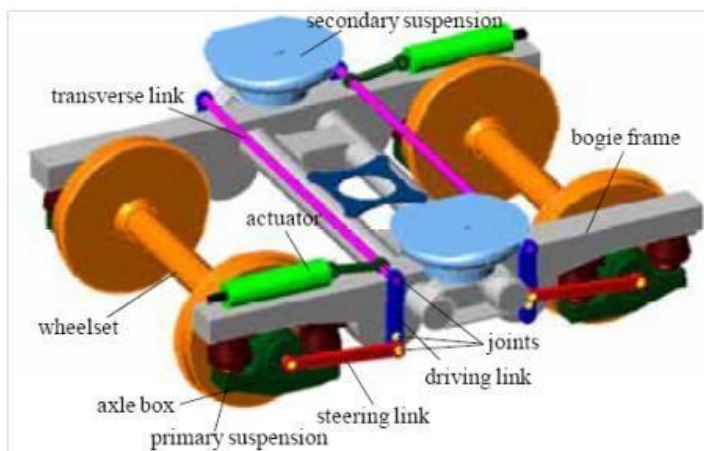


Fonte: O. Polach, Bombardier, Coupled single axle running gear, a new radial steering design.

Figura 2.9 - Esempio di carrello con sterzata passiva degli assi, relativo al sistema presentato in Figura 2.7, Bombardier.

In conclusione, dall'analisi bibliografica dei sistemi passivi, si osserva che la sterzata imprimibile agli assi è insufficiente per far fronte ai requisiti di un tracciato urbano. Gli effetti di riduzione dell'usura dei profili e del rumore, non possono dunque essere conseguiti in tali circostanze con gli attuali dispositivi, per questo si rende necessaria l'introduzione di più sofisticati sistemi, quelli attivamente controllati.

L'introduzione dei sistemi attuati nelle architetture dei carrelli ferroviari, può essere compiuta seguendo differenti strategie. Di queste, oggi ne risultano implementate ben poche. Ciò a causa delle molteplici criticità non ancora risolte e dalle quali dipende la consistenza dei progetti, essenzialmente per ragioni di sicurezza. Questo aspetto, giustifica la piccola disponibilità in commercio di tali carrelli; questi poi, essendo ottenuti a partire dai progetti tradizionali passivi, rappresentano soluzioni intermedie rispetto ai sistemi full-active. Ne segue che, le azioni del controllo esercitate dagli organi attivi, saranno sempre in parallelo alle sospensioni passive di cui il carrello tradizionale è fornito, come mostra il layout presentato in Figura 2.10.

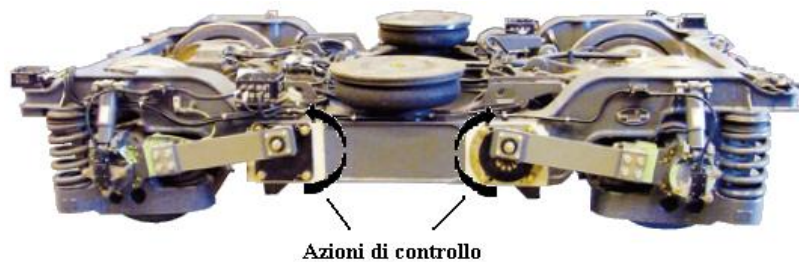


Fonte: Joon-Hyuk Park et. al, Journal of Mechanical Science and Technology, 24 (6), 2010, Design and analysis of an active steering bogie for urban trains

Figura 2.10 - Esempio di carrello con sterzata attiva degli assi; questa, attraverso un sistema di leve, agisce sullo spostamento delle boccole delle sale.

Questo carrello presenta, infatti, due attuatori e un sistema di leve atte a spostare gli estremi degli assi del carrello per disporli ottimamente sul binario. In particolare, tali estremi vengono spostati di pari entità ma nei versi opposti, così da massimizzare la rotazione della sala e minimizzare la deformazione a taglio delle sospensioni primarie verticali. Con tale soluzione, nel caso di un guasto del sistema di controllo, la sicurezza di marcia risulterebbe garantita; saranno invece degradate le performance, la cui entità passa in secondo piano di fronte al verificarsi di situazioni di pericolo.

Un altro esempio di carrello attivo, anch'esso ottenuto apportando modifiche ad un progetto tradizionale, è mostrato in Figura 2.11 e si riferisce al carrello Bombardier serie Flexx Tronic.



Fonte: Bombardier, Flexx Tronic catalogue.

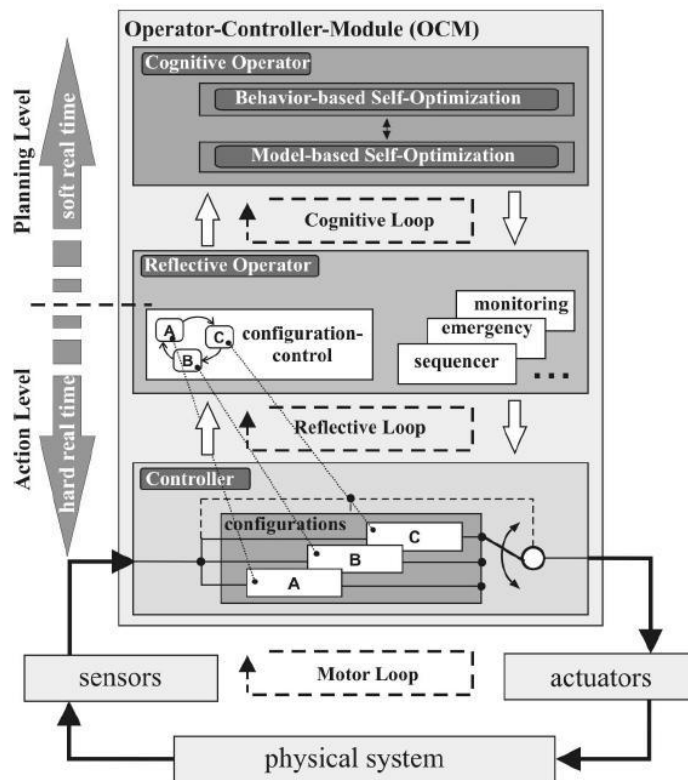
Figura 2.11 - Esempio di carrello con sterzata attiva degli assi; questa agisce direttamente sullo spostamento degli axle box delle sale.

In conclusione, si osserva che le configurazioni attive presentate, generano la sterzata degli assi in conseguenza della deformazione delle sospensioni primarie; queste, essendo molto rigide per motivi di stabilità, fanno sì che gli spostamenti conseguibili dalle sale del carrello risultino limitati, adeguati dunque per i tracciati con curve di ampio raggio, ma non per quelli urbani. Si ripropone dunque il problema precedentemente emerso nella presentazione dei carrelli passivi, problema che non consente di ottenere, nell'uso di tali carrelli sulle linee urbane, il medesimo livello di efficacia di marcia che si riscontra sui percorsi extraurbani, per i quali appunto sono stati progettati tali famiglie di carrelli.

Per questo, lo studio bibliografico, evidenzia l'interesse di proporre, per le applicazioni future, innovative geometrie dei carrelli e dei profili a contatto, con i quali si renderebbe possibile l'ottimizzazione dei sistemi di attuazione e di controllo, nel rispetto delle vincolanti specifiche delle sospensioni, sia primarie, sia secondarie. Per esempio, potendo ipoteticamente disporre di componenti ideali, il controllo potrebbe intervenire in qualsiasi stadio di sospensione dei convogli, addirittura sostituendolo e conferendo al veicolo le potenzialità per il raggiungimento gli obiettivi di performance proposti. Si potrebbero dunque implementare veicoli senza carrello, dotati di un solo stadio di sospensioni,

sistemi articolati, sistemi sterzanti per effetto del controllo della trazione o della frenata sulle singole ruote o sugli assi, etc.

Per conseguire tali sistemi sarà necessario implementare un progetto meccatronico, il cui obiettivo è la generazione delle azioni di comando e controllo a fronte di un processo di elaborazione sofisticato e suddiviso in più fasi, come mostrato nel diagramma di flusso presentato in Figura 2.12.



Fonte: C. Sonderann-Wolke et. al, University of Paderborn, 2010, Increasing the riability of a self-optimizing railway guidance system.

Figura 2.12 - Layout della strategia di controllo di un veicolo meccatronico, in cui si evincono le tre fasi distintive della gestione di un sistema complesso, la cognizione dello stato del veicolo e del tracciato, la strategia di azione ottimale in relazione all'effettiva disponibilità dei componenti, l'attuazione delle forze.

---

La prima, nel campo della pianificazione del processo, vede un anello chiuso di analisi cognitiva con lo scopo di definire la migliore regolazione dei parametri del controllo, a fronte dello storico dello stato a cui si è trovato soggetto il veicolo (definizione, in *soft real time*, dei set-point delle variabili controllate e delle proprietà del controllo, quali ad esempio i guadagni, sia dei diversi dispositivi di attuazione, sia dei filtri numerici usati per la stima dello stato o di alcuni parametri del sistema). Questa fase, genera in uscita l'insieme delle informazioni sulla gestione sia della catena di misura sul campo, sia del verificarsi di condizioni di emergenza, completate dalla sequenza di azioni da intraprendere per farne fronte.

Infine, nel campo di azione del sistema, vi è l'anello di regolazione degli attuatori in *hard real time* per il conseguimento dei riferimenti generati durante la fase di pianificazione. Questo anello presenta in uscita le azioni di controllo e di comando, funzionali della legge di controllo in precedenza scelta.

Per quanto riguarda le strategie di controllo, in bibliografia [19][20][21][22] si trovano studi sui tradizionali sistemi di controllo PID, di controllo ottimo, di controllo  $H_\infty$ , particolarmente robusto nei confronti delle incertezze, di controllo modale, etc. La scelta ottimale dipenderà da tanti aspetti, relativi sia alle prestazioni dinamiche della catena di misura e di stima delle variabili di stato, sia alle caratteristiche cinematiche e dinamiche del sistema di attuazione, entrambe dipendenti dal caso applicativo in studio. Infatti, l'accoppiamento tra gli schemi di misura, controllo e di attuazione, presenta spesso pro e contro inversamente proporzionali; se da un lato l'implementazione di un controllo sofisticato può introdurre sostanziali miglioramenti sulla marcia del convoglio, di contro si deve garantire la disponibilità di un ampio ventaglio di informazioni sullo stato dell'intero sistema, della posizione sul tracciato, etc. Si dovranno per questo garantire le ridondanze dei segnali, del processo di elaborazione, dei sistemi di attuazione, e quant'altro necessario a evitare le circostanze i cui effetti

non siano stati valutati preventivamente. Questa procedura di sviluppo dei sistemi di controllo e comando, segue un iter di validazioni e di certificazioni tipicamente definito *fail-safe*, di cui se ne rappresenta un diagramma di flusso in Figura 2.13.

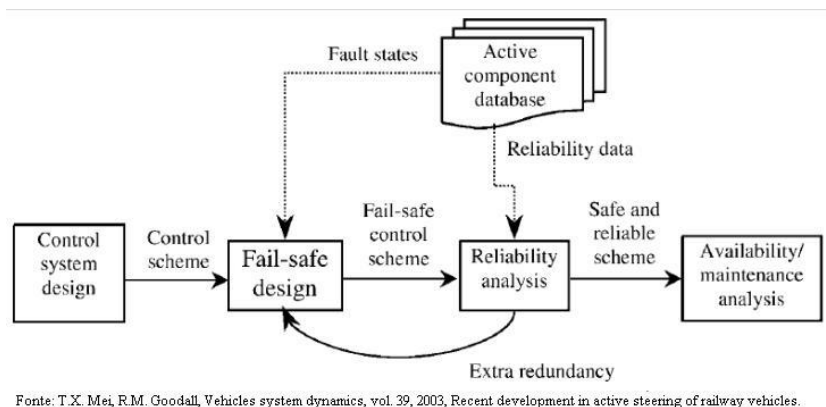


Figura 2.13 - Approccio fail safe per la progettazione dei sistemi meccanici.

Introdotte le problematiche e gli scenari del sistema tramviario, risulta comodo procedere con il catalogare le possibili configurazioni dei convogli (par. 0), per consentire di inquadrare meglio gli studi bibliografici e distinguere più facilmente le soluzioni ottimali, in quanto effettivamente implementabili.

## 2.1 Strategie di sterzata attiva degli assi e classificazione delle possibili configurazioni costruttive

Prendendo in esame la configurazione meccanica del veicolo, in termini di numero di sale e carrelli presenti, le tipologie degli assi, gli obiettivi che il controllo deve conseguire e la tecnologia degli attuatori per esso usati, è possibile catalogare le differenti configurazioni dei rotabili ad assi sterzanti



attivamente. In particolare, mettendo in evidenza le alternative disponibili all'interno delle categorie di proprietà sopra introdotte, è possibile generare la tabella mostrata in Figura 2.14 [2].

Mechanical configuration	Axle type	Mission of control	Actuation technology
1. Two-axle bogie	1. Solid wheelset	1. Steering control	1. Pneumatic
2. Single-axle bogie	2. IRWs	2. Stability control	2. Hydraulic
		3. Combined steering and stability control	3. Electromechanical
3. Single-stage (no bogie)	3. Steered wheels	4. Guidance control	4. Electromagnetic-rotary
			5. Electromagnetic-linear

(fonte: R.M. Goodall, S. Bruni, T.X. Mei, Concepts and prospects for actively controlled railway running gear, Vehicle System Dynamics, vol. 44, 2006)

Figura 2.14 - Configurazioni dei veicoli ferroviari per l'ottenimento della sterzata degli assi.

Seguendo lo schema presentato, si è affrontata l'analisi delle possibili soluzioni tecniche, attualmente oggetto di studio da parte di numerosi ricercatori. Di ognuna di queste, si sono analizzati i benefici e le problematiche, cosicché è stato possibile individuare, tra l'estesa varietà di combinazioni disponibili, quelle di oggettivo interesse. Importante ruolo nella selezione delle configurazioni migliori, è rappresentato dal tempo necessario a concretizzare il progetto, il prodotto finito. Infatti, è inevitabile assumere che, il passaggio dai tradizionali e consolidati sistemi a quelli più innovativi, anche full-active, possa avvenire per graduali step, ognuno dei quali consentirà ai progettisti, di far proprie le nuove tecnologie conseguite e di procedere con gli sviluppi successivi. Secondo i criteri esposti, si è posta l'attenzione dell'indagine bibliografica, sui sistemi attivi presentati in Figura 2.15.

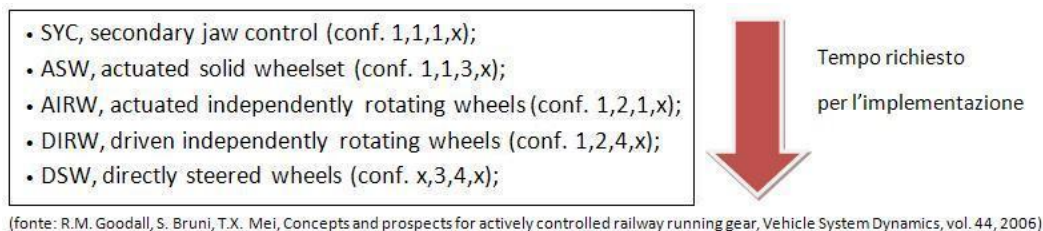


Figura 2.15 - Strategie di sterzata degli assi in relazione al tempo richiesto per la loro messa in servizio, dipendente questo dalla mole di innovazioni tecniche necessarie rispetto ai tradizionali convogli. Si è inoltre indicato il riferimento alla classificazione delle architetture, presentata questa in Figura 2.14.

Questa selezione, parte dai veicoli che presentano architetture tradizionali per i carrelli (SYC), sino a giungere a strutture completamente di nuova concezione, come i veicoli con ruote sterzanti (DSW), la cui realizzazione richiederà ancora parecchio tempo. Si osserva che dalla selezione presentata, sono state volutamente omesse due soluzioni che trovano interesse in letteratura, il rilassamento delle sospensioni primarie longitudinali Figura 2.16.a, e il controllo sullo spostamento laterale delle sale Figura 2.16.b.

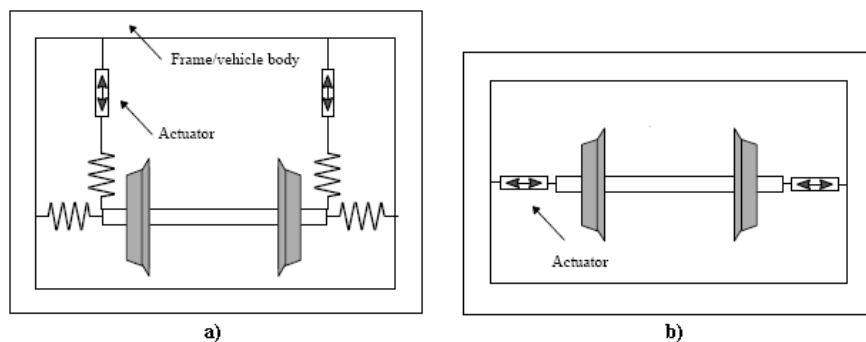


Figura 2.16 - Possibili configurazioni dei carrelli attivi: (a) rilassamento primarie, (b) controllo di stabilità sullo spostamento laterale.

In particolare, la soluzione (a) prevede gli attuatori in serie alle sospensioni primarie, consentendo il controllo della rigidità delle stesse, per rilassarle in curva e rafforzarle in rettilineo. Questa configurazione, per far fronte agli spostamenti delle sale richiesti, richiederebbe un gruppo di sospensione primario

parecchio ingombrante. La soluzione (b) invece ha gli attuatori posti a sostituzione della componente laterale di rigidità delle sospensioni primarie. Ciò consente di controllare il moto laterale delle sale rispetto al centro della via di corsa, permettendo l'evitarsi del contatto della flangia delle ruote sui binari. Di contro, richiede la misura della posizione laterale della sala entro i binari e, inoltre, si osserva il degrado del comfort di marcia, per effetto delle azioni degli attuatori che si ripercuotono sul moto laterale della cassa.

Queste soluzioni dunque, sebbene possano trovare altre possibilità di impiego, non si addicono alle specifiche della via di corsa, su cui i veicoli tramviari devono transitare.

Si passa ora a descrivere le proprietà dei veicoli presentati in Figura 2.15, che meglio si adeguano alla circolazione tranviaria e dei quali, in Figura 2.17 si mostrano, i corrispettivi schemi del sistema di attuazione, di volta in volta impiegato.

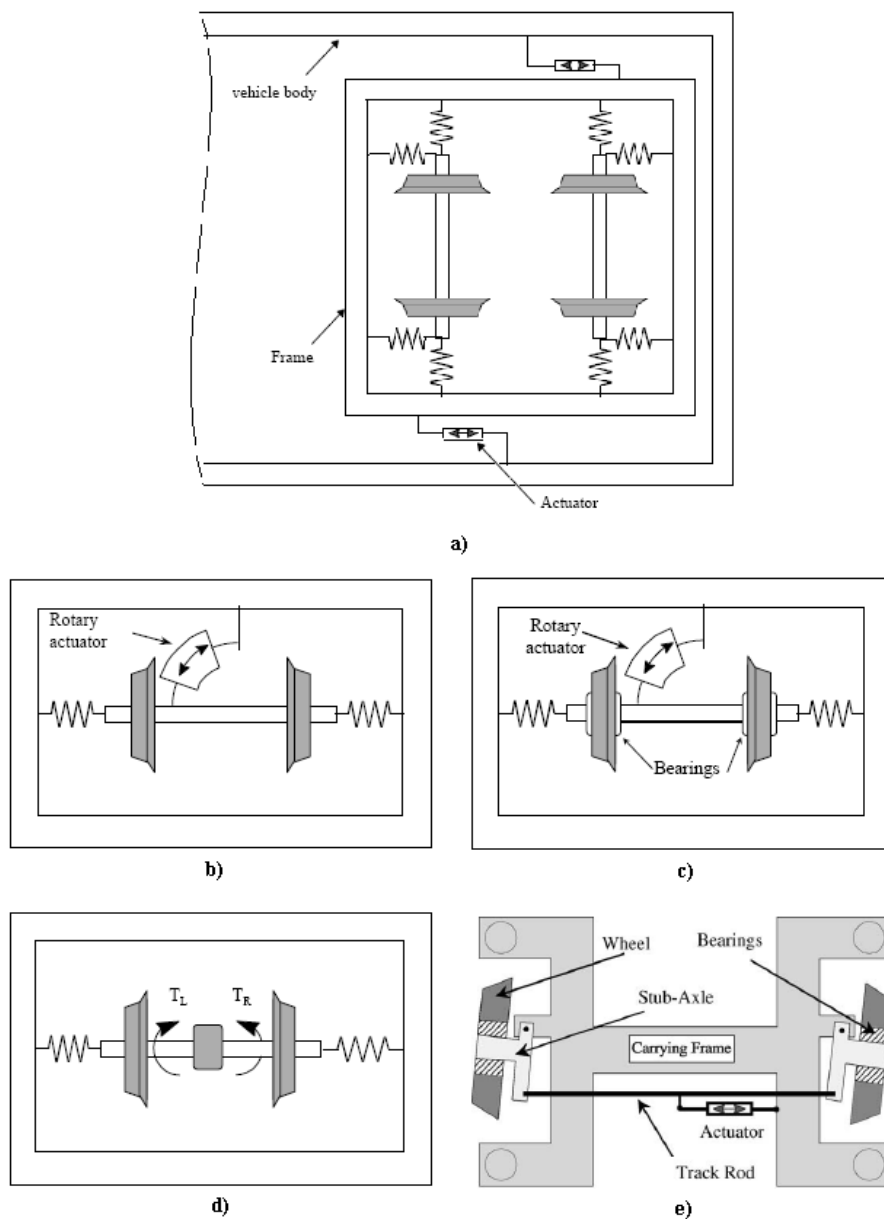


Figura 2.17 - Possibili configurazioni dei carrelli attivi: (a) SYC, (b) ASW, (c) AIRW, (d) DIRW, (e) DSW.

Nella configurazione SYC, acronimo di *Secondary Yaw Control* (Figura 2.17.a), il sistema di controllo agisce a livello delle sospensioni secondarie, consentendo una facile implementazione transitoria nel passaggio tra i carrelli passivi e quelli completamente attivi; infatti, gli attuatori, sono posizionati in sostituzione degli

smorzatori di serpeggio tra cassa e carrello, spesso già presenti nei carrelli tradizionali. In Tabella 2.1, vengono riassunti alcuni pro e contro dei sistemi SYC.

Tabella 2.1 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia SYC.

pro	contro
<ul style="list-style-type: none"> <li>• può sostituire il sistema passivo di smorzamento a serpeggio del carrello</li> <li>• essendo il forzamento ottenuto con due attuatori in parallelo, si ha una certa ridondanza del sistema controllato, a favore dell'affidabilità</li> <li>• possibilità di implementare il controllo attraverso hardware già presente a bordo del veicolo, consentendo dunque il connubio di più logiche di controllo coadiuvanti tra loro</li> </ul>	<p>non consente di controllare separatamente i due assi delle sale ed in particolare i loro angoli di attacco, rendendo la soluzione proposta del tipo sub-ottima; infatti, il controllo consentirà il solo conseguimento di un trade-off tra la riduzione delle forze laterali sulle sale anteriori dei carrelli, tra il bilanciamento su tutti gli assi delle forze al contatto e tra il livello di usura delle ruote e/o rotaie</p>

Con la configurazione ASW, acronimo di *Actuated Solid Wheelsets* (Figura 2.17.b), la sterzata degli assi, del tipo rigido, è ottenuta mediante l'introduzione di un sistema di attuazione che genera una coppia controllata sul moto di serpeggio delle sale. Il controllo dovrà, dunque, garantire sia la sterzata degli assi in curva, sia il mantenimento della stabilità, soprattutto qual'ora l'attuazione sia introdotta anche a sostituzione delle sospensioni longitudinali primarie. Per quanto riguarda la guidabilità, essa è garantita dalla natura delle sale, rigide appunto, per questo capaci di centrarsi naturalmente rispetto al binario.

In Tabella 2.2 vengono riassunti alcuni pro e contro dei sistemi ASW .

Tabella 2.2 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia ASW.

<b>pro</b>	<b>contro</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• disponendo di un attuatore per ogni asse, posso ottimizzare il controllo di ogni sala indipendentemente dalle altre</li> <li>• consente il conseguimento di buone performance sia in termini di stabilità che di sterzata</li> <li>• di facile implementazione sugli assi del carrello che vengono trainati</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• costi di implementazione e sforzo di ricerca (necessità di revisione della struttura del carrello)</li> <li>• ricerca di opportune tecniche per la messa in sicurezza del sistema per quanto riguarda il problema del fail safe</li> <li>• non ottimizzazione delle forze associate agli pseudo slittamenti, con un conseguente maggior esborso energetico richiesto per il sistema di attuazione</li> <li>• interazione con il sistema di trazione/frenata nel caso di assi motorizzati</li> </ul>

La soluzione AIRW, acronimo di *Actuated Independently Rotating Wheels* (Figura 2.17.c), è come la precedente, ad eccezione della natura degli assi; questi risultano a ruote indipendenti, montate dunque su cuscinetti liberi di ruotare attorno l'asse geometrico delle sale. Così facendo, il controllo dovrà garantire anche la guidabilità del carrello, in quanto le ruote indipendenti non consentono il naturale inseguimento della linea centrale del binario. Però, in questa condizione, il controllo presenterà maggiori criticità in termini di prestazioni dinamiche. Infatti, essendo superato il problema dell'instabilità da hunting, per effetto delle ruote indipendenti, la banda passante e dunque la prontezza del sistema di attuazione, potrebbe teoricamente essere più lasca rispetto al sistema ASW. Di fatto, dovendo garantire l'inseguimento del tracciato anche in rettilineo, nonché in presenza delle irregolarità, il sistema realizzato dovrà possedere un'ampia banda passante. Se così non fosse, i disturbi dovuti alle irregolarità verrebbero rigettati; ciò dal punto di vista della sicurezza di marcia non comporta un degrado di prestazione. Però, per quanto riguarda l'ottimizzazione del contatto ruota-rotai, atta a evitare i contatti tra la flangia delle ruote e il bordino o la controrotaia dei binari, l'impossibilità del controllo di generare una congrua risposta ai disturbi, degraderebbe le

performance di marcia conseguite. In Tabella 2.3, vengono riassunti alcuni pro e contro dei sistemi AIRW .

Tabella 2.3 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia AIRW.

<b>pro</b>	<b>contro</b>
rispetto alla configurazione ASW, si ottengono forze associate agli pseudo slittamenti molto più basse (se il controllo è ben implementato e robusto nei confronti anche degli effetti non lineari, si può conseguire anche la drastica riduzione delle forze dovute agli pseudo slittamenti), di qui la diminuzione del lavoro richiesto da parte del sistema di attuazione.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• rispetto alla configurazione ASW richiede un disegno meccanico del carrello e delle parti in esso contenute più complicato</li> <li>• ricerca di opportune tecniche per la messa in sicurezza del sistema per quanto riguarda il problema del fail safe, soprattutto poiché il carrello così configurato non possiede più la naturale proprietà di sterzata tipica dei carrelli ad assi rigidi</li> </ul>

Adottando la morfologia del carrello DIRW, acronimo di *Driven Independently Rotating Wheels* (Figura 2.17.d), la strategia di sterzata è quella di introdurre la coppia di serpeggio sulle sale, mediante un sistema differenziale di trazione o frenata sulle ruote. Questa azione può essere ottenuta mediante differenziali elettronici o con l'uso di ruote indipendenti motorizzate. L'effetto del controllo dovrà in questo caso garantire sia la guidabilità, sia la sterzata del carrello. Si osserva inoltre, come il sistema siffatto risulta sensibile allo stato di usura dei profili a contatto oltreché, dalla presenza di irregolarità dei binari. Infatti, il controllo necessita di conoscere nel tempo la posizione relativa della sala tra i binari, ed ha anche bisogno di misurare alcuni dati geometrici dei profili. Ciò per consentire di giungere alla stima del raggio di rotolamento istante per istante. Infine, questa soluzione potrebbe essere ulteriormente implementata, adottando una logica di controllo integrata con la gestione delle sospensioni secondarie attive, conseguendo così anche migliori livelli di confort. In Tabella 2.4, vengono riassunti alcuni pro e contro dei sistemi DIRW .

Tabella 2.4 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia DIRW.

pro	contro
<ul style="list-style-type: none"> <li>• se l'entità della sterzata degli assi conseguita risulta compatibile con la deformazione delle sosp. primarie, non necessita di ulteriori attuatori per sterzare gli assi; altrimenti si potrebbe rendere articolato il carrello consentendo una "arbitraria" sterzata degli assi</li> <li>• non presenta problemi di instabilità da hunting</li> <li>• consente il conseguimento di ottimi livelli di performance di sterzata</li> <li>• possibilità di usare moto-ruote, rendendo dunque più snello il sistema e consentendo la realizzazione di veicoli ribassati e dal pianale largo</li> <li>• possibilità di eliminare il carrello, compatibilmente con il requisito di <i>ride quality</i>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• alti costi dovuti per esempio alla necessità di disporre di un motore per ruota ovvero di un differenziale elettronico per asse nel caso di un solo motore per asse</li> <li>• necessità di articolare il carrello per consentire gli elevati angoli di sterzata degli assi tipici per affrontare curve a strettissimo raggio</li> <li>• ricerca di opportune tecniche per la messa in sicurezza del sistema per quanto riguarda il problema del fail safe, soprattutto perché il carrello così configurato non possiede più la naturale proprietà di sterzata tipica dei carrelli ad assi rigidi</li> </ul>

In conclusione, si introduce forse la più rivoluzionaria strategia di sterzata, il DSW, acronimo di *Directly Steered Wheels* (Figura 2.17.e), che presenta le ruote sterzanti. Questa proprietà, è ottenuta mediante una completa revisione del progetto del veicolo ferroviario che, di fatto, potrebbe anche superare la necessità della presenza del carrello. Infatti, le ruote sono calettate indipendentemente sul proprio mozzo, il quale è collegato al telaio mediante una cerniera. I due mozzi delle ruote adiacenti, sono collegati dalla barra sterzante la quale, mediante il controllo, consente la rotazione delle ruote rispetto al telaio. In bibliografia, si trova uno studio che dimostra come, l'azione sterzante da applicare sull'asta di comando, può non essere necessaria in talune circostanze. Infatti, realizzando opportunamente la conformazione dei mozzi delle ruote e del sistema di leve, secondo la geometria Ackermann, si verifica un naturale effetto sterzante sulla ruota, in conseguenza della conformazione delle forze al contatto. In Tabella 2.5, vengono riassunti alcuni pro e contro dei sistemi DSW.



Tabella 2.5 - Caratteristiche dei carrelli sterzanti della famiglia DSW.

pro	contro
<ul style="list-style-type: none"> <li>• non richiede una strategia di controllo per la stabilità</li> <li>• possibilità di disegnare veicoli a pianale ribassato e largo</li> <li>• possibilità di eliminare i carrelli, compatibilmente con il requisito di <i>ride quality</i>, degradato per effetto della eliminazione di uno stadio di sospensione</li> <li>• possibilità di ottimizzare gli angoli di attacco indipendentemente per ogni ruota dello stesso asse (conseguendo i minori livelli di usura e di squeal noise anche per curve di strettissimo raggio)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• necessita della strategia di controllo per la sterzata ad alta frequenza (guidance)</li> <li>• richiede opportune tecniche per la messa in sicurezza del sistema, obiettivo del progetto fail safe; ciò soprattutto in quanto il carrello così configurato non possiede più la naturale proprietà di sterzata tipica dei carrelli ad assi rigidi</li> </ul>

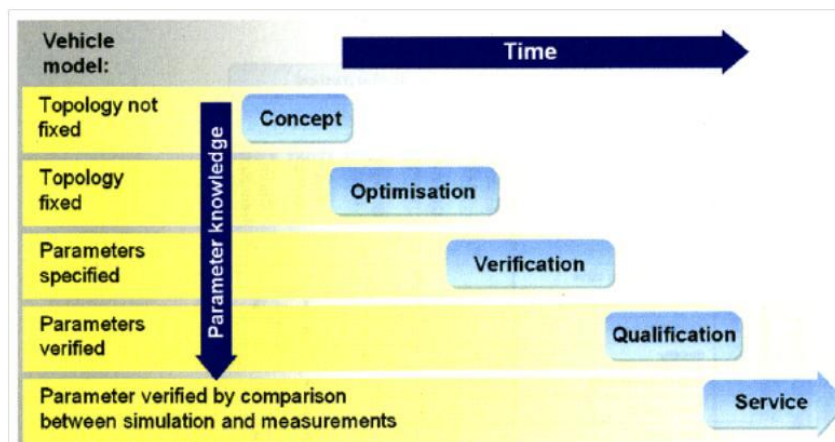
Mostrate le potenziali configurazioni dei convogli attivi, si deve fare fronte alle problematiche meccaniche precedentemente accennate. In particolare, fissando l'attenzione sulle sole configurazioni dei veicoli con carrelli a due sale e ruote indipendenti, si era mostrato che, per percorrere i tracciati urbani con un ottimo livello di performance, vengono richiesti spostamenti e rotazioni degli assi considerevoli. Gli organi attualmente in uso, in particolare le sospensioni primarie, non posseggono però tale specifica, e dunque si rende necessaria l'introduzione di articolazioni nella struttura del carrello. Una soluzione è prevedere due semitelai che, portando montati su di essi le sale mediante le tradizionali sospensioni primarie, hanno la possibilità di ruotare l'uno rispetto all'altro. Per governare poi tale mobilità, si introdurranno forze dipendenti sia dalla dinamica del veicolo, in relazione alla natura degli obiettivi che il controllo deve conseguire, sia dall'architettura delle sospensioni secondarie. Per esempio, se l'articolazione introdotta non comporta nel suo moto la deformazione di quelle secondarie, allora è ragionevole attendersi delle forze minori nel compito di ruotare gli assi. Di contro, non avendo alcuna rigidità contrastante il moto relativo tra i semitelai del carrello, il sistema di controllo diverrà un elemento

critico del sistema, in quanto un suo problema, una sua *défaillance*, renderebbe incontrollata l'articolazione.

## **2.2 Varianti costruttive analizzate**

Alla luce della ricerca bibliografica, la soluzione che sembra più congeniale adottare e a cui si farà riferimento nell'intero lavoro di tesi, risulta essere l'adozione dei carrelli articolati; la realizzazione meccanica e la strategia di controllo che saranno necessarie allo scopo, dipenderanno dalla conformazione delle articolazioni introdotte nei carrelli. In particolare, i due casi esaminati nel Capitolo 3, basati sulla configurazione a ruote indipendenti AIRW, presentano una differente disposizione delle sospensioni secondarie. Infatti, per il primo veicolo proposto, denominato test case 1 (par.3.1), l'articolazione non coinvolgerà la deformazione delle sospensioni secondarie, mentre nel secondo caso, denominato test case 2 (par.3.2), ne è richiesta la deformazione.

Analizzando ora le fasi della progettazione di un sistema meccanico, delle quali si presenta in Figura 2.18 una possibile sequenza su scala temporale, si possono fare alcune osservazioni in merito al tempo necessario per l'implementazione dei veicoli proposti nei due test case. In particolare, essendo il progetto è ancora nella fase di prototipazione, si rende necessaria una ricorsività del lavoro di ricerca, che consente l'ottimizzazione del progetto stesso in relazione alle supposizioni fatte. Contemporaneamente si verifica la congruenza dei risultati conseguiti con le assunzioni avanzate, confermando la convergenza dello studio verso punti fermi, le specifiche dei componenti. Infine, al termine della ricorsività è richiesta la qualificazione delle parti costituenti il convoglio, giungendo alla messa in servizio del sistema completo.



Fonte: Oldrich Polach, European Railway Review, issue 3, 2008, Simulations of running dynamics in bogie design and development.

Figura 2.18 - Fasi della progettazione di un sistema meccanico.

Dunque, tra le configurazioni dei convogli presentate in Figura 2.17, quelle che presentano delle specifiche già ben definite, sia relative ai sistemi di controllo, sia dei componenti meccanici, presenteranno tempi di servizio più brevi, se confrontati con i futuri progetti full-active. Per quanto esposto e considerando che il presente lavoro di tesi si propone di analizzare le soluzioni tecniche per una nuova generazione di carrelli ferroviari caratterizzati da uno sviluppo a lungo termine, lo studio qui avanzato si riferisce solo alla prima fase della progettazione, la definizione di un concept. A questo si è pervenuti seguendo il modus operandi presentato in Figura 2.19. In particolare, dopo aver individuato una tipologia di carrelli ferroviari da indagare (Capitolo 3), si è implementato il modello multibody del veicolo completo, corredato della sua validazione (Capitolo 4). Si sono a questo punto svolte delle simulazioni numeriche in anello aperto, allo scopo di individuare il migliore set-up dei veicoli ad assi sterzanti proposti, valutandone le performance di marcia conseguibili, in confronto a quelle desiderate (Capitolo 5).



Figura 2.19 - Metodologia adottata per lo studio delle proposte di sterzatura degli assi dei carrelli ferroviari e tranviari, presentate nel lavoro di tesi.

Deciso il layout del concept, si sono svolte le simulazioni con l'anello di regolazione chiuso, così da approfondire l'analisi delle prestazioni del veicolo (Capitolo 6). Per lo svolgimento di tali analisi, si osserva come non sia limitativa l'assunzione di certe ipotesi, quali per esempio il ritenere noto sia le caratteristiche del tracciato, sia la posizione del convoglio sullo stesso, per la misura delle quali si può fare riferimento agli studi in letteratura. Inoltre, sono state trascurate le problematiche connesse con il reale comportamento dei sistemi di attuazione, nonché della catena di misura, così come l'influenza delle diverse geometrie dei profili a contatto e il loro stato di usura, i quali potrebbero giocare un ruolo fondamentale nel controllo del sistema.

In sintesi, si vuole qui porre le basi di un più ampio progetto a lungo termine, il quale potrà essere condotto avvalendosi anche degli strumenti che il presente

lavoro di tesi si è preposto di conseguire. Questi, risultano essere; la messa a punto del simulatore della dinamica del convoglio, necessaria per l'introduzione dei sistemi di regolazione in feed-back, uno strumento di analisi dei modelli multibody implementati e l'analisi di due architetture di veicoli con carrelli ad assi sterzanti per applicazioni tranviarie.



## **CAPITOLO 3**

### **DEFINIZIONE DEI TEST CASE**

Tra le attuali architetture e tipologie di veicoli tradizionali ad assi non sterzanti, vengono presi in considerazione due tipi di veicoli, uno con carrelli a ralla per l'interconnessione con la cassa e uno senza. In relazione poi alle possibili strategie di sterzata degli assi e alla classificazione delle tecniche di ottenimento di essa (par. 2.1), si propongono le relative due configurazioni a carrelli ad assi sterzanti (denominate in seguito test case 1 e test case 2). Si delineeranno dapprima le motivazioni che hanno portato alla definizione di due differenti layout dei veicoli in analisi, mettendo in luce le peculiarità degli uni e degli altri che ne hanno giustificato lo sviluppo. Per entrambe le soluzioni, si adotteranno veicoli ferroviari con carrelli ad assi sterzanti nella configurazione AIRW (Actuated Independently Rotating Wheels); le architetture implementate per la sterzata degli assi, risultano però differenti nei due casi, a conseguenza di una diversa collocazione delle sospensioni secondarie. In particolare, il test case 1 (par. 3.1) presenta un carrello con trave di carico oscillante su cui sono montate le sospensioni pneumatiche secondarie. Differentemente, nel test case 2 (par. 3.2) si propone un veicolo a pianale ribassato, equipaggiato dunque di carrelli privati degli assi e per i quali l'unione con la cassa avviene senza l'impiego

della trave di carico, bensì con lo stadio di sospensione secondario, composto da quattro molle ad aria poste ai vertici del carrello stesso.

### 3.1 Test case 1

Nella circolazione ferroviaria urbana, si trovano veicoli le cui caratteristiche richiamano, in parte, le configurazioni dei convogli tradizionali. Lo sviluppo di nuove tipologie di veicoli, che per esempio presentano il pianale ribassato lungo tutto lo sviluppo lineare del convoglio, può non essere dunque un requisito vincolante; si pensi, per esempio, alle applicazioni in cui è possibile prevedere la realizzazione di stazioni o penisole adeguate per l'agevole incarrozzamento degli utenti. Nonostante ciò, non viene meno la necessità di conferire un miglioramento nelle performance di marcia dei convogli, dunque, a differenti configurazioni di veicoli conseguiranno diverse strategie per il conseguimento della sterzata degli assi e varie architetture dei sistemi meccanici possono essere prese in considerazione. Per questo, nell'implementare il primo modello numerico con cui si è indagata la dinamica dei veicoli ad assi sterzanti (par. 4.4), denominato test case 1, si è fatto riferimento ad un convoglio tradizionale nella versione a scartamento ridotto, di cui in Figura 3.1 e in Figura 3.2 si presentano due foto ad esempio.



Figura 3.1 - Esempio di convoglio i cui carrelli presentano una ralla per il collegamento con la cassa.





Figura 3.2 - Esempio di convoglio i cui carrelli presentano una ralla per il collegamento con la cassa.

In particolare, i veicoli presentano carrelli equipaggiati di sospensioni secondarie, montate su di una trave di carico oscillante; questa, presenta una ralla per il collegamento con la cassa, realizzando, di fatto, un'unione che consente il serpeggio relativo tra i corpi interconnessi.

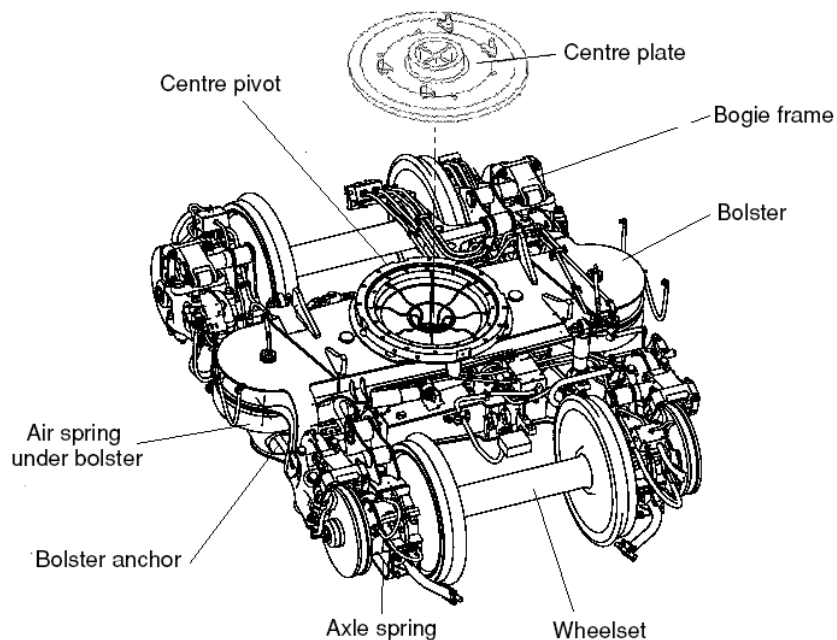


Figura 3.3 - Esempio di carrello portante con sospensioni secondarie ad aria e trave di carico con ralla.

In riferimento alla Figura 3.3, una parte della ralla (centre plate) è rigidamente fissata alla cassa, l'altra parte (centre pivot) si trova sulla trave di carico (bolster); il loro accoppiamento dà origine ad un vincolo cilindrico. Durante il moto del veicolo, dunque, all'interfaccia cassa-carrello dovrà risultare nulla la coppia risultante di tutte le forze agenti sul carrello, derivanti queste sia dalla dinamica del carrello, sia dalle forze di contatto, sia dal sistema di attuazione che si intende introdurre per la sterzata degli assi. Alle due estremità, la trave di carico trova montate le sospensioni secondarie ad aria, così come le bielle di trazione (bolster anchor) e quant'altro necessario al trasferimento delle azioni esercitate dalle sale sul telaio del carrello (bogie frame). Infine, per realizzare l'unione tra le sale e il telaio del carrello, si adottano le sospensioni primarie (axle spring) che, nell'esempio mostrato in Figura 3.3, risultano essere del tipo a boccola elastica.

Per quanto riguarda la composizione del convoglio, si osserva che il veicolo qui introdotto presenta una sola cassa poggiata su due carrelli a due assi, rendendo dunque possibile l'equa distribuzione dei carichi per asse (Figura 3.4).

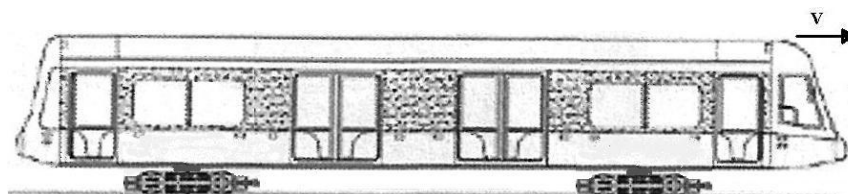


Figura 3.4 - Configurazione del veicolo implementato nel test case 1.

Per evidenziare l'architettura del carrello in esame, si presenta in Figura 3.5 una sua vista laterale. Si osserva il posizionamento del sistema smorzante che insiste tra la trave di carico e il telaio del carrello. In particolare viene proposto lo smorzamento nelle sole direzioni verticali e laterali, infatti, per la presenza delle bielle di trazione, il moto longitudinale relativo tra trave di carico e telaio del carrello, risulta piccolo. Ciò comporta che l'efficacia dello smorzamento in tale direzione risulterebbe compromessa, per questo non ne è richiesto l'impiego.

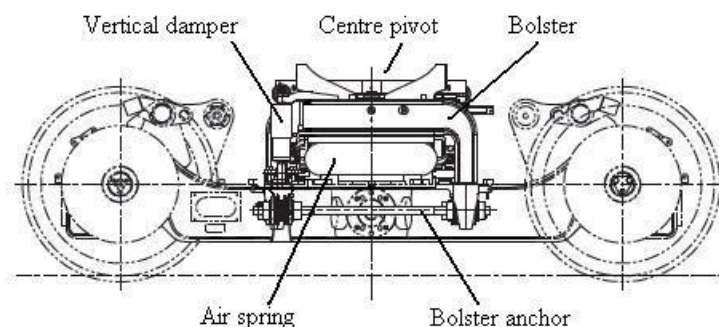


Figura 3.5 - Esempio di carrello con sospensioni secondarie ad aria e trave di carico con ralla, vista laterale.

Per quanto riguarda gli elementi elastici del secondo livello di sospensione, le molle ad aria, si osserva che il loro impiego consente di mantenere il pianale della cassa sempre alla stessa altezza dal piano del ferro, indipendentemente dalla condizione di carico. Ciò, si ottiene mediante un sistema meccanico auto regolante il livello di pressione all'interno degli elementi elastici; in pratica, nelle camere dei due elementi viene introdotta o tolta aria sino a che l'altezza relativa tra il telaio del carrello e la trave di carico non sia quella prefissata, consentendo in qualsiasi circostanza un agevole accesso al veicolo dalla banchina da parte degli utenti.

Per limitarne l'entità degli spostamenti, tra la trave di carico e il telaio del carrello si installano opportuni elementi elastici, i tamponi; in Figura 3.6 sono evidenziati quelli laterali e verticali, quest'ultimi installati direttamente all'interno delle molle ad aria.

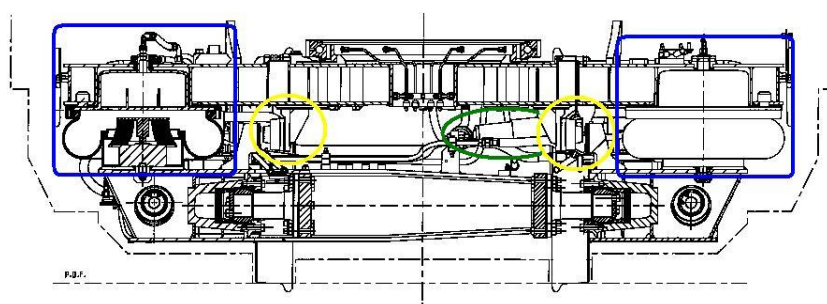


Figura 3.6 - Particolare del carrello analizzato nel test case 1 in cui si evidenziano: in blu le sospensioni secondarie ad aria comprensive dei tamponi verticali, in rosso uno dei due smorzatori laterali, in giallo i tamponi laterali.

Per quanto riguarda le sospensioni primarie, si ipotizza di impiegare boccole elastiche (Figura 3.7), che prevedono l'interposizione di idonee gomme tra i cuscinetti degli assi e il telaio del carrello. Così facendo, si riescono a garantire, con ridotti ingombri, adeguati valori di rigidità e smorzamento tali per esempio da evitare, nelle applicazioni con sale rigide, l'instaurarsi del fenomeno di instabilità da hunting.

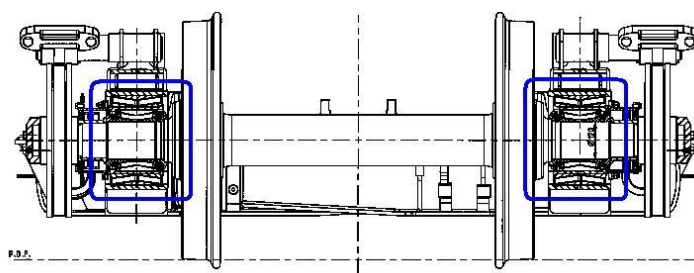


Figura 3.7 - Particolare delle sale del veicolo analizzato nel test case 1; in blu sono evidenziate le sospensioni primarie a boccola, elemento di interconnessione flessibile tra la sala e il telaio del carrello.

Si osserva che l'elemento elastico siffatto offre anche una rigidità conica; questa, può essere sfruttata dal sistema, durante la sua dinamica, per recuperare il disallineamento da sghembo del binario, soprattutto nelle linee urbane. In particolare, al tipico telaio ad H del carrello si può introdurre un'articolazione che consenta il beccheggio relativo dei semitelai, cosicché la deformabilità introdotta, contrastata dalla rigidità conica delle boccole primarie, possa consentire una migliore risposta del carrello allo sghembo del binario.

Per quanto riguarda le ruote, si propone una soluzione elastica, caratterizzata cioè dall'interposizione di un elemento in gomma tra la cartella solidale al mozzo e il cerchione. Questa caratteristica, rappresenta un primo filtro alle vibrazioni trasmesse in cassa, conferendo dunque un miglioramento del comfort di marcia [10].

Per l'implementazione della sterzata degli assi, nella presente configurazione si prevede di dividere il carrello in due semitelai, unendo gli stessi mediante organi meccanici e di attuazione (Figura 3.8). Così facendo i due assi del carrello possono essere disposti nella posizione più favorevole in relazione alla posizione sul tracciato, cioè a formare un angolo relativo tra i due pseudo-assi pari al rapporto tra il passo delle sale e il raggio della curva.

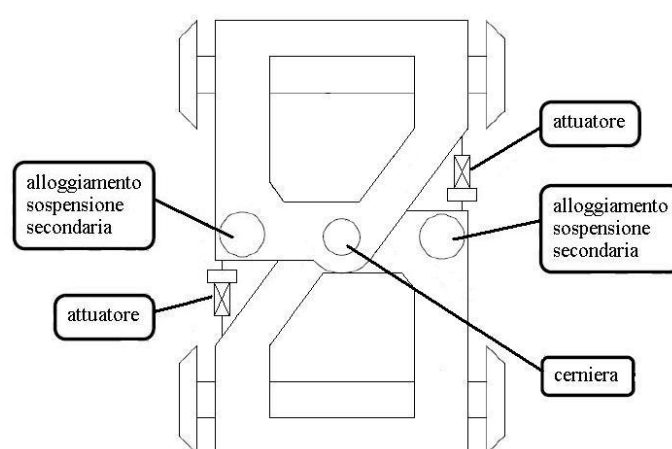


Figura 3.8 - Schema del sistema carrello impiegato nel veicolo proposto con il test case 1; si evidenzia l'articolazione tra i semitelai oltre un possibile posizionamento degli attuatori.

Si osserva che, in seguito alla disposizione sul carrello delle sospensioni secondarie, il moto di serpeggio relativo tra i semitelai risulta libero, non contrastato dunque dalla deformazione delle sospensioni secondarie. Ciò fa sì che il sistema di attuazione dovrà introdurre una coppia sui semitelai atta solamente a contrastare la dinamica di marcia, che porterebbe altrimenti la posizione relativa dei semitelai a divergere dalla condizione desiderata. Infatti, l'effetto che le forze laterali al contatto producono sui due semitelai è una coppia che, se non contrastata dal sistema di attuazione, porterebbe le sale all'intraversamento all'interno dei binari, con il conseguente svio del convoglio. Dal punto di vista della sicurezza di marcia tale circostanza risulta sfavorevole, infatti, il verificarsi di un guasto sul sistema attivo di sterzata, darebbe origine a un

comportamento del carrello molto critico, oltre che ingovernabile senza il sistema di attuazione funzionante. Un esempio per il superamento di tale sfavorevole circostanza, è rappresentato dal prevedere, a livello dell'articolazione introdotta, un sistema meccanico di sicurezza che possa bloccare il moto di serpeggio relativo nelle circostanze di pericolo.

In Figura 3.9 è proposta una possibile riconfigurazione del carrello fin qui descritto, necessaria questa a conseguire la sterzata degli assi presentata.

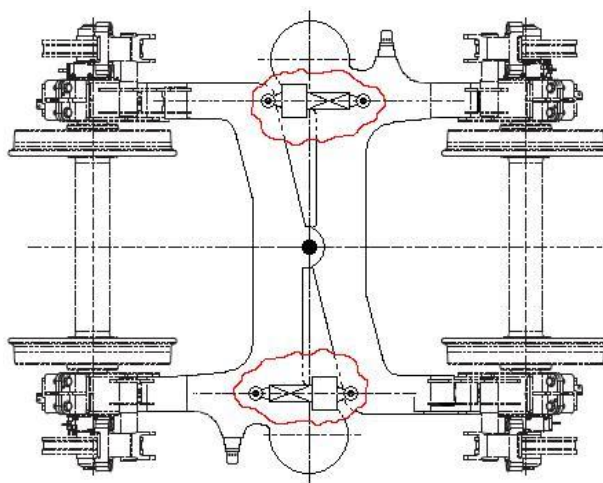


Figura 3.9 - Implementazione della sterzata degli assi del test case 1, ottenuta mediante l'introduzione di una cerniera cilindrica tra i semitelai, la cui mobilità è controllata da due attuatori posizionati nello scatolato del telaio. Si osservano gli alloggiamenti delle sospensioni secondarie, in particolare le due molle sono poggiate ognuna su di un semitelaio, così da consentire il serpeggio relativo tra i semitelai senza deformare le sospensioni secondarie.

Per completezza, si riportano in appendice A, le proprietà geometriche e inerziali degli elementi introdotti.

### 3.2 Test case 2

I nuovi convogli tranviari, per far fronte alla necessità di trasportare un elevato numero di passeggeri garantendo ad essi un agevole accesso dalle banchine urbane, sono caratterizzati dall'estensione oltre che dal possedere un pianale completamente ribassato. Questo, consente di ottenere una distanza, tra il piano calpestabile del convoglio e il piano del ferro, di circa trenta centimetri. Inoltre, la modularità di assemblaggio dei veicoli nel comporre il convoglio, rende possibile il far fronte all'esigenza di carico tipica del centro urbano in cui viene impiegato, conferendo al convoglio la lunghezza più idonea. Ciò detto, nell'implementare il modello dinamico del secondo convoglio proposto nel lavoro di tesi (par. 4.5), denominato test case 2, si è fatto riferimento ad elettrotreni a pianale ribassato (Figura 3.10 e Figura 3.11).



Figura 3.10 - Esempio di veicolo a pianale ribassato con carrelli senza ralla, impiegati a Barcellona.



Figura 3.11 - Elettrotreno a pianale ribassato Eurotram con carrelli senza ralla, impiegato a Innsbruck.

In particolare, il convoglio è composto da due tipologie di moduli, i cosiddetti moduli intercomunicanti (ICM) e quelli SALONE (Figura 3.12). I primi, montati a partire dall'estremità del convoglio e alternati ai moduli SALONE, presentano una cassa poggiata su un carrello a due assi; i secondi, differentemente, non posseggono ne carrelli ne assi, dunque sono sorretti dai moduli ICM adiacenti, attraverso opportuni vincoli all'altezza sia del pavimento, sia dell'imperiale.

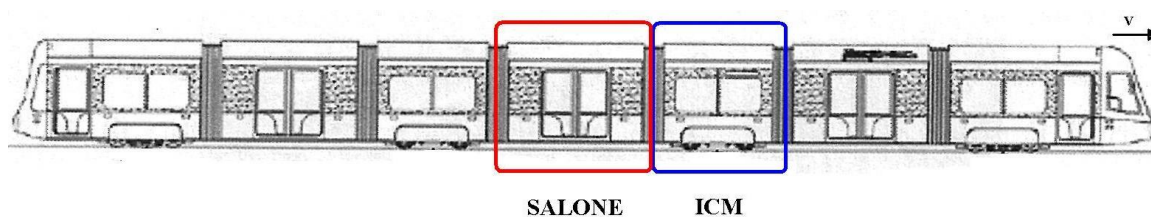


Figura 3.12 - Moduli componenti il convoglio Sirio Milano; in particolare, si osservano quattro veicoli ICM con carrelli a due sale, oltre a tre veicoli SALONE, appesi ai precedenti.

La configurazione adottata, consente una migliore ripartizione dei carichi per asse, conseguendo un più efficace contatto tra ruota e rotaia su tutto il treno di ruote di cui



dispone il tram. Si osserva però, che per consentire il bilanciato equilibrio di carichi sui carrelli di estremità del convoglio, rispetto ai medesimi più centrali, si rende necessario prolungare le cabine di testa e di coda, diversamente a quanto accade nel veicolo presentato in Figura 3.11; così facendo, i loro baricentri risultano più distanziati da quelli delle casse dei moduli SALONE adiacenti, con la conseguenza di ripartire uniformemente i carichi verticali sui carrelli contigui. Di contro però, durante i frequenti transitori di marcia, i carrelli di estremità del convoglio saranno soggetti a maggiori sollecitazioni, circostanza questa che stimola ulteriormente l'interesse nello studio dei carrelli ad assi sterzanti, allo scopo di migliorarne il comportamento dinamico anche a fronte della circostanza presentata.

Per quanto riguarda l'architettura del carrello, affinché all'interno del veicolo si possa ottenere un pianale ribassato anche in corrispondenza dei carrelli, si è reso necessario riconfigurare tutti i sistemi di sospensione, allo stadio sia delle primarie sia delle secondarie, oltre al sistema di trazione. In particolare, il telaio del carrello è a collo di cigno e gli assi delle sale sono stati eliminati. Ogni ruota è montata sul proprio mozzo, sorretto mediante i cuscinetti dalle sospensioni primarie; il loro accoppiamento da dunque forma a uno pseudo-asse. La trazione si può ottenere mediante motori che azionano le ruote del medesimo lato, piuttosto che del medesimo asse. In quest'ultimo caso il trasferimento della potenza motrice sulla ruota opposta alla posizione del motore, è realizzato mediante un albero di trasmissione, installato anch'esso sotto il pianale. I riduttori che vengono impiegati in queste applicazioni, prevedono un differenziale *autobloccante* che interviene quando tra le due ruote viene a esercitarsi una differenza di coppia, condizione tipica nella percorrenza dei tratti curvilinei. In particolare, in curva il differenziale si sblocca rendendo indipendente la rotazione delle due ruote, mentre in rettilineo ne garantisce un collegamento rigido. Il sistema di trazione realizzato è dunque tale da consentire allo pseudo-asse il conseguimento delle peculiarità sia delle sale a ruote indipendenti, sia di quelle rigide. Infatti, per effetto delle ruote indipendenti, in rettilineo si viene a perdere la guidabilità del carrello. In tale caso, l'introduzione del controllo elettronico di trazione differenziale sulle due

ruote, risulterebbe l'unica soluzione possibile per conseguire la direzionalità di marcia del veicolo senza incorrere nel contatto a bordino. L'uso della configurazione ad assi rigidi invece, mediante la geometria delle superfici che saranno sede del contatto con le rotaie, presenta il naturale centramento del carrello lungo la via di corsa, indipendentemente dalla posizione relativa assunta dalla sala rispetto al binario.

Per quanto riguarda l'unione del carrello con la cassa, bisognerà prevedere degli elementi elastici, per esempio le molle ad aria, disposti ai quattro vertici del carrello consentendo così di realizzare pianali completamente ribassati anche in prossimità dei carrelli.

Per lo smorzamento degli atti di moto dei corpi del sistema, si trovano gli elementi dissipativi, installati per intervenire nelle direzioni longitudinale, laterale e verticale; per quest'ultima, allo scopo di ottimizzare gli ingombri, i necessari smorzatori saranno per esempio montati orizzontalmente e azionati da una opportuna catena cinematica. In riferimento alle sospensioni secondarie, per ognuna di esse si è ipotizzato di impiegare degli elementi ad aria autolivellanti, tipicamente impiegate nelle moderne applicazioni per le quali è necessario garantire, in qualsiasi condizione di carico, la medesima altezza dal piano del ferro. Tale elemento presenta una rigidità al taglio oltreché a compressione ed alloca al suo interno un tampone verticale di fine corsa, rappresentato da un elemento elastico in gomma.

La sospensione primaria a cui si è fatto riferimento nell'implementazione del veicolo test case 2, è composta da una coppia di molle del tipo a clouth per ogni ruota, le quali sorreggono la boccola dei cuscinetti entro cui ruotano i mozzi delle ruote. Tali molle presentano un braccio che introduce, durante la dinamica di marcia, una rigidità conica allo pseudo-asse.

Per quanto riguarda le ruote anche per il presente veicolo si è supposto di adottare una soluzione deformabile, caratterizzata cioè dall'interposizione di un elemento elastico tra la cartella solidale al mozzo e il cerchione. Questa specifica, rappresenta un primo filtro alle vibrazioni trasmesse in cassa, conferendo dunque un miglioramento del comfort di marcia [10].

Per l'implementazione della sterzata degli assi, nella presente configurazione si prevede di dividere il carrello in due semitelai, unendo gli stessi mediante organi meccanici e di attuazione (Figura 3.13). Così facendo le due parti del carrello possono essere disposte nella posizione più favorevole in relazione alla posizione sul tracciato, cioè a formare un angolo relativo tra i due pseudo-assi pari al rapporto tra il passo delle sale e il raggio della curva.

Si osserva che, in seguito alla disposizione sul carrello delle sospensioni secondarie, il moto di serpeggio relativo tra i semitelai risulta contrastato dalla deformabilità al taglio delle suddette sospensioni. Ciò fa sì che il sistema di attuazione, oltre a introdurre una coppia sui due semitelai atta a contrastare la dinamica di marcia, che porterebbe la posizione relativa dei semitelai a divergere dalla condizione desiderata, dovrà anche vincere la reazione delle molle. Ciò rende necessario individuare un giusto compromesso nella definizione delle proprietà elastiche delle sospensioni secondarie, nella prospettiva di contenere la potenza di attuazione richiesta.

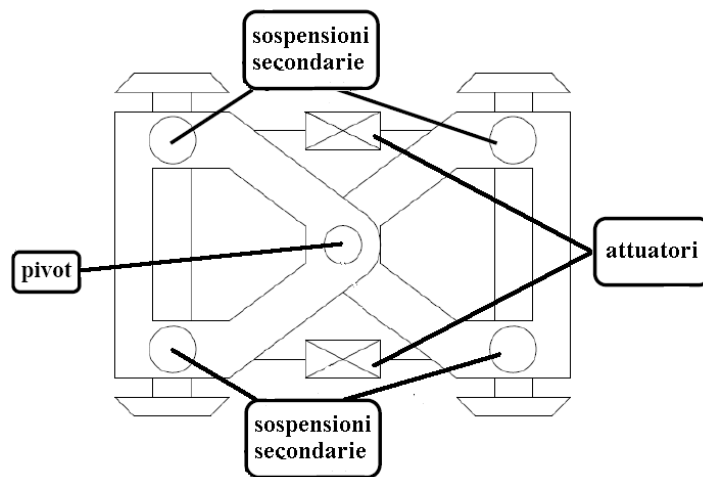


Figura 3.13 - Schema del sistema carrello impiegato nel veicolo proposto con il test case 2; si evidenzia l'articolazione tra i semitelai oltre un possibile posizionamento degli attuatori.

Dal punto di vista della sicurezza di marcia tale circostanza risulta favorevole, infatti, il verificarsi di un guasto sul sistema attivo di sterzata, darebbe origine a un comportamento del carrello meno critico. Ciò in quanto il moto di serpeggio relativo tra i semitelai è comunque contrastato e smorzato dalla presenza del sistema passivo rappresentato dalle sospensioni secondarie.

In Figura 3.14 si propone una possibile riconfigurazione di un carrello a pianale ribassato, necessaria a conseguire la sterzata degli assi presentata. Si osserva che, allo scopo di ottenere una sufficiente azione di attuazione sui semitelai, potrebbe essere sufficiente anche un solo attuatore; in tal caso, per realizzare l'altro elemento di unione può esser usata una semplice biella.

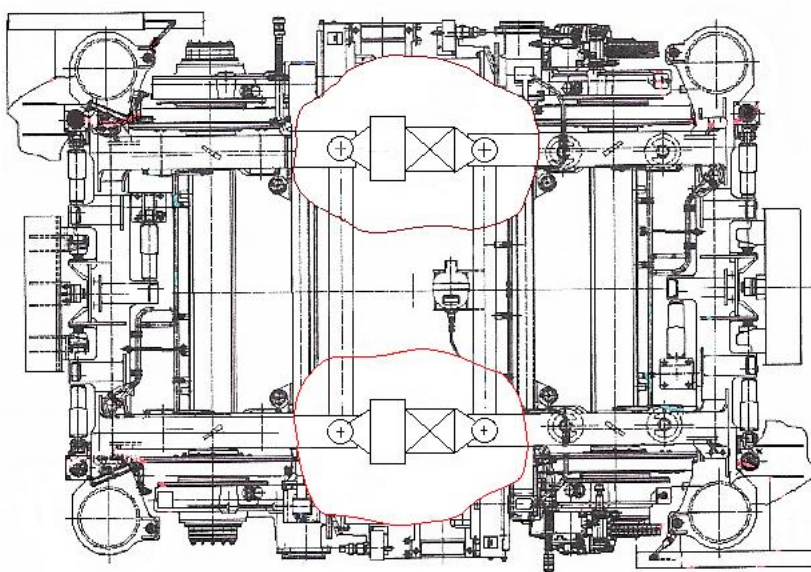


Figura 3.14 - Implementazione della sterzata degli assi del test case 2, ottenuta mediante l'introduzione di articolazioni attive tra i semitelai. Si osserva che l'unione tra i semitelai può essere controllata con due attuatori, come mostrato, ovvero da un attuatore e una biella.

In conclusione, la modularità di questa tipologia di convogli modulari è ottenuta interponendo opportunamente dei vincoli tra le casse, capaci da un lato di trasferire le forze dovute alla dinamica del moto, dall'altro di conseguire un adeguato livello di

comfort di marcia. In particolare, come evidenziato in Figura 3.15, i sistemi di collegamento sono installati a livello del pianale e dell'imperiale di ogni cassa.

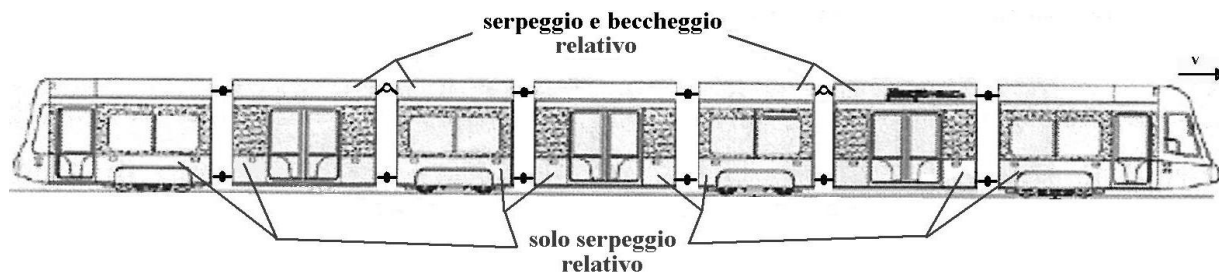


Figura 3.15 - Composizione del convoglio mediante i vincoli tra le casse dei singoli moduli; sono evidenziati gli spostamenti relativi consentiti tra i corpi contigui.

Si osservi che tra due coppie di casse, rispettivamente la seconda con la terza e la quinta con la sesta, si impiega una differente configurazione dei sistemi di unione, in confronto con gli altri. I vincoli di quest'ultimi, infatti, sono ottenuti mediante giunti cilindrici e il loro accoppiamento, a livello del pianale e dell'imperiale, è tale da rendere libero il solo serpeggio tra le casse contigue. Mentre, nelle due coppie di casse sopraindicate, il meccanismo impiegato per il vincolo è tale da consentire anche il moto relativo di beccheggio. Questo sistema di vincoli consente dunque di ottimizzare la flessibilità del lungo convoglio, così da meglio transitare sui percorsi urbani, caratterizzati da continui cambi di direzione ed eventualmente di sopraelevazione, pur garantendo la sufficiente rigidità necessaria al supporto dei moduli SALONE, appesi a quelli adiacenti ICM.

In appendice A, sono indicate le proprietà geometriche e inerziali degli elementi introdotti.

A conclusione del presente capitolo, si vogliono di seguito sottolineare le sostanziali differenze che sussistono tra le due tipologie di veicoli oggetto di studio. In particolare, il veicolo implementato nel test case 1 presenta una sola cassa con due carrelli. Questi possiedono delle sospensioni pneumatiche alloggiate su di una trave di carico

oscillante con ralla. La sterzata degli assi, in conseguenza dell'architettura dello stadio di sospensioni secondarie, avviene azionando il moto relativo di serpeggio tra i semitelai del medesimo carrello senza che vengano deformate a taglio gli elementi elastici delle sospensioni secondarie. Di fatto dunque, il sistema di attuazione dovrà vincere le sole forze riconducibili alla dinamica di moto del convoglio.

La proposta avanzata nel test case 2 invece, prevede una differente architettura dei carrelli impiegati. Questi, per favorire l'ottenimento di un pianale completamente ribassato all'interno delle carrozze, non presentano assi e il loro fissaggio con la cassa avviene mediante le sospensioni secondarie, alloggiare ai vertici del carrello stesso. A conseguenza di ciò, il moto relativo di serpeggio tra i due semitelai fa intervenire la rigidità al taglio di tutte le molle delle sospensioni secondarie. Per questo, il sistema di attuazione dovrà dunque disporre di un maggiore forza rispetto al caso proposto nel test case 1. Ciò nonostante, la presenza di una rigidità sul moto relativo dei semitelai conferisce una maggiore garanzia di sicurezza anche a fronte di un guasto del sistema attivo di controllo e comando.

Alla luce di quanto esposto, dopo aver svolto una preliminare indagine (Capitolo 5) sulle effettive potenzialità che le due configurazioni ad assi sterzanti proposte presentano nel migliorare le performance di marcia dei veicoli ferroviari, si è deciso di implementare il controllo attivo di sterzata (Capitolo 6) solamente sul modello del veicolo del test case 2.

## **CAPITOLO 4**

# **MODELLO MULTIBODY DEL VEICOLO**

La presente sezione ha lo scopo di presentare i modelli multibody dei test case introdotti nel Capitolo 3, mettendo in luce le architetture delle sospensioni primarie, di quelle secondarie, dei vincoli tra le casse e dei tamponi, adottate per trasportare al meglio la reale configurazione dei veicoli all'interno del software di simulazione. Inoltre si specificherà come, mediante l'approccio modale, è stato possibile introdurre la deformabilità dei carrelli necessaria a ottenere la sterzata degli assi.

A tale proposito risulta necessario introdurre, fornendone una sommaria descrizione, sia il software (par. 4.1) adottato per descrivere la dinamica dei convogli in studio, sia il modello di contatto ruota-rotaia (par. 4.2). Verranno infine presentati i modelli multibody dei convogli in esame (rispettivamente, il test case 1 nel par. 4.4, il test case 2 nel par. 4.5), seguiti da una preliminare validazione degli stessi, portata a termine attraverso l'analisi critica dei modi di vibrare ottenuti per i convogli modellati.

## 4.1 Il software “Monstram.exe”

Il modello matematico dei veicoli oggetto di studio, implementato dal Dipartimento di Meccanica nell'eseguibile “monstram.exe”, si basa su una schematizzazione multibody ai grandi spostamenti, ed è atto simulare la dinamica non lineare di un veicolo ferroviario o tranviario, in condizioni di marcia non stazionaria in rettilineo e in curva.

Il modello è strutturato in modo da consentire la combinazione di diverse tipologie di moduli base, introdotti attraverso grandezze parametriche, così da poter schematizzare veicoli con diverse configurazioni.

Si distinguono:

- il modulo di tipo A, costituito da una cassa ed un carrello;
- il modulo di tipo C, costituito da una cassa e due carrelli;
- il modulo di tipo B, costituito da una cassa singola, sospesa tra due moduli di tipo A/C.

Le singole parti costituenti il sistema veicolo (casse, carrelli e sale) vengono normalmente introdotte come corpi rigidi, collegati tra loro tramite opportuni elementi elastici e smorzanti che riproducono quelli effettivamente esistenti sul veicolo stesso. L'utilizzo dell'approccio modale permette di introdurre facilmente nel modello anche il contributo di eventuali deformabilità, come ad esempio quella associata a sale dotate di ruote elastiche e indipendenti. La versatilità del modello consente anche di riprodurre diverse architetture di carrello, tra le quali sia quella del telaio articolato proposto nel test case 1, sia la deformabilità del carrello introdotta nel test case 2.

Le equazioni di moto di ogni singolo modulo di tipo A/C sono scritte rispetto a un sistema di riferimento viaggiante, con velocità in generale variabile, lungo la



linea ideale del binario, posto in corrispondenza della proiezione sul piano del ferro del baricentro della cassa. Si considera poi il moto relativo dei singoli corpi componenti il modulo (cassa, carrello e sale), rispetto al sistema di riferimento adottato. L'approccio modale prevede, per ogni modulo A/C, la scrittura delle equazioni del moto utilizzando le coordinate generalizzate corrispondenti ai modi propri, rigidi e deformabili, di ogni componente considerato libero nello spazio e privo di qualsiasi vincolo, mutuo o globale. Successivamente i singoli elementi vengono accoppiati attraverso elementi elastici e viscosi, di caratteristiche differenziate sia per i tre spostamenti, sia per le tre rotazioni, che rappresentano le sospensioni primarie e secondarie. Inoltre è possibile introdurre anche l'effetto di tamponi elastici, di caratteristica non lineare e differenziata nelle tre direzioni, tamponi che intervengono qual'ora lo spostamento relativo tra i corpi tra i quali è interposto, risulta superiore del gioco iniziale (spostamento di kiss) dichiarato. In conclusione ogni  $i$ -esimo modulo A/C è descritto utilizzando le seguenti coordinate:

$$\underline{x}_i^T = \left[ s_i \quad \underline{q}_{ci}^T \quad \underline{q}_{bi}^T \quad \underline{q}_{wi}^T \right] \quad (4.1)$$

dove  $s_i$  è l'ascissa curvilinea che definisce la posizione del baricentro della cassa  $i$ -esima, lungo la linea ideale del binario, e  $\underline{q}_{ci}$ ,  $\underline{q}_{bi}$ ,  $\underline{q}_{wi}$  sono le coordinate generalizzate, relative rispettivamente alla cassa ( $\underline{q}_{ci}$ ), al/ai carrelli ( $\underline{q}_{bi}$ ), alle 2/4 sale ( $\underline{q}_{wi}$ ).

Le equazioni di moto del singolo modulo B sono scritte adottando un approccio multibody classico, cioè considerando il moto del sistema di riferimento solidale con la cassa (con origine nel baricentro e assi paralleli agli assi principali di inerzia) rispetto al sistema di riferimento assoluto.

Ogni  $j$ -esimo modulo B è quindi descritto dalle seguenti coordinate:

$$\underline{x}_j^T = [x_{Gj} \quad y_{Gj} \quad z_{Gj} \quad \sigma_j \quad \beta_j \quad \rho_j] \quad (4.2)$$

dove  $x_{Gj}$ ,  $y_{Gj}$  e  $z_{Gj}$  identificano la posizione del baricentro della cassa rispetto al sistema di riferimento assoluto, mentre  $\sigma_j$ ,  $\beta_j$  e  $\rho_j$  sono gli angoli di Cardano che definiscono l'orientazione della terna solidale con la cassa rispetto al sistema di riferimento globale.

Definiti dunque i gradi di libertà, oltre ai sistemi di riferimento adottati per i singoli moduli che possono comporre un convoglio, risulta necessario indicare la schematizzazione dei collegamenti tra le casse. Questi, ubicati usualmente sul pianale e/o a livello dell'imperiale, sono costituiti da soluzioni (travi con giunti elastici, sistemi molla-smorzatore, quadrilateri di Watt etc.) tali da limitare e/o eliminare gli spostamenti relativi tra casse adiacenti. In fase di modellazione sarà dunque necessario dichiarare anche la presenza di tali elementi, specificandone le proprietà; ognuno di essi darà un contributo di forza e/o di coppia applicato al sistema, che costituisce di fatto uno degli input del sistema di equazioni. In conclusione le equazioni di moto del veicolo completo possono essere scritte nella seguente forma matriciale compatta:

$$[M(\underline{x})]\ddot{\underline{x}} + [C]\dot{\underline{x}} + [K]\underline{x} = \underline{Q}(\underline{x}, \dot{\underline{x}}, t) \quad (4.3)$$

$$\underline{Q} = \underline{Q}_m + \underline{Q}_c + \underline{Q}_{nl} + \underline{Q}_{cf}$$

dove:

- $\underline{x}$  è il vettore contenente le variabili indipendenti del modello completo, composto dalle coordinate  $\underline{x}_i$  e  $\underline{x}_j$  dei singoli moduli;
- $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$  sono le matrici di massa, smorzamento e rigidità del veicolo completo;

- il vettore  $\underline{Q}$  contiene le forze generalizzate associate ai termini inerziali non-lineari  $\underline{Q}_m$ , ai collegamenti tra le casse  $\underline{Q}_c$ , agli elementi elastici non-lineari (tamponi)  $\underline{Q}_{nl}$ , e alle forze di contatto non-lineari  $\underline{Q}_{cf}$ , che tengono conto anche dell'eccitazione legata all'irregolarità geometrica del binario.

Infine, attraverso un metodo implicito di primo ordine, si procede all'integrazione numerica del sistema (4.3). Il modello adottato, utilizza le equazioni di moto valutate al tempo  $t+\Delta t$ , tenendo conto della dipendenza dal tempo delle forze al contatto. Infatti, attraverso la posizione delle sale e delle ruote al tempo  $t+\Delta t$ , che non risultano ancora note, viene eseguita una procedura di integrazione iterativa; definendo dei possibili punti di contatto, attivabili a partire dalla posizione al tempo  $t$  tra ruota e rotaia, l'iterazione permette di ricavare lo stato del sistema con una adeguata velocità di convergenza numerica.

## 4.2 Modello del contatto ruota rotaia

Il modello matematico adottato per il calcolo delle forze agenti all'interfaccia ruota-rotaia è adatto a riprodurre i fenomeni di contatto tipici delle condizioni operative delle linee urbane. In particolare, permette di considerare la presenza di punti di contatto fuori dal piano meridiano della ruota, che nascono per effetto dell'elevato angolo di attacco della ruota rispetto alla rotaia, nonché di punti di contatto multipli, che possono manifestarsi nelle diverse configurazioni di accoppiamento geometrico della ruota con la rotaia (Figura 4.1).

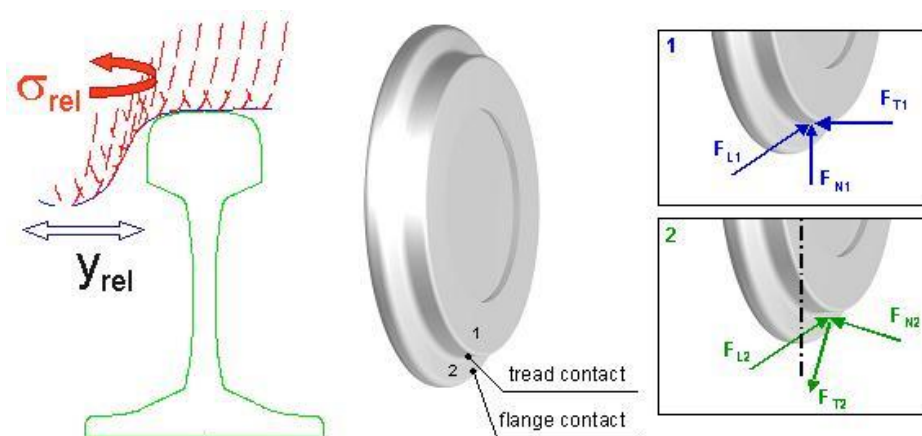


Figura 4.1 - Accoppiamento geometrico di ruota e rotaia ed illustrazione della tipica condizione di contatto multiplo sulla tavola e sul bordino, contatto che può avvenire anche su punti al di fuori del piano meridiano per effetto di  $\sigma_{rel}$ .

Le forze agenti nelle aree di contatto sono calcolate utilizzando un modello multi-Hertziano<sup>2</sup>, per risolvere il problema normale, e la formulazione di Shen-Hedrick-Elkins, per la valutazione delle forze agenti nel piano tangenziale. I parametri geometrici di contatto (angolo di contatto, raggi di curvatura locali dei due corpi a contatto, ecc.) sono pre-calcolati al di fuori del processo di simulazione, così da ridurre l'onere computazionale. Allo scopo di ottenere i suddetti parametri geometrici, viene dapprima svolta un'analisi geometrica dei profili a contatto, analisi condotta a partire dai profili di ruota e rotaia definiti per punti (tale scelta permette di introdurre sia profili teorici, sia profili usurati misurati in linea, sia l'irregolarità della via, brevemente discussa nel par. 4.2.1). A tale fine, i profili vengono accoppiati per diversi valori di spostamento laterale relativo e di serpeggio relativo tra ruota e rotaia. L'effetto dell'angolo di attacco

<sup>2</sup> Il modello permette di tener conto sia della presenza di multipli punti di contatto, ad esempio quando il contatto avviene contemporaneamente sulla tavola e sul bordino (Figura 4.1), sia di approssimare impronte di contatto complesse e non-Hertziane attraverso una o più impronte ellittiche.

viene tenuto conto considerando la proiezione del profilo della ruota su un piano normale alla rotaia.

Anche se durante l'analisi geometrica i profili sono considerati rigidi, oltre ai punti di contatto geometrico vengono considerati anche i punti di "potenziale" contatto: il contatto può avvenire in tali punti come conseguenza delle deformazioni subite dai profili sotto carico. Tra i contatti potenziali trovati durante l'analisi geometrica, risulteranno attivi quelli per cui vi sarà un'effettiva compenetrazione. Il risultato finale dell'analisi geometrica è costituito da tabelle multidimensionali che contengono i parametri relativi ad ogni singolo punto di contatto, in funzione dello spostamento laterale relativo e del serpeggio relativo tra ruota e rotaia.

All'interno della simulazione, per ottenere i parametri di contatto necessari al passo di integrazione, si ricorre all'interpolazione delle tabelle sopra definite sulla base dello spostamento laterale e dell'angolo di serpeggio relativi tra la generica ruota e la rotaia, valutati questi a partire dallo stato del sistema.

Anche la compenetrazione dei profili e gli pseudo slittamenti, in ciascun punto di contatto, sono funzioni dello stato del sistema. A partire da essi e dai parametri di contatto, si calcolano le forze agenti sulle singole impronte nei sistemi di riferimento locali. Una volta ottenute quest'ultime, vengono calcolate le corrispondenti forze generalizzate  $Q_{cf}$ , rispetto alle coordinate indipendenti utilizzate.

#### **4.2.1 Irregolarità dei binari e profili usurati delle ruote**

Il problema della irregolarità e dell'usura dei profili delle ruote, riveste un ruolo importante nel calcolo dei punti di contatto, ripercuotendosi sulla natura delle forze scambiate durante la marcia del veicolo sui binari. Dalla usura e dalle irregolarità dipende infatti la geometria dei punti di contatto e anche il moto delle sale che, dovendo seguire la linea di corsa (Figura 4.2), assumono

dinamiche di serpeggio, rollio e spostamento nel piano verticale anche in percorrenza di un rettilineo.

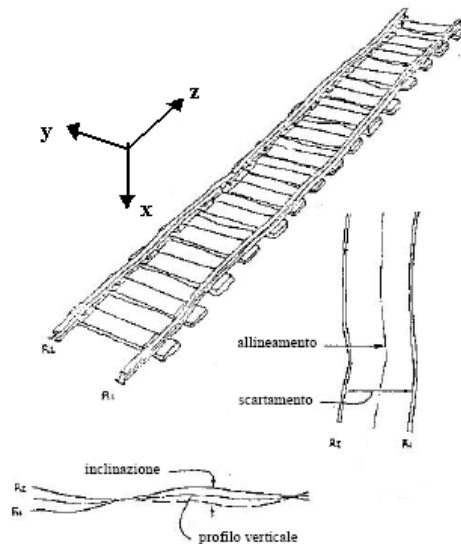


Figura 4.2 - Esempificazione della irregolarità della via di corsa di una linea ferroviaria.

Il moto imposto alle ruote per effetto del contatto, innesca una dinamica delle sale stesse; attraverso le sospensioni sia primarie che secondarie, tale dinamica si ripercuote sulla cassa, originando fenomeni di discomfort, oppure essere fonte di possibili instabilità e comunque tali da degradare le performance di marcia. Inoltre, si possono verificare anche ripercussioni sulla condotta in sicurezza del veicolo, per effetto della non più ottimale tangente nei punti di contatto. Dunque, qual'ora il carrello avesse un sistema attivo di controllo, come quello che si vuole presentare con il presente lavoro di tesi, i fenomeni di irregolarità e di usura dei profili dovranno essere considerati come dei disturbi esogeni, rendendo di conseguenza necessario la valutazione della robustezza dell'intero progetto di controllo, che deve provvedere alla reiezione di tali disturbi.

Per questi motivi, il software monstram.exe deve prevedere l'introduzione di tali irregolarità, introducendola in fase di calcolo dei possibili punti di contatto; allo scopo, si aggiungono alle coordinate della posizione relativa tra sala e binario, le componenti di spostamento dei profili per effetto dell'irregolarità e dell'usura, la cui entità, forma d'onda e casualità, sono definite da opportune normative, ovvero misurate in linea.

### **4.3 Definizione delle coordinate generalizzate del modello Multibody**

Prima di descrivere l'approccio usato per la definizione dei modelli dei test case presentati, si introducono dapprima le coordinate generalizzate che, nelle equazioni (4.1) e (4.2), vengono adottate per descrivere la dinamica del generico convoglio mediante il software monstram.exe. In particolare, le coordinate delle casse e dei carrelli, riassunte rispettivamente in Tabella 4.1, Tabella 4.2, Tabella 4.3 e scelte in relazione ai sistemi di riferimento adottati dal modello multibody, sono state suddivise nei differenti moduli con cui è possibile schematizzare, nel software multibody descritto nel par. 4.1, le diverse configurazioni dei veicoli ferroviari e tranviari. Si osservi che nei carrelli si è aggiunta la coordinata generalizzata  $\phi_{bi}$  rappresentativa del moto del modo deformabile introdotto per la modellazione della sterzata degli assi dei veicoli implementati nei test case in studio. In particolare, si è scelto di introdurre una articolazione cilindrica nel piano orizzontale che consente il moto di serpeggio relativo tra i due semitelai del generico carrello, consentendo di fatto il conseguimento della sterzata degli assi.

## Moduli A

Tabella 4.1 - Coordinate libere usate per descrivere il moto dell'i-esimo modulo A.

<b>Cassa</b>			
<i>vett.</i>	<i>N° g.d.l.</i>	<i>simbolo</i>	<i>descrizione</i>
$q_{ci}$	1	x	traslazione verticale
	2	y	traslazione laterale
	3	$\sigma$	rotazione di serpeggio
	4	$\beta$	rotazione di beccheggio
	5	$\rho$	rotazione di rollio
<b>Carrello</b>			
$q_{bi}$	6	$z_b$	traslazione longitudinale
	7	$x_b$	traslazione verticale
	8	$y_b$	traslazione laterale
	9	$\sigma_b$	rotazione di serpeggio
	10	$\beta_b$	rotazione di beccheggio
	11	$\rho_b$	rotazione di rollio
	12	$\phi_b$	modo deformabile del carrello

## Moduli B

Tabella 4.2 - Coordinate libere usate per descrivere il moto del j-esimo modulo B.

<b>Cassa</b>			
<i>vett.</i>	<i>N° g.d.l.</i>	<i>simbolo</i>	<i>descrizione</i>
$\bar{x}_j$	1	z	traslazione longitudinale
	2	x	traslazione verticale
	3	y	traslazione laterale
	4	$\sigma$	rotazione di serpeggio
	5	$\beta$	rotazione di beccheggio
	6	$\rho$	rotazione di rollio



## Moduli C

Tabella 4.3 - Coordinate libere usate per descrivere il moto dell'i-esimo modulo C.

<b>Cassa</b>			
<i>vett.</i>	<i>N° g.d.l.</i>	<i>simbolo</i>	<i>descrizione</i>
$q_{ci}$	1	x	traslazione verticale
	2	y	traslazione laterale
	3	$\sigma$	rotazione di serpeggio
	4	$\beta$	rotazione di beccheggio
	5	$\rho$	rotazione di rollio
<b>Carrello anteriore</b>			
$q_{bi}$	6	$z_{b1}$	traslazione longitudinale
	7	$x_{b1}$	traslazione verticale
	8	$y_{b1}$	traslazione laterale
	9	$\sigma_{b1}$	rotazione di serpeggio
	10	$\beta_{b1}$	rotazione di beccheggio
	11	$\rho_{b1}$	rotazione di rollio
	12	$\phi_{b1}$	modo deformabile del carrello anteriore
<b>Carrello posteriore</b>			
$q_{b2i}$	13	$z_{b2}$	traslazione longitudinale
	14	$x_{b2}$	traslazione verticale
	15	$y_{b2}$	traslazione laterale
	16	$\sigma_{b2}$	rotazione di serpeggio
	17	$\beta_{b2}$	rotazione di beccheggio
	18	$\rho_{b2}$	rotazione di rollio
	19	$\phi_{b2}$	modo deformabile del carrello posteriore

Per quanto riguarda le sale a ruote indipendenti ed elastiche di entrambi i test case, la loro modellazione è stata introdotta in termini di deformate modali, derivate queste da un modello a parametri concentrati (Figura 4.3). In particolare in Tabella 4.4 vengono specificati i 17 modi impiegati per ogni sala, di cui 7 modi rigidi e 10 deformabili dovuti all'elemento elastico tra cartella e cerchione delle singole ruote.

Tabella 4.4 - Elenco dei modi rigidi e deformabili impiegati per descrivere le sale degli i-esimi moduli A e C.

Sale a ruote indipendenti elastiche		
vett.	N° modo	descrizione
q <sub>wi</sub>	1	moto longitudinale rigido dell'intera sala
	2	moto verticale rigido dell'intera sala
	3	moto laterale rigido dell'intera sala
	4	moto di serpeggio rigido dell'intera sala
	5	rotolamento ruota sinistra
	6	moto di rollio rigido dell'intera sala
	7	rotolamento ruota destra
	8	moto di serpeggio dei cerchioni in contro-fase
	9	moto di serpeggio dei cerchioni in fase
	10	moto laterale dei cerchioni in contro-fase
	11	moto laterale dei cerchioni in fase
	12	moto longitudinale dei cerchioni in contro-fase
	13	moto longitudinale dei cerchioni in fase
	14	moto di rollio dei cerchioni in contro-fase
	15	moto di rollio dei cerchioni in fase
	16	moto verticale dei cerchioni in contro-fase
	17	moto verticale dei cerchioni in fase

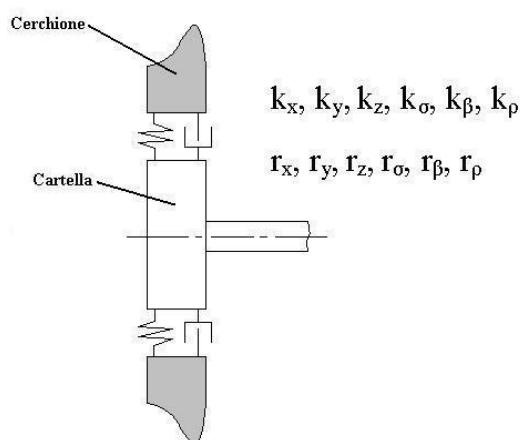


Figura 4.3 - Schematizzazione della ruota elastica mediante corpi rigidi ed elementi elastici e smorzanti concentrati.

In conclusione, per ogni tipologia di moduli disponibili all'interno del modello multibody, si riportano in Tabella 4.5, Tabella 4.6 e Tabella 4.7 i vettori dei

gradi di libertà del generico modulo che andrà a comporre il convoglio, il cui moto verrà descritto dalle equazioni (4.1) e (4.2).

### Moduli A

Tabella 4.5 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate dell'i-esimo modulo A.

$\underline{x}_i$	$s_i$	ascissa curvilinea
	$\underline{q}_{ci}$	g.d.l. cassa (5)
	$\underline{q}_{bi}$	g.d.l. carrello (7)
	$\underline{q}_{w1i}$	g.d.l. sala1 (17)
	$\underline{q}_{w2i}$	g.d.l. sala2 (17)

### Moduli B

Tabella 4.6 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate del j-esimo modulo B.

$\underline{x}_j$	g.d.l. cassa (6)
-------------------	------------------

### Moduli C

Tabella 4.7 - Ordine del vettore delle coordinate generalizzate dell'i-esimo modulo C.

$\underline{x}_i$	$s_i$	ascissa curvilinea
	$\underline{q}_{ci}$	g.d.l. cassa (5)
	$\underline{q}_{b1i}$	g.d.l. carrello anteriore (7)
	$\underline{q}_{w1i}$	g.d.l. sala1 (17)
	$\underline{q}_{w2i}$	g.d.l. sala2 (17)
	$\underline{q}_{b2i}$	g.d.l. carrello posteriore (7)
	$\underline{q}_{w3i}$	g.d.l. sala3 (17)
	$\underline{q}_{w4i}$	g.d.l. sala4 (17)

#### **4.4 Implementazione del modello del veicolo “test case 1”**

Scopo della sezione, è generare la struttura di dati da fornire in input al software monstram.exe, cosicché possa ricavare la storia temporale della marcia del convoglio che, in relazione alla modularità del modello multibody qui adottato, risulta composto dal solo modulo C.

La serie di dati, nel seguito presentata seguendo tale ordine:

- introduzione del modo deformabile dei carrelli;
- posizionamento dei nodi di cassa, carrello e sale;
- Posizionamento degli elementi elastici, smorzanti e dei tamponi di fine corsa;
- geometria del veicolo e carichi per asse;

darà luogo al modello del convoglio denominato test case 1. Dichiarati gli input, si potrà procedere con la preliminare fase di pre-processing del simulatore, alla generazione delle matrici (di massa, rigidezza e smorzamento) del sistema di equazioni, oltre che al calcolo dei modi di vibrare del convoglio. Ottenute queste informazioni, si può procedere con la validazione del modello multibody, presentando, a titolo esemplificativo, alcuni modi di vibrare indagati in tale fase di analisi. Questi, ottenuti per mezzo di uno script MatLab<sup>®</sup> implementato nel lavoro di tesi, sono stati ricavati a partire dalla conoscenza delle matrici di massa, rigidezza e smorzamento dei singoli moduli componenti il convoglio. Tali matrici, accompagnate sia dai vettori delle coordinate indipendenti che hanno portato alla loro definizione, sia dalle specifiche dei vincoli esistenti tra le casse dei moduli, sono state opportunamente assemblate al fine di ottenere le matrici di massa, rigidezza e smorzamento dell'intero convoglio. A questo punto si introducono due ipotesi: la prima trascura l'effetto che le ruote indipendenti

hanno sui modi di vibrare del convoglio, la seconda prevede il puro rotolamento delle ruote sul binario. La prima ipotesi non inficia l'analisi dei modi di vibrare, in quanto il moto delle sale prodotto dalle ruote indipendenti, è caratterizzato da frequenze proprie elevate, dipendenti dalla elevata rigidità longitudinale delle sospensioni primarie. L'aggiunta della seconda ipotesi, permette di descrivere il moto delle sale considerando la sola coordinata longitudinale  $z$  essendo impedito il serpeggio dell'asse ed inoltre, una volta noto il raggio di rotolamento, risulta univocamente determinato il beccheggio delle stesse.

A questo punto, si è potuto partizionare il sistema di equazioni isolando la parte libera-libera di interesse; così facendo ci si è dunque ricondotti al problema agli autovalori/autovettori, che ha consentito di valutare il generico modo di vibrare del convoglio, caratterizzato da frequenza e deformata propria.

#### *Introduzione del modo deformabile dei carrelli*

Per implementare nel modello l'articolazione del carrello proposta per il test case 1, si è fatto ricorso a un modo di vibrare nel piano, modo presentato in Figura 4.4.

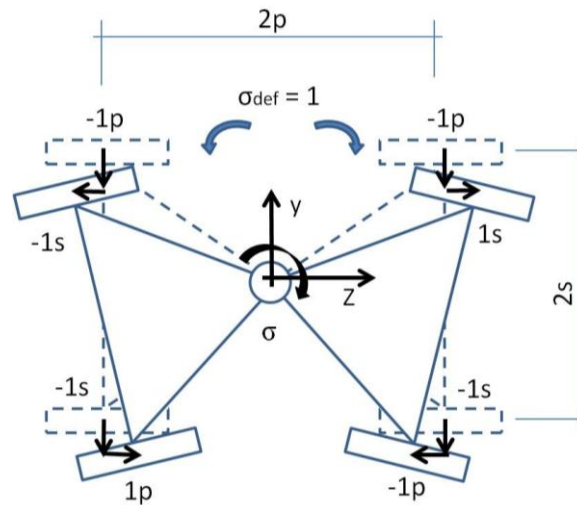


Figura 4.4 - Schematizzazione del modo deformabile introdotto nei carrelli del veicolo implementato nel test case 1, per conseguire la sterzata degli assi.

Si osserva come, per effetto del serpeggio dei due semitelai attorno al baricentro del carrello, è sufficiente descrivere il modo deformabile in termini di posizione raggiunta da tutti i punti del carrello in risposta della variazione unitaria della coordinata modale  $\sigma_{\text{def}}$ . In particolare, nota la geometria del carrello presentato, si evince come il modo deformabile non compia lavoro nella deformazione nel piano delle sospensioni secondarie; infatti, a seguito della scelta adottata nel posizionamento delle sospensioni secondarie (par.3.1), la loro deformazione al taglio viene evitata. Ciò, consente una riduzione del numero di nodi necessari a descrivere l'effetto che, il modo deformabile introdotto, produce sul moto del carrello. Inoltre, non sarà necessario coinvolgere nemmeno gli spostamenti di tutti i punti associati agli smorzatori o ai tamponi, a conseguenza sia dell'aver considerato solo la deformabilità nel piano, sia per effetto della linearizzazione delle equazioni di moto nell'intorno di ogni posizione di equilibrio assunta. In conclusione, ciò che basta a caratterizzare il modo deformabile necessario per conseguire la sterzata degli assi è la sola posizione delle boccole delle sospensioni primarie. Per quanto riguarda le grandezze inerziali, elastiche e smorzanti proprie del modo di vibrare, cioè la definizione della massa, della

frequenza e dello smorzamento modale, si è proceduto alla schematizzazione del carrello ad un grado di libertà nel piano. Scrivendo poi l'energia cinetica in funzione prima delle variabili fisiche di comodo, quali la velocità dei punti in cui si sono ipotizzate le posizioni dei baricentri dei semitelai del carrello e la velocità di rotazione del modo, cioè la coordinata modale  $\dot{\sigma}_{def}$ , si ottiene:

$$E_c = \sum_i \frac{1}{2} m_i v_{g,i}^2 + \frac{1}{2} J_i \omega_i^2 = \frac{1}{2} \underline{x}^T [M] \underline{x} \quad (4.4)$$

Esprimendo ora il vettore delle variabili fisiche in funzione della coordinata modale  $\dot{\sigma}_{def}$ , si perviene al valore della massa modale  $m_{def}^*$  cercata, in particolare:

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{1}{2} [v_{g,b} \quad \dot{\sigma}_{def}] \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & J_{xx,b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{g,b} \\ \dot{\sigma}_{def} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \dot{\sigma}_{def} [\Phi]^T [M] [\Phi] \dot{\sigma}_{def} = \\ &= \frac{1}{2} \dot{\sigma}_{def} \begin{bmatrix} l \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & J_{xx,b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l \\ 1 \end{bmatrix} \dot{\sigma}_{def} = \frac{1}{2} \dot{\sigma}_{def}^2 m_{def}^* \end{aligned} \quad (4.5)$$

dove:

- $m_b$  è la massa del carrello;
- $J_{xx,b}$  è il momento d'inerzia a serpeggio del carrello;
- $l$  è la posizione longitudinale del baricentro del semitelaio rispetto a quello del carrello.

Per assegnare poi un valore di rigidità al modo deformabile, si è ipotizzato di controllare la deformazione mediante attuatori idraulici ideali. Questi, caratterizzati per definizione dalla presenza di banda passante costante su tutte le frequenze, nonché di sfasamento nullo, sono sempre in grado di tenere le sale del generico carrello serpeggiate l'una con l'altra dell'angolo di riferimento

dipendente questo dalle condizioni del tracciato (in particolare del raggio di curva e dal passo delle sale). Sotto tali ipotesi, la sola rigidità associabile al modo deformabile, risulta essere quella dovuta alla comprimibilità dell'olio nelle camere degli attuatori. Tale procedura, ha portato ad ottenere una rigidità tale per cui, nota la massa modale precedentemente calcolata, il modo deformabile viene ad assumere una frequenza propria di circa 30Hz. Infine, per quanto riguarda lo smorzamento del modo deformabile, lo si è scelto in modo da ottenere uno smorzamento critico del modo pari allo 0.2, valore tipico per sistemi di organi di macchina quale è il carrello ferroviario.

#### *Posizionamento dei nodi di cassa, carrelli e sale*

Con la presente sezione, si vuole mostrare la prassi adottata per l'implementazione, nel modello multibody, dell'architettura del veicolo presentato nel test case 1, procedura che consente di ottenere una simulazione numerica della dinamica del convoglio che sia la più possibile coerente con la realtà di cui il modello è rappresentativa. A tale fine dovrà essere svolto con cura il posizionamento dei nodi dei corpi costituenti il convoglio, cosicché gli effetti degli elementi concentrati di interconnessione tra gli stessi siano ben calcolati durante l'integrazione delle equazioni di moto. Un primo punto su cui si è concentrata l'attenzione è stato l'unione tra cassa e carrello. Nel carrello reale, presentato nel par. 3.1 e di cui si fornisce una schematizzazione nel piano verticale in Figura 4.5, si evince come l'unione tra cassa e carrello (bogie frame) sia garantita attraverso un ulteriore corpo, la trave di carico (bolster).



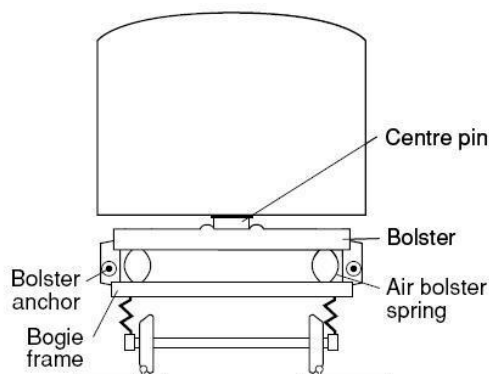


Figura 4.5 - Schematizzazione del veicolo reale proposto nel test case 1.

Questa trave, porta montate all'interfaccia con la restante parte del carrello, le sospensioni secondarie ad aria (air bolster spring), gli smorzatori laterali e verticali, le bielle di trazione (bolster anchor); dal lato cassa invece si ha solamente un vincolo cilindrico, realizzato mediante una ralla. L'effetto di tale vincolo è quello di consentire la sola rotazione di serpeggio relativo tra cassa e trave di carico. Non avendo a disposizione nel modello multibody il corpo trave di carico, si è proceduto seguendo una architettura del carrello più semplice, mostrata in Figura 4.6.

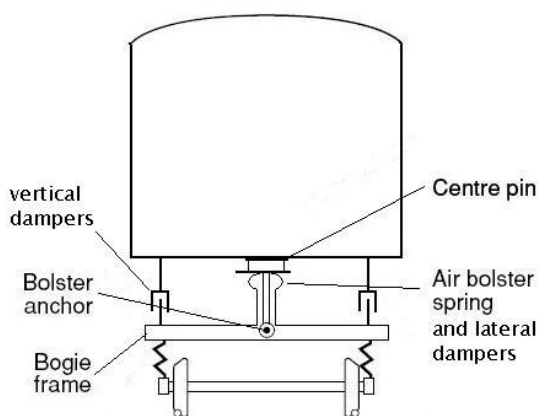


Figura 4.6 - Schematizzazione del modello del veicolo proposto nel test case 1.

Gli effetti di tale semplificazione non si ripercuoteranno sull'efficienza del modello, per conseguenza della linearizzazione che, presente ad ogni passo di integrazione, si è adottata per la definizione della generica condizione di equilibrio. In conclusione, ciò che si è fatto è riprodurre gli effetti cinematici coerenti con la realtà, seppur mediante schemi equipollenti.

Per quanto riguarda i restanti nodi del convoglio, con i quali si vuole valutare il lavoro degli elementi elastici e smorzanti che compaiono distribuiti nel sistema meccanico, verranno considerate le posizioni nello spazio sia delle boccole delle sospensioni primarie, sia dei tamponi di fine corsa, sia degli elementi dissipativi, oltre alla posizione del centro ruota. Tali posizioni saranno quantificate a partire dal sistema di riferimento del generico corpo posto nel suo baricentro, costituente questo il primo nodo.

In conclusione, si mostrano i nodi scelti nel modello del veicolo implementato, rispettivamente per la cassa in Figura 4.7, per i carrelli in Figura 4.8 e per le sale in Figura 4.9.

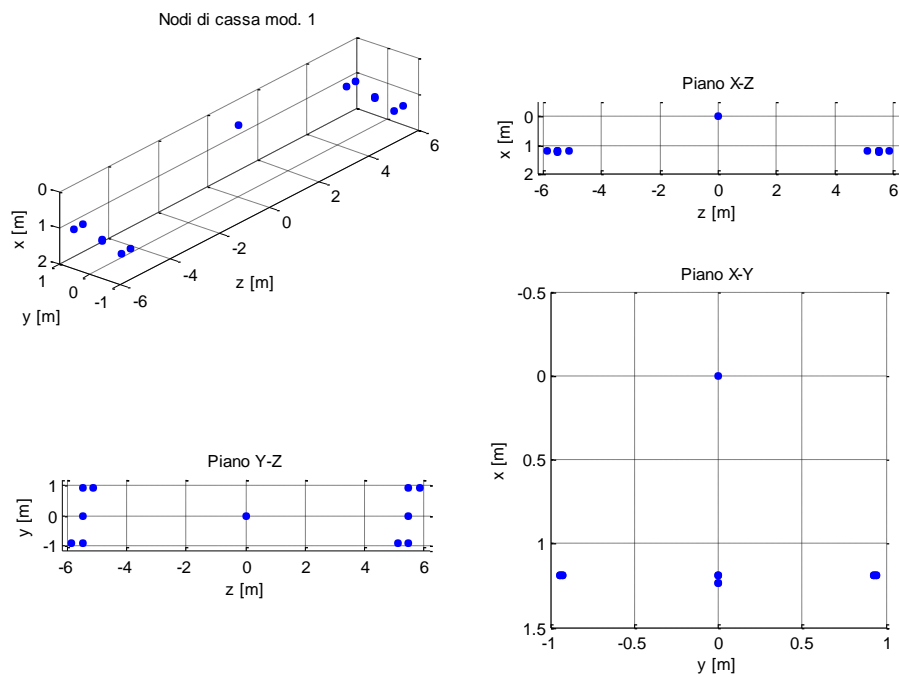


Figura 4.7 - Nodi di cassa adottati nel modello multibody del test case 1.

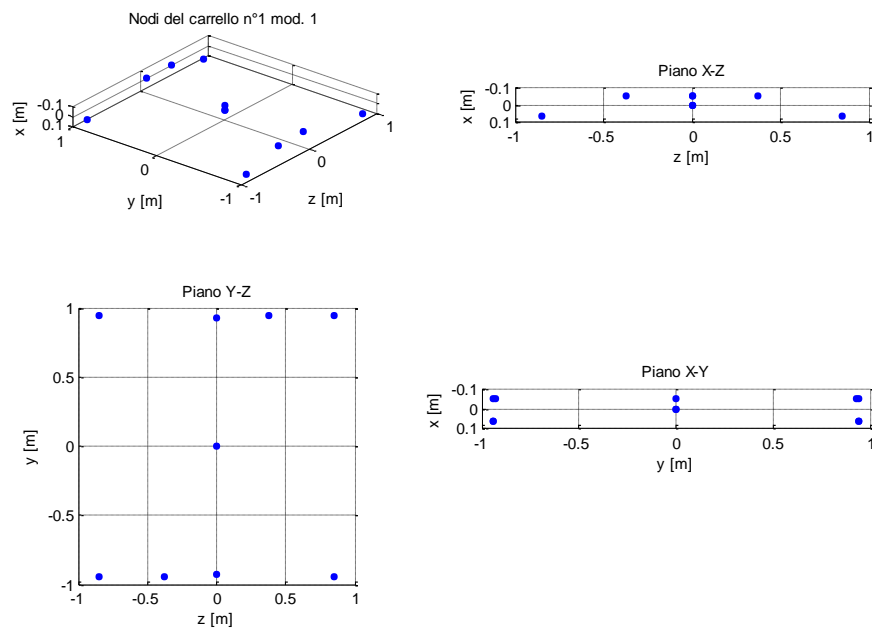


Figura 4.8 - Nodi dei carrelli adottati nel modello multibody del test case 1.

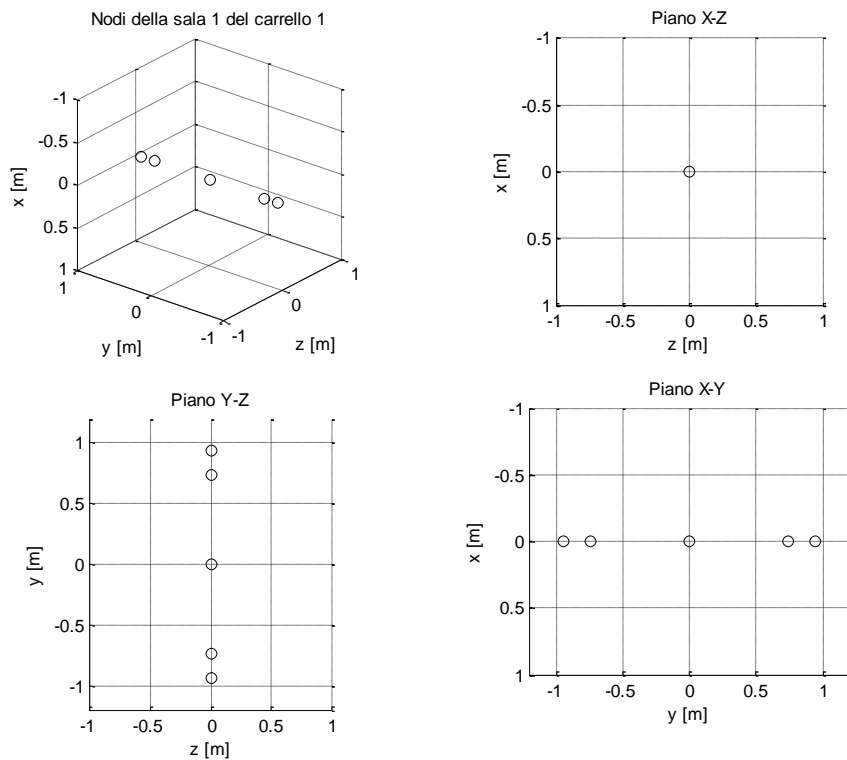


Figura 4.9 - Nodi delle sale adottate nel modello multibody del test case 1.

### *Posizionamento degli elementi elastici, smorzanti e dei tamponi di fine corsa*

In questa fase di definizione del convoglio, si specificano le tipologie di elementi elastici e smorzanti che sono stati modellati. L'architettura del sistema di sospensioni primarie e secondarie implementato, si riferiscono allo schema generale di Figura 4.10; qui si vogliono evidenziare le nature degli elementi di interconnessione, ovvero l'effetto che producono sul sistema, piuttosto che la reale posizione degli stessi nello spazio.

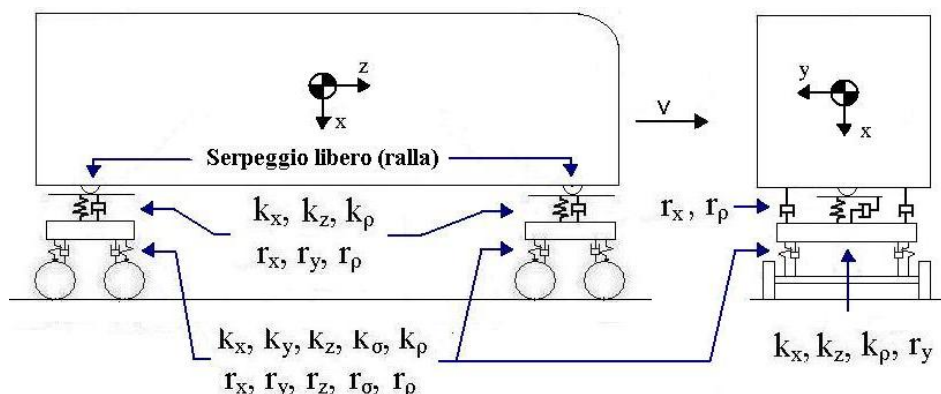


Figura 4.10 - Architettura sospensioni del convoglio del test case 1, si osserva la presenza della ralla di interconnessione tra carrello e cassa.

Per la definizione dei singoli valori da assegnare alle grandezze elastiche e smorzanti introdotte, si è fatto riferimento a prodotti commerciali in uso per la locomozione ferroviaria, così da adottare parametri al più consoni alla realtà. Dunque, per le sospensioni primarie adottate nel carrello del test case 1, è sufficiente estrapolare dalle curve specifiche dell'elemento le caratteristiche di rigidezza e smorzamento per le tre traslazioni, oltre a due valori di rigidezza e smorzamento per le rotazioni di rollio e serpeggio (rigidezze coniche). Per quanto riguarda le sospensioni secondarie ad aria, si è calcolato il valore di rigidezza, funzione questa della pressione all'interno dell'elemento stesso, nella configurazione di carico a tara.

La presenza dei tamponi di fine corsa, sempre presenti all'interno degli elementi ad aria, è stata riprodotta sotto forma di elemento elastico monolatero, non lineare, che interviene solo quando la distanza tra i nodi a cui è applicato, supera un certo valore di gioco (kiss). Il tampone di fine corsa laterale, necessario a limitare lo spostamento relativo tra cassa e carrello, è stato modellato come elemento elastico bilatero non lineare, anch'esso con spostamento libero sino al raggiungimento della posizione di kiss.

Una rappresentazione della posizione nel modello dei tamponi, è fornita in Figura 4.11.

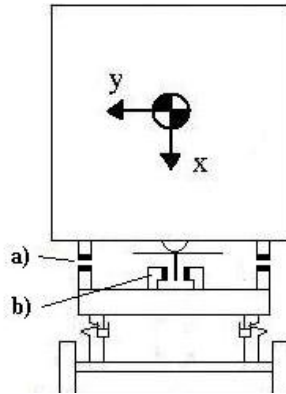


Figura 4.11 - Schema di rappresentazione degli elementi di fine corsa tra i carrelli e la cassa, rispettivamente: a) tamponi verticali, b) tamponi laterali.

#### *Geometria del veicolo e carichi per asse*

Scopo di tale parte della modellazione, è definire la posizione dei baricentri dei corpi nello spazio per andare a comporre il convoglio ferroviario. In particolare, in riferimento al veicolo simmetrico, cioè caratterizzato da carrelli e sale uguali ed equidistanti dal baricentro cassa, si presentano in Figura 4.12 le posizioni delle sale rispetto al sistema di riferimento assoluto del modello multibody, insieme ai carichi agenti sulle stesse in condizione di quiete.

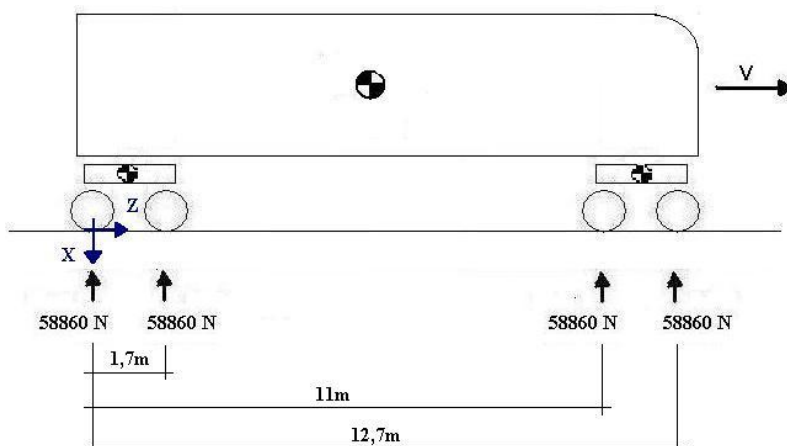


Figura 4.12 - Distribuzione delle sale del veicolo test case 1 e carichi agenti su ognuno di essi.

In conclusione, si presenta in Figura 4.13 il modello multibody del veicolo proposto nel test case 1, indicando la corrispondenza tra i nodi scelti e gli elementi elastici e smorzanti introdotti.

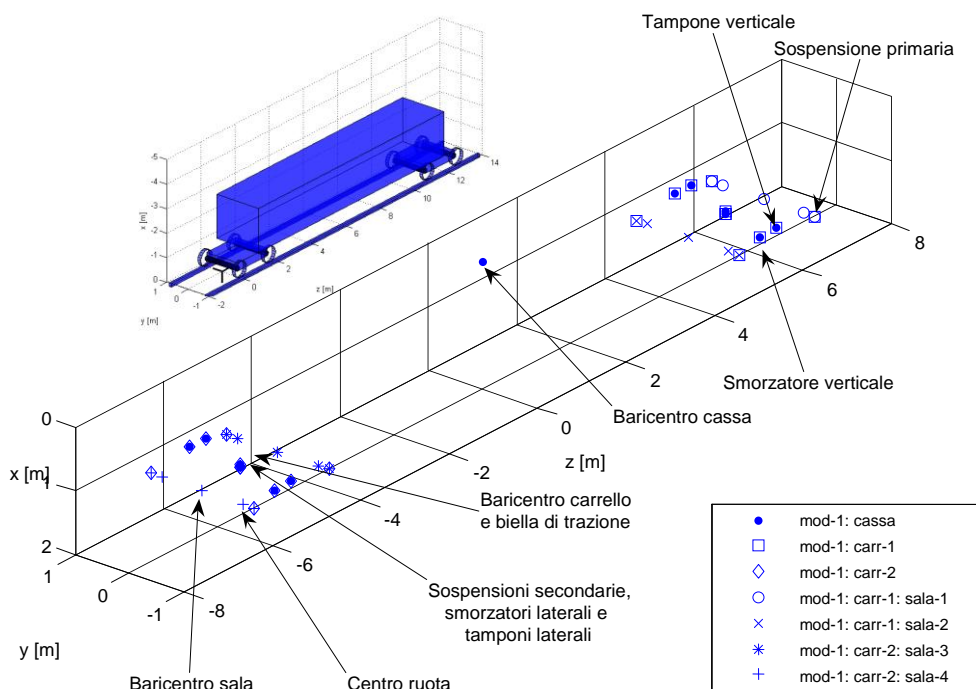


Figura 4.13 - Nodi del modello multibody dei moduli C, impiegati nel descrivere i convogli, sia quello tradizionale sia quello proposto nel test case 1.

Disponendo a questo punto delle matrici del convoglio e dei modi di vibrare dell'intero sistema meccanico, si può procedere alla verifica sulla congruenza del modello multibody. A tale fine si sono analizzate sia le strutture delle matrici, andando a verificare le componenti generalizzate di massa, rigidità o smorzamento agenti sul generico grado di libertà del sistema, sia i modi di vibrare dell'intero convoglio. Ciò è reso comodo dalla semplice struttura delle matrici, come effetto dell'efficace scelta delle coordinate modali per la descrizione del moto.

Dall’analisi dei suddetti modi (6 di cassa, 7 per ogni carrello, 11 per ogni sala, per un totale di 64, alcuni riportati in Tabella 4.8), si evince come le frequenze di cassa risultino nel range di frequenza 0-2.5Hz, mentre i modi del carrello nel range 6-16Hz.

Tabella 4.8 – Esempi di modi di vibrare del veicolo implementato nel test case 1.

	Frequenza [Hz]																							
	0	0	0	1,2055	1,8312	2,421	6,2015	6,2015	7,3094	7,3094	8,6199	9,402	10,2	10,222	12,288	12,294	15,221	15,223	22,154	22,154	32,355	32,794		
'z_carbody_mod1'	1	0	0	0	0	0,12933	0	0	0	0	0	0,12933	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,12239	
'x_carbody_mod1'	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'y_carbody_mod1'	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thx_carbody_mod1'	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thy_carbody_mod1'	0	0	0	0	0	0,74149	0	0	0	0	0	0	-0,11142	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thz_carbody_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'z_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	-0,98845	0	0	0	0	-0,84094	-0,81979	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	
'x_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0,19826	0	0	0	0	0	-0,18856	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'y_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thx_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0,96606	-0,4183	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thy_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0,004823	0	0	0	0	0,12287	0,16874	0	0	-1	1	0	0	0	0	0	0	-0,13164	
'thz_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	
'fi1_bogie1_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17514	-0,17514	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
'z_wheel1_mod1'	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-0,889	-0,94633	
'z_wheel2_mod1'	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	-0,889	-0,94633	
'z_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	-0,98845	0	0	0	0	0,84094	-0,81979	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	1
'x_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	-0,19826	0	0	0	0	0	0,18856	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
'y_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thx_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	0	-0,19802	0,96606	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'thy_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,12287	0,16874	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0,13164	
'thz_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	
'fi1_bogie2_mod1'	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,17514	-0,17514	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
'z_wheel3_mod1'	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0,889	
'z_wheel4_mod1'	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0,889	

Dalla tabella sono stati omessi i modi di vibrare delle ruote elastiche in quanto caratterizzati da frequenze proprie elevate e non influenti sull’analisi del comportamento a bassa frequenza del convoglio.

Analizzando la tabella, si evince che i moti: longitudinale, laterale e di serpeggio della cassa, siano a frequenza nulla. Il moto longitudinale in conseguenza della traslazione rigida di tutto il convoglio, il moto laterale e quello di serpeggio a seguito della scelta adottata per lo stadio di sospensioni secondarie con rigidità al taglio nulla.

Nella Figura 4.14 viene dato un esempio di un modo di vibrare del veicolo che rappresenta il rollio di cassa alla frequenza di 1,2055Hz, in opposizione di fase a quello di entrambi i carrelli. Nella Figura 4.15 viene dato un esempio di un modo di vibrare alla frequenza di 32,355Hz del veicolo, che rappresenta il moto



longitudinale e di beccheggio in contro fase dei carrelli accoppiato al moto longitudinale in contro fase delle sale dei due carrelli.

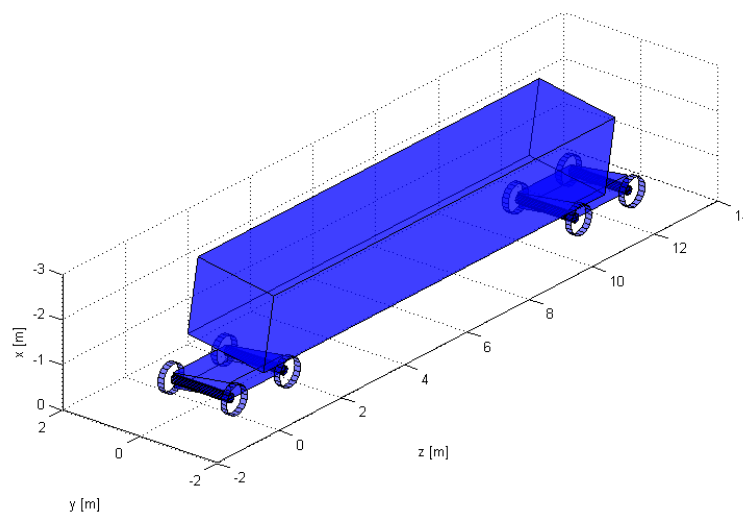


Figura 4.14 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 1, avente frequenza propria di 1.2055Hz.

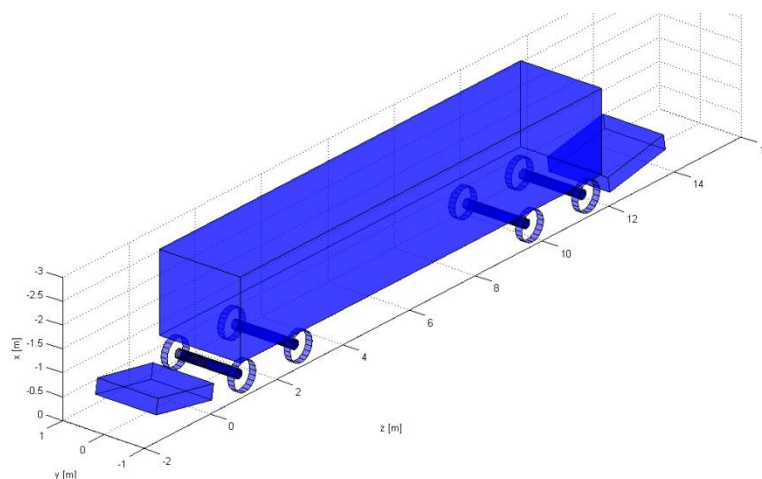


Figura 4.15 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 1, avente frequenza propria di 32.355Hz.

## 4.5 Implementazione del modello del veicolo “test case 2”

Scopo della sezione è generare la struttura di dati da fornire in input al software monstram.exe, cosicché possa ricavare la storia temporale della marcia del convoglio che, in relazione alla modularità del modello multibody qui adottato, risulta composto da quattro moduli A (veicoli ICM), ai quali sono interposti tre moduli B (veicoli SALONE), le casse appese. La serie di dati, nel seguito presentata seguendo tale ordine:

- introduzione del modo deformabile dei carrelli;
- posizionamento dei nodi di cassa, carrello e sale;
- Posizionamento degli elementi elastici, smorzanti e dei tamponi di fine corsa;
- Posizionamento dei vincoli tra le casse
- geometria del convoglio e carichi per asse;

darà luogo al modello del convoglio denominato test case 2. Dichiarati gli input, si potrà procedere con la preliminare fase di pre-processing del simulatore, alla generazione delle matrici (di massa, rigidezza e smorzamento) del sistema di equazioni, oltre che al calcolo dei modi di vibrare del convoglio. Ottenute queste informazioni, si può procedere con la validazione del modello multibody, presentando, a titolo esemplificativo, alcuni modi di vibrare indagati in tale fase di analisi. Questi, ottenuti per mezzo di uno script MatLab<sup>®</sup> implementato nel lavoro di tesi, sono stati ricavati a partire dalla conoscenza delle matrici di massa, rigidezza e smorzamento dei singoli moduli componenti il convoglio. Tali matrici, accompagnate sia dai vettori delle coordinate indipendenti che hanno portato alla loro definizione, sia dalle specifiche dei vincoli esistenti tra le casse dei moduli, sono state opportunamente assemblate al fine di ottenere le matrici di massa, rigidezza e smorzamento dell'intero convoglio. A questo punto

si introducono due ipotesi: la prima trascura l'effetto che le ruote indipendenti hanno sui modi di vibrare del convoglio, la seconda prevede il puro rotolamento delle ruote sul binario. La prima ipotesi non inficia l'analisi dei modi di vibrare, in quanto il moto delle sale prodotto dalle ruote indipendenti, è caratterizzato da frequenze proprie elevate, dipendenti dalla elevata rigidità longitudinale delle sospensioni primarie. L'aggiunta della seconda ipotesi, permette di descrivere il moto delle sale considerando la sola coordinata longitudinale  $z$  essendo impedito il serpeggio dell'asse ed inoltre, una volta noto il raggio di rotolamento, risulta univocamente determinato il beccheggio delle stesse.

A questo punto, si è potuto partizionare il sistema di equazioni isolando la parte libera-libera di interesse; così facendo ci si è dunque ricondotti al problema agli autovalori/autovettori, che ha consentito di valutare il generico modo di vibrare del convoglio, caratterizzato da frequenza e deformata propria.

#### *Introduzione del modo deformabile dei carrelli*

Per implementare nel modello l'articolazione del carrello proposta per il test case 2, si è fatto ricorso a un modo di vibrare nel piano, modo presentato in Figura 4.16.

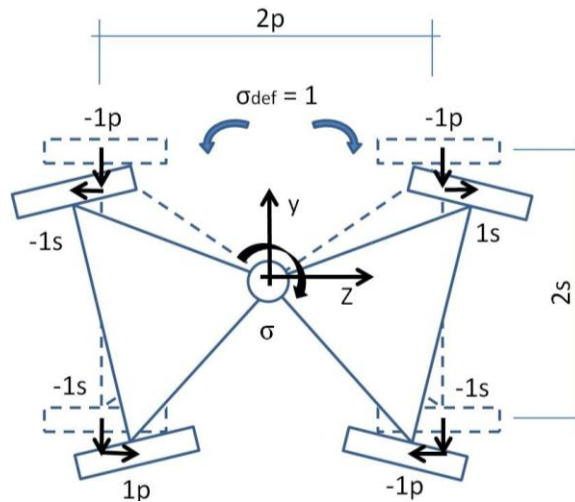


Figura 4.16 - Schematizzazione del modo deformabile introdotto nei carrelli del convoglio implementato nel test case 2, per conseguire la sterzata degli assi.

Si osserva come, per effetto del serpeggio dei due semitelai attorno al baricentro del carrello, è sufficiente descrivere il modo deformabile in termini di posizione raggiunta da tutti i punti del carrello in risposta della variazione unitaria della coordinata modale  $\sigma_{\text{def}}$ . In particolare, nota la geometria del carrello presentato, che vede le molle di connessione con la cassa disposte ai vertici del carrello, si evince che il modo deformabile compie lavoro nella deformazione, nel piano, delle sospensioni secondarie. Per questo, il modo deformabile che intendiamo introdurre nel modello multibody, sarà descritto dagli spostamenti dei punti di attacco dei suddetti elementi elastici, oltre a quelli degli smorzatori e dei tamponi.

Per quanto riguarda le grandezze inerziali, elastiche e smorzanti proprie del modo di vibrare introdotto, si è proceduto alla schematizzazione del carrello ad un grado di libertà nel piano. Per quanto riguarda l'entità della massa modale, si è seguita la medesima procedura di calcolo svolta per i carrelli del veicolo proposto nel test case 1, presentata al par. 4.4.

Differentemente a quanto svolto per il test case 1, qui si osserva che la deformabilità introdotta è, di fatto, una labilità del carrello. Per questo, nell'esprimere le proprietà del modo deformabile all'interno del modello multibody, la frequenza e lo smorzamento propri del modo, sono state poste nulle.

#### *Posizionamento dei nodi di cassa, carrelli e sale*

Con la presente sezione, si vuole mostrare la prassi adottata per l'implementazione, nel modello multibody, dell'architettura del veicolo presentato nel test case 2, procedura che consente di ottenere una simulazione numerica della dinamica del convoglio che sia la più possibile coerente alla realtà di cui il modello è rappresentativa. A tale fine dovrà essere svolto con cura il posizionamento dei nodi dei corpi costituenti il convoglio, cosicché gli effetti degli elementi concentrati di interconnessione tra gli stessi, siano ben calcolati durante l'integrazione delle equazioni di moto. Un primo punto su cui si è concentrata l'attenzione è stato l'unione tra cassa e carrello. Nel carrello reale, presentato nel par. 3.2 e di cui si fornisce una schematizzazione in Figura 4.17, si evince come l'unione tra cassa e carrello (bogie frame) sia garantita attraverso il solo stadio di sospensioni secondarie. Essendo queste costituite da molle ad aria, risulta necessario limitarne la deformabilità a taglio; per questo, si introducono i tamponi elastici, opportunamente distribuiti sul carrello. Per ognuno di questi elementi, nel modello multibody si devono specificare due nodi, uno per ognuno dei corpi tra i quali l'elemento stesso è interposto.

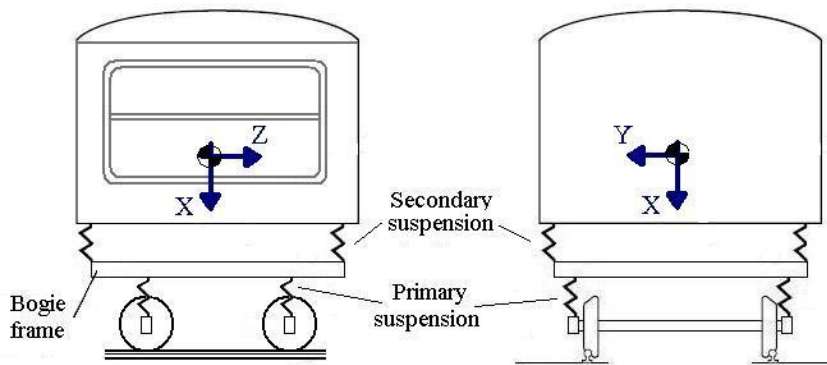


Figura 4.17 - Schematizzazione delle sospensioni del veicolo proposto nel test case 2.

Per quanto riguarda i restanti nodi del convoglio, con i quali si vuole valutare il lavoro degli elementi elastici e smorzanti che compaiono distribuiti nel sistema meccanico, verranno considerate le posizioni nello spazio sia delle boccole delle sospensioni primarie, sia degli elementi dissipativi, oltre alla posizione del centro ruota. Tali posizioni saranno quantificate a partire dal sistema di riferimento del generico corpo posto nel suo baricentro, costituente questo il primo nodo della serie.

Si mostrano in conclusione i nodi scelti per il modello del veicolo, rispettivamente di cassa in Figura 4.18, dei carrelli in Figura 4.19 e delle sale in Figura 4.20.

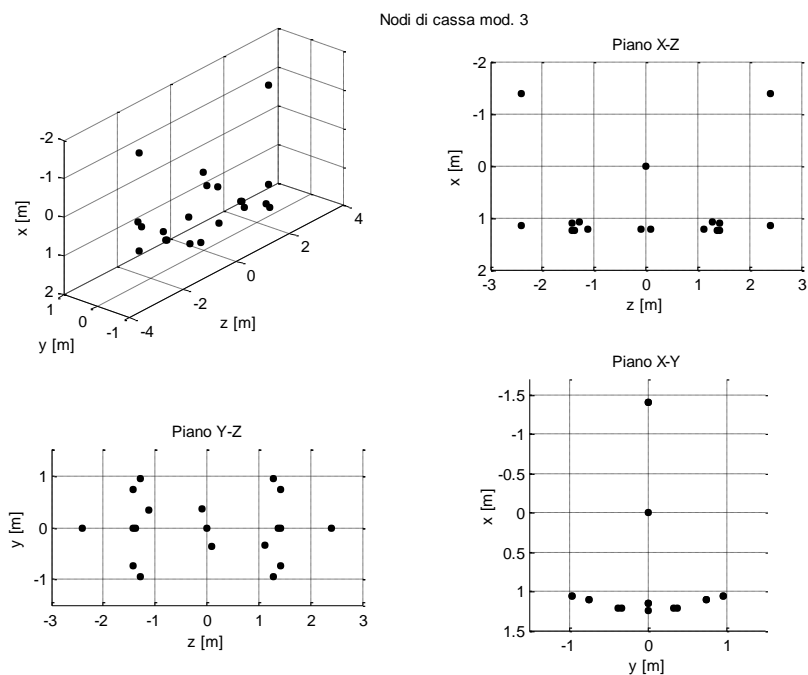


Figura 4.18 - Nodi di cassa adottati per il modulo ICM, rappresentante il terzo veicolo del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.

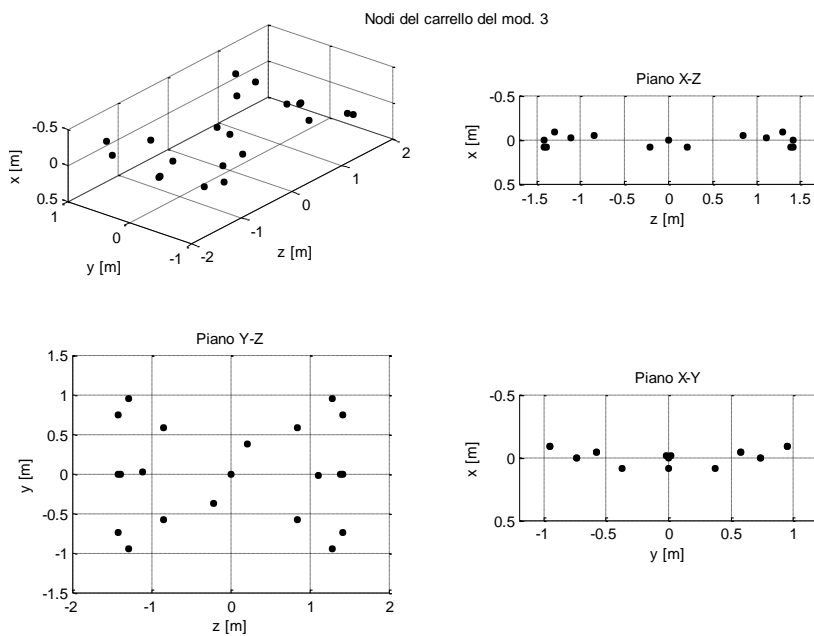


Figura 4.19 - Nodi del carrello adottati per il modulo ICM, rappresentante il terzo veicolo del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.

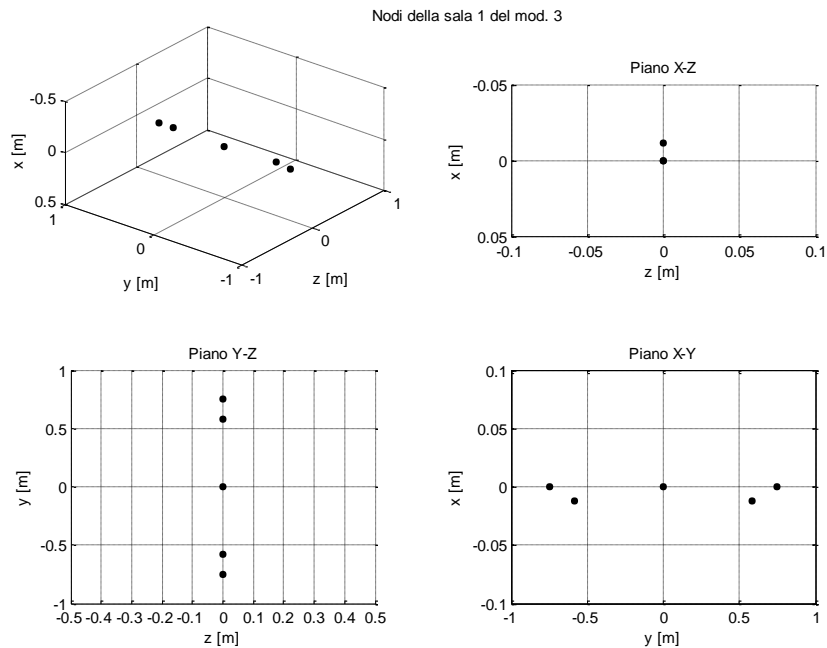


Figura 4.20 - Nodi delle sale adottati per i moduli ICM del convoglio, all'interno del modello multibody del test case 2.

### *Posizionamento degli elementi elastici, smorzanti e dei tamponi di fine corsa*

In questa fase di definizione del convoglio, si specificano le tipologie di elementi elastici e smorzanti che sono stati modellati. L'architettura implementata per i sistemi di sospensione primaria e secondaria, si riferiscono allo schema generale di Figura 4.21; qui si vogliono evidenziare le nature degli elementi di interconnessione, ovvero l'effetto che producono sul sistema, piuttosto che la reale disposizione degli stessi nello spazio.



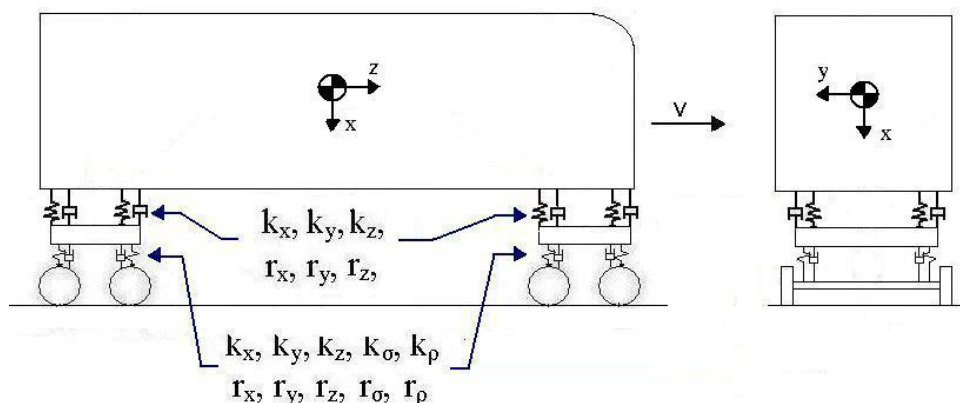


Figura 4.21 - Architettura sospensioni del convoglio del test case 2.

Per la definizione dei singoli valori da assegnare alle grandezze elastiche e smorzanti introdotte, si è fatto riferimento a prodotti commerciali in uso per la locomozione ferroviaria, così da adottare parametri al più consoni alla realtà. Dunque, per le sospensioni primarie adottate nel carrello del test case 2, si considerano le caratteristiche di rigidità e smorzamento per gli spostamenti nelle tre direzioni. Inoltre, in riferimento al particolare stadio di sospensioni primarie del carrello in studio, caratterizzato da una coppia di molle elicoidali che supportano i mozzi delle ruote, al fine di concentrare in un solo elemento elastico l'effetto del siffatto sistema elastico, si introducono i valori di rigidità e smorzamento per le rotazioni di rollio e serpeggio (rigidezze coniche).

Per quanto riguarda le sospensioni secondarie si sono considerate le sole rigidità al taglio e verticale. La presenza dei tamponi di fine corsa interni a tali elementi, è stata riprodotta sotto forma di elemento elastico monolatero, non lineare, che interviene solo quando la distanza tra i nodi a cui è applicato, supera un certo valore di gioco.

I due tamponi di fine corsa laterale, necessari a limitare lo spostamento relativo tra cassa e carrello, sono stati modellati come elementi elastici non lineari. Si osserva che ognuno dei due elementi risulta essere un vincolo monolatero; il loro montaggio, simmetrico rispetto al centro del carrello, fa sì che si possa

realizzare un vincolo globalmente bilatero. Stessa strategia è stata adottata per l'implementazione dei tamponi longitudinali. Una rappresentazione della posizione nel modello dei tamponi, è fornita in Figura 4.22.

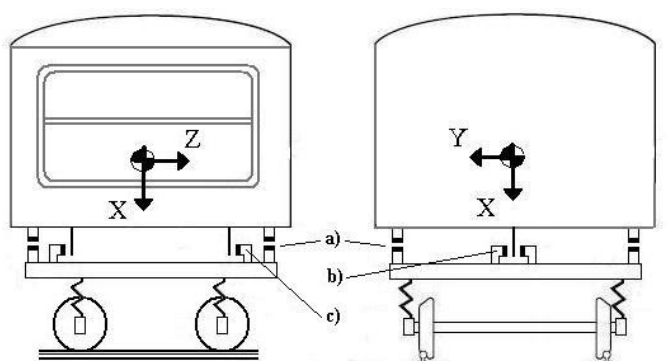


Figura 4.22 - Schema di rappresentazione degli elementi di fine corsa tra i carrelli e la cassa, rispettivamente: a) tamponi verticali, vincolo monilatero, b) tamponi laterali, vincolo bilatero, c) tamponi longitudinali, vincolo bilatero.

#### *Posizionamento dei vincoli tra le casse*

Considerata la reale configurazione dei vincoli di unione tra le casse dei veicoli componenti il convoglio in studio, di cui si è proposto in Figura 3.15 lo schema esemplificativo, nel formulare il modello multibody si è trascurata una particolarità di tali vincoli. Infatti, per gli elementi di vincolo installati a livello dell'imperiale, necessari a realizzare l'unione rispettivamente tra la seconda e terza cassa e tra la quinta e la sesta cassa, non si è considerata la mobilità al beccheggio. Di fatto, dunque, l'accoppiamento realizzato tra due casse contigue è un vincolo cilindrico, tale da consentire il solo moto di serpeggio relativo tra le casse unite, come mostrato in Figura 4.4.

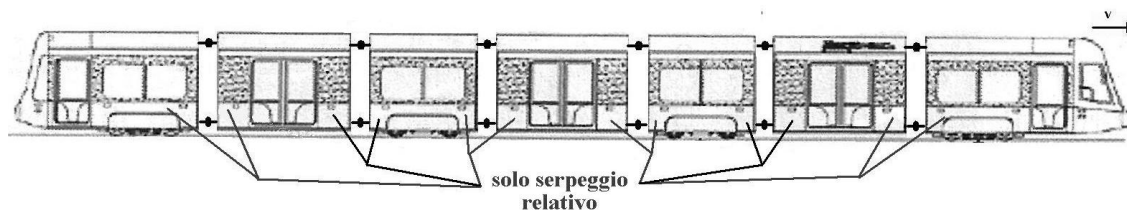


Figura 4.23 - Semplificazione dei sistemi di vincoli tra le casse del convoglio implementato nel test case 2; in particolare, si è trascurato il beccheggio relativo tra le seguenti coppie di casse, seconda - terza, quinta - sesta.

Tale moto di serpeggio è smorzato mediante due elementi dissipativi, disposti in parallelo a livello dell'imperiale, come riportato in Figura 4.24.

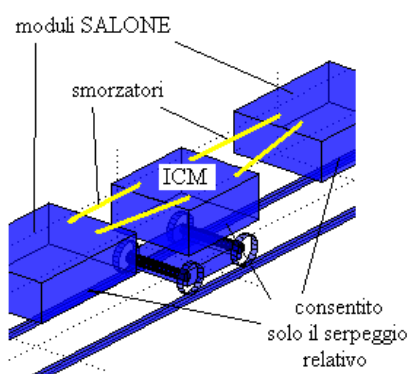


Figura 4.24 - Schematizzazione dell'architettura dei vincoli tra le casse dei veicoli che compongono il modello multibody del test case 2.

Per implementare nel modello multibody il sistema di vincolo qui introdotto, si è resa necessaria l'introduzione dei nodi di estremità degli elementi dissipativi, così come dei nodi delle cerniere a livello del pianale e dell'imperiale (Figura 4.25). Queste cerniere sono rappresentate da elementi elastici e dissipativi concentrati, la cui rigidità, per le sole traslazioni nello spazio, è posta intenzionalmente molto alta.

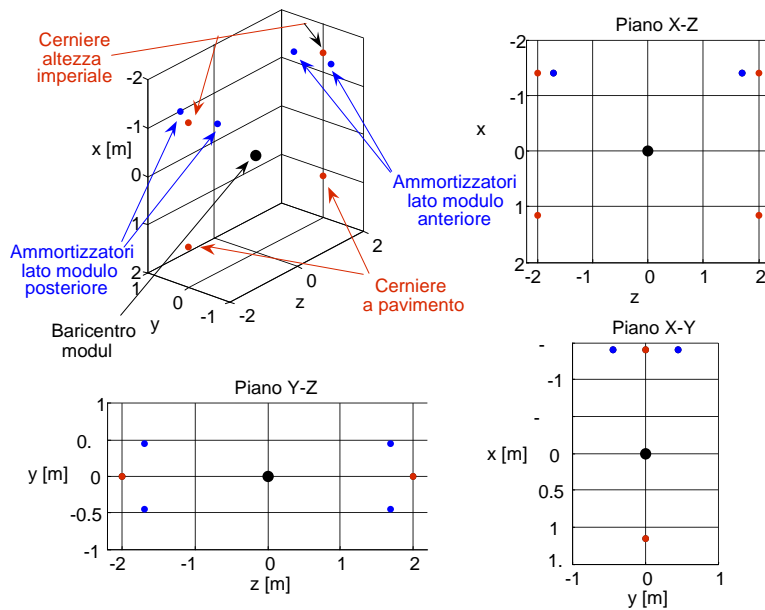


Figura 4.25 - Nodi dei vincoli tra le casse dei moduli ICM, adottati per descrivere il modello multibody del test case 2.

### Geometria del convoglio e carichi per asse

Scopo di tale parte della modellazione è definire la posizione dei baricentri dei corpi nello spazio, al fine di giungere alla composizione del convoglio proposto nel test case 2. In particolare, si presentano in Figura 4.26 le posizioni delle sale rispetto al sistema di riferimento assoluto del modello multibody, sulle quali insistono i carichi per asse indicati in Figura 4.27.

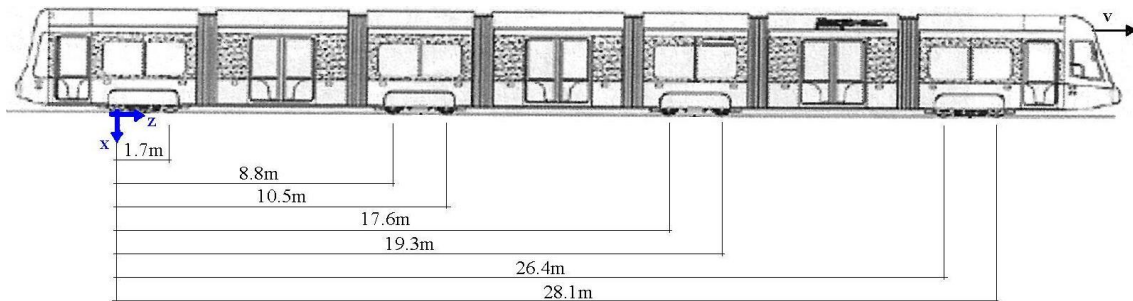


Figura 4.26 - Posizione degli assi del convoglio implementato nel test case 2.

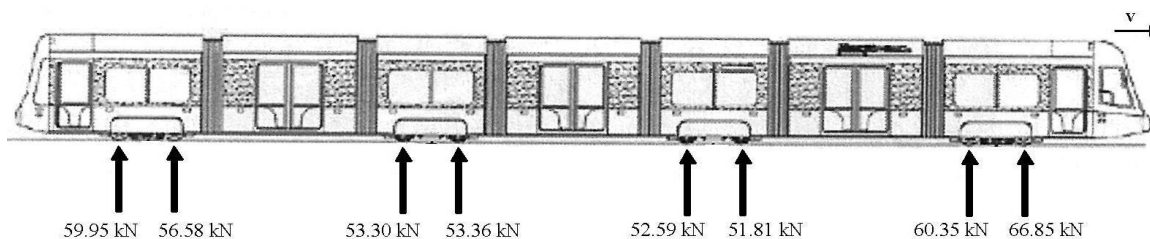


Figura 4.27 - Carichi per asse del convoglio implementato nel test case 2

In conclusione, si presenta in Figura 4.28 il modello multibody del veicolo proposto nel test case 2, indicando la corrispondenza tra i nodi scelti e gli elementi elastici e smorzanti introdotti.

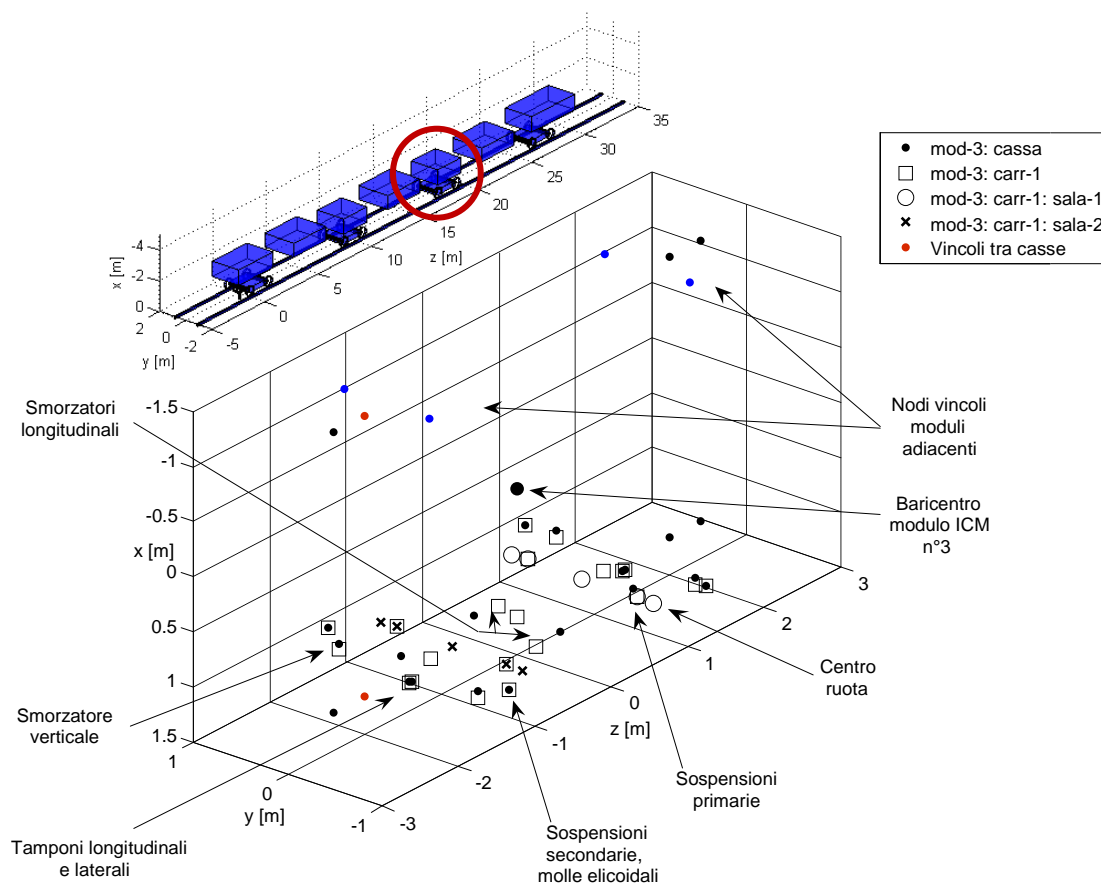


Figura 4.28 - Nodi del modello multibody del terzo modulo, del tipo ICM, impiegato nel descrivere i convogli, sia quello tradizionale sia quello proposto nel test case 2.

Disponendo a questo punto delle matrici del convoglio e dei modi di vibrare dell'intero sistema meccanico, si può procedere alla verifica sulla congruenza del modello multibody. A tale fine si sono analizzate sia le strutture delle matrici, andando a verificare le componenti generalizzate di massa, rigidità o smorzamento agenti sul generico grado di libertà del sistema, sia i modi di vibrare dell'intero convoglio (6 per ogni cassa, 7 per ogni carrello, 11 per ogni sala, per un totale di 158). Ciò è reso comodo dalla semplice struttura delle matrici, come effetto dell'efficace scelta delle coordinate modali per la descrizione del moto.

Nella Figura 4.29 e nella sono presentati due esempi di modi di vibrare del convoglio alla frequenza, rispettivamente di 2.461Hz e 1.284Hz.

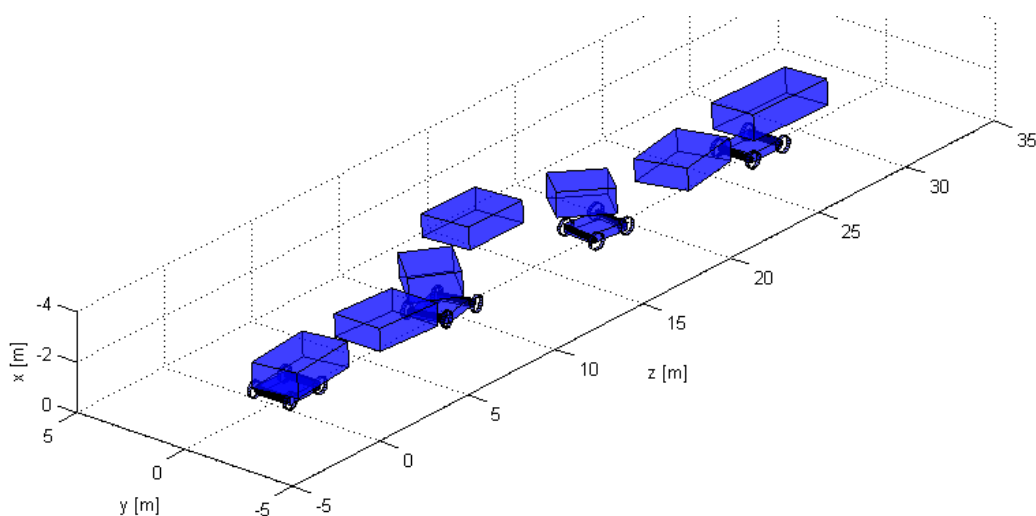


Figura 4.29 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 2, avente frequenza propria di 2.631Hz.

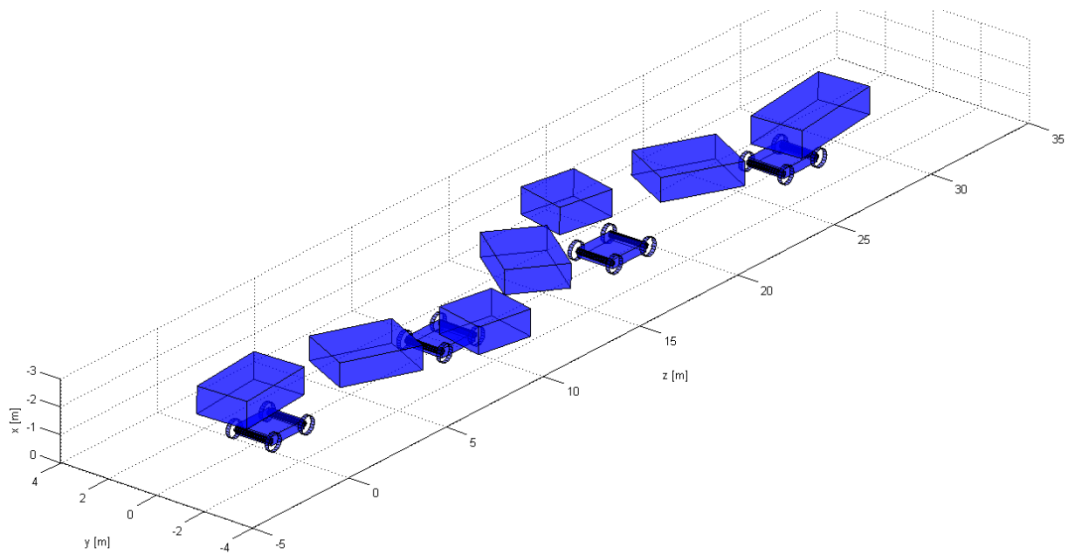


Figura 4.30 - Modo di vibrare del veicolo implementato nel test case 2, avente frequenza propria di 1.284Hz.

# **CAPITOLO 5**

## **ANALISI DELLE PRESTAZIONI OTTENIBILI CON CARRELLI AD ASSI STERZANTI**

Accertato che è stato già dimostrato come l'uso degli assi sterzanti dia benefici in termini di performance di marcia, riducendo sia delle forze laterali al contatto, sia gli stridii (squeal noise) e non in ultimo del conseguimento di una migliore condizione di sicurezza allo svio, in questo capitolo si vuole verificare, mediante simulazioni in anello aperto, se i carrelli ad assi sterzanti implementati in questa tesi possano confermare i suddetti benefici. A tale fine si è reso necessario stabilire, tramite analisi cineto-statiche dei veicoli, l'entità della coppia esterna da applicare ai semitelai dei carrelli ad assi sterzanti. Indi, scegliendo un tracciato di prova, si è reso possibile il confronto dei parametri di condotta di marcia dei veicoli tradizionali ad assi non sterzanti con quelli implementati nei due veicoli ad assi sterzanti oggetto di tesi, rispettivamente nel par. 5.2.1 per il test case 1 e nel par.5.2.2 per il test case 2.



## 5.1 Modalità di simulazione in anello aperto

Di seguito, prima di passare alla presentazione delle simulazioni in anello aperto presentate nel par.5.2, si espongono le modalità che hanno portato a validare i concept design dei veicoli ad assi sterzanti oggetto di studio della tesi. Infatti, prima di concentrarsi sulla implementazione di una qualsivoglia strategia e tecnica di controllo attivo per la sterzata degli assi, si è resa necessaria una primaria analisi del comportamento a regime dei carrelli ad assi sterzanti implementati in questa tesi, atta a confermare le potenzialità per il conseguimento dei benefici preposti. Per portare a termine questa primaria analisi, condotta mediante simulazioni in anello aperto, si è reso necessario definire l'azione di coppia in feed-forward da applicare ai semitelai dei carrelli, un tracciato di prova e le condizioni di marcia (carico per asse e accelerazione non compensata).

La coppia necessaria a disporre le sale con un angolo relativo pari al rapporto tra il passo delle sale e il raggio di curva (posizione di set-point), è stata calcolata ricostruendo analiticamente la dinamica di marcia del convoglio a regime. In particolare la sua entità deve essere tale da porre in equilibrio al serpeggio il carrello, che al contatto è soggetto alle azioni laterali oltreché alle azioni centrifughe associate alle masse dei semitelai e delle sale. Per il test case 2, nel calcolo della coppia dovranno essere anche annoverate le azioni derivanti dalla deformazione al taglio delle sospensioni secondarie. In fase di simulazione, tale coppia viene introdotta direttamente sul grado di libertà associato al modo deformabile del carrello e costituisce dunque il contributo in feed-forward del controllo. In particolare, per il test case 1 si è scritto l'equilibrio seguendo lo schema del carrello riportato in Figura 5.1. In particolare, per percorrere una curva di raggio 50m con il veicolo dotato di carrelli ad assi sterzanti con interasse di 1.7m, ad una velocità tale da raggiungere  $0.5\text{m/s}^2$  di accelerazione

non compensata, è richiesta una coppia applicata al modo deformabile del carrello di circa 5100 Nm. Supponendo poi di dover esercitare tale coppia mediante il sistema di attuazione presentato nel par. 3.1, ne risulta che ogni attuatore deve esercitare una forza di circa 1360N.

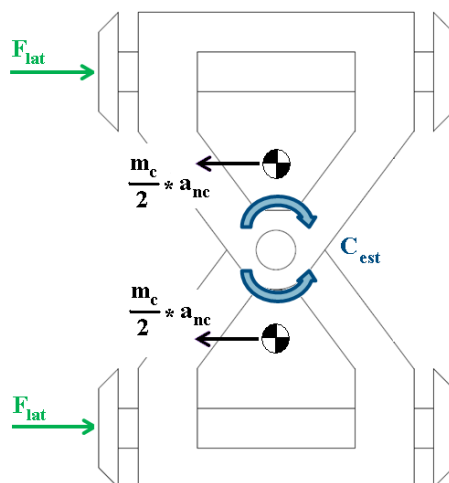


Figura 5.1 - Schematizzazione per il calcolo della coppia in Feed-Forward per il veicolo ad assi sterzanti implementato nel test case 1.

Per il test case 2, invece, la coppia è stata calcolata a partire dalla scrittura del lavoro di deformazione elastica dello stadio di sospensioni secondarie in conseguenza dell'atto di moto del modo deformabile. In particolare, seguendo lo schema del carrello implementato come riportato in Figura 5.2, si è scritta l'espressione dell'energia potenziale associata al modo deformabile; imponendo in essa l'angolo relativo tra le sale tale da disporle radialmente alla curva, si è risaliti alla coppia necessaria da applicare ai semitelai. Per percorrere una curva di raggio 30m con il veicolo dotato di carrelli ad assi sterzanti con interasse di 1.7m, ad una velocità tale da raggiungere  $0.3m/s^2$  di accelerazione non compensata, è richiesta una coppia applicata al modo deformabile del carrello di circa 5150 Nm.

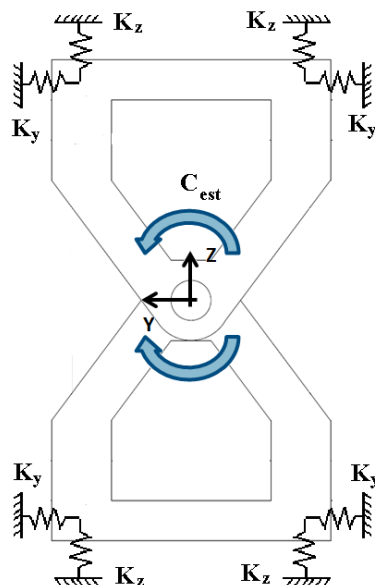


Figura 5.2 - Schematizzazione per il calcolo della coppia in Feed-Forward per il veicolo ad assi sterzanti implementato nel test case 2.

Il tracciato di simulazione prevede un rettilineo iniziale necessario, da un lato a far giungere a convergenza numerica il software, dall'altro a far sì che il moto del veicolo raggiunga la condizione di regime; al termine di questo primo rettilineo vi è il raccordo di ridotto sviluppo lineare antecedente la curva, quest'ultima di raggio costante e lunghezza "infinita". Il profilo della rotaia adottato è del tipo a gola Phoenix, profilo Ri60 (Figura 5.3), comunemente impiegato nella realizzazione delle linee tranviarie, con scartamento di 1.48m; il raggio di rotolamento a sala centrata è di 0.33m.

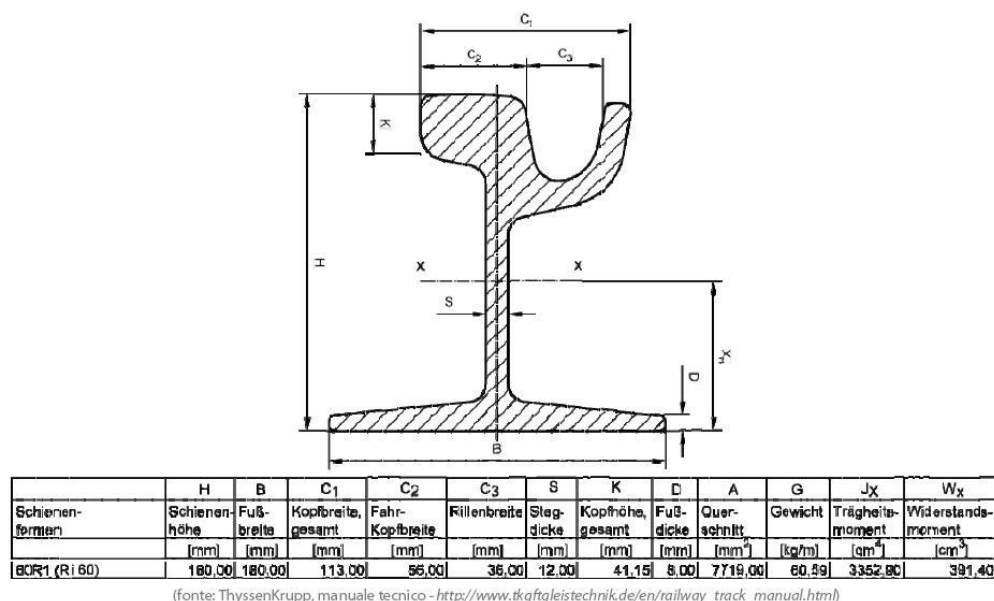


Figura 5.3 - Profilo della rotaia a gola (Phoenix) Ri60, implementato in simulazione.

Si osserva che, in questa prima analisi, vengono trascurati sia l'effetto del transitorio dovuto all'ingresso in curva, sia l'effetto delle irregolarità. Infine si sottolinea che le simulazioni sono state svolte in condizioni di tara ed in "coasting", cioè senza che sulle ruote vengano esercitate coppie ne frenanti e neppure motrici.

## 5.2 Risultati delle simulazioni in anello aperto e confronto con il veicolo a carrelli non sterzanti

Al fine di mettere in risalto le potenzialità conseguibili con gli assi sterzanti presentati nei due test case, si mostreranno dapprima i grafici relativi il comportamento di marcia dei corrispondenti convogli ad assi non sterzanti, successivamente si confronteranno i risultati ottenuti con quelli dei convogli implementati nel lavoro di tesi. Tale percorso, attraverso una prima indagine

circa il comportamento dinamico tenuto dai convogli passivi nell'affrontare una curva di ridotto raggio, consente di mettere in risalto le prestazioni conseguibili dai convogli proposti, giudicando gli effetti che la sterzata degli assi comporta sulla ricerca delle migliori performance di marcia. Infatti, tali analisi consentono di individuare i possibili criteri che saranno adottati nel Capitolo 6 per trovare la strategia di controllo più efficace per conseguire gli obiettivi prefissati. Si osserva che la dinamica dei veicoli ad assi non sterzanti è stata ottenuta mediante modelli multibody che, privati del modo deformabile introdotto per la sterzata degli assi del carrello, risultano equivalenti a quelli dei test case di volta in volta oggetto di studio (par. 4.4 per il test case 1 e par. 4.5 per il test case 2), consentendo il diretto confronto dei risultati.

Gli output delle simulazioni numeriche impiegati, sono le storie temporali di qualsiasi grandezza cinematica e dinamica coinvolta nel modello multibody. Nel dettaglio, si possono visualizzare le forze al contatto (suddivisibili anche sui diversi punti di contatto attivi), le accelerazioni, la velocità e gli spostamenti di un qualsiasi grado di libertà del convoglio, gli spostamenti relativi tra sala e binario, le forze esercitate dai tamponi etc. Con tali output si possono dunque determinare gli importanti parametri di condotta di marcia del convoglio, quali l'aggressività sul binario, la sicurezza allo svio, la potenza dissipata al contatto per effetto degli pseudoslittamenti, la dinamica dei corpi (cassa, carrello e sale) necessaria per esempio nel calcolo degli indici di comfort.

### **5.2.1 Test case 1**

Gli output del software mostran.exe che vengono presentati, corredati da opportune valutazioni tecniche da essi deducibili, si riferiscono ad una curva a destra di raggio 50 m, percorsa ad una velocità tale da produrre una accelerazione non compensata di  $0.5 \text{ m/s}^2$ . Si è inoltre scelto di mostrare i risultati inerenti le sole prime due sale, in quanto è sul primo carrello dei

convogli che, generalmente, l'ingresso in curva comporta carichi e sollecitazioni maggiormente gravose.

Durante l'iscrizione in curva del veicolo ad assi non sterzanti, la presenza di una accelerazione centripeta imposta dal binario sui corpi del convoglio, rende necessario l'instaurarsi di una differente condizione di equilibrio al livello del contatto tra ruota e rotaia. In particolare, si constata da subito il fenomeno del trasferimento di carico verticale sulle ruote, legato alle azioni di inerzia dei corpi che danno origine a forze e coppie assenti durante la marcia in rettilineo. Per contrastare tali azioni, la dinamica del moto è tale da caricare maggiormente le ruote di esterno curva (ruote a sinistra), di qui il termine di trasferimento di carico. Infatti, come si osserva in Figura 5.4 relativa all'andamento delle forze verticali agenti sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti, la ruota anteriore sinistra risulta quella maggiormente caricata, di contro, la ruota anteriore destra la più scaricata.

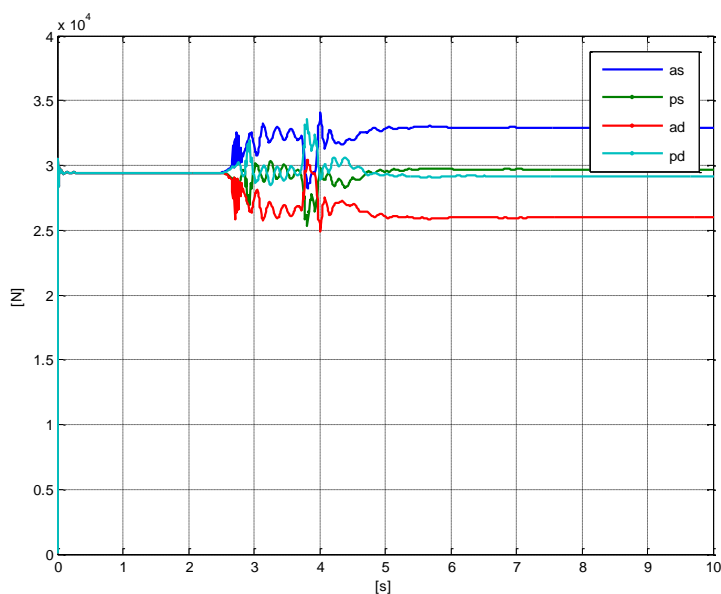


Figura 5.4 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze verticali sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

Di differente entità è, invece, il trasferimento di carico sull'asse posteriore del medesimo carrello. Questa circostanza dipende sostanzialmente dalla cinematica del carrello in curva; per ragioni puramente geometriche infatti, la sala anteriore risulta essere sottoserpeggiata<sup>3</sup>, mentre quella posteriore sovraserpeggiata. Ciò fa sì che si instauri sul carrello una coppia controsterzante dovuta alle forze di pseudo slittamento, che comporta l'instaurarsi dell'equilibrio solo in seguito al contatto con il bordino da parte delle ruote, rispettivamente anteriore esterno curva e posteriore interno curva. Tale condizione di equilibrio fa sì che, sulle due sale del medesimo carrello, gravino due opposte azioni laterali derivanti dal contatto, dunque differente dovrà anche essere la redistribuzione dei carichi verticali sui due assi affinché venga trovato il nuovo equilibrio delle sale nel piano verticale. Inoltre, per effetto sia della deformabilità delle ruote elastiche, sia degli elevati angoli di serpeggio relativo tra sala e binario, si osserva il contatto con la controrotaia da parte della ruota anteriore interno curva. Si osservi infine come l'entità dei carichi antecedente l'ingresso in curva, che si verifica approssimativamente intorno ai 2.5s, risulti correttamente pari a metà del carico per asse espresso in Figura 4.12, a dimostrazione dell'assenza del fenomeno del trasferimento di carico in rettilineo.

A conferma del suddetto comportamento cinematico che contraddistingue i carrelli dei convogli tradizionali ad assi non sterzanti, si presentano in Figura 5.5 gli spostamenti relativi laterali delle ruote rispetto al binario. Si osserva di fatto che il carrello ad assi non sterzanti tende ad incastrarsi nella via di corsa, circostanza comprovata dagli opposti valori che gli spostamenti delle ruote della sala anteriore assumono, rispetto a quelli della sala posteriore. Dalla stessa figura si deduce anche la presenza del contatto a bordino e/o lungo la

---

<sup>3</sup> Considerando una curva a sinistra, la sala è sotto/sovraserpeggiata rispetto al binario a seconda che l'angolo che la sala stessa forma con la direzione radiale (retta che collega il centro geometrico della curva con il punto medio della sala) risulti essere orario/antiorario. Viceversa nel caso di curva a destra.

controrotaia e, inoltre, si può constatare l'effetto della deformabilità delle ruote, dovuta questa all'elemento elastico interposto tra il cerchione e la cartella. Questa deformabilità consente per esempio alla ruota destra della prima sala di spostarsi ulteriormente verso l'esterno della curva, nonostante la ruota sinistra sia giunta a bordino.

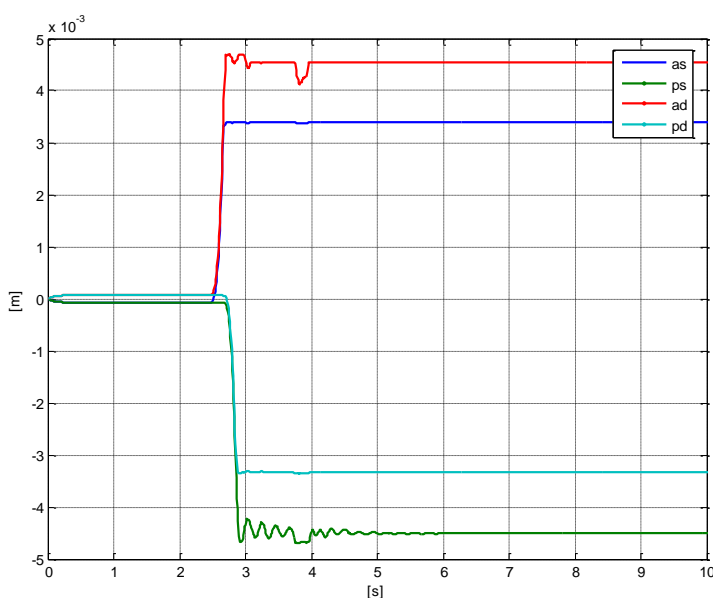


Figura 5.5 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; spostamento relativo tra il binario e le ruote del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

In Figura 5.6 viene proposto l'andamento delle forze laterali sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti. Si osserva come le ruote, rispettivamente anteriore sinistra (esterno curva) e posteriore destra (interno curva) presentino forze laterali maggiori, in conseguenza dell'avvenuto contatto con il bordino. Infatti, nell'approcciare un cambio di direzione del veicolo, a seguito delle deformazioni locali che si evidenziano nelle zone del contatto si generano delle azioni tangenziali dovute all'attrito. L'effetto di tali forze è produrre un'azione laterale sulla ruota che guida il carrello nell'iscrizione in



curva e la cui entità dipende dal livello di saturazione dell'area di contatto generata. Infatti, qualora si raggiungesse la saturazione, il contatto non è in grado di offrire ulteriori forze di attrito e l'equilibrio del carrello si instaura necessariamente a seguito del contatto con il bordino, che fornisce le azioni laterali richieste per contrastare la dinamica del moto.

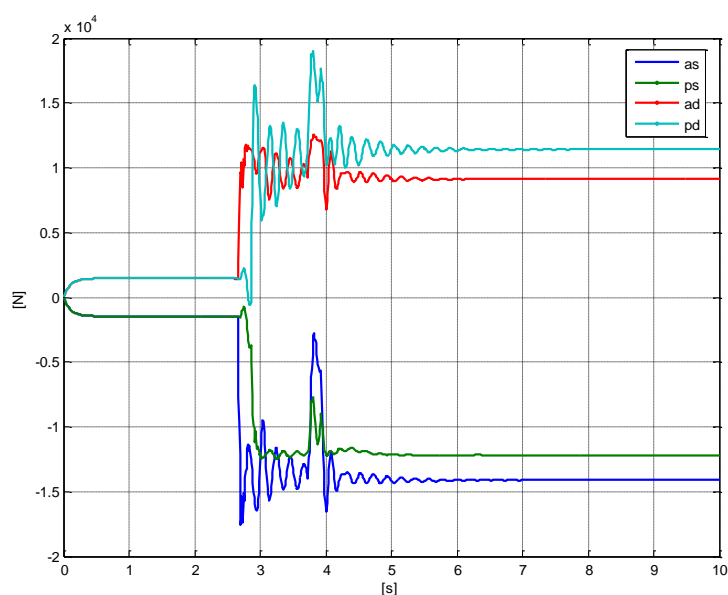


Figura 5.6 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze laterali sulle ruote del primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

Si osservi infine come, l'avversa iscrizione in curva del veicolo, comporti durante il transitorio, una dinamica indesiderata per le forze laterali e provoca l'indesiderato aggravio dell'aggressività sul binario.

Analizzando a questo punto gli andamenti delle forze trasversali e normali agenti sui punti di contatto attivi sul primo carrello del veicolo ad assi non sterzanti, sia per le ruote della prima sala, sia per quelle della seconda sala, è possibile esplicitare meglio la ripartizione delle forze laterali e verticali complessivamente agenti sul singolo asse del carrello. In particolare, in riferimento alla convenzione sulle forze indicata in Figura 5.7, si riportano in

Figura 5.8 e in Figura 5.9, le forze trasversali agenti rispettivamente sulla prima e seconda sala, mentre in Figura 5.10 e in Figura 5.11 le forze normali agenti rispettivamente sulla prima e seconda sala.

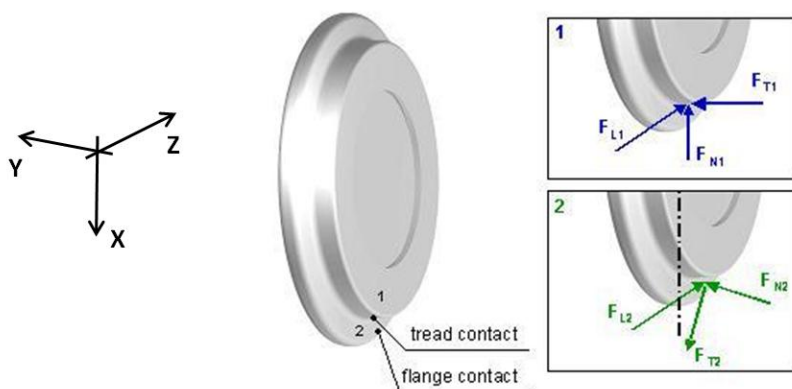


Figura 5.7 - Convenzioni adottate per presentare le azioni tangenziali, normali e longitudinali nei punti di contatto, siano essi sulla tavola o sul bordino/controrotaia.

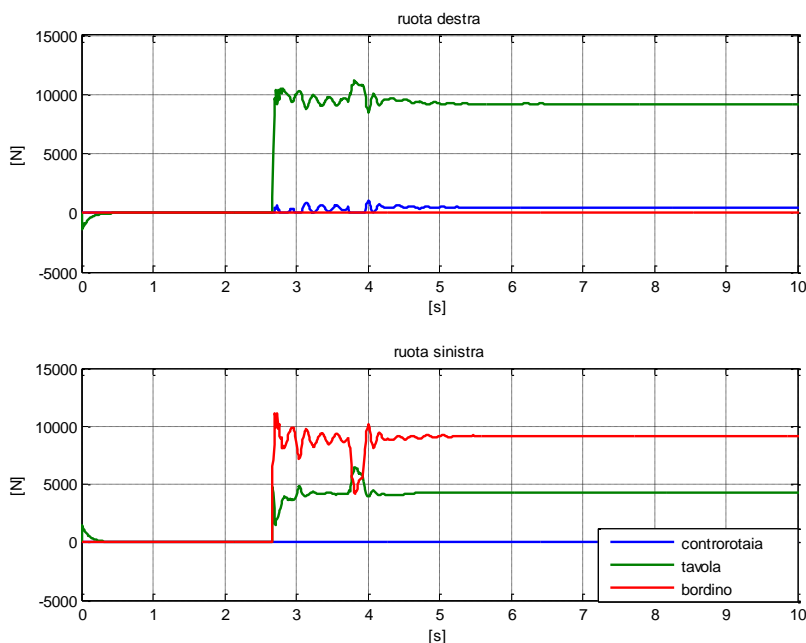


Figura 5.8 - Curva a destra,  $R=50m$ ,  $v=18km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

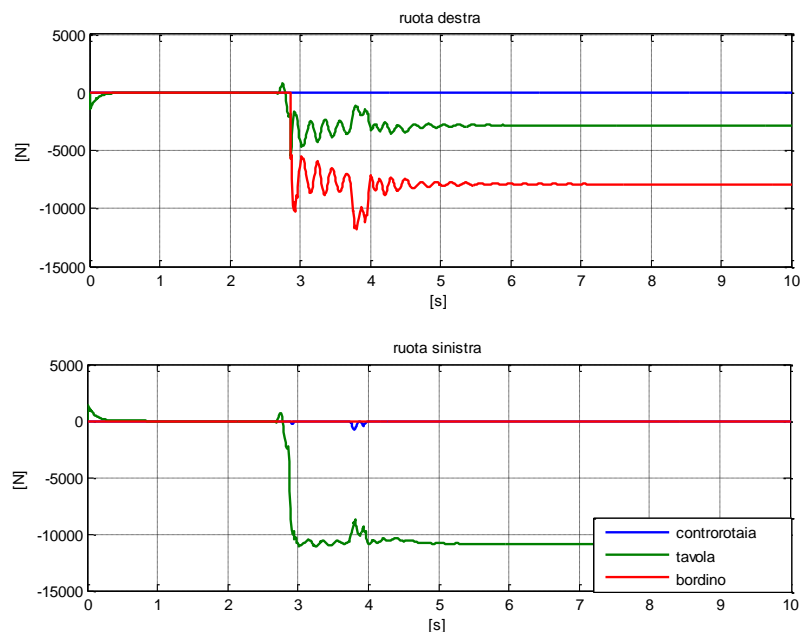


Figura 5.9 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

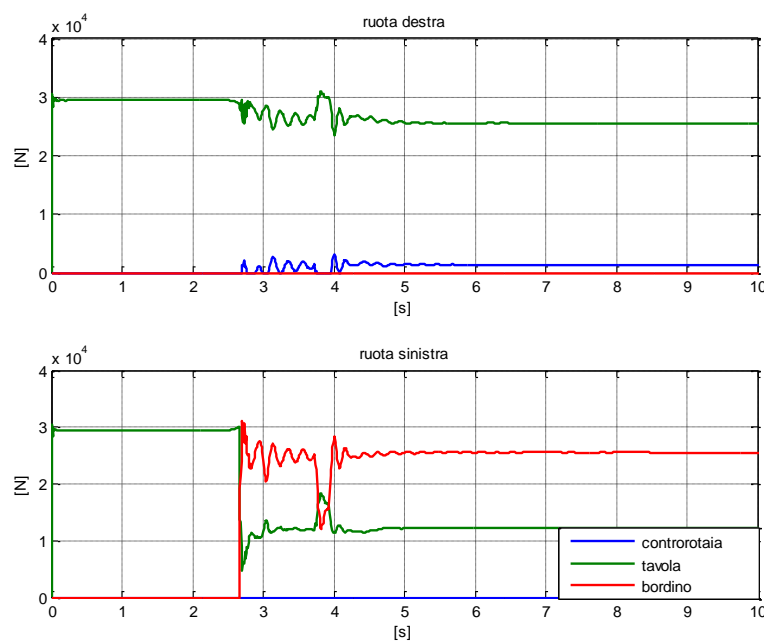


Figura 5.10 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

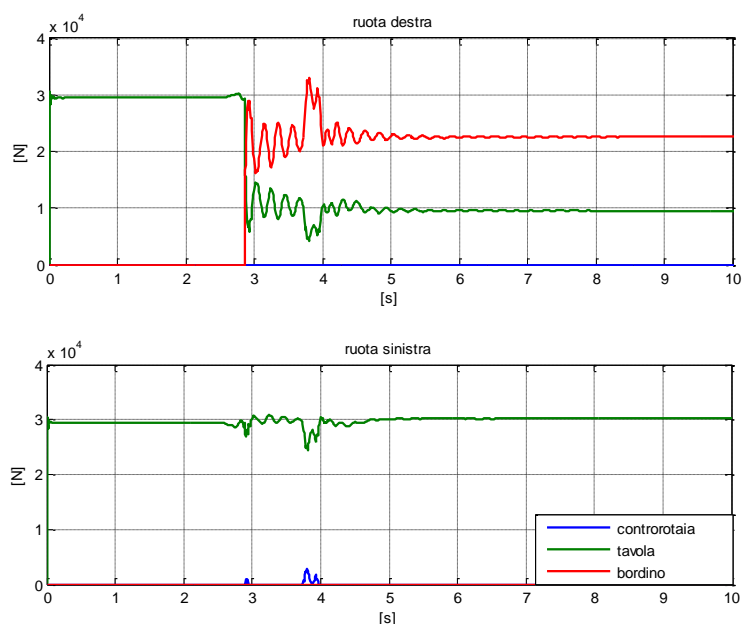


Figura 5.11 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

Si evince nuovamente che, sia la ruota di esterno curva della prima sala, sia quella di interno curva della seconda sala, vanno a bordino; inoltre si osserva anche il contatto con la controrotaia da parte della ruota anteriore destra interno curva. Dalla successiva analisi delle forze normali ai punti di contatto si deduce come, prima dell'ingresso curva, sia attivo solo il punto di contatto sulla tavola; ne segue che le forze normali in tale punto sono le uniche responsabili dell'equilibramento del carico per asse. Di contro, dal momento in cui le sale del carrello entrano in curva, si constata come la ruota sinistra vada a contatto anche con il bordino, mentre la ruota destra raggiunge anche il contatto con la controrotaia. In particolare, si osservi come l'entità della forza normale al contatto lungo la tavola della ruota sinistra decresca sensibilmente; ne segue che, affinché complessivamente sulla ruota agisca una forza verticale tale da equilibrare la quota parte di carico per asse gravante sulla ruota, si dovranno generare forze verticali dal contatto a bordino. Queste, dovute sia alla

scomposizione della forza normale, sia alla presenza di forze tangenziali (Figura 5.8) entrambe valutate nel punto di contatto sul bordino, risultano dannose in termini di sicurezza allo svio, in quanto favoriscono lo scavalco della rotaia. Per riassumere quanto esposto si presentano, in Figura 5.12 per la sala anteriore e in Figura 5.13 per quella posteriore entrambe del primo carrello, due raffigurazioni riportanti le azioni tangenziali e normali su tutti i punti di contatto instaurati tra le ruote e il binario, ivi compreso l'angolo che la tangente ai profili assume in tali punti.

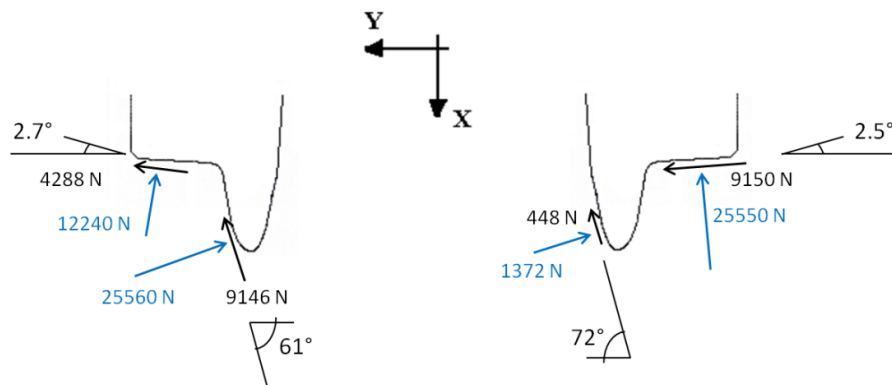


Figura 5.12 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

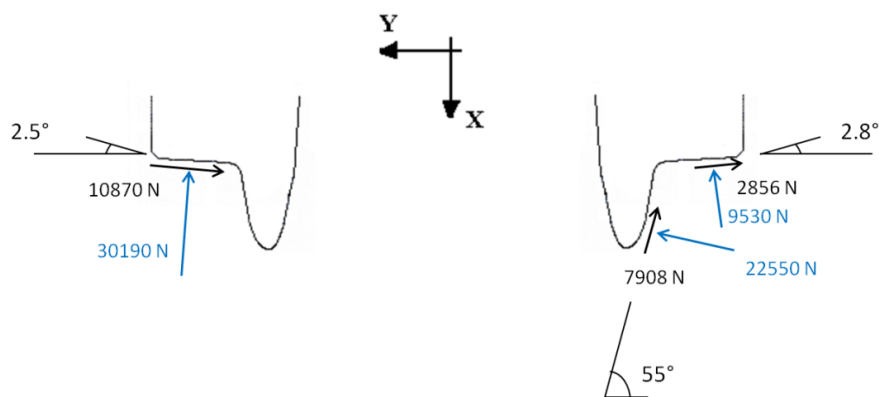


Figura 5.13 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1.

Dalle due schematizzazioni, si evince come le forze tangenziali presenti al contatto sulla tavola assumano segno opposto sulle due sale. Questa circostanza si verifica per effetto degli opposti angoli di serpeggio relativo che le due sale assumono rispetto al binario; in particolare la sala anteriore risulta essere sovraserpeggiata, quella posteriore sottoserpeggiata. Inoltre, le forze normali sviluppate dall'equilibrio al contatto sulla tavola, assumono entità decisamente differenti tra le ruote della stessa sala. Infatti, sulle ruote rispettivamente anteriore esterno curva e posteriore interno curva si esercitano, per effetto del contatto fuori dal piano meridiano, azioni tangenziali importanti sui punti di contatto a bordino. Tali azioni giustificano i minori carichi normali che si instaurano sulla tavola delle suddette ruote. Infine, dall'analisi delle forze normali al contatto sui bordini delle due sale si evince che, la forza laterale che complessivamente si deve generare sul carrello per effetto del contatto ruota-rotoria necessaria a bilanciare le azioni centrifughe che nascono in curva sul veicolo, è distribuita diversamente sui due assi. Infatti, dall'equilibrio laterale di tutte le forze di contatto sulle singole sale, risultante che prende il nome di forza di ripage, si evince che sulla sala anteriore si ha una forza di circa 5000N, su quella posteriore di circa 800N. Ciò a giustificazione della non efficiente ripartizione delle forze laterali sugli assi, a cui seguono basse performance di marcia per i veicoli con carrelli ad assi non sterzanti.

Infine è importante sottolineare che la presenza di eccessive forze di contatto trasversali sul bordino, oltre a dissipare per sfregamento l'energia necessaria all'avanzamento del veicolo, incidono anche sulla sicurezza allo svio. Infatti, per effetto dell'inclinazione dei profili a contatto lungo il bordino o lungo la controrotaia, tale forza trasversale può portare al sormonto del binario (fenomeno di climbing), con il conseguente deragliamento del veicolo. Un metodo impiegato per definire il limite di svio è il ben noto criterio di Nadal. La condizione di deragliamento viene raggiunta quando, il rapporto tra la forza

laterale  $L$  e la forza verticale  $V$  sulla ruota a bordino, eccede il valore limite funzione dell'angolo  $\gamma$  (della tangente al contatto) e del coefficiente d'attrito  $\mu$  tra ruota e binario.

Per quanto riguarda le forze longitudinali scambiate nei punti di contatto, si osserva come la scelta delle ruote indipendenti ne riduca drasticamente il modulo, per questo la comparsa di tali forze sarà giustificata solamente dalla presenza di coppie frenanti e/o motrici sulle ruote, assenti a questo stadio di analisi.

Al fine di espletare il paragone tra le differenti performance conseguibili a seguito dell'introduzione degli assi sterzanti, in Figura 5.14 si mostra il confronto tra gli angoli di attacco delle sale del primo carrello (angolo di serpeggio relativo tra sala e binario) sia del veicolo ad assi non sterzanti, sia di quello proposto nel test case. Per quest'ultimo, si osserva il quasi perfetto conseguimento della disposizione radiale delle sale, ottenibile quando l'angolo di attacco è nullo. Tale condizione limite, presenta però lo svantaggio di non consentire lo sviluppo delle sufficienti forze al contatto in quanto verrebbero a mancare le componenti laterali degli pseudo-slittamenti sulle ruote del veicolo. Per questo motivo, benché la deformabilità introdotta nel carrello del test case 1 consenta di ottenere l'adeguato angolo relativo tra le sale definito dal raggio di curva e dal passo tra le sale, la dinamica associata alla marcia del convoglio fa sì che l'equilibrio si instauri per un angolo di attacco diverso da zero ma comunque ottimizzato.

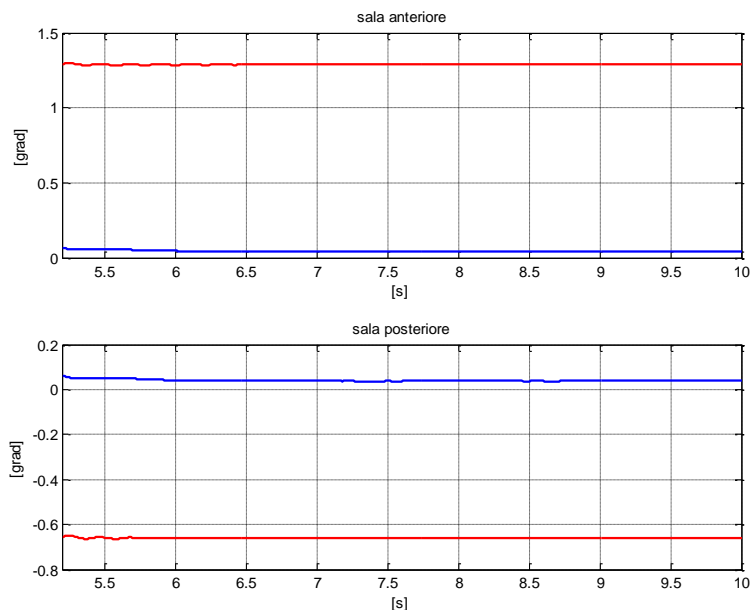


Figura 5.14 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del primo carrello, rispettivamente del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 1 (linea rossa) e di quelli del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu).

Per quanto riguarda le forze al contatto, si presenta in Figura 5.15 la distribuzione dei carichi verticali ottenuta con il test case 1. Si osserva come, nonostante sia inevitabile il trasferimento di carico sulle ruote di esterno curva, tale fenomeno è meno accentuato rispetto al veicolo tradizionale. Ciò come conseguenza di una migliore condotta di marcia ottenibile con la sterzata degli assi, che si traduce in una migliore ripartizione dei carichi su tutte le ruote del medesimo carrello. Infatti, la differenza di carico tra la sala anteriore e quella posteriore risulta sensibilmente migliorata rispetto al veicolo tradizionale.



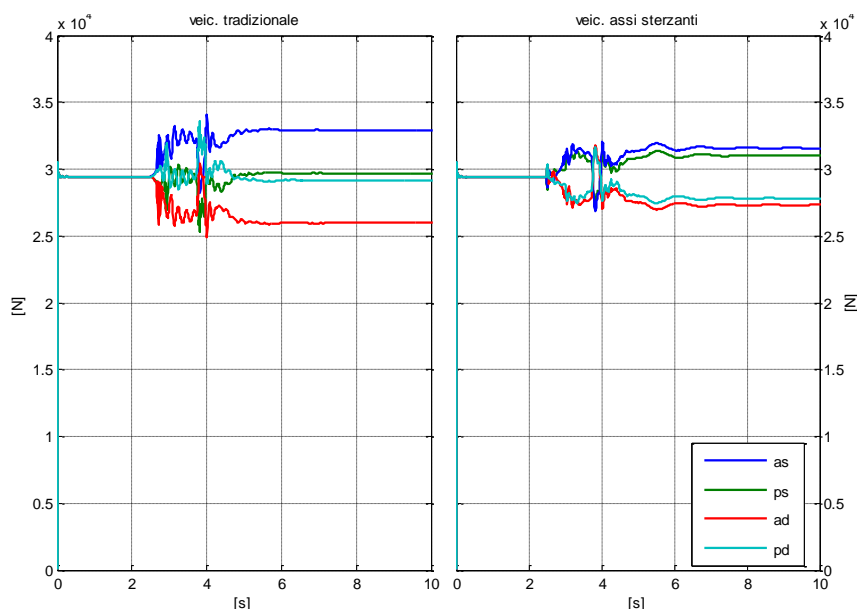


Figura 5.15 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze verticali sulle ruote del primo carrello. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra).

Per quanto riguarda gli spostamenti laterali delle ruote all'interno del binario, la situazione di marcia che si evince nel caso di carrello ad assi sterzanti (Figura 5.16 destra), risulta tale da avere uno spostamento di tutte le sale verso l'esterno curva, sino a trovare il bordino sulle ruote di sinistra; raggiunto questo, le ruote di destra tendono a spostarsi ulteriormente verso l'esterno curva (in conseguenza della deformabilità delle ruote), ma di una entità minore rispetto al carrello tradizionale, senza di conseguenza giungere al contatto con la controrotaia. Si osserva infine che il contatto con il bordino instauratosi nel caso di assi sterzanti, è indice dell'impossibilità di generare forze al contatto tali da contrastare la dinamica del veicolo, che percorre la curva con un'accelerazione non compensata di  $0.5\text{m/s}^2$ ; il contatto con il bordino, quindi non deve essere inteso come un limite nell'iscrizione in curva dei carrelli ad assi sterzanti.

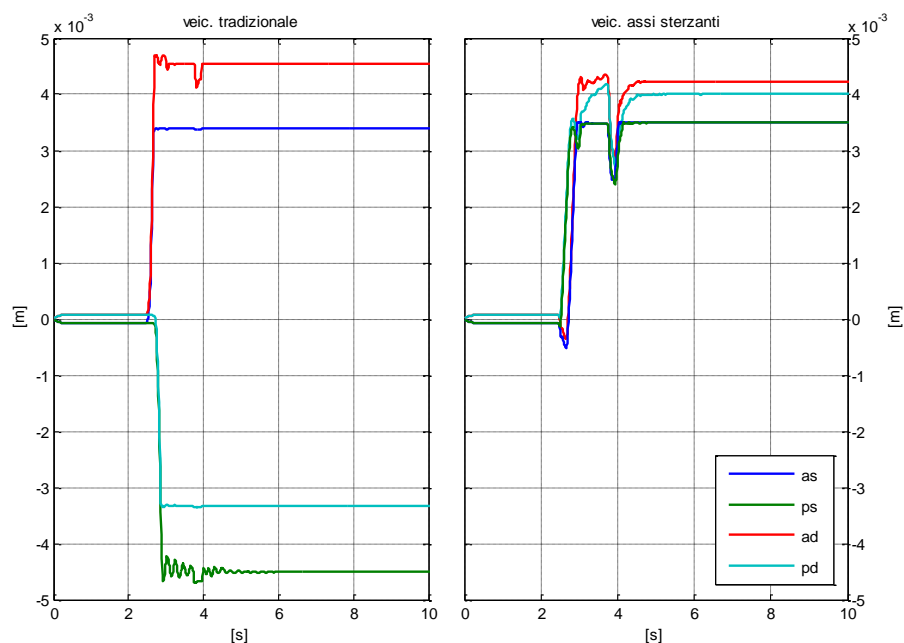


Figura 5.16 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; spostamento relativo tra ruote e binario. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra).

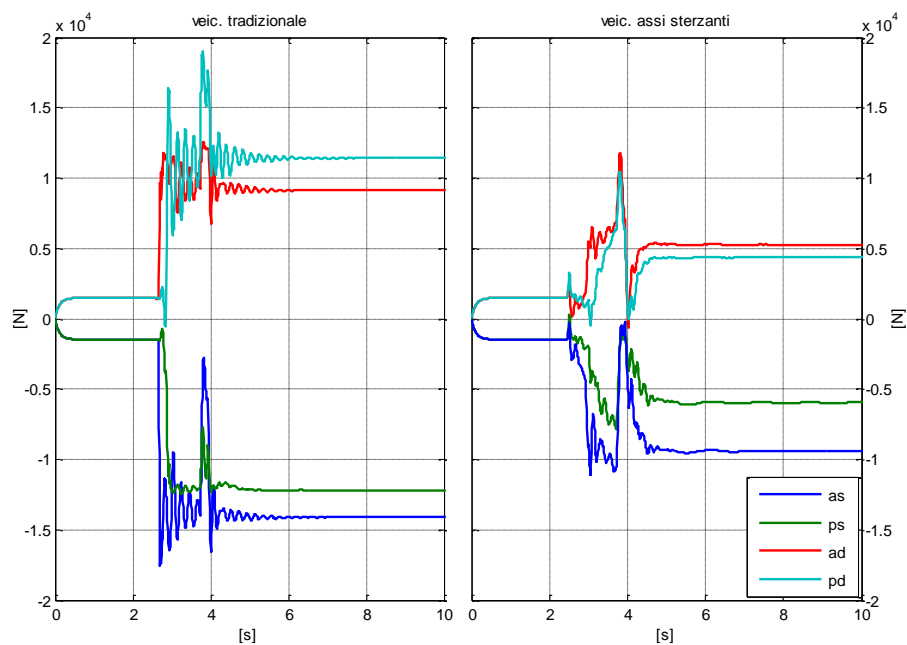


Figura 5.17 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze laterali sulle ruote del primo carrello. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra).

Dal confronto delle azioni laterali, presentato in Figura 5.17, si evince che le forze conseguenti la dinamica del sistema tranviario dotato di assi sterzanti, risultano di modulo decisamente inferiore. Ciò a conferma del fatto che è possibile conseguire una più efficiente conduzione del veicolo in curva, caratterizzata dall'ottimale ripartizione delle forze laterali fra le ruote del convoglio. Infatti, nonostante si debbano avere le medesime risultanti delle forze laterali al contatto, necessarie a bilanciare la forza centrifuga derivante dall'iscrizione in curva (a pari condizioni di tracciato, velocità e massa del veicolo), il conseguimento di minori forze sulle singole ruote non può altro che comportare effetti benefici sull'intero sistema. Infatti, avere forze laterali di entità minore e soprattutto meglio ripartite su tutte le sale del convoglio, comporta l'ottimizzazione delle forze di ripage (ossia la forza laterale totale applicata da ciascuna sala al binario), favorendo così il conseguimento dei benefici preposti nell'applicare gli assi sterzanti. Tra questi, la riduzione dell'usura dei profili a contatto, l'attenuazione degli stridii dovuti allo sfregamento, la diminuzione del pericolo di sormonto della rotaia da parte della ruota etc. Inoltre, per ragioni strutturali del binario, la forza laterale gravante sulla sala, non può eccedere un limite dipendente dal carico verticale per evitare la formazione di deformazioni permanenti nella via di corsa.

Per completezza, si presenta in Figura 5.18, l'andamento delle forze di ripage conseguite sul veicolo ad assi non sterzanti in confronto a quelle agenti sul veicolo qui proposto. Nel caso di veicolo ad assi sterzanti, si constata una migliore ripartizione delle forze di ripage su entrambi i carrelli, sebbene non sia stato possibile ottenere un'equa ripartizione delle stesse, condizione questa di massima ottimizzazione. Ciò a causa sia della severità del tracciato (raggio di curva di 50m e ridotto sviluppo lineare del raccordo di ingresso curva, pari a 1m), sia delle condizioni di marcia imposte in fase di simulazione (accelerazione non compensata di  $0.5\text{m/s}^2$ ); infine il veicolo introdotto con il test case 1, presenta un interperno tra i carrelli di ben 11m, non congeniale per tracciati

urbani. Infatti, aumentando l'interperno tra carrelli, a parità di condizioni di marcia definite dall'accelerazione non compensata e dal raggio di curva, aumentano le forze laterali al contatto necessarie all'equilibramento delle inerzie laterali del veicolo.

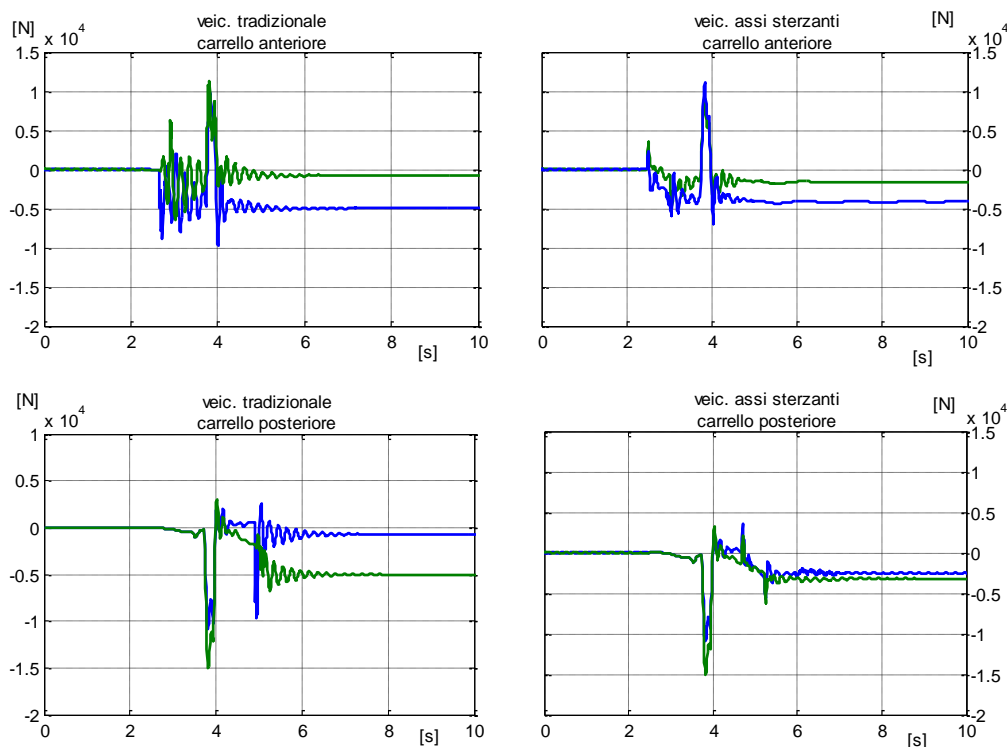


Figura 5.18 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze di Ripage agenti sulle sale del veicolo (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra).

Per riassumere le azioni agenti nel piano sulle ruote, per effetto del contatto con il binario, si presentano a confronto in Figura 5.19 le rappresentazioni schematiche dei carrelli, rispettivamente a sinistra quello ad assi non sterzanti e a destra quello ad assi sterzanti. Si evince la diminuzione dell'entità delle forze laterali, a cui seguiranno sia una minore azione di usura dei profili a contatto, sia la riduzione degli effetti sonori di stridio. Si vuole qui sottolineare come le

azioni laterali, complessivamente agenti sulle due sale del carrello del veicolo ad assi sterzanti, tendano a far ruotare i due semitelai intorno all'articolazione introdotta, favorendo la sterzata degli assi necessaria per la loro disposizione radiale lungo la curva. Di contro, le stesse forze saranno contrastate dal solo sistema attivo di controllo del modo deformabile; infatti, l'articolazione introdotta nel test case in studio per la sterzata degli assi, non comporta la deformazione dello stadio di sospensioni secondarie. Particolare attenzione dovrà dunque essere prestata nella fase di definizione delle specifiche del sistema di attuazione e controllo, tra queste la banda passante e la capacità di reiezione dei disturbi. Infatti, per effetto dell'irregolarità delle rotaie e della dinamica di marcia del convoglio, le azioni laterali risultano tutt'altro che stazionarie. Di qui la necessità da parte del sistema di attuazione di rigettare tale dinamica per mantenere il più possibile costante l'angolo relativo tra le sale del medesimo carrello in funzione del solo raggio di curva.

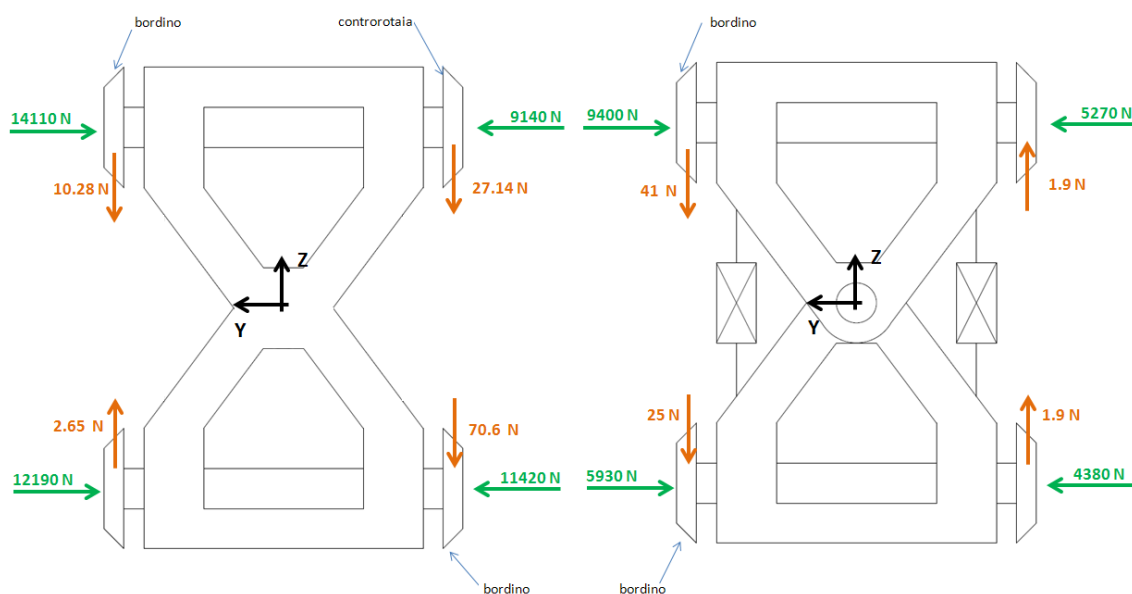


Figura 5.19 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze nel piano orizzontale agenti sulle ruote del primo carrello del convoglio in condizione di regime raggiunto. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 1 (a destra).

Per meglio confrontare la ripartizione delle forze al contatto delle differenti aree del binario (tavola, controrotaia e bordino), si riportano in Figura 5.20 per la sala anteriore e in Figura 5.21 per la sala posteriore, le storie temporali delle forze trasversali agenti sui punti di contatto attivi, innescati questi dalle ruote dei carrelli anteriori dei due veicoli a confronto.

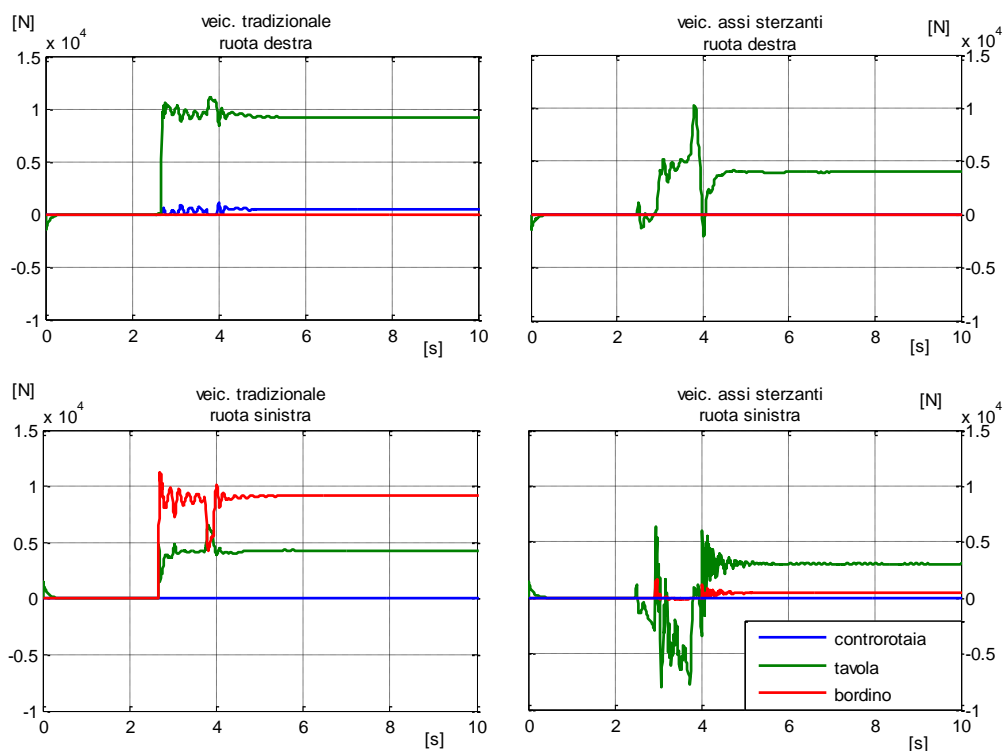


Figura 5.20 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra).

Dalle figure risulta chiaramente migliorata la situazione del contatto nel caso di impiego degli assi sterzanti avanzati nel test case in studio, in quanto di fatto sono assenti sia il contatto con il bordino sia quello con la controrotaia, rimanendo attivo solo il contatto sulla tavola, a meno della sola ruota anteriore esterno curva. Inoltre, si ottiene una sensibile riduzione dell'entità di tali forze

trasversali, a conferma che l'adozione di tale tecnica può migliorare le performance in curva dei veicoli ferro-tranviari.

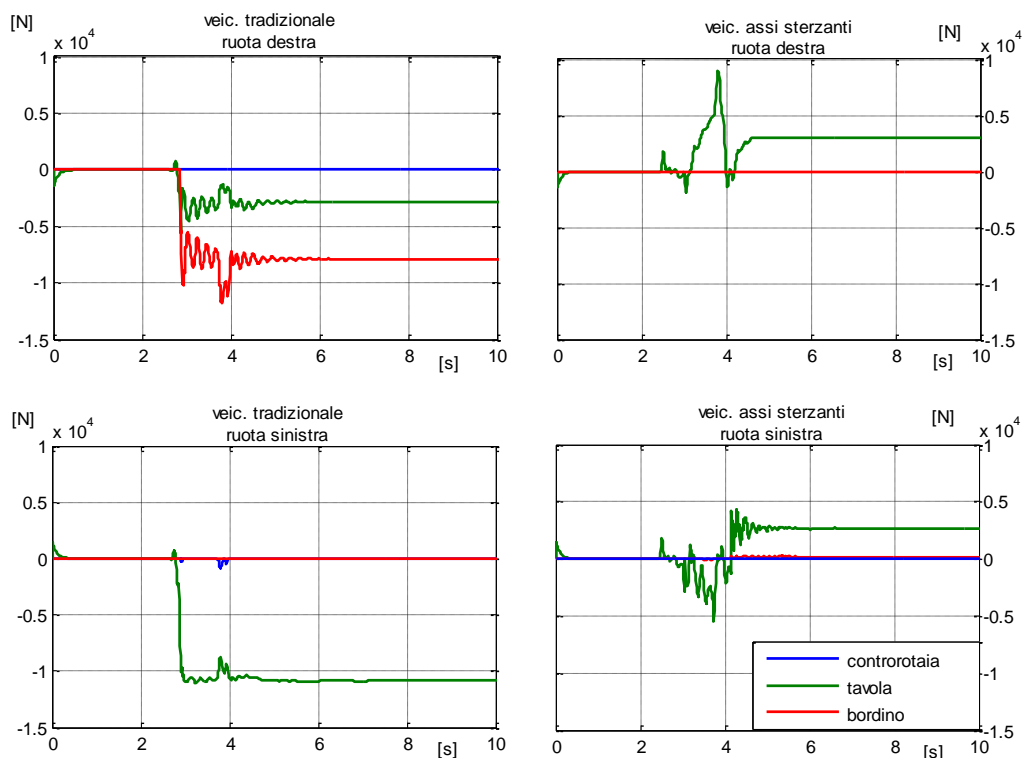


Figura 5.21 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra).

Per completezza, si riporta in Figura 5.22 il confronto dell'andamento delle forze, normali ai punti di contatto, gravanti sulle ruote della prima sala dei due convogli a confronto. Si osserva che, nonostante la ruota anteriore esterno curva trovi il contatto anche sul bordino, l'entità della forza qui scambiata risulta minore di quella trasferita dal contatto sulla tavola. Inoltre, la ruota destra non va più a contatto della controrotaia, a conferma di una migliore condotta di marcia.

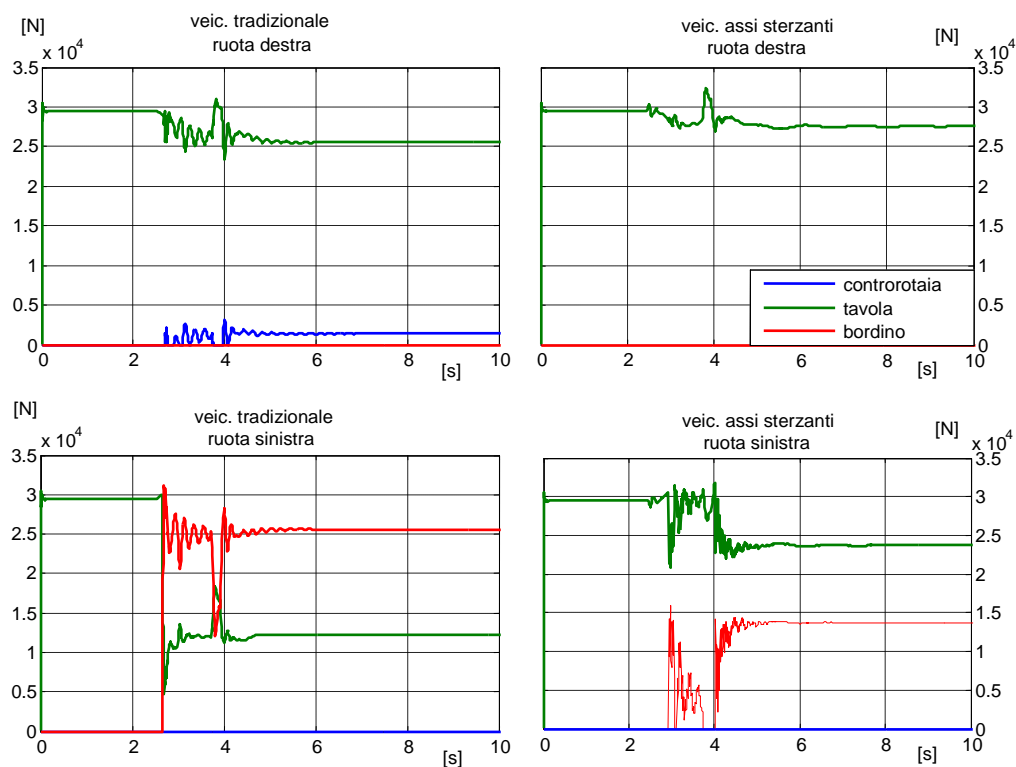


Figura 5.22 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra).

Inoltre, dall'analisi della ripartizione delle forze normali ai punti di contatto sulle ruote della sala posteriore, si evince che il carrello implementato nel test case in studio non presenta la tendenza ad incastrarsi tra i binari; infatti, la sala posteriore (Figura 5.23) trova i contatti con la rotaia nello stesso modo della sala anteriore, pressappoco anche in termini di entità delle forze.



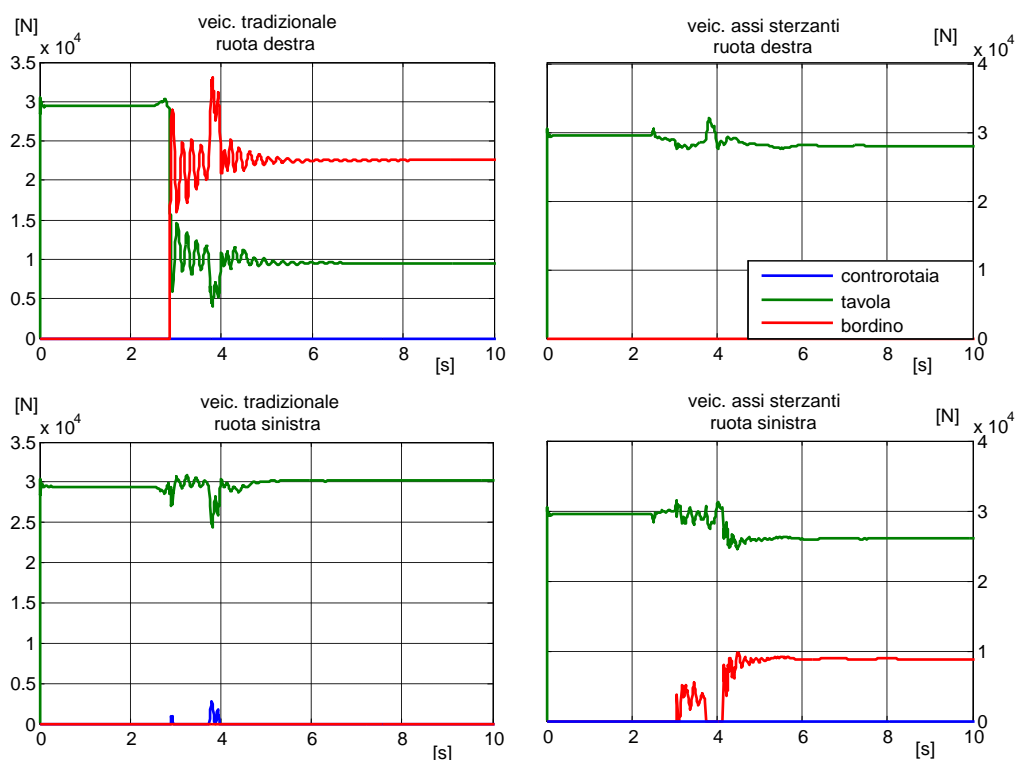


Figura 5.23 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi della sala 2 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 1 (a destra).

Si conclude l'analisi delle forze a contatto presentando in Figura 5.24 e in Figura 5.25, rispettivamente per la prima e la seconda sala del primo carrello, gli schemi riassuntivi delle azioni normali e tangenziali agenti sui punti di contatto attivi tra ruota e rotaia messi a confronto tra i due veicoli.

Si osserva come, nel caso di carrello ad assi sterzanti, le forze tangenziali al punto di contatto sulla tavola risultino meglio ripartite sulle ruote della medesima sala oltre ad assumere entità paragonabili su entrambi gli assi del carrello, diversamente da quanto accade sul carrello ad assi non sterzanti. Ciò a conferma del raggiungimento di angoli di serpeggio relativi tra sale e binario simili per ambedue gli assi. Inoltre, conseguendo quest'ultimi una disposizione

praticamente radiale, vengono fortemente ridotte le azioni tangenziali al contatto con il bordino. Per quanto riguarda invece le forze normali ai punti di contatto, si evince come l'uso dei carrelli ad assi sterzanti consenta di ridurre la spinta sul bordino e, di fatto, risultano meglio ripartite anche le forze normali ai punti di contatto sulla tavola.

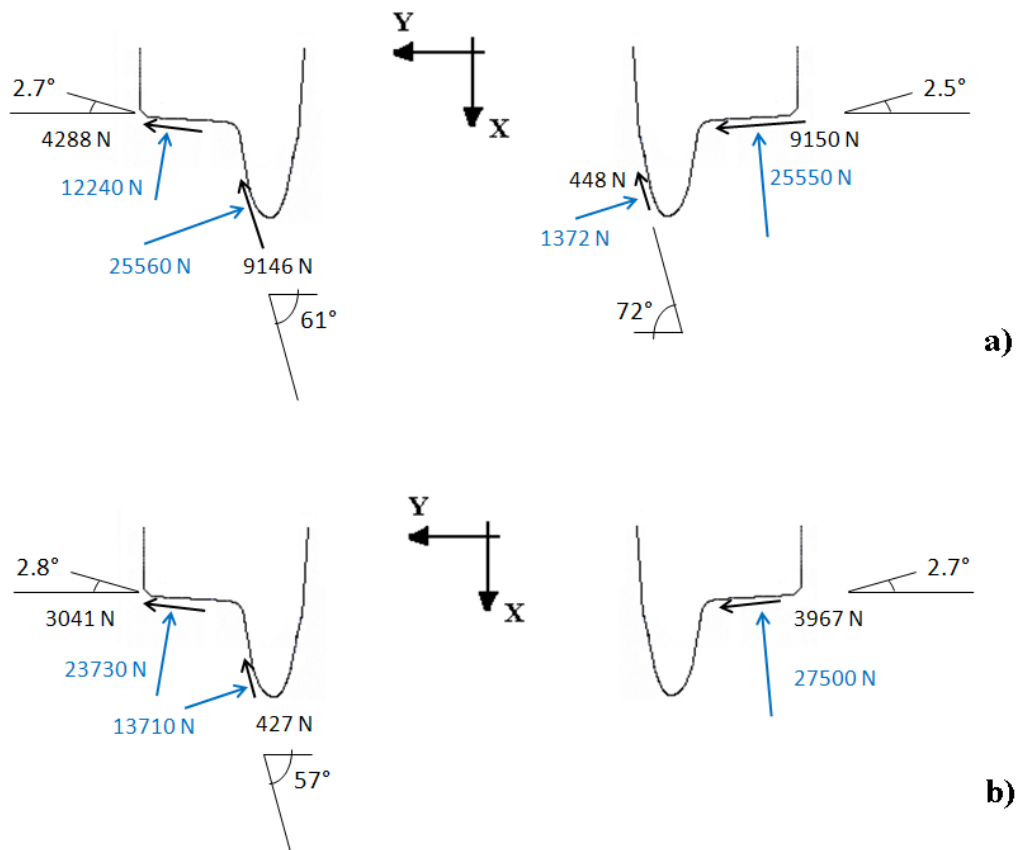


Figura 5.24 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala 1 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 1 (fig. b).

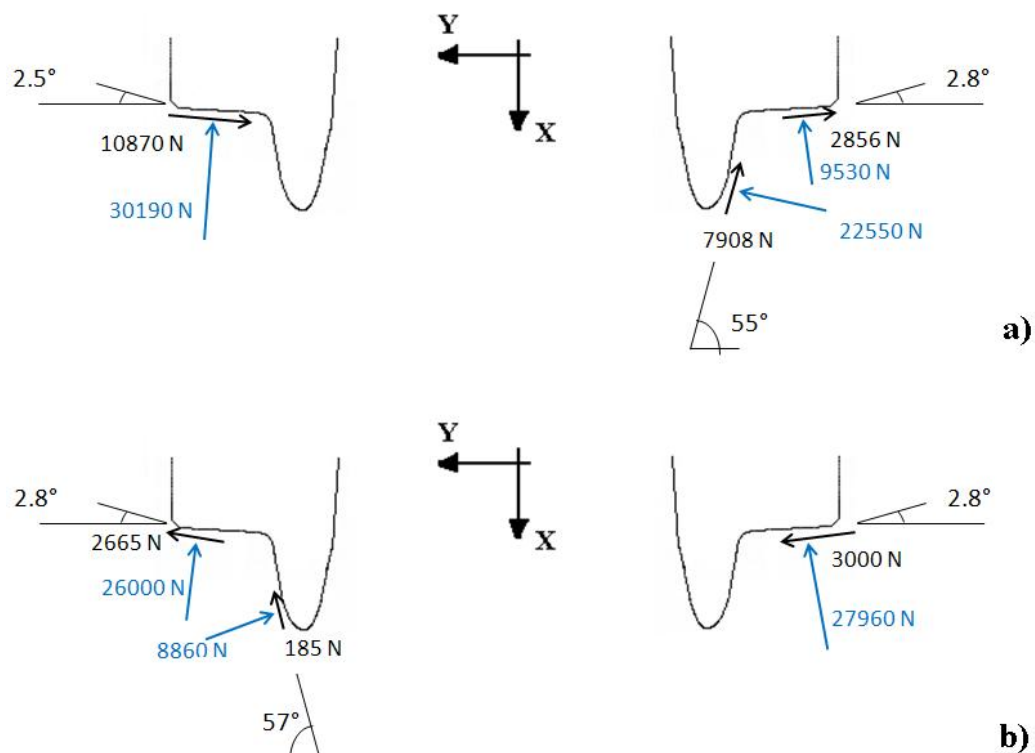


Figura 5.25 - Curva a destra  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala 2 del carrello anteriore dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 1 (fig. b).

L'insieme delle considerazioni che si sono svolte fino a questo punto, danno dunque conferma della possibilità di conseguire, mediante gli assi sterzanti, un migliore assetto in curva del convoglio, rendendo possibile l'incremento di efficienza del contatto tra ruota e rotaia. In caso di assi non sterzanti, l'effetto di tale contatto risulta energeticamente dissipativo in quanto produce una progressiva perdita di velocità del veicolo (simulazioni in condizioni di coasting). Mentre come rappresentato in Figura 5.26, il suddetto effetto risulta decisamente di minore entità con un veicolo ad assi sterzanti. Si osservi inoltre, che dal momento in cui viene spenta l'azione sterzante in feed-forward, il degrado della velocità in coasting torna a decrescere con la stessa gravità del carrello tradizionale.

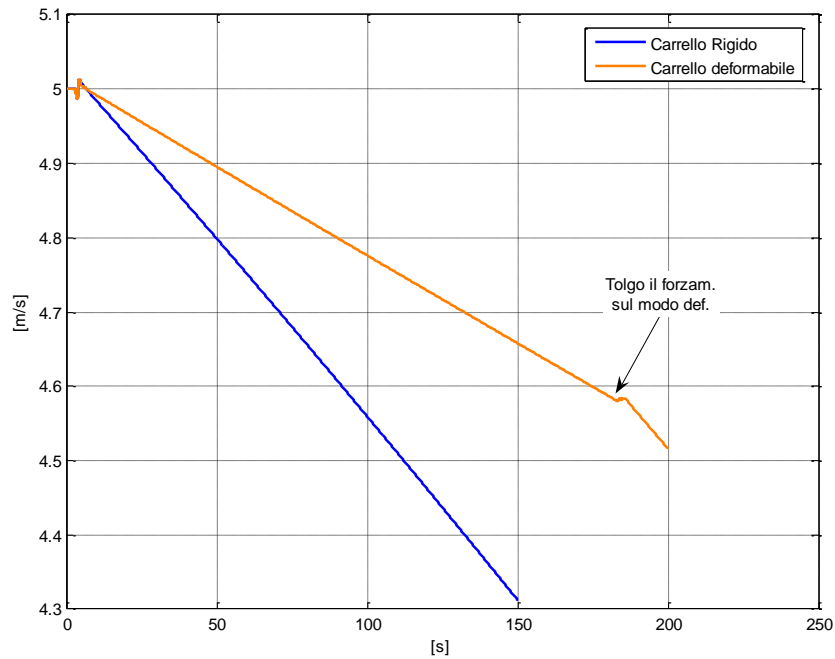


Figura 5.26 - Curva a destra,  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; confronto tra l'andamento della velocità del veicolo tradizionale ad assi non sterzanti associato al test case 1 (linea rossa) e quella del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu).

A giustificazione del degrado delle performance presentato, si mostrano in Figura 5.27 le potenze dissipate al contatto dai veicoli a confronto. Tale potenza, associata agli pseudo slittamenti, risulta evidentemente minore nel caso di veicolo ad assi sterzanti.

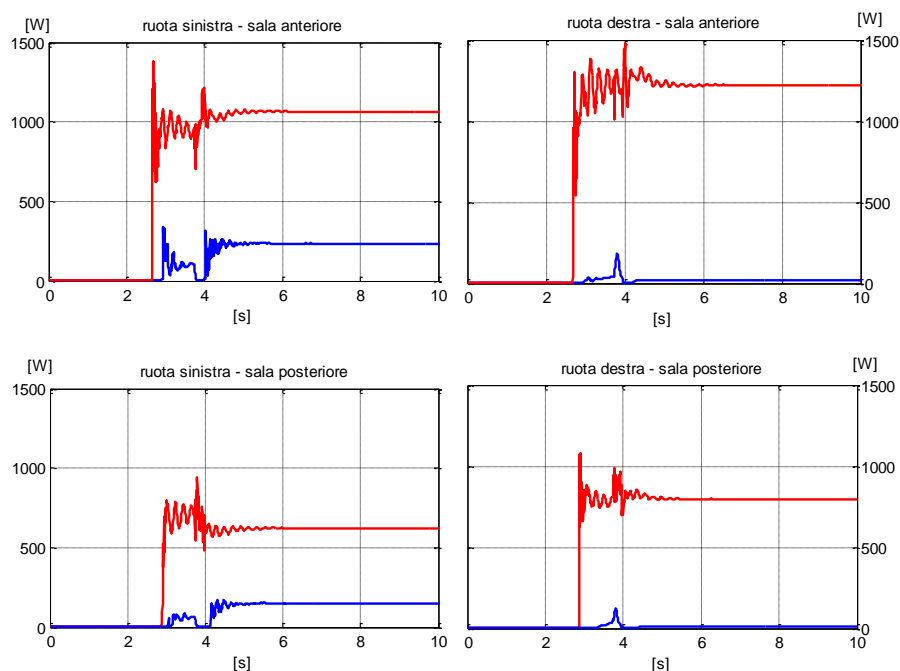


Figura 5.27 - Curva  $R=50\text{m}$ ,  $v=18\text{km/h}$ ; confronto tra la potenza dissipata al contatto dalle sale del carrello anteriore, rispettivamente dal veicolo tradizionale associato al test case 1 (linea rossa), e da quella del veicolo proposto nel test case 1 (linea blu).

La ragione del miglioramento conseguito può essere trovata nella cinematica dei corpi del veicolo, in particolare per quanto riguarda la disposizione delle sale rispetto al binario, queste assumono un angolo di serpeggio relativo tra sale e rotaie (Figura 5.14), decisamente più favorevole con l'uso di assi sterzanti, rispetto a quello conseguibile con un veicolo tradizionale a carrelli rigidi.

Si presentano ora alcuni risultati dell'intera campagna di simulazioni, svolte per giungere a un critico confronto tra il comportamento in curva del veicolo tradizionale ad assi non sterzanti e quello del veicolo proposto nel test case 1. In particolare, si riportano in Figura 5.28 e Figura 5.29 gli andamenti delle forze laterali sulle ruote anteriori rispettivamente di esterno e interno curva. Si può constatare come l'uso di assi non sterzanti genera una maggiore aggressività durante l'avanzamento del veicolo incurva. Osservando i grafici, si evince come i carrelli ad assi sterzanti danno una migliore performance dei carrelli rigidi

anche al variare delle condizioni di marcia. L'uso di assi sterzanti consente un rapido decadimento delle forze di contatto a partire da curve di piccolo raggio, cosa che non si ottiene con carrelli rigidi anche se si aumenta il raggio di curva o si riduce l'accelerazione non compensata.

Si riassumono in Tabella 5.1 i valori delle forze di contatto dell'intera campagna di simulazioni svolte.

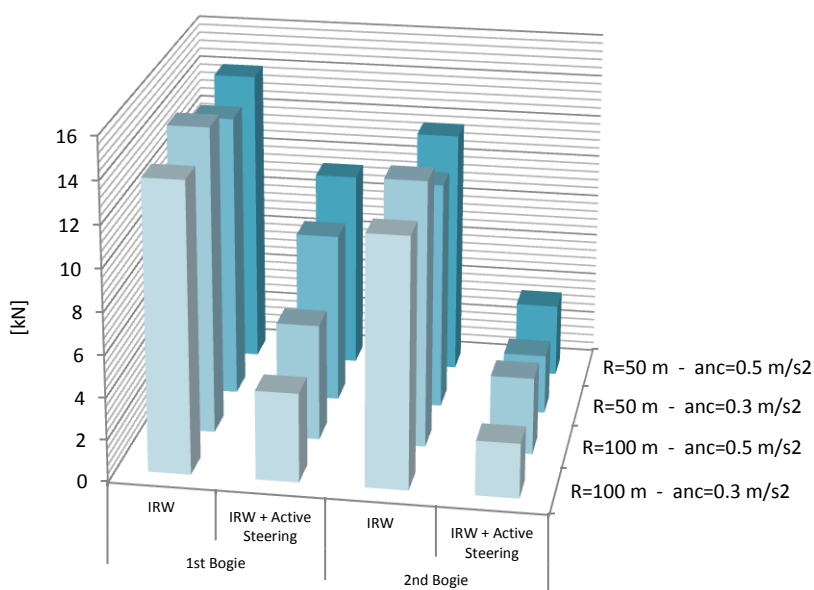


Figura 5.28 - Forze laterali scambiate tra il binario e la ruota anteriore esterno curva (ruota sinistra) di entrambi i carrelli; risultati dell'intera campagna di simulazioni svolte per il confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti e quello proposto nel test case 1.

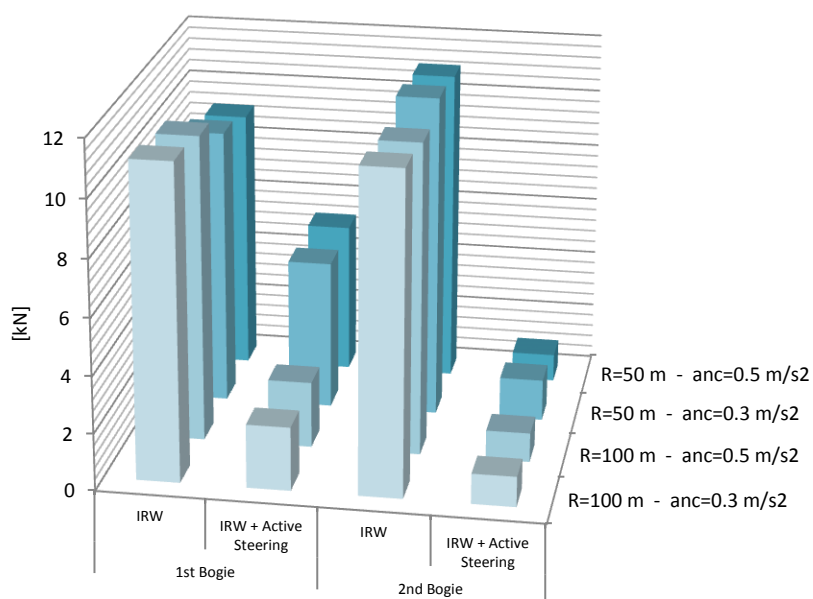


Figura 5.29 - Forze laterali scambiate tra il binario e la ruota anteriore interno curva (ruota destra) di entrambi i carrelli; risultati dell'intera campagna di simulazioni svolte per il confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti e quello proposto nel test case 1.





Infine, si vuole discutere dell'entità della potenza di cui dovrà disporre il sistema di attuazione per esercitare una coppia, agente sul modo deformabile, tale da portare le sale del carrello ad assumere un angolo relativo ottimale, pari cioè al rapporto tra il passo sale e il raggio della curva (si ricorda che in questa sezione si è analizzato il sistema in condizione di regime, senza inoltre considerare l'effetto dell'irregolarità dovute al contatto tra ruote e rotaie). Si osserva che, durante la dinamica di moto si può ragionevolmente ipotizzare che la velocità di serpeggio dei due semitelai rimane contenuta, non essendo richiesti transitori particolarmente veloci. Ne consegue la possibilità di raggiungere l'obiettivo del posizionamento delle sale sterzate, con una contenuta potenza di attuazione. A conferma di ciò, si presentano gli andamenti delle potenze e delle coppie richieste per posizionare le sale, rispettivamente in Figura 5.30 per il carrello anteriore e in Figura 5.31 per il carrello posteriore, calcolate mediante gli output del simulatore; si ricorda a tale fine che l'ingresso in curva del primo carrello del veicolo, inizia dopo circa 2.5s dall'inizio della simulazione.

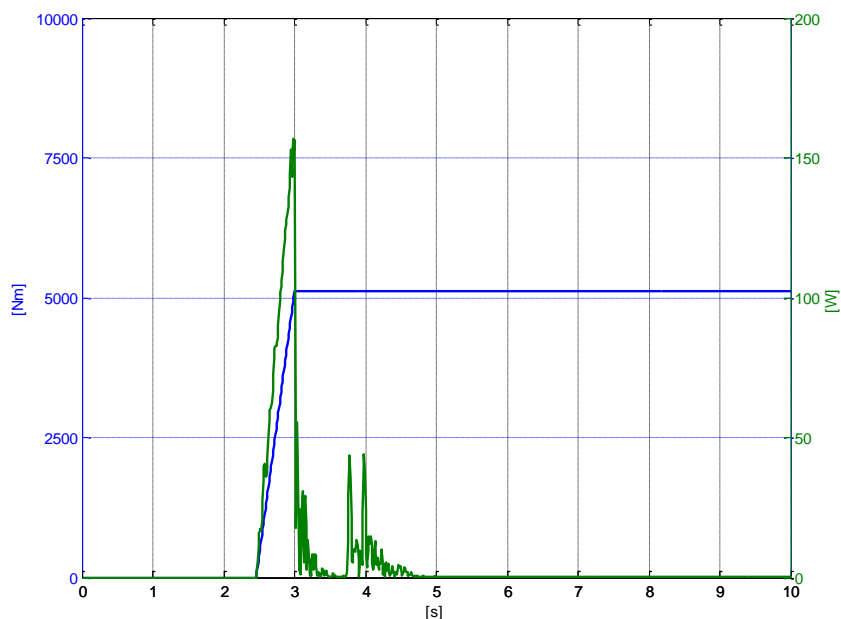


Figura 5.30 - Curva R=50m, v=18km/h; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello anteriore del veicolo test case 1 ad assi sterzanti.

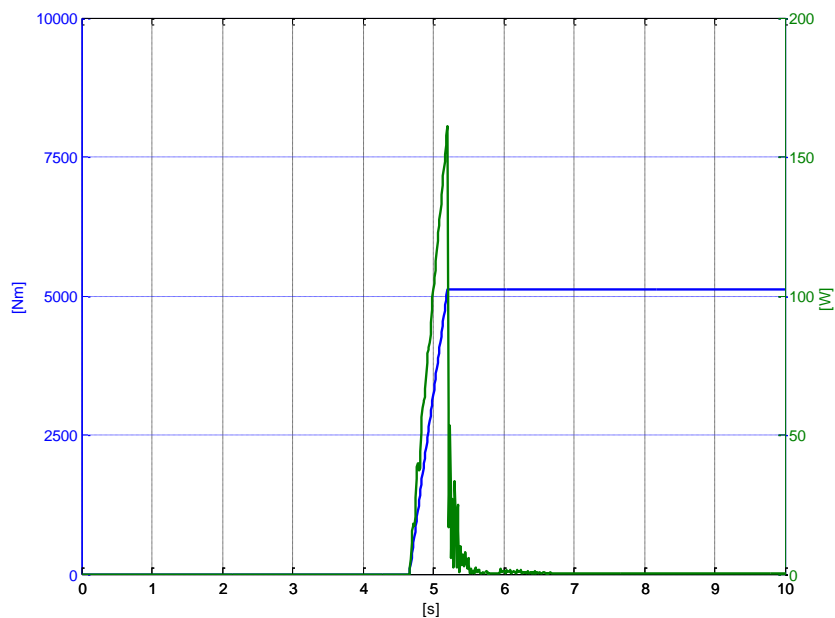


Figura 5.31 - Curva a destra, R=50m, v=18km/h; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello posteriore del veicolo test case 1 ad assi sterzanti.

### 5.2.2 Test case 2

Gli output del software `mostran.exe` che vengono presentati, corredati da opportune valutazioni tecniche da essi deducibili, si riferiscono ad una curva a sinistra di raggio 30 m, percorsa ad una velocità tale da produrre una accelerazione non compensata di  $0.3 \text{ m/s}^2$ . Si è inoltre scelto di mostrare i risultati inerenti la dinamica del terzo modulo del convoglio, che possiede dunque il secondo carrello del tram a partire dalla testa. Tale scelta, sebbene sia noto che l'ingresso in curva comporta carichi e sollecitazioni maggiormente gravose sul primo dei carrelli del convoglio, consta nella maggiore immediatezza di lettura dei risultati. Infatti, si rende necessaria la rielaborazione degli stessi con una fase di post-processing, come conseguenza del sistema di riferimento adottato per la generazione degli output delle simulazioni. Inoltre, per effetto del marcato aggio della carrozza di testa, la dinamica del carrello risultante è differente da quella degli altri carrelli. Questo comporta una meno agevole individuazione degli effetti diretti che, la sterzata degli assi, introduce sulla dinamica del carrello.

Al fine di mettere in risalto le potenzialità conseguibili con gli assi sterzanti, i grafici che di seguito si presentano si riferiscono al confronto tra il comportamento del convoglio qui implementato, il test case 2, e l'equivalente veicolo tradizionale ad assi non sterzanti che, privato del modo deformabile del carrello, presenta le stesse caratteristiche del test case 2.

Durante l'iscrizione in curva del veicolo tradizionale, la presenza di una accelerazione centripeta imposta dal binario sui corpi del convoglio, rende necessario l'instaurarsi di una differente condizione di equilibrio al livello del contatto tra ruota e rotaie. In particolare, si constata da subito il fenomeno del trasferimento di carico verticale sulle ruote, legato alle azioni di inerzia dei corpi che danno origine a forze e coppie assenti durante la marcia in rettilineo. Per

contrastare tali azioni, la dinamica del moto è tale da caricare maggiormente le ruote di esterno curva (ruote a destra), di qui il termine di trasferimento di carico. Infatti, come si osserva in Figura 5.32 relativa all'andamento delle forze verticali agenti sulle ruote del primo carrello del veicolo tradizionale ad assi non sterzanti, la ruota anteriore destra risulta quella maggiormente caricata, di contro, la ruota anteriore sinistra la più scaricata.

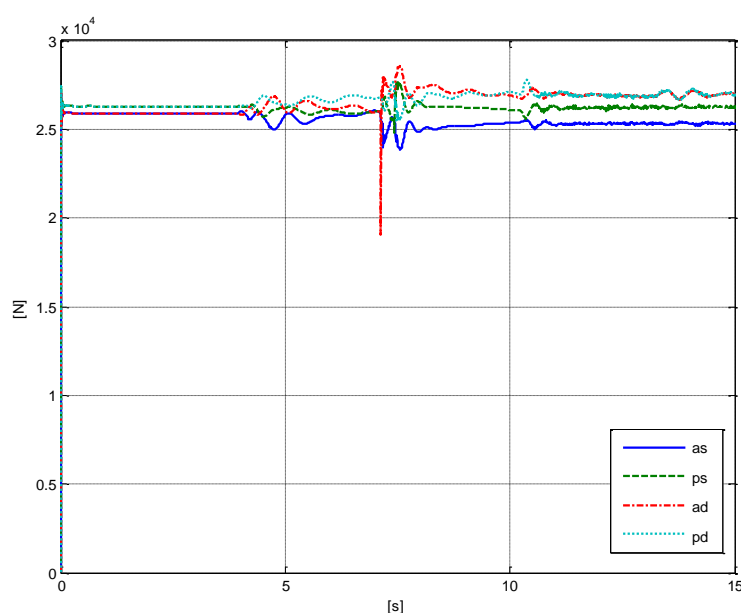


Figura 5.32 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

Di differente entità è, invece, il trasferimento di carico sull'asse posteriore del medesimo carrello. Questa circostanza dipende sostanzialmente dalla cinematica del carrello in curva, per ragioni puramente geometriche infatti, la sala anteriore risulta essere sottoserpeggiata<sup>4</sup>, mentre quella posteriore sovraserpeggiata. Ciò

<sup>4</sup> Considerando una curva a sinistra, la sala è sotto/sovraserpeggiata rispetto al binario a seconda che l'angolo che la sala stessa forma con la direzione radiale (retta che collega il centro geometrico della curva con il punto medio della sala) risulti essere orario/antiorario. Viceversa nel caso di curva a destra.

fa sì che si instauri sul carrello una coppia controsterzante dovuta alle forze di pseudo slittamento, che comporta l'instaurarsi dell'equilibrio solo in seguito al contatto con il bordino da parte delle ruote, rispettivamente anteriore esterno curva e posteriore interno curva. Tale condizione di equilibrio fa sì che, sulle due sale del medesimo carrello, gravino due opposte azioni laterali derivanti dal contatto, dunque differente dovrà anche essere la redistribuzione dei carichi verticali sui due assi affinché venga trovato il nuovo equilibrio delle sale nel piano verticale. Si osservi, infine, come l'entità dei carichi antecedente l'ingresso in curva, che si verifica approssimativamente intorno ai 4s, risulti correttamente pari a metà del carico per asse espresso in Figura 4.27, a dimostrazione dell'assenza del fenomeno del trasferimento di carico in rettilineo. A conferma del suddetto comportamento cinematico che contraddistingue i carrelli dei convogli tradizionali ad assi non sterzanti, si presentano in Figura 5.33 gli spostamenti relativi laterali delle ruote rispetto al binario.

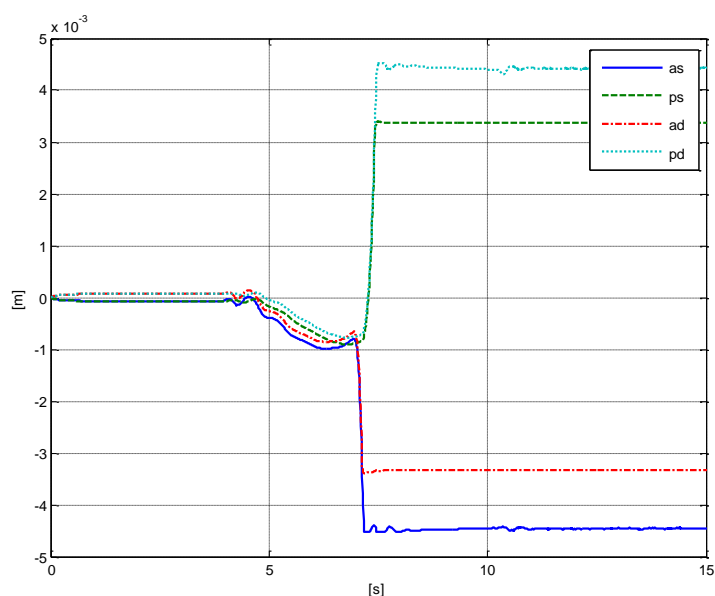


Figura 5.33 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; spostamento relativo tra il binario e le ruote del carrello anteriore del veicolo ad assi non sterzanti associato al test case 2.

Si osserva come il carrello tradizionale tenda ad incastrarsi nella via di corsa, circostanza comprovata dagli opposti valori che gli spostamenti delle ruote della sala anteriore assumono, rispetto a quelli della sala posteriore. Dalla stessa figura si deduce anche la presenza del contatto a bordino e/o lungo la controrotaia e, inoltre, si può constatare l'effetto della deformabilità delle ruote, dovuta questa all'elemento elastico interposto tra il cerchione e la cartella; questa deformabilità consente per esempio alla ruota sinistra della prima sala di spostarsi ulteriormente verso l'esterno della curva, nonostante la ruota destra sia giunta a bordino.

In Figura 5.34 viene proposto l'andamento delle forze laterali sulle ruote del terzo veicolo del convoglio tradizionale ad assi non sterzanti.

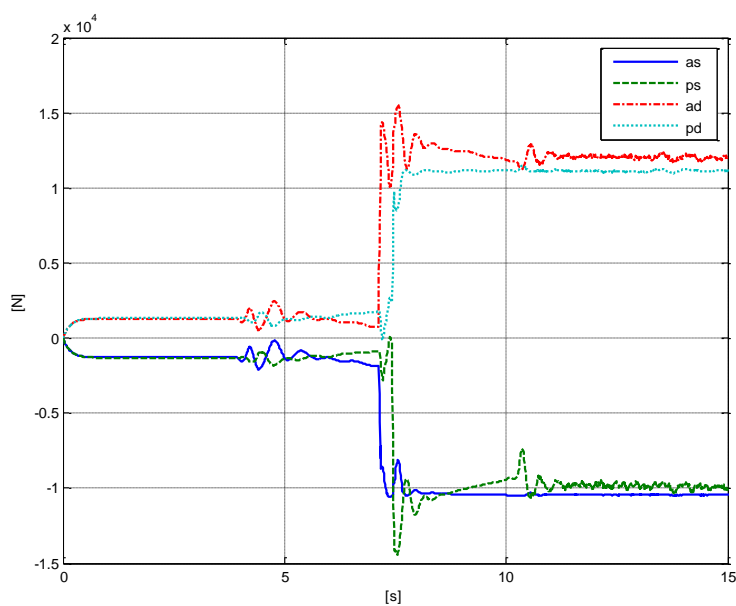


Figura 5.34 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

Si osserva come le ruote, rispettivamente anteriore destra (esterno curva) e posteriore sinistra (interno curva) presentino forze laterali maggiori, in

conseguenza dell'avvenuto contatto con il bordino. Infatti, nell'approcciare un cambio di direzione del veicolo, a seguito delle deformazioni locali che si evidenziano nelle zone del contatto, si generano delle azioni tangenziali dovute all'attrito. L'effetto di tali forze è produrre un'azione laterale sulla ruota che guida il carrello nell'iscrizione in curva e la cui entità dipende dal livello di saturazione dell'area di contatto generata. Infatti, qualora si raggiungesse la saturazione, il contatto non è in grado di offrire ulteriori forze di attrito e l'equilibrio del carrello si trova necessariamente a seguito del con il bordino, che fornisce le azioni laterali richieste per contrastare la dinamica del moto.

Analizzando a questo punto gli andamenti delle forze trasversali e normali agenti sui punti di contatto attivi sul primo carrello del veicolo tradizionale ad assi non sterzanti, sia per le ruote della prima sala, sia per quelle della seconda sala, è possibile esplicitare meglio la ripartizione delle forze laterali e verticali complessivamente agenti sul singolo asse del carrello. In particolare, in riferimento alla convenzione sulle forze indicata in Figura 5.35, si riportano in Figura 5.36 e in Figura 5.37, le forze trasversali agenti rispettivamente sulla prima e seconda sala, mentre in Figura 5.38 e in Figura 5.39 le forze normali agenti rispettivamente sulla prima e seconda sala.

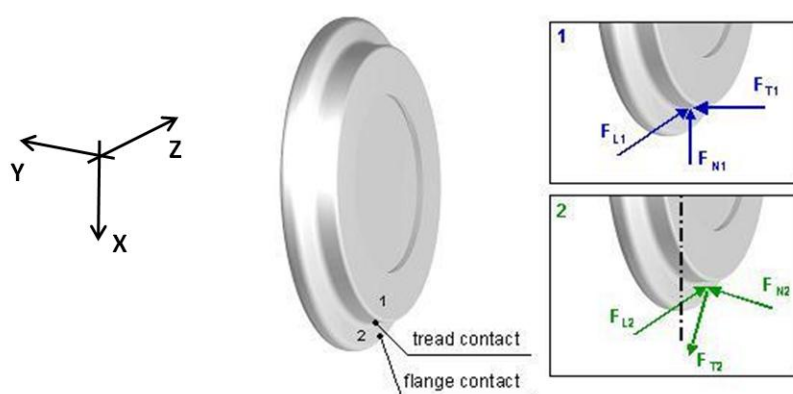


Figura 5.35 - Convenzioni adottate per presentare le azioni tangenziali, normali e longitudinali nei punti di contatto, siano essi sulla tavola o sul bordino/controrotaia.

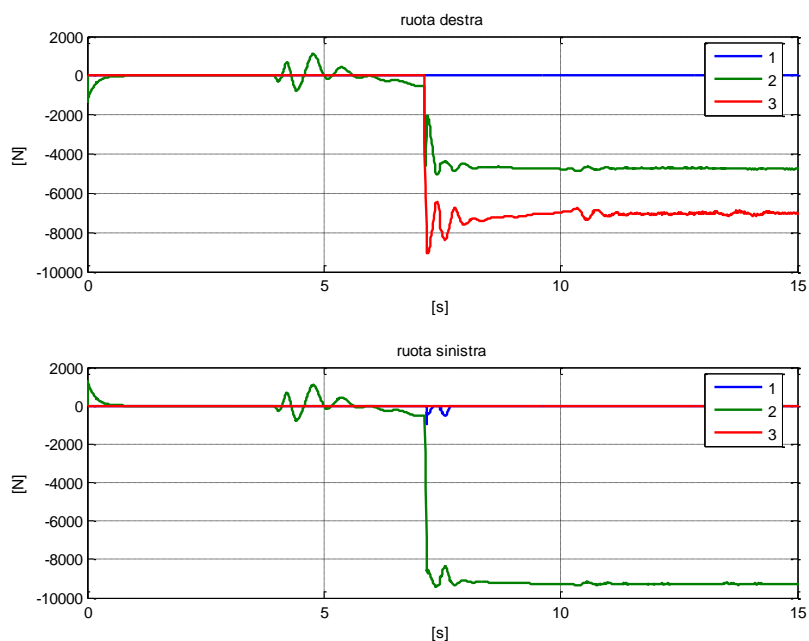


Figura 5.36 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

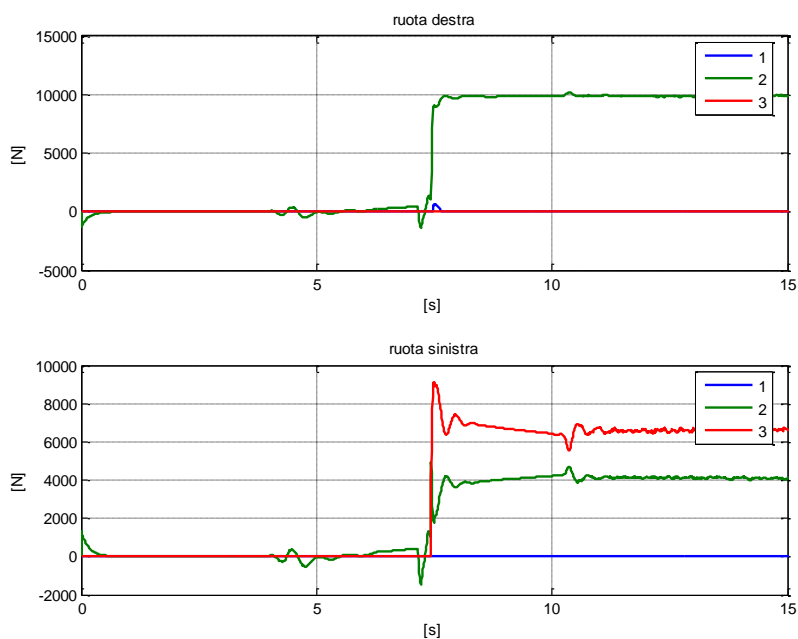


Figura 5.37 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala posteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.



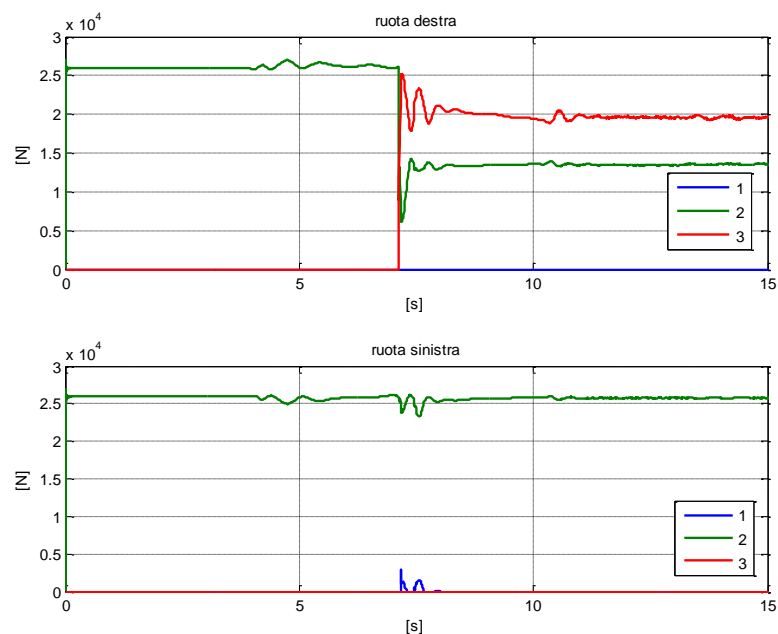


Figura 5.38 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

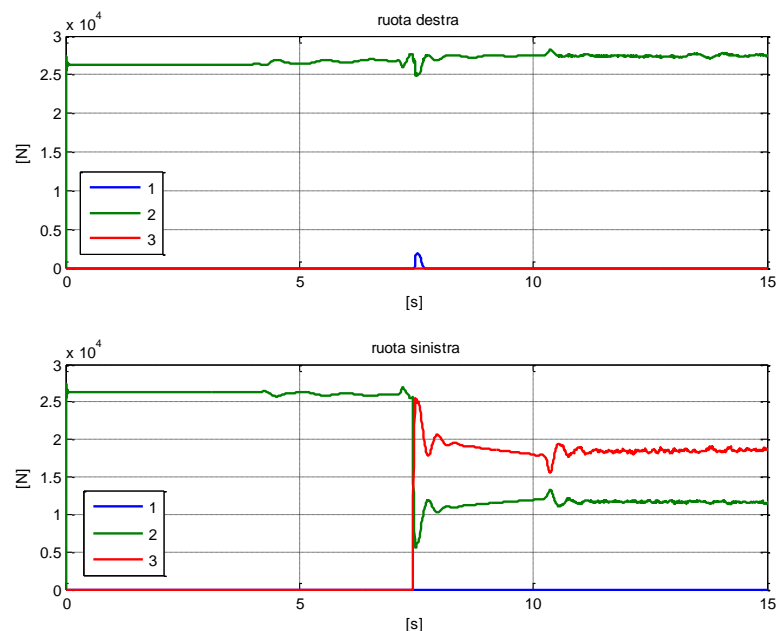


Figura 5.39 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto attivi sulla sala posteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

Si evince nuovamente che, sia la ruota di esterno curva della prima sala, sia quella di interno curva della seconda sala, vanno a bordino.

Dalla successiva analisi delle forze normali ai punti di contatto si evince come, prima dell'ingresso curva, sia attivo solo il punto di contatto sulla tavola; ne segue che, le forze normali in tale punto sono le uniche responsabili dell'equilibramento del carico per asse. Di contro, dal momento in cui le sale del carrello entrano in curva, si constata come la ruota destra vada a contatto anche con il bordino. In particolare, si osservi come l'entità della forza normale al contatto lungo la tavola della ruota destra decresca sensibilmente; ne segue che, affinché complessivamente sulla ruota agisca una forza verticale tale da equilibrare la quota parte del carico per asse gravante sulla ruota, si dovranno generare forze verticali dal contatto a bordino. Queste, dovute sia alla scomposizione della forza normale, sia alla presenza di forze tangenziali (Figura 5.36) entrambe valutate nel punto di contatto sul bordino, risultano dannose in termini di sicurezza allo svio, in quanto favoriscono lo scavalco della rotaia.

Per riassumere quanto esposto si presenta, in Figura 5.40 per la sala anteriore e in Figura 5.41 per quella posteriore entrambe del primo carrello, due raffigurazioni riportanti le azioni tangenziali e normali su tutti i punti di contatto instaurati tra le ruote e il binario, ivi compreso l'angolo che la tangente ai profili assume in tali punti.

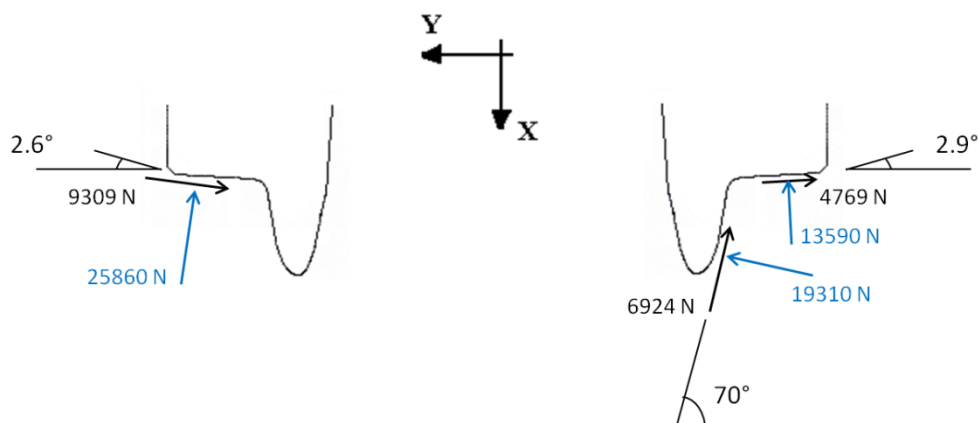


Figura 5.40 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi sulla sala anteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

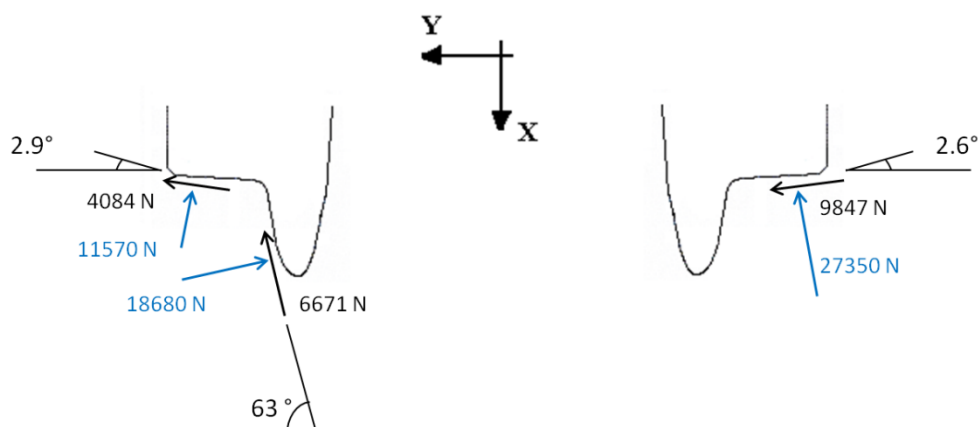


Figura 5.41 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali sui punti di contatto attivi sulla sala posteriore del terzo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2.

Dalle due schematizzazioni, si evince come le forze tangenziali presenti al contatto sulla tavola assumano segno opposto sulle due sale. Questa circostanza si verifica per effetto degli opposti angoli di serpeggio relativo che le due sale assumono rispetto al binario; in particolare la sala anteriore risulta essere sovraserpeggiata, quella posteriore sottoserpeggiata. Inoltre, le forze normali sviluppate dall'equilibrio al contatto sulla tavola, assumono entità decisamente

differenti tra le ruote della stessa sala. Infatti, sulle ruote rispettivamente anteriore esterno curva e posteriore interno curva si esercitano, per effetto del contatto fuori dal piano meridiano, azioni tangenziali importanti sui punti di contatto a bordino. Tali azioni giustificano i minori carichi normali che si instaurano sulla tavola delle suddette ruote. Infine è importante sottolineare che la presenza di eccessive forze di contatto trasversali sul bordino, oltre a dissipare per sfregamento l'energia necessaria all'avanzamento del veicolo, incidono anche sulla sicurezza allo svio. Infatti, per effetto dell'inclinazione dei profili a contatto lungo il bordino o lungo la controrotaia, tale forza trasversale può portare al sormonto del binario (fenomeno di climbing), con il conseguente deragliamento del veicolo.

Per quanto riguarda le forze longitudinali scambiate nei punti di contatto, si osserva come la scelta delle ruote indipendenti ne riduca drasticamente il modulo, per questo la comparsa di tali forze sarà giustificata solamente dalla presenza di coppie frenanti e/o motrici sulle ruote, assenti a questo stadio di analisi.

Al fine di espletare il paragone tra le differenti performance conseguibili a seguito dell'introduzione degli assi sterzanti, in Figura 5.42 si mostrano a confronto gli angoli di attacco delle sale del terzo modulo (angolo di serpeggio relativo tra sala e binario), sia del veicolo ad assi non sterzanti, sia di quello proposto nel test case. Per quest'ultimo, si osserva il quasi perfetto conseguimento della disposizione radiale delle sale, ottenibile quando l'angolo di attacco è nullo. Tale condizione limite, presenta però lo svantaggio di non consentire lo sviluppo delle sufficienti forze al contatto in quanto verrebbero a mancare le componenti laterali degli pseudo-slittamenti sulle ruote del veicolo.

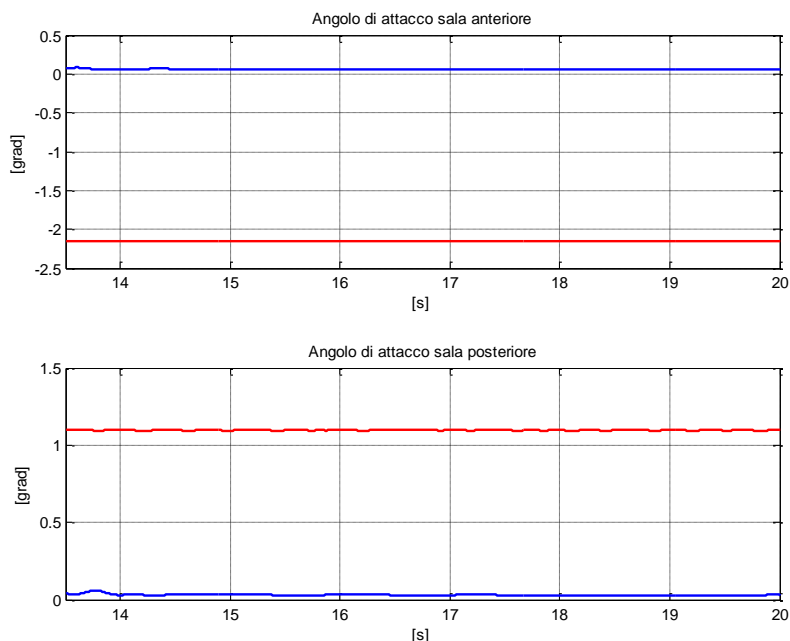


Figura 5.42 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del terzo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio proposto nel test case 2 (linea blu).

Per questo motivo, benché la deformabilità introdotta nel carrello del test case 2 consenta di ottenere l'adeguato angolo relativo tra le sale, funzione del raggio della curva e del passo tra le sale, la dinamica associata alla marcia del convoglio fa sì che l'equilibrio si instauri per un angolo di attacco diverso da zero ma comunque ottimizzato.

Per quanto riguarda le forze al contatto, si presenta in Figura 5.43 la distribuzione dei carichi verticali ottenuta con il test case 2. Si osserva come, nonostante sia inevitabile il trasferimento di carico sulle ruote di esterno curva, per il convoglio implementato nel test case 2 tale fenomeno risulti meno gravoso, rispetto al veicolo tradizionale, in conseguenza di una migliore ripartizione sui due assi delle forze stesse. Ciò come conseguenza di una migliore condotta di marcia ottenibile con la sterzata degli assi, che si traduce

in una migliore ripartizione dei carichi su tutte le ruote del medesimo carrello. Infatti, la differenza di carico tra la sala anteriore e quella posteriore risulta migliorata rispetto al veicolo tradizionale ad assi non sterzanti.

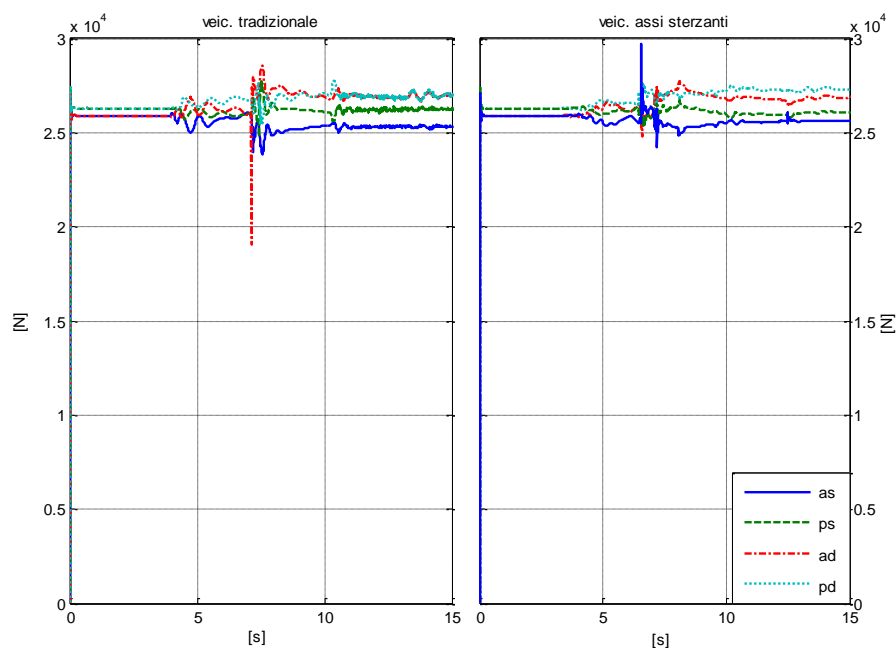


Figura 5.43 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Per quanto riguarda gli spostamenti laterali delle ruote all'interno del binario, la situazione di marcia che si evince nel caso di carrello ad assi sterzanti (Figura 5.44 destra), risulta tale da avere uno spostamento di tutte le sale verso l'esterno curva, sino a trovare il bordino sulle ruote di destra; raggiunto questo, le ruote di sinistra tendono a spostarsi ulteriormente verso l'esterno curva (in conseguenza della deformabilità delle ruote), ma di una entità minore rispetto al carrello tradizionale, senza di conseguenza giungere al contatto con la controrotaia. Si osserva infine che il contatto con il bordino instauratosi nel caso di assi sterzanti, è indice dell'impossibilità di generare forze al contatto tali da

contrastare la dinamica del veicolo, che percorre la curva con una accelerazione non compensata di  $0.3\text{m/s}^2$ ; il contatto con il bordino, quindi non deve essere inteso come un limite nell'iscrizione in curva dei carrelli ad assi sterzanti. Si puntualizza, sempre in riferimento al veicolo ad assi sterzanti, che il lento transitorio che si osserva prima del conseguimento della posizione di regime da parte delle ruote, si verifica per effetto di una non adeguata applicazione dell'azione di controllo in feed-forward qui impiegata. Ciò fa sì che il carrello trovi prima il contatto con il bordino interno curva, per poi transitare verso quello di esterno curva.

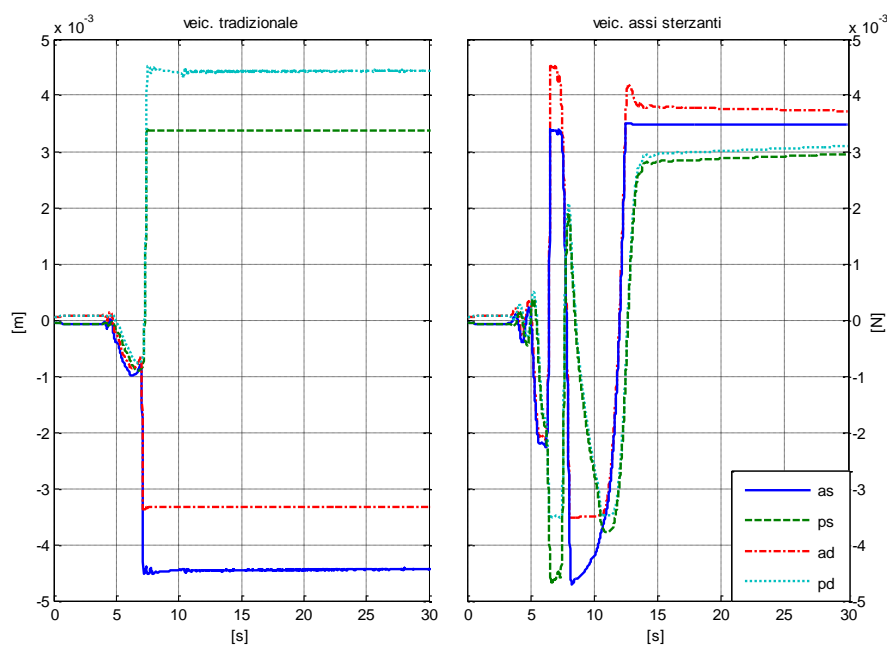


Figura 5.44 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; spostamento relativo tra binario e le ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Dal confronto delle azioni laterali, presentato in Figura 5.45, si evince che le forze conseguenti la dinamica del sistema tranviario dotato di assi sterzanti, risultano di modulo decisamente inferiore.

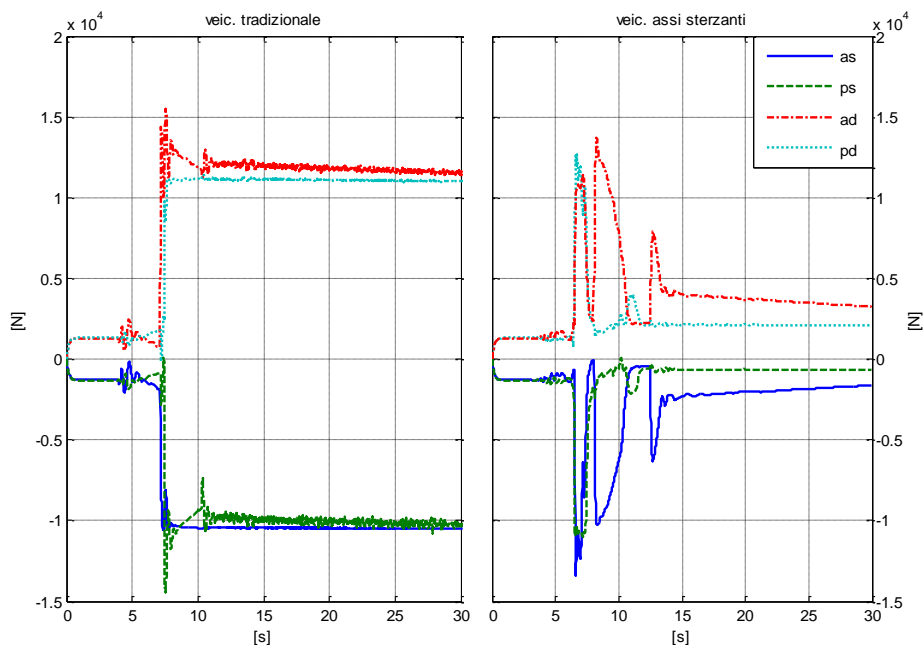


Figura 5.45 - Curva a sinistra  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Ciò a conferma del fatto che è possibile conseguire una più efficiente conduzione del veicolo in curva, caratterizzata dall'ottimale ripartizione delle forze laterali fra le ruote del convoglio. Infatti, nonostante si debbano avere le medesime risultanti delle forze laterali al contatto, necessarie a bilanciare la forza centrifuga derivante dall'iscrizione in curva (a pari condizioni di tracciato, velocità e massa del veicolo), il conseguimento di minori forze sulle singole ruote non può altro che comportare effetti benefici sull'intero sistema. Infatti, avere forze laterali di entità minore e soprattutto meglio ripartite su tutte le sale



del convoglio, comporta l'ottimizzazione delle forze di ripage (ossia la forza laterale totale applicata da ciascuna sala al binario), favorendo così il conseguimento dei benefici preposti nell'applicare gli assi sterzanti. Tra questi, la riduzione dell'usura dei profili a contatto, l'attenuazione degli stridii dovuti allo sfregamento, la diminuzione del pericolo di sormonto della rotaia da parte della ruota etc. Inoltre, per ragioni strutturali del binario, la forza laterale gravante sulla sala, non può eccedere un limite dipendente dal carico verticale per evitare la formazione di deformazioni permanenti nella via di corsa. Per completezza, si presenta in Figura 5.46 l'andamento delle forze di ripage conseguite sulle sale dei primi due carrelli del convoglio tradizionale ad assi non sterzanti in confronto a quelle agenti sul veicolo qui proposto.

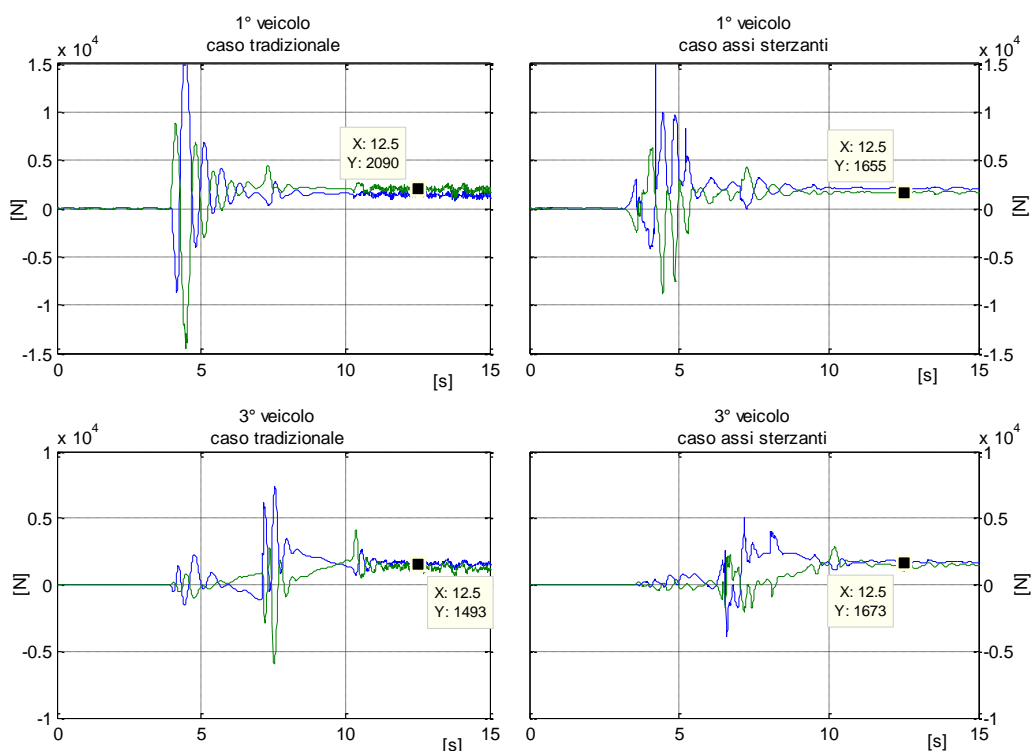


Figura 5.46 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze di Ripage agenti sulle sale dei primi due veicoli del convoglio (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Nel caso di veicolo ad assi sterzanti, si constata una migliore ripartizione delle forze di ripage. Infatti, se nel caso di convoglio ad assi non sterzanti si ottengono valori per tali forze differenti sulle sale dei primi due carrelli del convoglio, rispettivamente del veicolo di testa e del terzo, l'impiego dei carrelli ad assi sterzanti consente invece di conseguire l'equa ripartizione delle suddette forze su tutti gli assi. Per riassumere le azioni, agenti nel piano, sulle ruote per effetto del contatto con il binario, si presentano in Figura 5.47 due rappresentazioni schematiche dei carrelli a confronto, rispettivamente il tradizionale a sinistra, quello ad assi sterzanti a destra. Si evince la diminuzione dell'entità delle forze laterali, a cui seguirà una minore azione di usura dei profili a contatto, così come la riduzione degli effetti sonori di stridio.

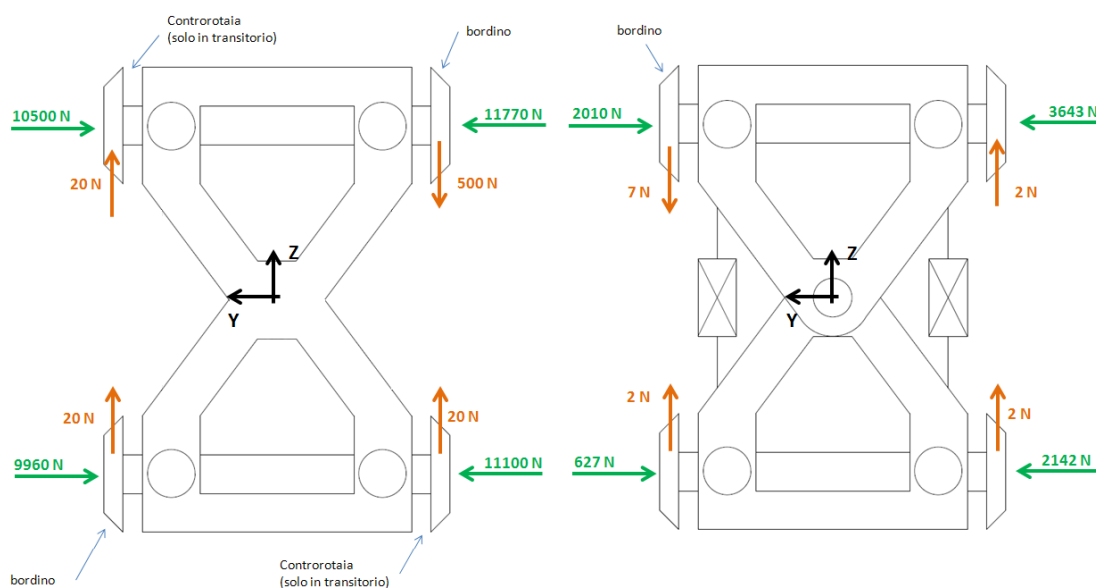


Figura 5.47 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Per meglio confrontare la ripartizione delle forze al contatto sulle differenti aree del binario (tavola, controrotaia e bordino), si riportano in Figura 5.48 per la sala

anteriore e in Figura 5.49 per la sala posteriore, le storie temporali delle forze trasversali agenti sui punti di contatto attivi, innescati questi dalle ruote del carrello del terzo veicolo di entrambi i convogli a confronto.

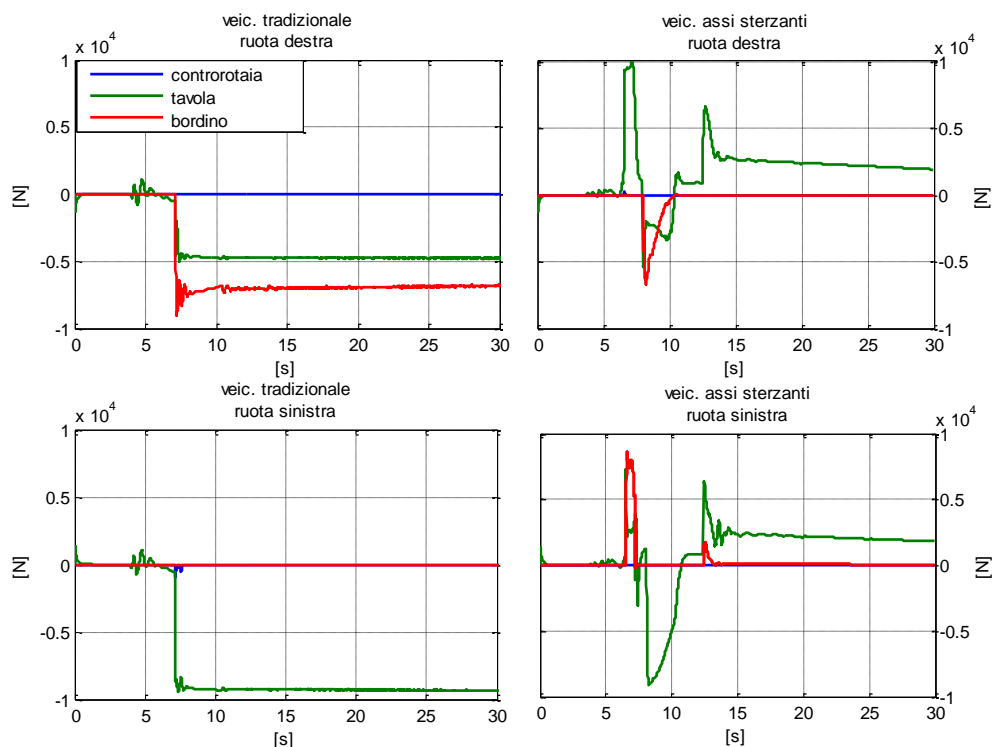


Figura 5.48 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Dalle figure risulta chiaramente migliorata la situazione del contatto nel caso di impiego degli assi sterzanti avanzati nel test case in studio, in quanto di fatto è assente il contatto con il bordino sulla ruota esterno curva, rimanendo attivo solamente il contatto sulla tavola. Per quanto riguarda il contatto sul bordino della ruota anteriore interno curva, si osserva che è frutto di una non adeguata applicazione della azione di coppia in feed-forward che interviene in maniera

non ottimale portando il carrello a bordino interno curva per poi transitare mano a mano verso quello di esterno curva (come si evinceva anche dalla Figura 5.44 relativa allo spostamento laterale delle ruote sul binario).

L'impiego dei carrelli ad assi sterzanti consente inoltre di ottenere una sensibile riduzione dell'entità delle forze trasversali, confermando ancora una volta come l'adozione di tale tecnica può migliorare le performance in curva dei veicoli ferro-tranviari.

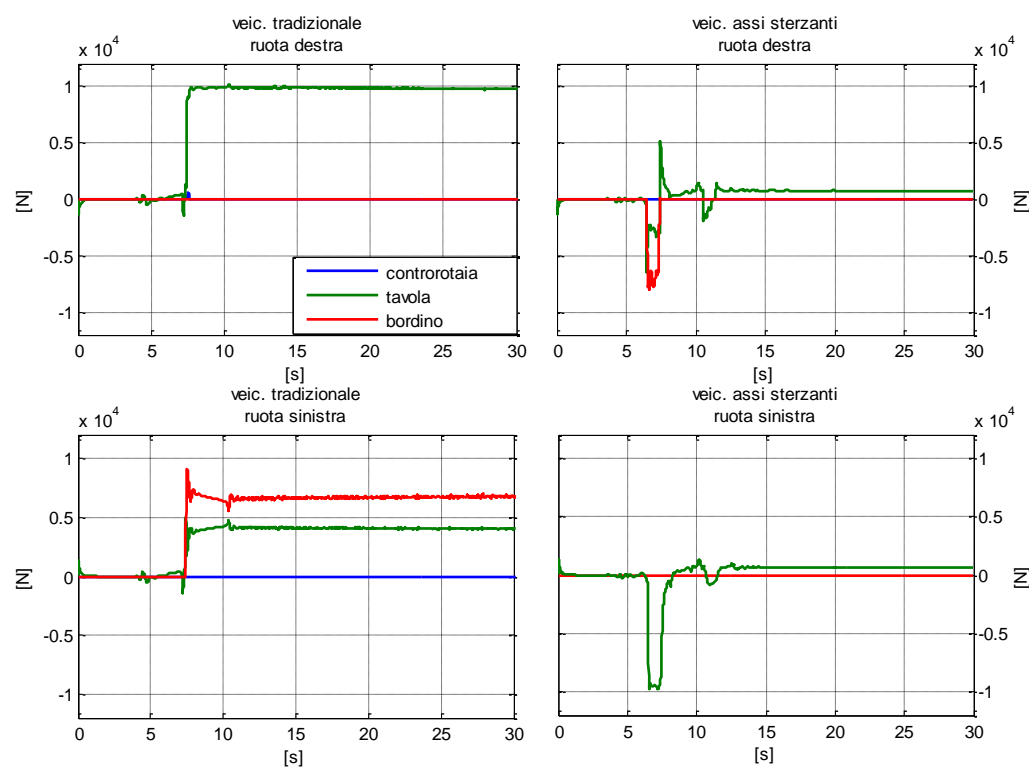


Figura 5.49 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Per completezza, si riporta in Figura 5.50 il confronto dell'andamento delle forze, normali ai punti di contatto, gravanti sulle ruote della prima sala del terzo

veicolo dei due convogli a confronto; si osserva che, il contatto della ruota anteriore esterno curva si espleti solamente lungo la tavola. Inoltre, si ha l'ulteriore conferma di come il contatto con il bordino sulla ruota interno curva del primo asse tenda a svanire; si ricordi che la presenza di tale contatto è causata da una non ottimale applicazione della azione di feed-forward. Per questo è ragionevole supporre che, una volta controllata attivamente la sterzata degli assi, tale fenomeno non verrà più riscontrato.

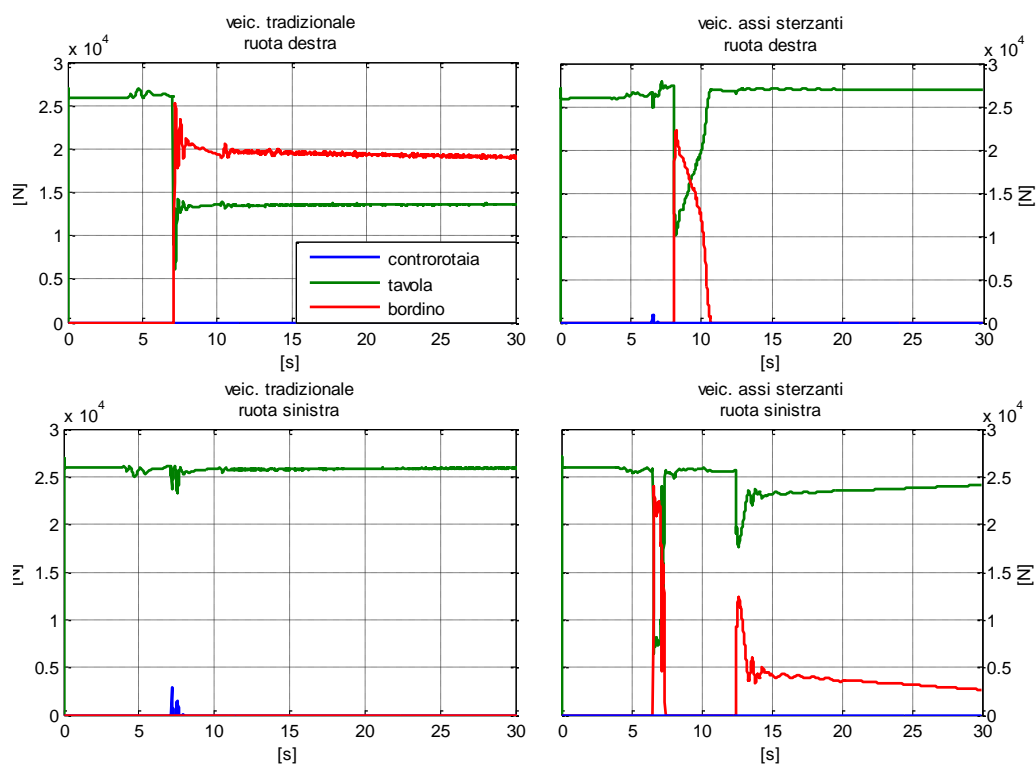


Figura 5.50 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Inoltre, dall'analisi della ripartizione delle forze normali ai punti di contatto sulle ruote della sala posteriore (Figura 5.51), si evince che il carrello

implementato nel test case in studio non presenta la tendenza ad incastrarsi tra i binari, infatti, la sala posteriore trova i contatti con la rotaia solamente lungo le tavole per entrambe le ruote.

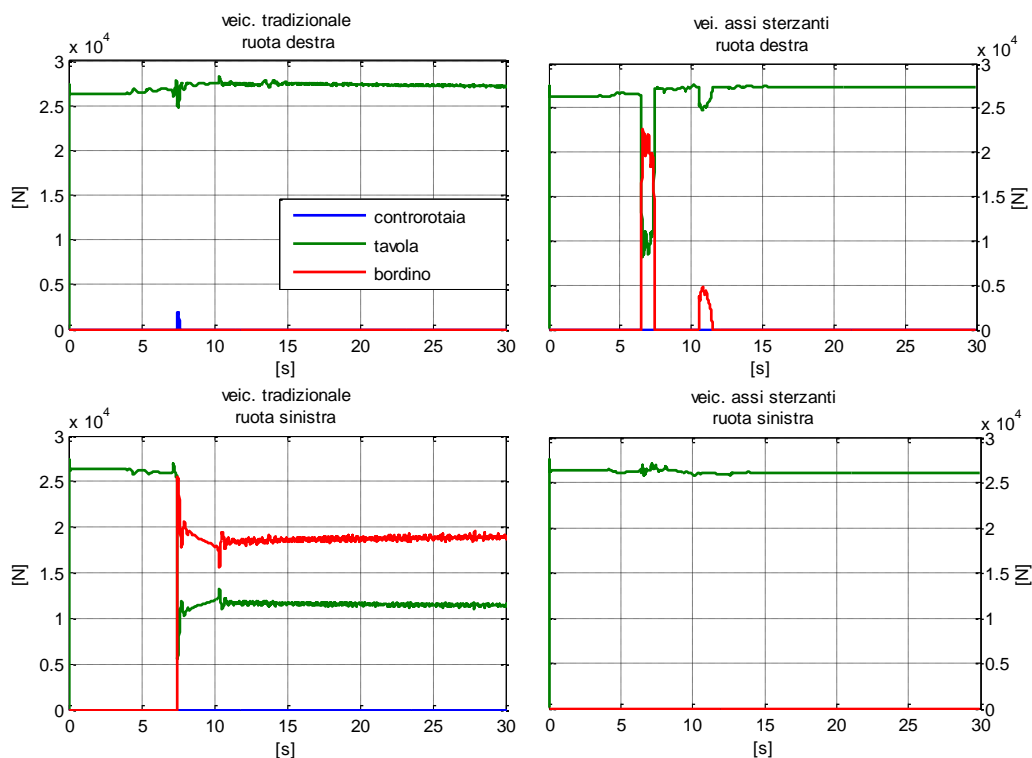


Figura 5.51 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto sulla sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello implementato nel test case 2 (a destra).

Si conclude l'analisi delle forze a contatto presentando in Figura 5.52 e in Figura 5.53, rispettivamente per la prima e la seconda sala del carrello del terzo veicolo del convoglio, gli schemi riassuntivi delle azioni normali e tangenziali agenti sui punti di contatto attivi tra ruota e rotaia messi a confronto tra i due veicoli.

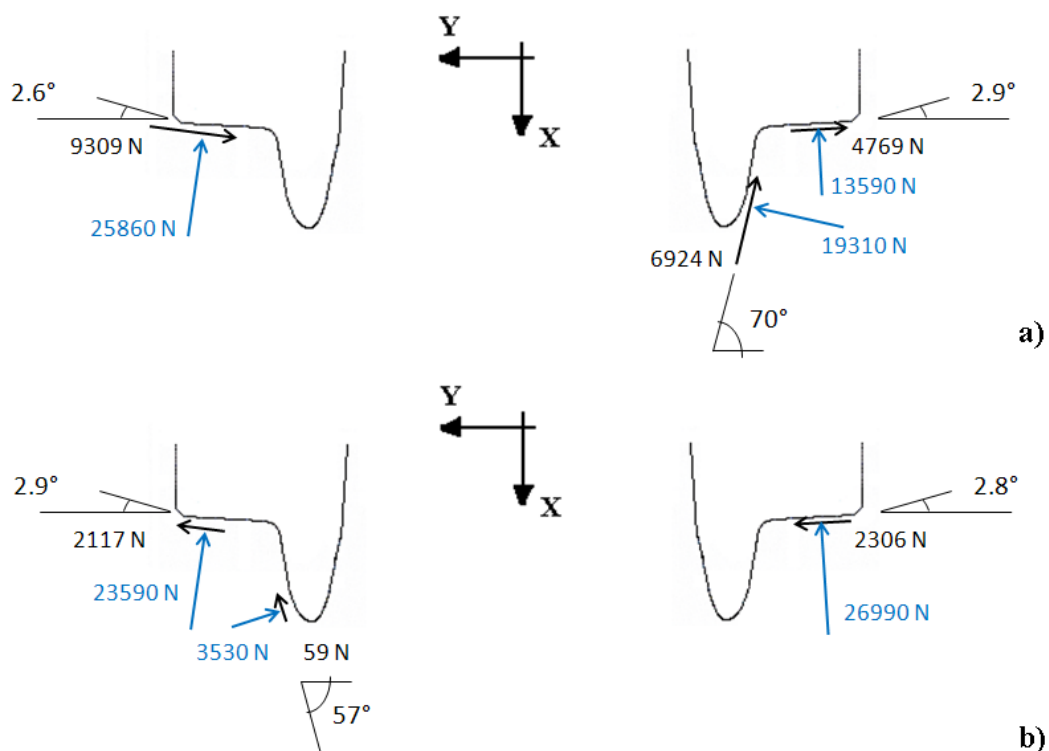


Figura 5.52 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 2 (fig. b).

Si osserva come, nel caso di carrello ad assi sterzanti, le forze tangenziali al punto di contatto sulla tavola risultino meglio ripartite sulle ruote della medesima sala, diversamente da quanto accade sul carrello ad assi non sterzanti. Si sottolinea come, l'azione tangenziale sulla tavola interno curva della ruota del primo asse, sia di verso opposto a quanto accade nel veicolo ad assi non sterzanti. Ciò a conseguenza del fatto che, se la sala anteriore del veicolo ad assi non sterzanti risulta molto sottoserpeggiata, quella del veicolo implementato nel test case 2 risulta di poco sovraserpeggiata (Figura 5.42). Questa circostanza, che si ribadisce porta a bordino la ruota anteriore interno curva, si suppone venga evitata qual'ora l'azione di controllo sarà applicata in anello chiuso. Inoltre, conseguendo gli assi una disposizione praticamente

radiale, vengono fortemente ridotte le azioni tangenziali al contatto con il bordino. Per quanto riguarda invece le forze normali ai punti di contatto, si evince come l'uso dei carrelli ad assi sterzanti consenta di ridurre la spinta sul bordino e, di fatto, risultano meglio ripartite anche le forze normali ai punti di contatto sulla tavola.

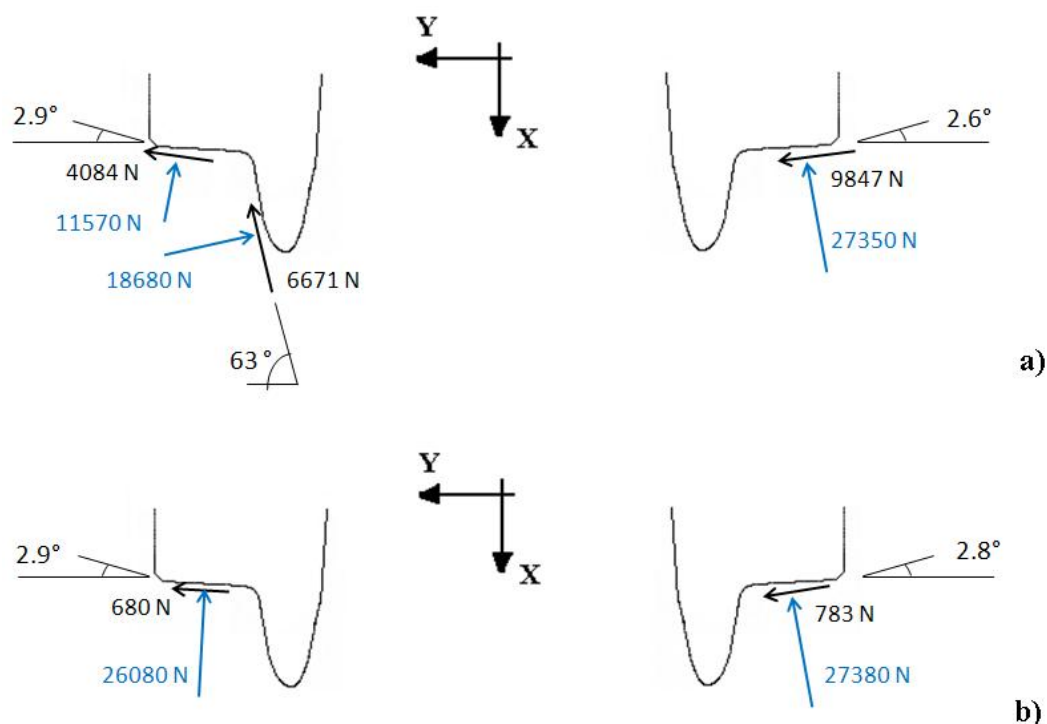


Figura 5.53 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello implementato nel test case 2 (fig. b).

Infine, si vuole di seguito mostrare come la sterzata degli assi qui introdotta coinvolga la deformazione delle sospensioni secondarie, evidenziando in Figura 5.54 le forze scambiate tra la cassa ed il carrello, che si ricorda risultano uniti dai quattro elementi elastici posti ai vertici del carrello. In particolare, nel caso di carrelli ad assi non sterzanti (schema di sinistra) si osserva come la dinamica



del moto sia tale da deformare a taglio le sospensioni secondarie prevalentemente nella direzione laterale; per quanto riguarda le azioni nella direzione longitudinale, queste sono figlie dello spostamento relativo tra la cassa e il carrello, non essendo stato ancora introdotto il modo deformabile. Invece, nel caso di carrello ad assi sterzanti (schema di destra) si evince come il modo deformabile sul quale è stata applicata l'azione in anello aperto, coinvolga la deformabilità a taglio delle sospensioni secondarie nella direzione longitudinale. Inoltre si può dedurre come le azioni laterali che vengono esercitate sui carrelli dalle inerzie delle masse appese in esso contenute, generino il serpeggio relativo dei due semitelai, sebbene tale moto risulti contrastato dallo stadio di sospensione secondaria.

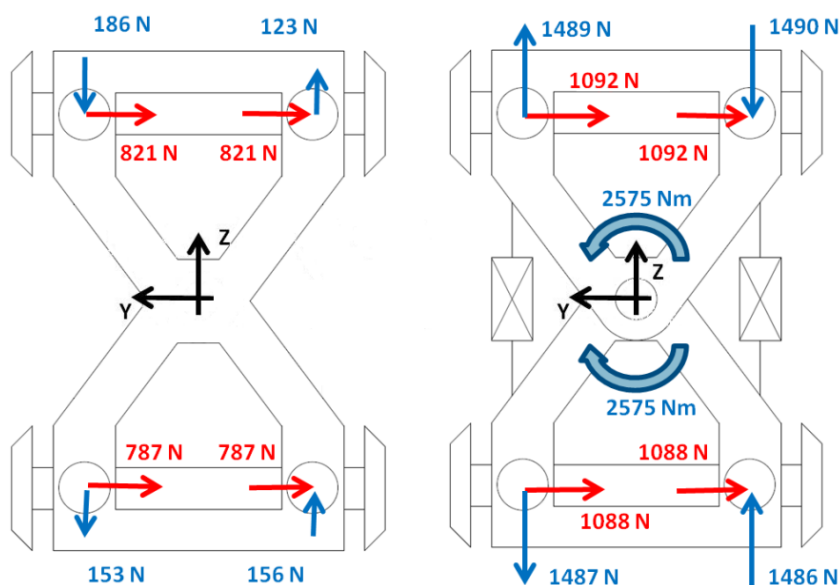


Figura 5.54 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze scambiate tra le molle delle sospensioni secondarie ed il carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello proposto nel test case 2 (a destra) nel quale si è introdotta una azione di feed-forward sul modo deformabile.

L'insieme delle considerazioni che si sono svolte fino a questo punto, danno dunque conferma del possibile incremento di efficienza del contatto tra ruota e rotaia, conseguente dal migliore assetto in curva assunto dal veicolo ad assi sterzanti. Di fatto, per effetto di tale contatto che risulta energeticamente dissipativo, si deve constatare una progressiva perdita di velocità del veicolo (simulazioni in condizioni di coasting). Come mostrato in Figura 5.55, tale effetto risulta decisamente di minore entità sul veicolo ad assi sterzanti. A giustificazione del fenomeno, si mostrano in Figura 5.56 le potenze dissipate al contatto dai veicoli a confronto.

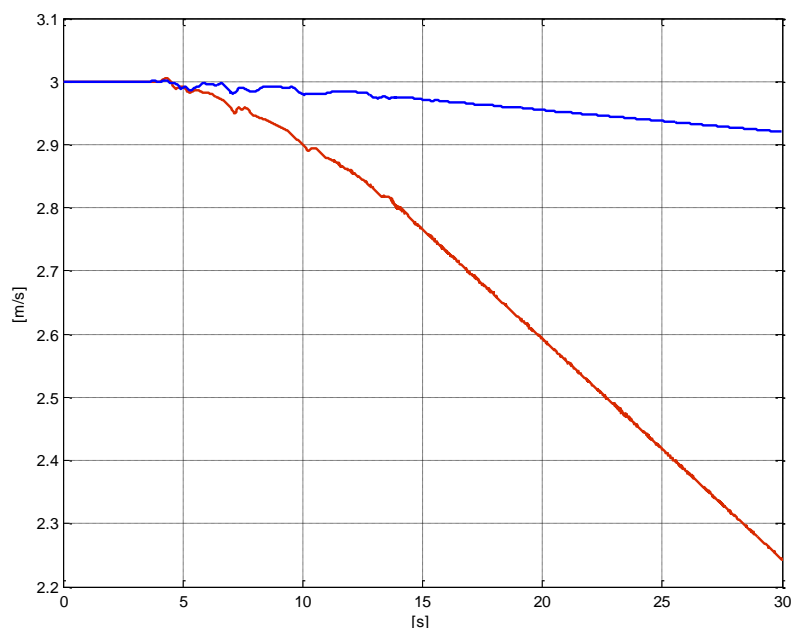


Figura 5.55 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra l'andamento della velocità del primo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa) e quella del medesimo veicolo del convoglio implementato nel test case 2 (linea blu).

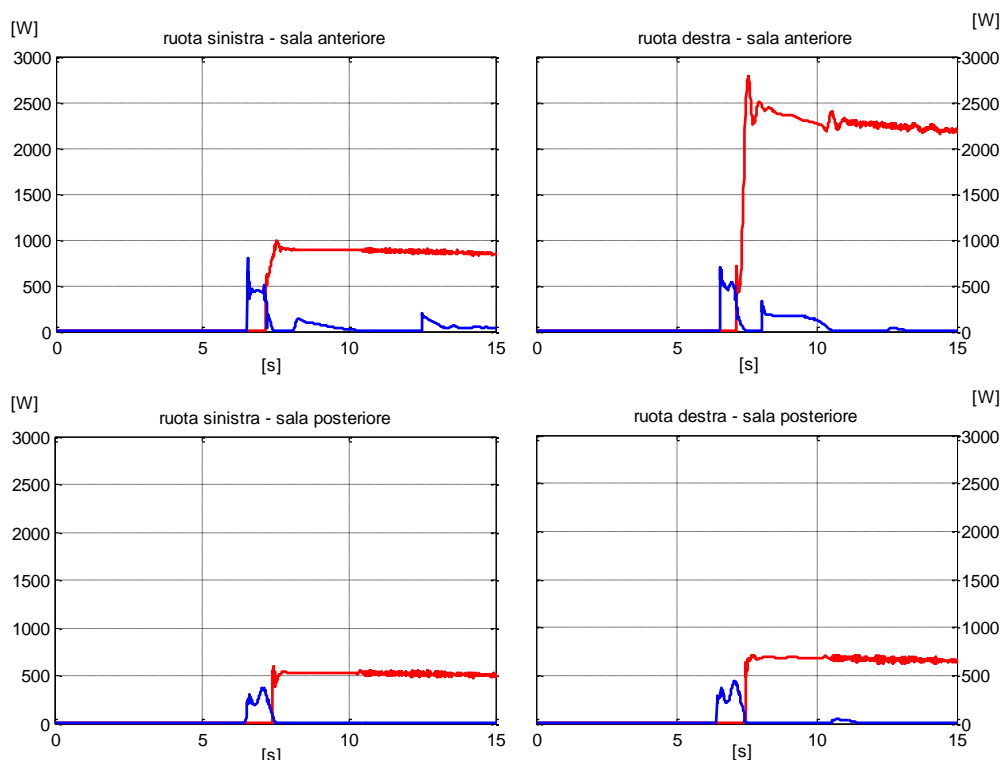


Figura 5.56 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra la potenza dissipata al contatto dalle sale del terzo veicolo, rispettivamente dal convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e da quella del veicolo implementato nel test case 2 (linea blu).ù

Tale potenza, associata agli pseudo slittamenti, risulta evidentemente minore nel caso di veicolo ad assi sterzanti. La ragione del miglioramento conseguito può essere trovata nella cinematica dei corpi del veicolo, in particolare per quanto riguarda la disposizione delle sale rispetto al binario. Infatti, gli assi assumono un angolo di serpeggio relativo con le rotaie (Figura 5.42) decisamente più favorevole nel caso di assi sterzanti, rispetto a quello conseguibile con un veicolo tradizionale a carrelli rigidi.

Per concludere, si presentano di seguito alcuni risultati della campagna di simulazioni, svolte per giungere a un critico confronto tra il comportamento in curva del veicolo tradizionale e quello del veicolo proposto nel test case 2. In particolare, si riportano in Figura 5.57 e Figura 5.58 gli andamenti delle forze

lateralmente scambiate tra il binario e le ruote del terzo veicolo dei convogli a confronto.

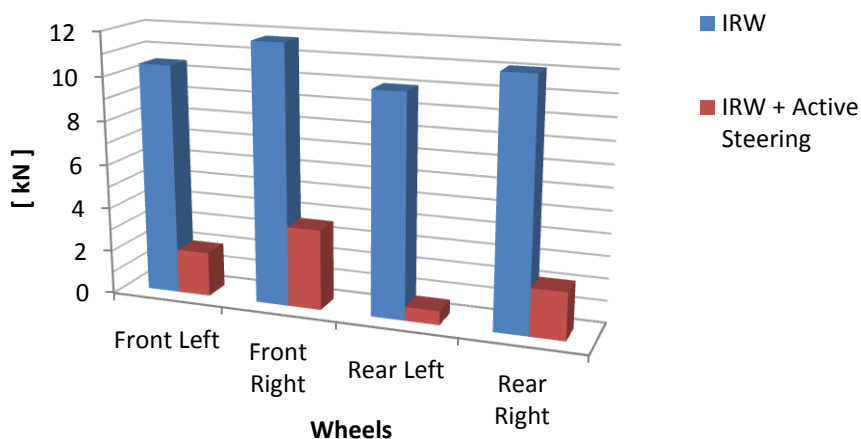


Figura 5.57 - Curva R=30m, v=10.8km/h; forze laterali scambiate tra il binario e le ruote del terzo veicolo nella condizione di marcia caratterizzata da una accelerazione non compensata di  $0,3\text{m/s}^2$ ; confronto tra il veicolo tradizionale (in blu) e quello proposto nel test case 2 (in rosso).

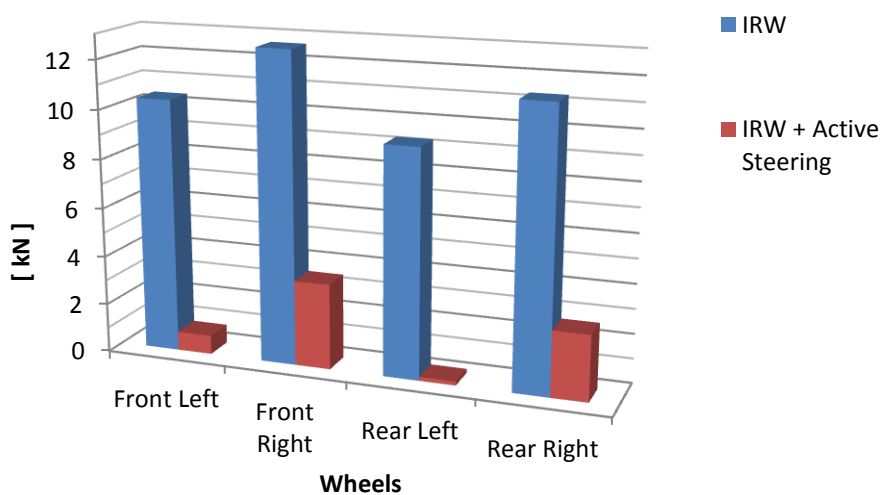


Figura 5.58 - Curva R=30m, v=13.9km/h; forze laterali scambiate tra il binario e le ruote del terzo veicolo nella condizione di marcia caratterizzata da una accelerazione non compensata di  $0,5\text{m/s}^2$ ; confronto tra il veicolo tradizionale (in blu) e quello proposto nel test case 2 (in rosso).

Osservando i grafici, si evince come i carrelli ad assi sterzanti si comportano molto meglio dei carrelli rigidi anche al variare delle condizioni di marcia. Infine, si vuole discutere dell'entità della potenza di cui dovrà disporre il sistema di attuazione per esercitare una coppia, agente sul modo deformabile, tale da portare le sale del carrello ad assumere un angolo relativo ottimale, pari cioè al rapporto tra il passo sale e il raggio della curva (si ricorda che in questa sezione si è analizzato il sistema in condizione di regime, senza inoltre considerare l'effetto dell'irregolarità dovute al contatto tra ruote e rotaie). Si osserva che, durante la dinamica di moto si può ragionevolmente ipotizzare che la velocità di serpeggio dei due semitelai rimane contenuta, non essendo richiesti transitori particolarmente veloci. Ne consegue la possibilità di raggiungere l'obiettivo del posizionamento delle sale sterzate, con una contenuta potenza di attuazione. A conferma di ciò, si presenta in Figura 5.59 l'andamento della potenza e della coppia richiesta per posizionare le sale del carrello del terzo veicolo del convoglio implementato nel test case 2.

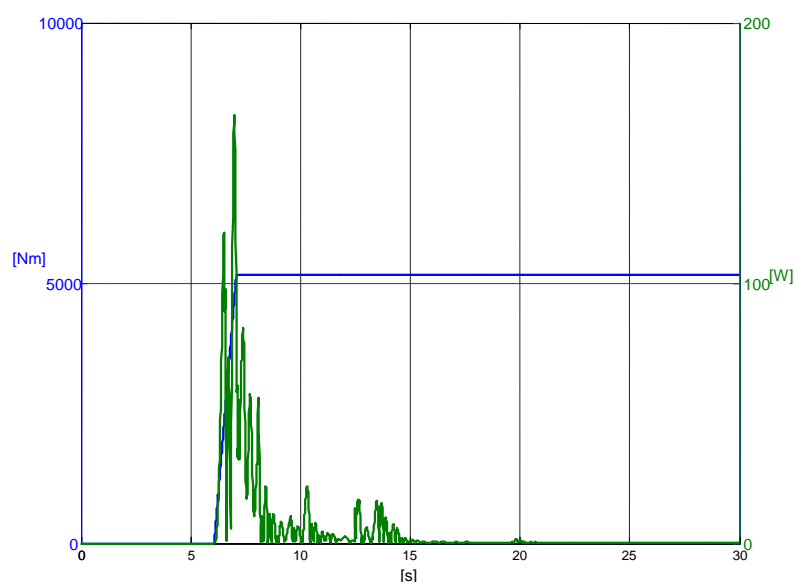


Figura 5.59- Curva  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello del terzo veicolo del convoglio proposto nel test case 2.



## **CAPITOLO 6**

# **CONTROLLO ATTIVO DI STERZATURA**

Nel presente capitolo si svolge l'implementazione del controllo attivo sul modello multibody del veicolo proposto nel test case 2 (par.4.5). A tale fine, a partire da una panoramica sulle tecniche di controllo disponibili in letteratura e per le quali sono già stati affrontati studi di fattibilità riguardo il loro impiego sui convogli ferroviari (par.6.1), si è proceduto con la definizione della strategia di controllo (par.6.2) definita dallo sviluppo della rampa di sterzata oltreché della posizione che la stessa dovrà assumere lungo il tracciato in relazione alla posizione del raccordo di inizio curva o della curva stessa. A tale fine si sono introdotti i criteri con cui valutare l'efficacia o meno delle strategie testate, tra i quali l'entità delle forze laterali massime scambiate tra ruota e bordino, la coppia richiesta per asservire la sterzata degli assi e la durata del transitorio presentato dalle forze stesse prima di raggiungere il regime in curva piena. Infine, individuata la migliore strategia per il controllo attivo, viene presentato il confronto delle performance del veicolo ad assi sterzanti con quello ad assi non sterzanti (6.3).

## 6.1 Premessa

Per il controllo dei carrelli ad assi rigidi o a ruote indipendenti, in conseguenza delle differenti peculiarità che contraddistinguono le due soluzioni tecniche, si rendono disponibili distinte opzioni ognuna delle quali è caratterizzata da propri requisiti. Infatti, nel caso di assi rigidi, il controllore attivo, oltre a dover garantire la sterzata degli assi in curva (atta a conseguire il puro rotolamento delle ruote sul binario), deve anche stabilizzare la sala per evitare oscillazioni cinematiche (problema dell'instabilità da hunting). Nel caso invece di assi a ruote indipendenti (IRW), il controllo dovrà garantire la guidabilità del carrello anche nella percorrenza dei rettilinei, in conseguenza della mancata capacità autosterzante di tale tipologia di assi. Tutto ciò al fine di conseguire eccellenti prestazioni di marcia e, dunque, ridurre l'usura dei profili minimizzando le azioni di contatto tra ruota e binario. Inoltre, il sistema attivo che si intende introdurre non dovrà degradare il comfort di marcia.

Diverse questioni pratiche devono essere considerate nello sviluppo del controllore, di cui si dà presentazione in Figura 6.1.

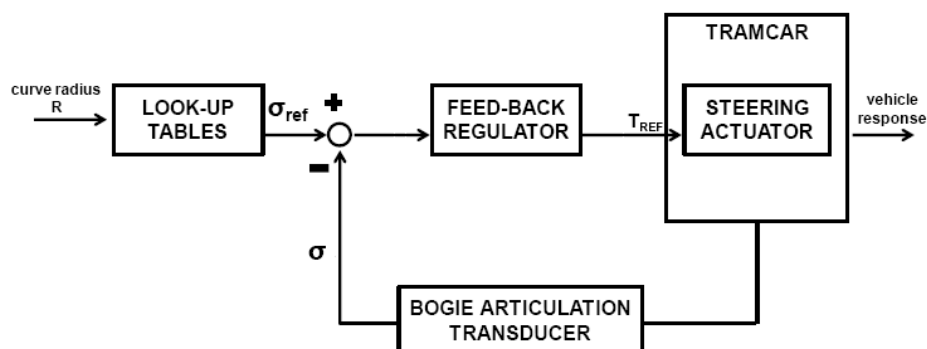


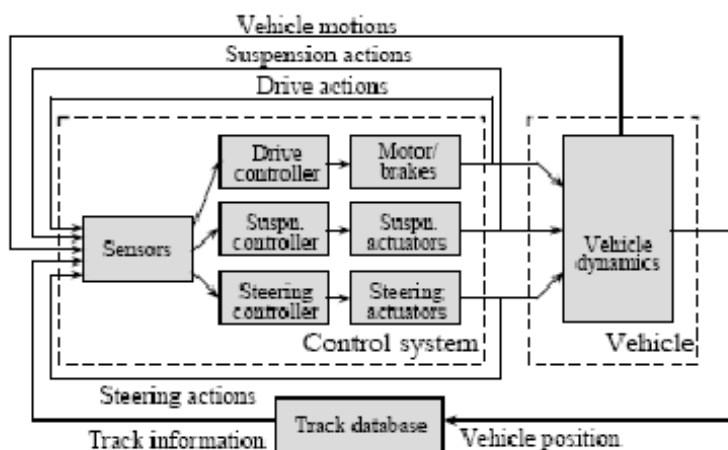
Figura 6.1- Schema di controllo attivo per la sterzata degli assi.



Prima di tutto, si osserva che alcuni segnali di feedback essenziali, in particolare il movimento relativo tra le ruote e la rotaia e ruote angoli di attacco, sono molto difficili e costosi da misurare. Dovranno quindi essere trovate soluzioni alternative che prevedano l'uso di sensori a buon mercato e pratici. In secondo luogo, i veicoli ferroviari sono soggetti a variazioni dei parametri quali, la geometria dei profili a contatto, l'attrito tra ruote e binario, la dinamica degli attuatori, le condizioni di carico, parametri che nel tempo possono deviare dai loro valori nominali. Il controllore sviluppato, dovrà essere quindi robusto nei confronti di tali incertezze. In terzo luogo, la dinamica dei singoli modi di vibrare dei convogli ferroviari sono altamente interagenti tra loro e l'ordine dei modelli è di solito alto, essendo i veicoli composti da numerosi corpi ed elementi di interconnessione. Per questo, l'impiego delle tecniche di controllo classiche che tendono a generare controllori relativamente semplici, necessitano una qualche forma di semplificazione del modello dinamico non lineare completo. Di contro, le più moderne leggi di controllo model-based, produrranno controllori complessi e caratterizzati da numerosi parametri che dovranno essere definiti per il conseguimento dell'ottimizzazione del sistema. Per questi motivi, nella progettazione dei controllori attivi è normale utilizzare modelli linearizzati, pratica questa che si giustifica sulla base del fatto che, l'introduzione di un sistema di sterzata attivo, migliorerà le prestazioni in curva in modo da ridurre notevolmente gli effetti di tali non linearità. A tale fine, si osserva che la non linearità di un modello di un veicolo ferroviario è in gran parte subordinata ai profili di ruota e rotaie non lineari, così come dall'andamento delle forze di contatto, la cui definizione diventa particolarmente problematica in curva, quando il contatto tra binario e ruote si innesca sul fungo delle rotaie piuttosto che sulla tavola, come nelle usuali condizioni di marcia in rettilineo. Tuttavia, l'uso efficace di una tecnica di controllo di sterzata attiva, consente di superare questo problema, portando di

fatto il sistema rotabile ad operare nella regione lineare sia del profilo della ruota che della superficie dei binari.

In conclusione, si vuole evidenziare come l'utilizzo della mecatronica, dottrina che vede lo studio della connivenza dei sistemi meccanici con quelli elettrici/elettronici, può consentire di implementare architetture dei veicoli sempre più automatizzate, ottenute integrando i controlli di differenti parti del più generale sistema rotabile. In particolare, al fine di ottimizzare la dinamica di marcia, il contatto tra ruota e rotaia, il comfort di marcia oltreché i requisiti di sicurezza, è possibile far coesistere assieme il controllo di sterzata, di trazione e/o frenata così come l'equipaggiamento delle sospensioni secondarie (Figura 6.2).



Fonte: R. M. Goodall, W Cortun, CEP 2002, Mechatronic development for railway of the future.

Figura 6.2 - Schema di controllo attivo e integrato per la sterzata degli assi.

I differenti sistemi di controllo attivo introdotti in Figura 6.2, richiedono la misurazione, in un modo o nell'altro, delle grandezze dinamiche del sistema (feedback). Per gli approcci di controllo classico, spesso è sufficiente la misura dei movimenti relativi tra le ruote e il binario, mentre è richiesto il feedback

dell'intero stato del sistema per le tecniche di controllo più sofisticate, come per esempio il controllo ottimo. Come detto in precedenza, non tutte le variabili sono prontamente disponibili e in pratica è estremamente difficile e costosa la misura diretta di alcuni parametri quali lo stato di usura di ruota e rotaia, così come l'angolo di attacco tra le sale e il binario. Quindi, una qualche forma di stima è necessaria per consentire l'implementazione di sistemi di controllo attivo efficaci ed economici. In particolare, l'uso di stimatori quali i filtri di Kalman [11][12][13], attraverso l'utilizzo di soli sensori inerziali (accelerometri e giroscopi), consentono la ricostruzione delle grandezze del sistema di interesse. Tra queste grandezze, attraverso la riformulazione Estesa del filtro di Kalman, è addirittura possibile includere all'interno del vettore delle variabili di stato stimate anche le grandezze relative al tracciato [12]. Infatti, i vantaggi della riformulazione dello stimatore sono duplici; il primo è tale per cui il filtro di Kalman Esteso è in grado di stimare le variabili di stato richieste a fronte di ingressi sul sistema sia random sia deterministici. L'altro vantaggio consta nella stima del raggio di curva e dell'angolo di cant del binario sul quale il veicolo è in transito, sebbene tali parametri non siano strettamente parte della dinamica del veicolo.

Per il futuro, l'utilizzo di nuove apparecchiature più sofisticate potrà consentire l'eliminazione dello stadio di stima menzionato, risalendo ai segnali di feedback essenziali; per esempio, utilizzando database del tracciato accompagnati dai sistemi di Global Positioning System (GPS), si ottiene il miglioramento della robustezza del sistema di misura rispetto agli stimatori numerici.

Prima di procedere con la presentazione della legge di controllo adottata per il sistema ad assi sterzanti implementato nel test case 2, si vuole qui fornire una panoramica sulle tecniche disponibili in letteratura ([14][15][16][17][18]) inerenti la regolazione dei complessi sistemi meccanici, quali sono i carrelli ad

assi sterzanti. In particolare, in relazione al solo sistema di controllo attivo della sterzata degli assi, si presentano le seguenti possibili tecniche di controllo:

- controllo modale;
- controllo ottimo lineare quadratico (LQR);
- controllo robusto  $H_{\infty}$ ;
- controllo PID;

Tra queste, nel par.6.2 si è implementata la tecnica di controllo classica PID, applicandola all'interno del modello del veicolo proposto nel test case 2, allo scopo di controllare attivamente il modo deformabile del carrello introdotto per conseguire la sterzata degli assi. Nello svolgere ciò, si sono rese necessarie alcune ipotesi, presentate nel par. 6.2.

Le possibili tecniche di controllo qui presentate, si riferiscono ad un veicolo semplificato composto da due soli assi (Figura 6.3). Tale scelta, non compromette comunque l'estensione dei controlli qui presentati a differenti architetture dei veicoli, come per esempio quello proposto nel test case 2.

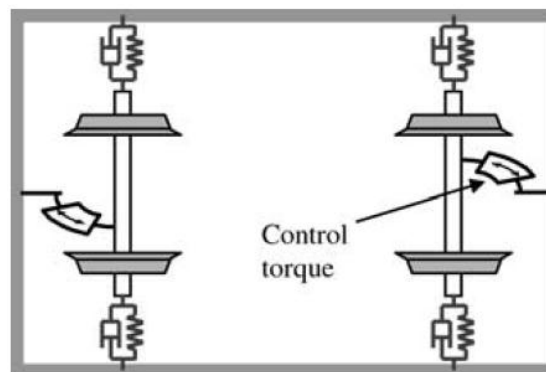
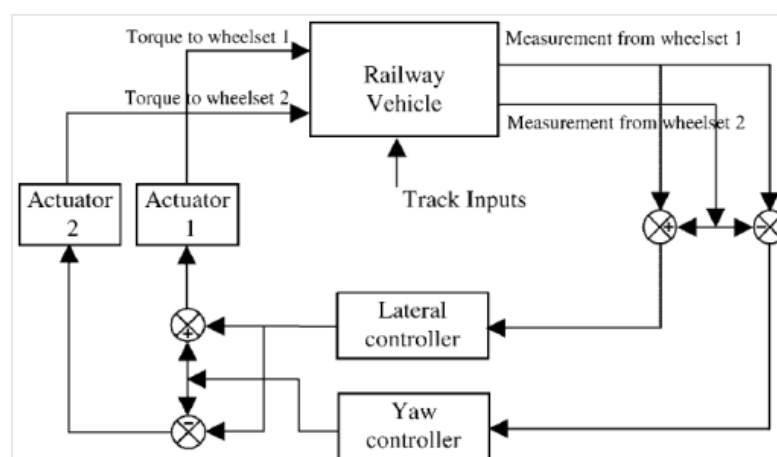


Figura 6.3 - Schema semplificato di un veicolo ferroviario composto da una cassa e due sale, introdotto per la presentazione delle possibili tecniche di controllo della sterzata degli assi.

### Controllo modale

Sebbene il modello di un veicolo completo è normalmente di ordine elevato e del tipo MIMO (multi-input - multi-output), è possibile disaccoppiare i moti dei corpi costituenti il sistema ferroviario, in particolare quelli descrittivi la posizione assunta dalle sale tra il binario, di primaria importanza nel controllo della sterzata delle sale. Infatti, mediante un processo di decomposizione che adotta l'approccio del "controllo modale", è possibile disaccoppiare i moti laterali e di serpeggio della cassa e dei carrelli delle due sale del veicolo, in due sottosistemi indipendenti. Così facendo è possibile implementare due controllori separati per i due sottosistemi indipendenti, utilizzando le normali tecniche di progettazione del dominio della frequenza [13]. In riferimento alla Figura 6.4, in cui si mostra la forma essenziale del sistema di controllo modale per i due assi veicolo, si osserva come le misure sul sistema siano decomposte per fornire i segnali di retroazione richiesti dai due controllori, mentre i segnali di uscita dagli stessi, cioè le azioni di comando, vengano poi opportunamente ricombinate per controllare gli attuatori agenti distintamente sulle due sale.



Fonte: Mei, T. X. and Goodall, R. M. (2003) 'Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles', *Vehicle System Dynamics*, 39: 6, 415 — 436

Figura 6.4 - Schema di un controllo modale per il veicolo a due assi di Figura 6.3

*Controllo ottimo lineare quadratico (LQR)*

Questa tecnica di controllo può essere applicata sia ai veicoli ad asse rigido, sia a quelli dotati di ruote indipendenti, per i quali in letteratura si trovano i dettagli necessari per la loro definizione [20][21][22]; di seguito dunque si vogliono soltanto mettere in evidenza alcune caratteristiche chiave dei controllori LQR, oltre ai problemi che si riscontrano in fase di progettazione degli stessi. L'equazione (6.1) mostra una rappresentazione, nello spazio degli stati, del modello numerico del veicolo più adatta per l'implementazione del controllo ottimo; nel vettore  $x$  sono contenute le variabili di stato, in  $u$  l'azione del controllo ed in  $w$  i parametri del tracciato. La funzione di costo con la quale viene generata l'azione di comando  $u$  necessaria a minimizzare le grandezze di interesse, è definita mediante l'equazione (6.2) in cui compaiono anche le variabili di uscita  $y$ .

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{\Gamma} \cdot \mathbf{w} \quad (6.1)$$

$$J = \int (\mathbf{y}^T \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{y} + \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{u}) dt \quad (6.2)$$

In questa equazione, il primo termine riflette le prestazioni attese per il controllore, mentre il secondo valuta l'entità delle azioni di controllo, entrambi opportunamente ponderati dalle matrici dei pesi  $Q$  e  $R$ . Si osserva che, al fine di ottenere una funzione di costo significativa, la scelta delle opportune variabili di uscita  $y$  ricopre, per questa tecnica di controllo attivo, una questione delicata. In particolare, non essendo necessario ai fini del controllo della sterzata attiva degli assi minimizzare tutti gli stati del sistema, si devono selezionare le sole grandezze effettivamente incidenti sulle performance del sistema, così da

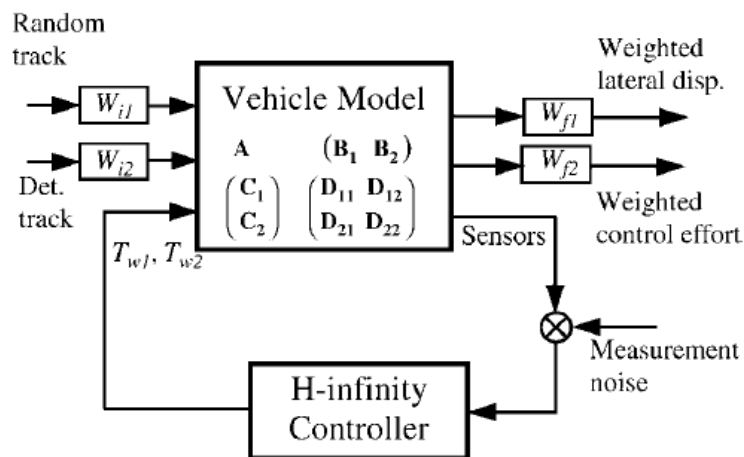
snellire le equazioni del sistema controllato. Infatti, i progettisti dei veicoli ferroviari sono particolarmente interessati a controllare lo spostamento laterale delle sale tra le rotaie oltre al loro angolo di attacco (cioè, l'angolo di serpeggio rispetto al binario). Lo spostamento laterale è importante per evitare il contatto tra i bordini delle ruote e il fungo delle rotaie, mentre dall'angolo di attacco dipenderanno le forze laterali di pseudoslittamento. Tuttavia, una procedura di ottimizzazione atta a minimizzare le interferenze del controllore con le proprietà naturali di sterzata tipica delle sale rigide, mostra che solo lo spostamento laterale risulta necessario per l'implementazione del controllo. Differentemente, per i veicoli a ruote indipendenti, entrambe le misure risultano necessarie. Un'altra procedura delicata di tale tecnica di controllo, coinvolge la messa a punto delle matrici dei pesi  $Q$  e  $R$ , in particolar modo per le sale rigide; nel caso di ruote indipendenti, infatti, si hanno maggiori gradi di libertà che consentono un più agevole settaggio dei valori di tali matrici. Si osserva poi che, per entrambe le configurazioni delle sale, gli studi bibliografici evidenziano come risulti necessario inserire l'azione integrale, che permette di formare un regolatore PI ottimale e capace di raggiungere l'annullamento dell'errore a regime.

Infine, si vuole sottolineare come, nella progettazione del controllo LQR ottimale, le matrici sono accuratamente selezionate non solo per fornire le prestazioni desiderate, ma anche per accertarsi che la stabilità dell'intero sistema meccanico venga conseguita in qualsiasi situazione di marcia.

Per quanto riguarda le prestazioni dinamiche del sistema di attuazione, si osserva che il controllo ottimo LQR richiede una risposta molto rapida (quindi banda passante elevata) che potrebbe non essere possibile conseguire con disinvoltura con i tradizionali sistemi di attuazione.

*Controllo robusto  $H_\infty$* 

Il controllo robusto  $H_\infty$ , ha attirato verso di se molte attenzioni negli ultimi 10 anni e, di fatto, ci sono molte applicazioni in vari settori che utilizzano tale tecnica. La sua peculiarità consta nella robustezza a fronte della variazione dei parametri del veicolo o del tracciato, oltreché dell'effetto dell'inevitabile incertezza sulla misura o stima della dinamica di marcia. Un uso efficace di tale controllo, applicato alla sterzata attiva delle sale di un convoglio ferroviario a ruote indipendenti IRW, è presentato in [19] e del quale, in Figura 6.5, si riporta lo schema di controllo.



Fonte: Mei, T. X. and Goodall, R. M. (2003) 'Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles', *Vehicle System Dynamics*, 39: 6, 415 — 436

Figura 6.5 - Schema di un controllo  $H_\infty$  per il veicolo a due assi di Figura 6.3.

L'ingresso al modello numerico del veicolo è suddiviso in tre parti: la prima rappresenta le irregolarità del tracciato ponderate dalla matrice  $W_{i1}$ , la seconda descrive invece le caratteristiche deterministiche del tracciato (curvatura e sopraelevazione) pesate attraverso la matrice  $W_{i2}$  e, infine, il terzo ingresso rappresenta le azioni di comando generate dalla logica del controllo. L'uscita del modello è anch'essa composta da tre diversi insiemi di variabili: il primo set



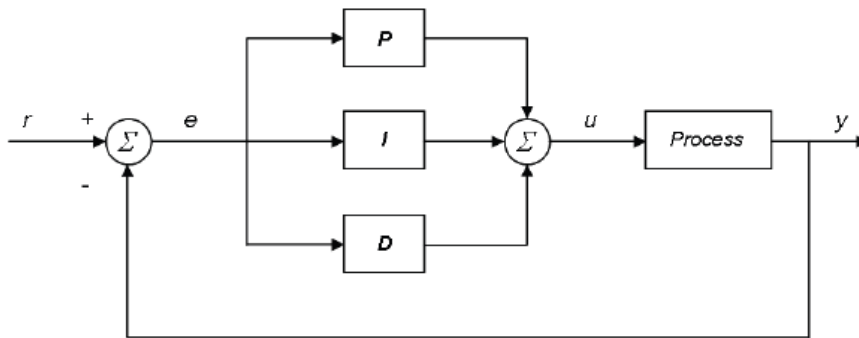
contiene gli spostamenti laterali delle ruote la dinamica dei quali è soppesata dalla matrice  $W_{f1}$ , che condiziona la risposta in frequenza dello spostamento laterale delle ruote con lo scopo di mantenerne una dinamica il più possibile stabile anche in presenza di perturbazioni. La seconda serie contiene invece i segnali delle azioni di controllo la cui dinamica nel tempo è soppesata dalla matrice  $W_{f2}$ , con lo scopo di limitarne l'entità in relazione al tipo di sistema di attuazione impiegato. La stessa matrice, inoltre, ha anche il compito di tenere conto della dinamica degli attuatori senza doverne necessariamente implementare un modello dinamico. Infine, il terzo set è composto dalle misure vere e proprie, derivanti queste da sensori quali gli accelerometri, i giroscopi ed encoder di rotazione. Si osserva inoltre che, all'interno del sistema di equazioni rappresentante il modello numerico del controllore  $H_\infty$ , vi trova posto anche un opportuno stimatore delle variabili non direttamente ed economicamente ricavabili.

Lo studio dimostra come il controllore risulti in grado di mantenere la stabilità di marcia a fronte della presenza sia di disturbi sulle misure sia delle variazioni dei parametri del sistema, oltreché per effetto della dinamica reale del sistema di attuazione, garantendo un'eccellente livello di prestazioni in curva e in rettilineo. Tuttavia, l'ordine del regolatore  $H_\infty$  è normalmente elevato (in genere come quello del modello del veicolo) e una qualche forma di riduzione del modello può essere necessaria per semplificare la struttura del controllo consentendone una più pratica implementazione in tempo reale.

### *Controllo PID*

L'anello classico di regolazione con termine proporzionale, integrale e derivato (PID) è ampiamente utilizzato nei sistemi di controllo industriali. Tale controllore crea un segnale di ingresso  $u$  sul sistema nel tentativo di correggere

l'errore tra il segnale di riferimento richiesto  $r$  e l'effettiva uscita del segnale  $y$ , come mostrato in Figura 6.6.



Fonte: Anneli Orvnäs, Active Secondary Suspension in Trains  
A Literature Survey of Concepts and Previous Work, KTH Engineering Sciences

Figura 6.6 - Schema di un controllo PID per il veicolo a due assi di Figura 6.3.

Il regolatore PID è descritto dalla seguente espressione:

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(s) ds + K_D \frac{d}{dt} e(t) \quad (6.3)$$

dove  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$  sono i coefficienti del controllore rispettivamente per il termine proporzionale, integrale e derivativo. La scelta adeguata di tali coefficienti consente di raggiungere una sistema di controllo con le caratteristiche prestazionali desiderate. Per facilitare la messa a punto dei parametri di controllo, sono stati sviluppati diversi metodi, ad esempio quello di Ziegler-Nichols, che viene descritto da Glad e Ljung [23]. In generale si può comunque asserire che l'aumento del  $K_P$ , ovvero del termine proporzionale, consente di ottenere un controllore più veloce, mentre l'aumento del termine integrale  $K_I$ , consente di eliminare l'errore a regime delle variabili controllate. Tuttavia, l'aumento dei coefficienti  $K_P$  e  $K_I$  comportano la diminuzione del

marginale di stabilità, che può però essere recuperata mediante l'aumento del termine derivativo  $K_D$ .

In conclusione si vogliono presentare alcune osservazioni emerse dallo studio bibliografico, riguardanti l'intero progetto dei nuovi carrelli ad assi sterzanti e che pongono in analisi i diversi sottosistemi, attivi o passivi, costituenti il convoglio, in relazione ai problemi di disponibilità e affidabilità che devono essere superati per garantire la sicurezza di marcia. Infatti, una valutazione dettagliata sia delle modalità di guasto dei componenti dei sottosistemi, sia dei tassi con cui gli stessi si possono verificare consentirà, mediante un'analisi svolta con metodi dedicati [24], di generare sistemi fault-tolerant. Questa prassi può però portare alla riformulazione dei sistemi di controllo classici. In particolare si dovranno implementare sistemi real-time per la rilevazione e l'isolamento delle parti del sistema guaste [24][25]; riconosciuti questi componenti, il controllo dovrà prevedere la riconfigurazione del sistema o la riprogrammazione delle logiche che lo stesso dovrà mettere in atto per sopperire ai guasti verificati. Dunque, l'obiettivo da conseguire è l'ottenimento di un sistema fail-safe in qualsiasi momento e circostanza di funzionamento. Ciò richiede l'identificazione delle possibili condizioni di insicurezza che potrebbero verificarsi in seguito a un guasto, dando modo di progettare un'architettura del sistema ridondante, dove serve, per fornire la necessaria sicurezza di funzionamento. Inoltre, rendendosi necessaria la stima in real-time delle conseguenze dovute a un guasto, affinché il controllo possa intervenire efficacemente, è richiesto lo sviluppo di un'analisi dinamica dipendente sia dallo stato attuale del veicolo che dalla strategia di controllo in atto. Per rendere tale operazione più agevole dal punto di vista computazionale, si dovrà quantomeno supporre che tutti i componenti meccanici critici non siano fonte di guasti, così da rivolgere tutta la potenza di calcolo disponibile alla sola simulazione dei guasti circuitali o elettrici. Per evitare l'insorgere di guasti nei componenti

meccanici, si dovrà ricorrere ad una combinazione di diversi aspetti, quali il design conservativo delle parti, il controllo di qualità nella produzione e una adeguata manutenzione preventiva.

La scelta poi del modo con cui realizzare gli attuatori dovrà essere presa tenendo in considerazione anche i possibili diversi livelli di guasto che si potrebbero verificare. Per un attuatore idraulico, per esempio, un guasto nel circuito di potenza ne comporterebbe la perdita di pressione, che vada ad inficiare immediatamente la rigidità del componente meccanico. Da un altro lato, guasti di incombenza minore quali i piccoli trafiletti, potrebbero consentire una condotta di marcia in sicurezza quantomeno fino alla successiva manutenzione programmata. Differentemente, i componenti elettrici o elettronici, difficilmente presentano caratteristiche tali per cui si possano verificare guasti parziali del sistema, indi o nessun guasto o interruzione immediata del servizio; questo non impedisce alle moderne tecnologie circuitali di includere software e hardware di autodiagnosi, che essendo facilmente duplicabili, diventano sistemi ridondanti. Medesima metodologia progettuale dovrà essere posta anche per i componenti puramente elettronici del sistema, come i bus di campo e i processori, ai quali è demandato l'onere di trasferire ed elaborare le svariate informazioni richieste.

Una volta che la sicurezza è garantita, la considerazione conclusiva è in merito all'affidabilità dell'intero sistema, relativa cioè al requisito di funzionamento continuo del treno completo. Per conseguire ciò, si potrebbe render necessario triplicare i componenti essenziali del controllo o dell'attuazione. Infatti, se in seguito ad un qualsiasi difetto si verificasse una successiva condizione di insicurezza, la disponibilità del sistema sarebbe compromessa non avendo più a disposizione la ridondanza della componentistica guastata, rendendo di conseguenza inutilizzabile il veicolo. La triplicazione dei componenti dunque è tale per cui il verificarsi di un singolo guasto non causa il fermo operativo, bensì è richiesta la sola programmazione di un intervento riparatore, consentendo il continuo impiego del convoglio in completa sicurezza.

## 6.2 Definizione della strategia per il controllo attivo

Al fine di definire una opportuna legge di controllo per la sterzata degli assi del carrello proposto nel test case 2, si rende necessaria l'introduzione dei vincoli di progetto, così come l'individuazione delle grandezze da cui far dipendere sia il settaggio (tuning) dei parametri del controllore impiegato, sia la strategia con cui applicare l'azione di controllo. In particolare, scelto il regolatore del tipo classico PID, la definizione dei guadagni da assegnare alla legge di controllo deve essere portata a compimento contestualmente alla scelta del riferimento (angolo relativo tra gli assi del generico carrello del convoglio) che il controllore dovrà inseguire. Infatti, una volta scelta la forma della rampa (del tipo sinusoidale, come mostrato in Figura 6.7) dell'angolo di riferimento tra i semitelai del carrello per la transizione dal percorso rettilineo sino a quello di curva piena, bisogna definirne lo sviluppo lineare ( $\Delta s$ ), così come le posizioni di inizio e di fine, dipendenti dalle caratteristiche del tracciato.

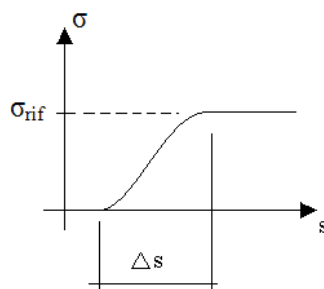


Figura 6.7 - Parametri caratteristici della rampa sinusoidale che il riferimento del serpeggio relativo tra gli assi dovrà assumere per l'implementazione del controllo attivo.

Dunque, bisognerà decidere quando fare iniziare e completare il serpeggio relativo dei semitelai dei carrelli in relazione alla posizione longitudinale delle sale rispetto ai punti caratteristici del tracciato, quali l'inizio del raccordo o della

curva piena. Si ricorda a tale proposito che nel lavoro di tesi si assumono già note sia la posizione del veicolo lungo il percorso, sia la geometria di quest'ultimo. Tale situazione consente di conoscere il valore istantaneo e di regime (set point) da assegnare all'angolo di riferimento, rendendo possibile la formulazione dell'azione di comando (Figura 6.8) nel dominio spaziale ad ogni passo di integrazione del sistema di equazioni del modello multibody, mediante il calcolo degli errori (proporzionale, derivativo ed integrale), che l'angolo relativo raggiunto tra gli assi, deve conseguire.

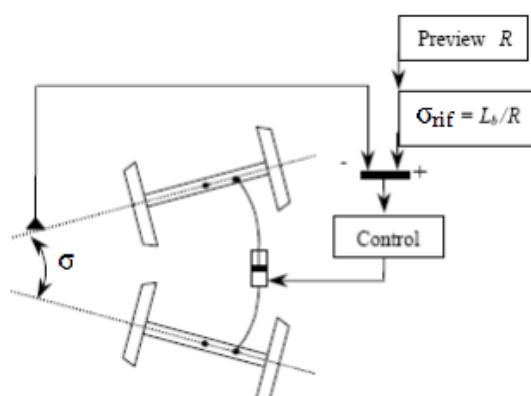


Figura 6.8 - Diagramma della strategia di controllo sull'angolo relativo tra le sale, funzione del raggio della curva  $R$  e del passo delle sale  $L_b$ .

Altro beneficio della conoscenza della posizione del convoglio lungo il tracciato, permette di applicare l'azione di comando in anticipo rispetto alla posizione che gli assi del convoglio hanno rispetto ai punti geometrici di inizio raccordo, se presente, o comunque di inizio della curva piena. Risulta evidente che nelle applicazioni reali sarà impossibile la misura diretta, affidabile ed economica, della posizione degli assi lungo il tracciato mediante i soli sensori di cui è equipaggiabile un veicolo, per questo bisognerà prevedere l'implementazione di opportuni stimatori. Per esempio, impiegando misure provenienti dai moduli adiacenti, in particolar modo da quelli che precedono

nella direzione di marcia, è possibile generare un valore di riferimento adeguato per la sterzata degli assi del carrello generico. Altrimenti, l'impiego di sistemi GPS integrati con un database del tracciato, potrebbe essere un ulteriore metodo per conoscere la posizione del convoglio sul tracciato e di conseguenza per sapere in anticipo il sopraggiungere di un raccordo o di una curva.

Individuati i parametri da cui far dipendere la scelta della strategia del controllo, cioè la lunghezza della rampa e gli istanti di inizio e di fine della stessa, bisogna stabilire dei criteri atti a giudicarne l'effetto sul sistema controllato in anello chiuso e dunque sulle performance di marcia. In particolare, suddividendo in due parti l'analisi della risposta del veicolo all'azione di controllo, la prima riferita al regime raggiunto, la seconda al transitorio, vengono impiegati i seguenti criteri. Nella prima si considera solo la valutazione dell'entità delle forze laterali al contatto. Nella seconda invece, il rapporto tra la forza laterale di picco e la corrispettiva di regime, il valore di coppia massima richiesta dal sistema di attuazione ed infine la durata del transitorio assunto dalle forze laterali stesse. Quest'ultimo aspetto ricopre particolare importanza nei tracciati urbani, nei quali lo sviluppo lineare delle curve non è di eccessiva entità; quindi, se il transitorio delle forze laterali assume durate considerevoli il veicolo non raggiungerà, nella percorrenza delle curve, la condizione di regime, invalidando l'uso di assi sterzanti.

Un'altra ipotesi adottata nell'implementazione del controllo degli assi sterzanti riguarda il sistema di attuazione, per il quale si è adottato un modello ideale la cui funzione di trasferimento presenta modulo unitario e fase nulla per tutte le frequenze. Tale assunzione comporta l'impossibilità di portare a termine, nel presente lavoro di tesi, l'analisi di stabilità dell'intero sistema; questa, infatti, risulta fortemente dipendente dalla dinamica del sistema di attuazione e per questo la scelta degli attuatori e del loro sistema di regolazione dovrà essere svolta con cura, per non inficiare la sicurezza allo svio dei veicoli con carrelli ad assi sterzanti. In letteratura [13][17][26][27][28][29], studi atti a definire

L'influenza dei sistemi di attuazione sulle performance di marcia e sulla stabilità del sistema controllato in anello chiuso, in particolare con riferimento al ritardo di attuazione, si evidenzia come risulti sufficiente garantire per l'attuatore una banda passante sino a 15-20 Hz. Inoltre, dai medesimi studi si evince come le prestazioni richieste dai sistemi di attuazione siano relazionate alla strategia del controllo; infatti qualora si debba garantire anche la stabilità contro il fenomeno di hunting, è necessaria una banda passante maggiore. Inoltre, la presenza dell'inevitabile rumore di attuazione, potrebbe essere fonte di degrado delle performance dell'intero sistema controllato e per questo bisogna evitare, tramite opportuni elementi elastici di interconnessione tra gli attuatori stessi ed il telaio del carrello, che tali disturbi vengano trasferiti ai due semitelai, pena la generazione di una dinamica indesiderata per il moto di serpeggio relativo delle sale. Si passa ora a descrivere la prassi adottata per la definizione dei parametri della rampa, quali, lo sviluppo lineare ( $\Delta s$ ) e la posizione che la stessa deve assumere in relazione alla posizione del carrello rispetto al raccordo di ingresso curva. A tale fine si sono prese in considerazione due strade: la prima in relazione alla posizione in cui si desidera il raggiungimento del valore di regime della rampa, la seconda in relazione alla posizione dell'inizio della stessa. Inoltre, per la prima strada scelta si sono esplicate due possibilità, la prima valuta il raggiungimento del regime della rampa sulla sala anteriore, la seconda sulla sala posteriore del carrello. Variando i parametri della rampa, è possibile prendere in considerazione anche una anticipazione della sterzata degli assi rispetto all'istante di iscrizione in curva del carrello, al fine di evitare l'impatto che la ruota anteriore esterno curva ha sul binario nel cambio di direzione del veicolo.

Si illustrano di seguito cinque opzioni adottate in conseguenza di quanto detto (Figura 6.9, Figura 6.10, Figura 6.11). Nelle suddette opzioni sono state prese in considerazione diverse lunghezze assegnate allo sviluppo lineare della rampa in relazione a quello del raccordo di ingresso curva.



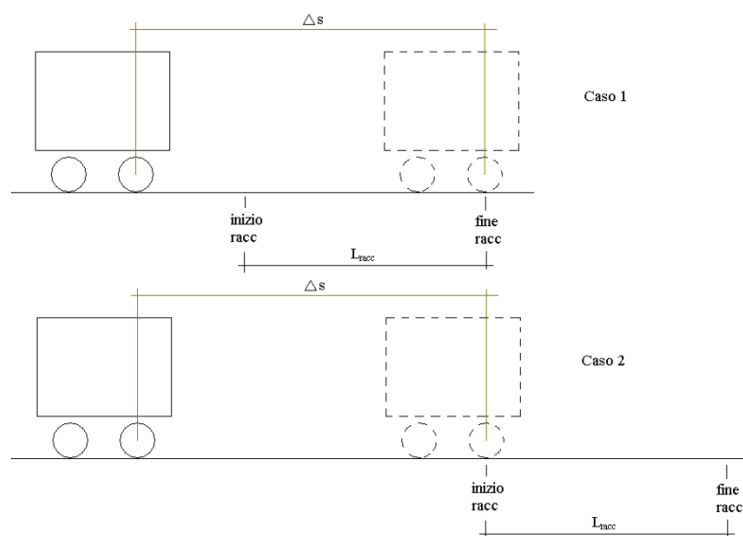


Figura 6.9 - Possibili strategie per l'assegnazione dell'istante di completamento della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi; regime raggiunto quando la prima sala del carrello giunge all'inizio della curva piena (caso 1) e regime raggiunto quando la prima sala si trova all'inizio del raccordo (caso 2). Si osserva che l'inizio della rampa risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ .

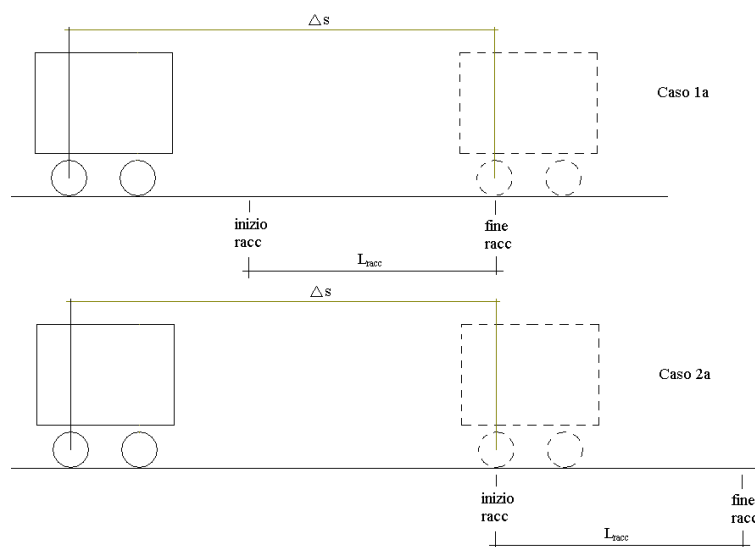


Figura 6.10 - Possibili strategie per l'assegnazione dell'istante di completamento della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi; regime raggiunto quando la seconda sala del carrello giunge all'inizio della curva piena (caso 1a) e regime raggiunto quando la seconda sala si trova all'inizio del raccordo (caso 2a). Si osserva che l'inizio della rampa (valutata sul primo asse del carrello) risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ .

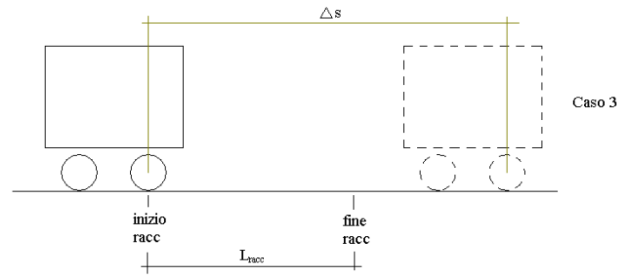


Figura 6.11 - Possibile strategia per l'assegnazione dell'istante iniziale della rampa del riferimento di serpeggio relativo tra gli assi, inizio che cade quando la prima sala del carrello si trova in prossimità dell'inizio del raccordo. Si osserva che la fine della rampa risulta di conseguenza definito una volta assegnato il suo sviluppo  $\Delta s$ .

Individuati i parametri della rampa del riferimento angolare tra i semitelai del carrello in relazione alla posizione sul tracciato, si è svolta una campagna di simulazioni (Tabella 6.1) al variare del raggio di raccordo di ingresso curva e dello sviluppo lineare  $\Delta s$  della rampa.

Tabella 6.1 - Campagna di simulazioni in anello chiuso svolte per individuare la migliore strategia di controllo in termini di posizione e durata della rampa di applicazione dell'azione di comando.

CURVA Raggio 30m		acc. Nc. 0,3m/s <sup>2</sup>					acc. Nc. 0,5m/s <sup>2</sup>	
racc tracciato	$\Delta s$	caso 1	caso 2	caso 1a	caso 2a	caso 3	caso 1a	caso 2a
0,5	0,5	x	x	x	x		x	x
0,5	2	x	x	x	x	x	x	
0,5	4	x	x	x	x	x	x	x
0,5	6	x				x		
0,5	8					x		
2	2	x	x	x	x		x	x
2	3	x		x			x	
2	4	x	x	x	x	x		
2	6	x						
4	4	x	x	x	x	x	x	x
4	6	x		x		x	x	
4	8	x		x			x	

**caso 1:** rampa a regime quando la 1° sala è alla fine del raccordo

**caso 2:** rampa a regime quando la 1° sala è all'inizio del raccordo

**caso 1a:** rampa a regime quando la 2° sala è alla fine del raccordo

**caso 2a:** rampa a regime quando la 2° sala è all'inizio del raccordo

**caso 3:** inizio rampa ad inizio raccordo e lunghezza rampa variabile

Tali simulazioni consentiranno di individuare la migliore strategia di controllo attivo che risponde meglio agli obiettivi che, l'introduzione dei carrelli ad assi sterzanti si propone: la riduzione delle forze laterali al contatto e degli stridii (squeal noise) nonché il miglioramento della sicurezza allo svio.

Gli output del software monstram.exe impiegati per questa analisi, sono le forze laterali e gli spostamenti relativi ruota-rotaia, delle ruote dei primi due carrelli del convoglio. Inoltre, si è impiegata anche la storia temporale dell'azione di coppia generata dal controllo, anch'essa presente negli output del simulatore. Per quanto riguarda il tracciato, si è ricorso al medesimo già impiegato per le simulazioni in anello aperto presentate nel Capitolo 5, variando solo la lunghezza del raccordo di ingresso curva che, nelle diverse simulazioni, è stata posta pari a 0.5m, 2m e 4m.

Di seguito si presentano i risultati delle sole simulazioni significative per la identificazione della migliore strategia di controllo. In particolare in Figura 6.12, Figura 6.13, Figura 6.14, Figura 6.15, sono riportati i risultati relativi al primo carrello del convoglio per le simulazioni con lunghezza del raccordo pari a 0.5m. In Figura 6.16, Figura 6.17, Figura 6.18, Figura 6.19, sono riportati i risultati relativi al secondo carrello per le simulazioni con lunghezza del raccordo pari a 0.5m. In Figura 6.20, Figura 6.21, Figura 6.22, sono riportati i risultati relativi al primo carrello del convoglio per le simulazioni con lunghezza del raccordo pari a 4m. In Figura 6.23, Figura 6.24, Figura 6.25, sono riportati i risultati relativi al secondo carrello per le simulazioni con lunghezza del raccordo pari a 4m. Per consentire una diretta valutazione delle performance dei veicoli ad assi sterzanti controllati attivamente, nelle figure di cui sopra si riportano anche le grandezze relative al convoglio ad assi non sterzanti.

Dall'analisi effettuata sui risultati presentati, si evince come l'anticipo della sterzata degli assi fa sì che il carrello trovi il contatto con il bordino sulle ruote anteriore interno curva e posteriore esterno curva. Tale condizione si assesta in

seguito ad un transitorio che dura tanto più a lungo quanto maggiore è l'anticipo fornito alla sterzata degli assi. Da questa condizione di iscrizione in curva, segue che le forze laterali al contatto sulle ruote presentino anch'esse un transitorio. Infatti, per effetto del contatto a bordino di interno curva, l'entità delle forze raggiunge livelli pressoché simili a quanto riscontrato dall'uso di carrelli ad assi non sterzanti; in seguito le ruote si spostano mano a mano verso l'esterno curva, trovando il contatto solo sulla tavola. Alla fine di questo transitorio si instaura la condizione di regime che vede per tutte le casistiche analizzate, il contatto a bordino per entrambe le ruote esterno curva. Ulteriore conseguenza dell'anticipo della sterzata è l'aumento della coppia richiesta per la sterzata degli assi. Di contro, iniziare la sterzata degli assi solo quando la prima sala si trova all'inizio del raccordo, fa sì che il transitorio sopra descritto non si verifichi e gli spostamenti delle ruote risultano dal principio nella direzione di esterno curva. Tale circostanza genera l'urto tra la ruota e il binario, alla stessa stregua di quanto accade con il veicolo ad assi non sterzanti, sebbene, grazie alla corretta disposizione di ambedue le sale sul binario, l'entità delle forze laterali dopo l'urto decrescano.

In conclusione, si sceglie come migliore strategia da adottare per il controllo attivo la 2a, che prevede il raggiungimento dell'angolo di sterzata relativa tra gli assi del carrello solo quando la sala posteriore del carrello si trova all'inizio del raccordo. Infatti, alcuni casi analizzati sono da escludere in conseguenza delle elevate coppie richieste per l'attuazione, altri per il lungo transitorio presentato dalle forze laterali, altri ancora per i picchi che le forze laterali presentano, sia per effetto dell'urto con il bordino, sia per un anticipo di sterzata. Optando per la strategia 2a, la scelta dello sviluppo lineare della rampa non può essere fatta arbitrariamente; infatti, questo deve essere tale per cui l'inizio della sterzata degli assi avvenga solo quando la sala anteriore del carrello si trova già a raccordo iniziato.

Terminata la campagna di simulazione, nel par.6.3 è possibile effettuare il confronto tra il veicolo con carrelli ad assi non sterzanti e quello ad assi sterzanti controllato attivamente mediante la strategia di controllo qui individuata.

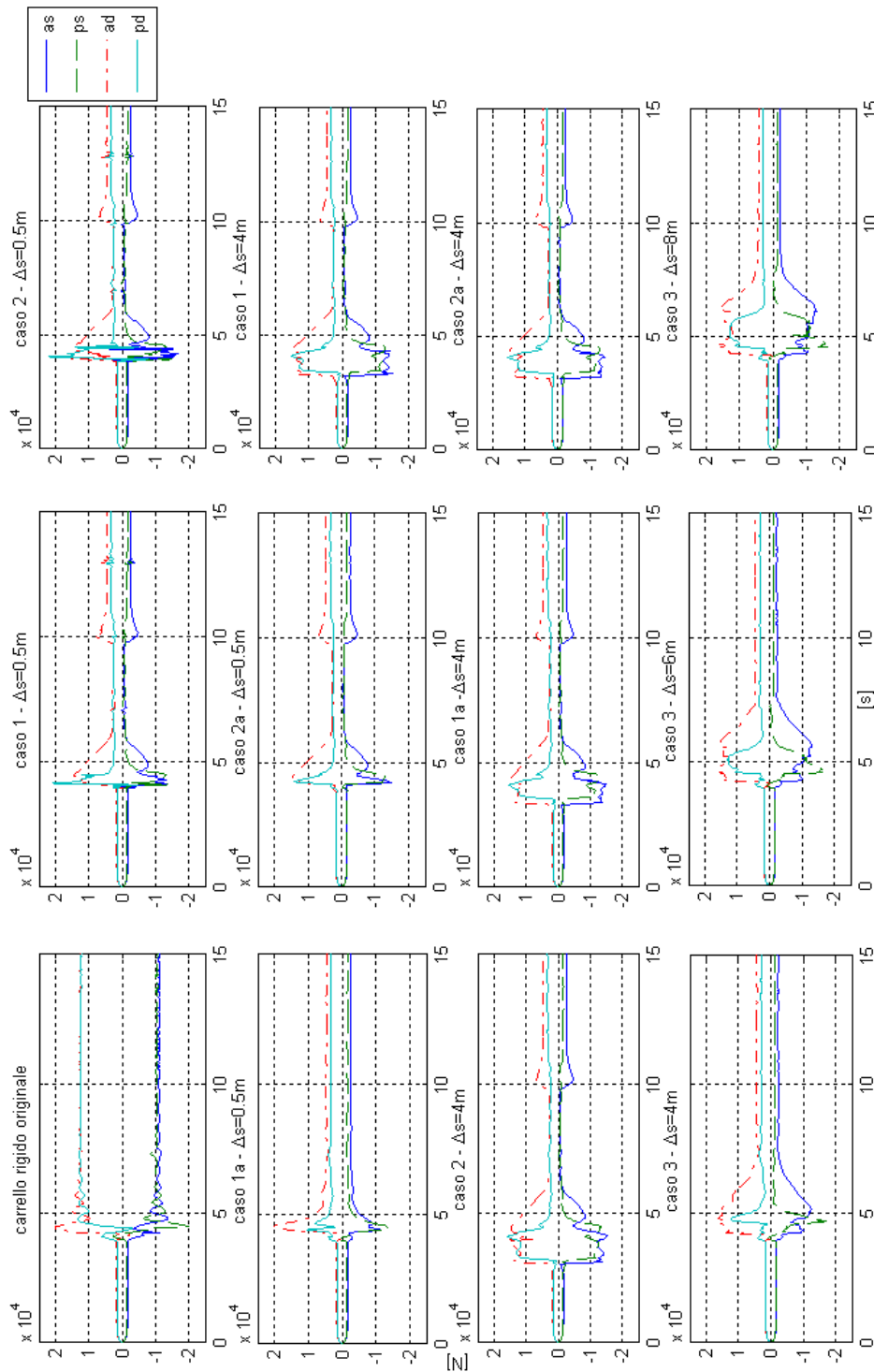


Figura 6.12 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $\text{raccordo}=0.5\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

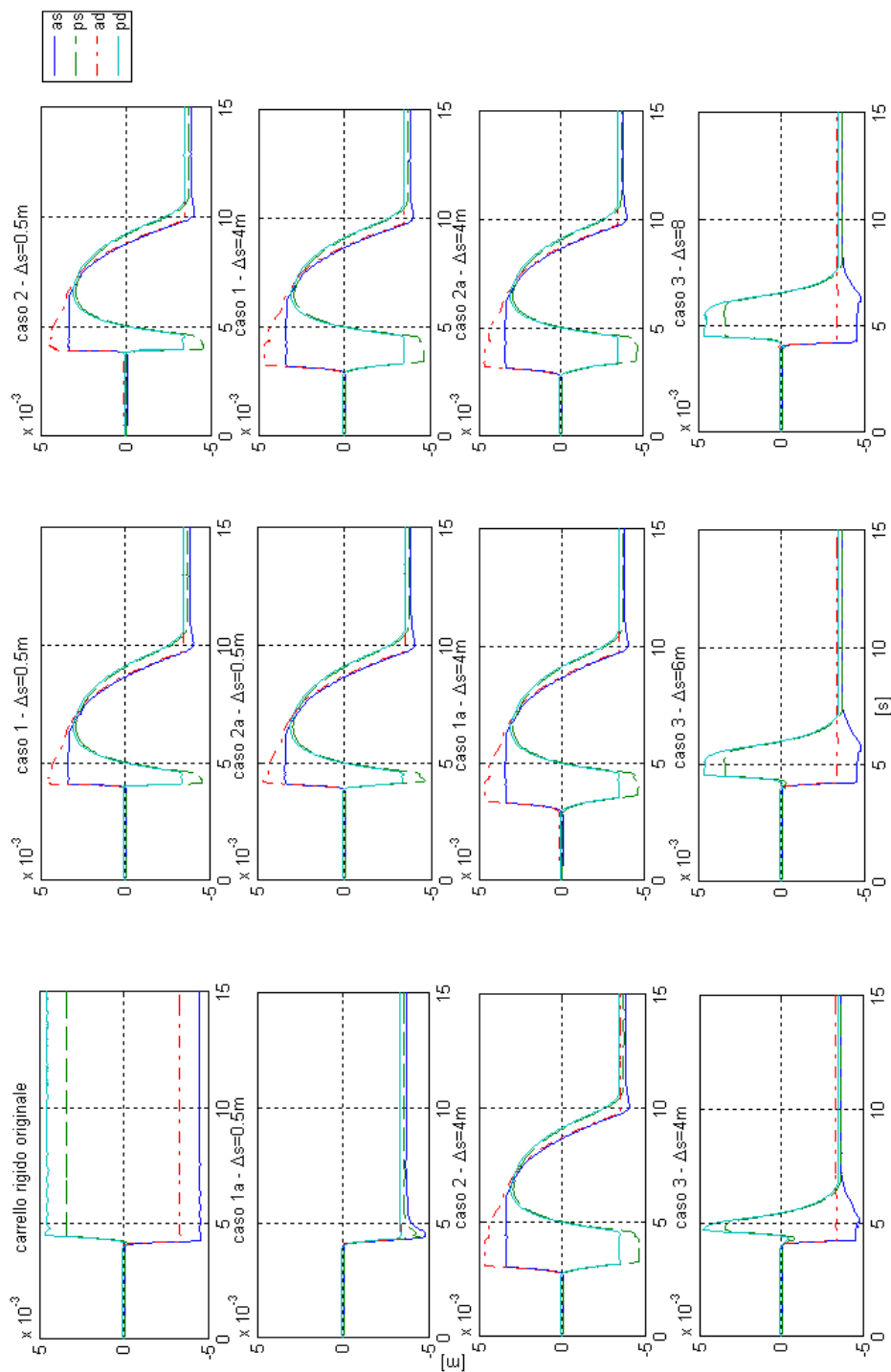


Figura 6.13 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento laterale ruota-rotaia sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

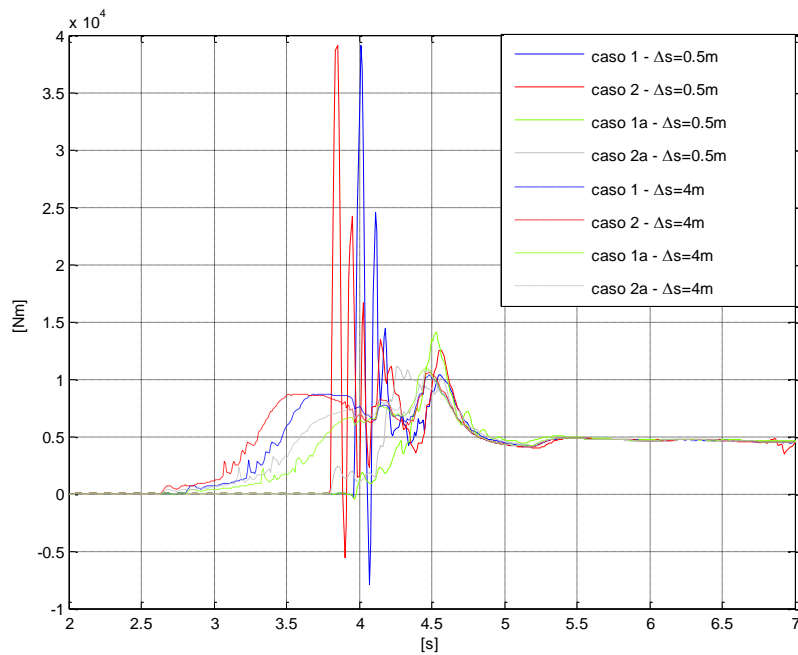


Figura 6.14 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $0.5\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; coppia sterzante sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1-2-1a-2a implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

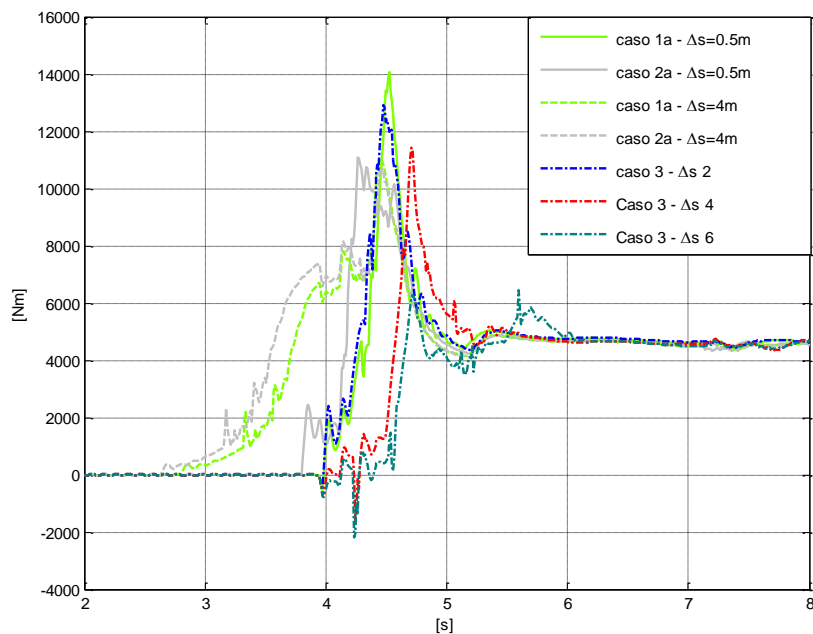


Figura 6.15 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $0.5\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; coppia sterzante sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1a-2a-3 implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.



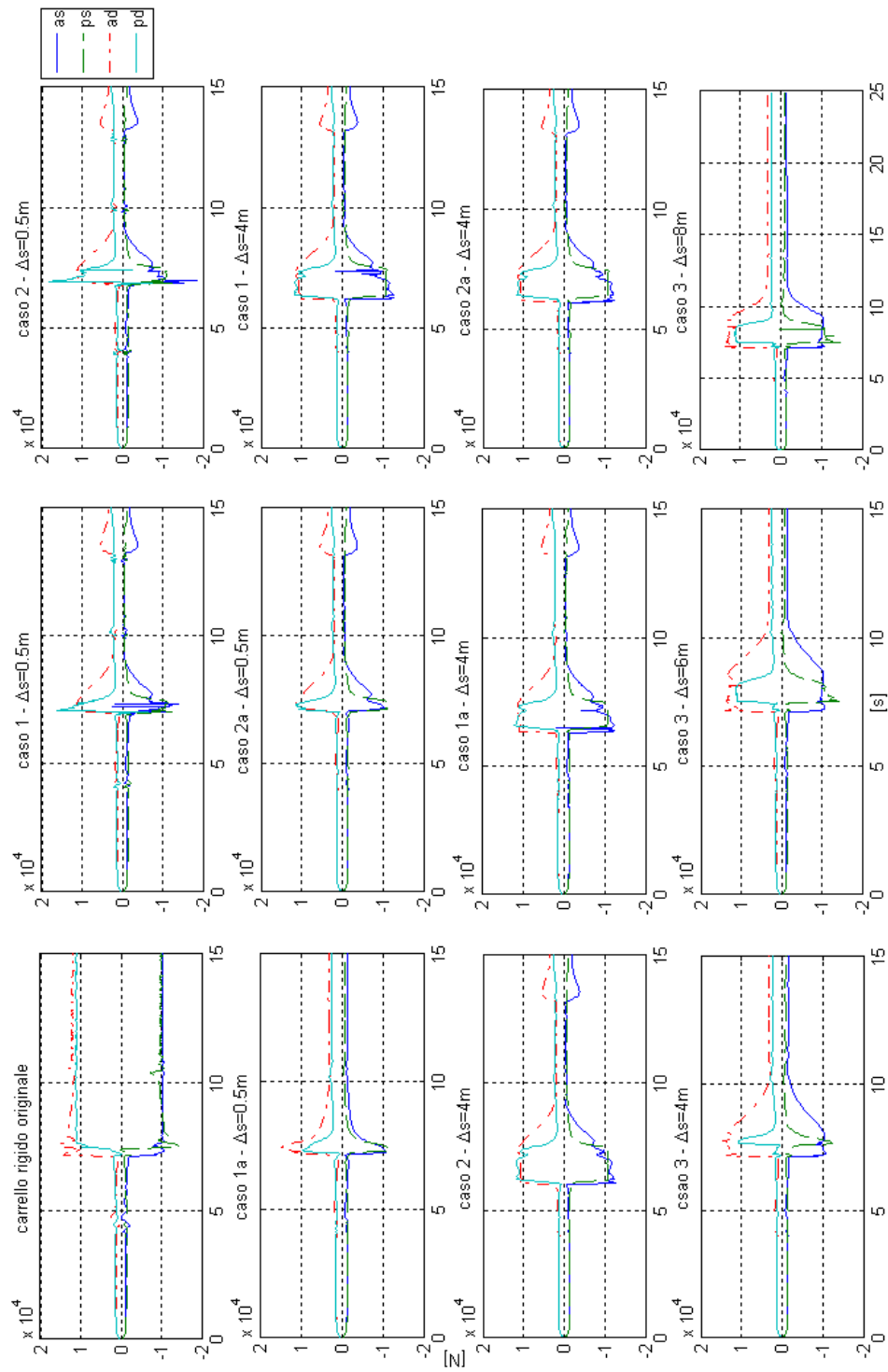


Figura 6.16 - Curva sinistra,  $R=30m$ , raccordo= $0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

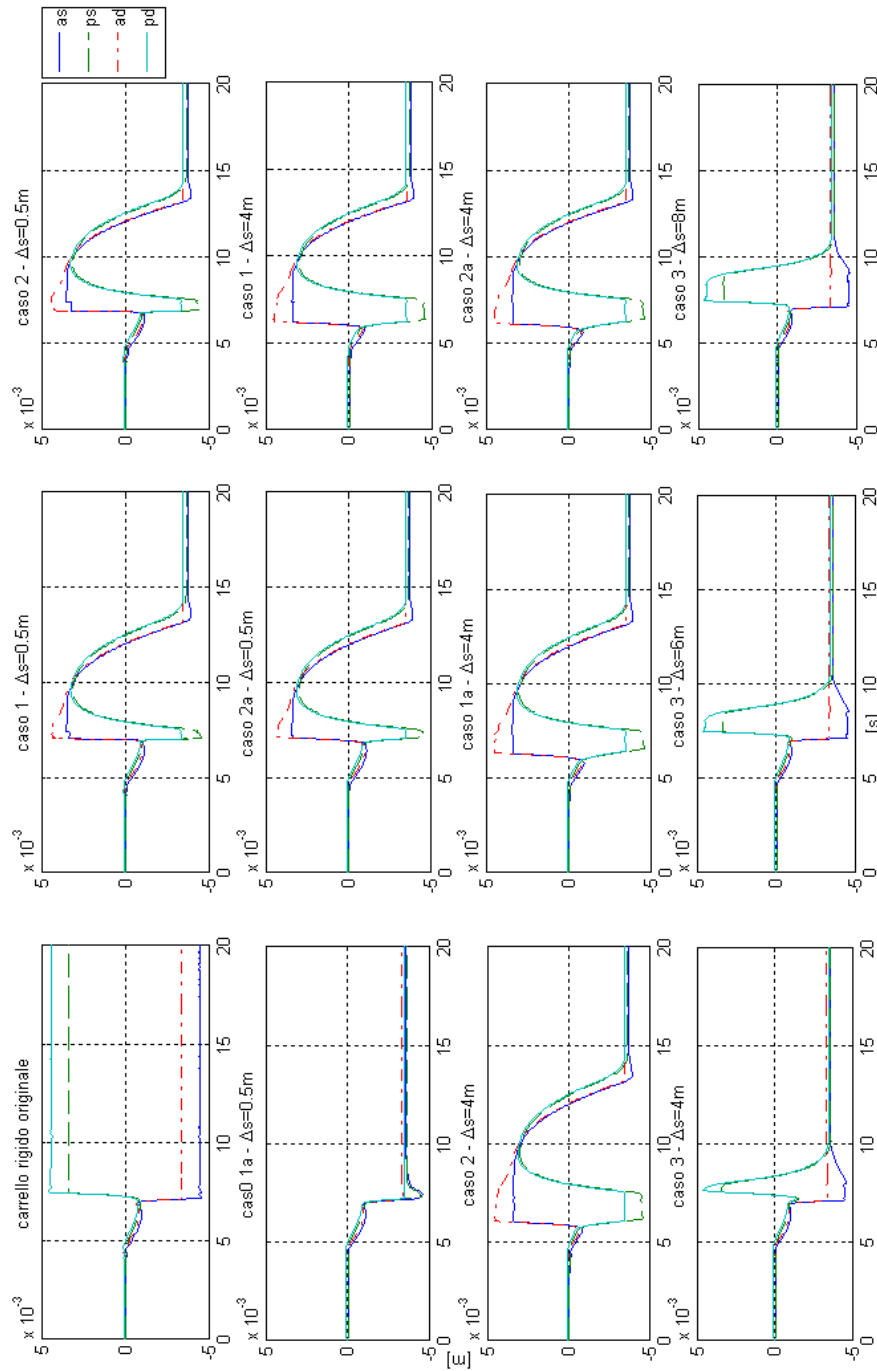


Figura 6.17 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=0.5m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento laterale ruota-rotaiia sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

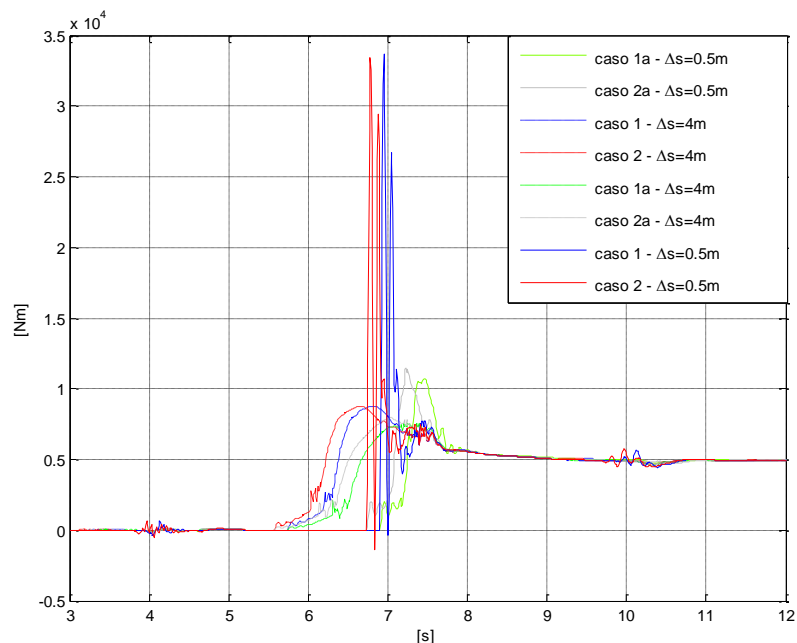


Figura 6.18 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $0.5\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1-2-1a-2a implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

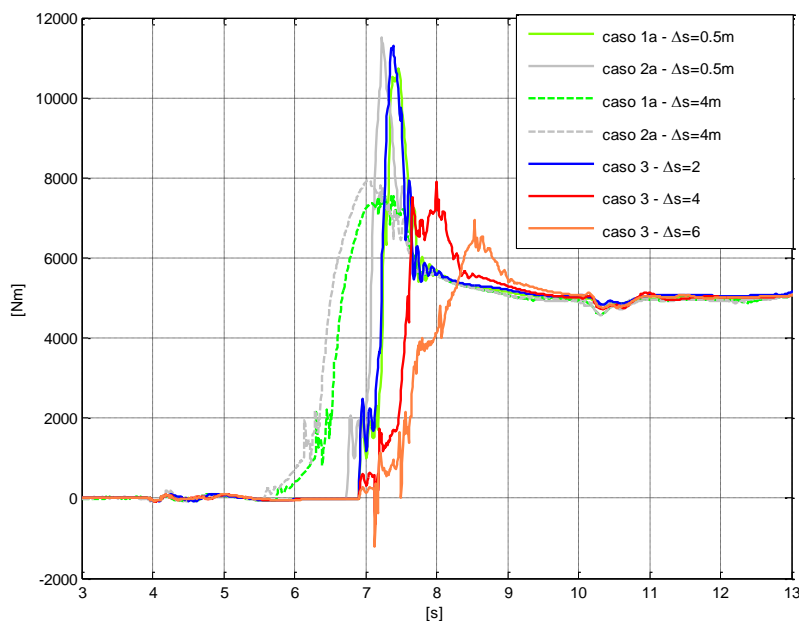


Figura 6.19 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $0.5\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi 1a-2a-3 implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

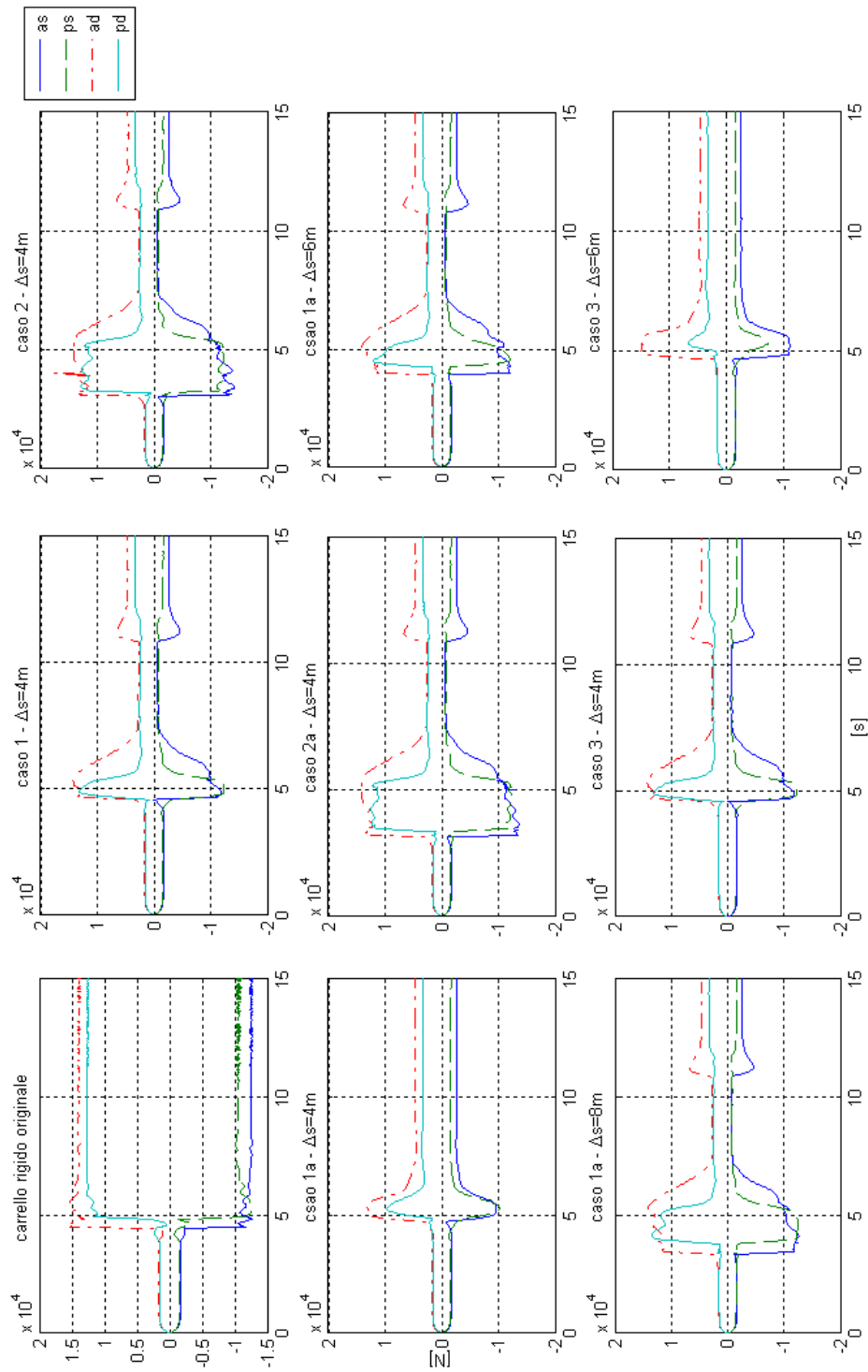


Figura 6.20 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $4\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

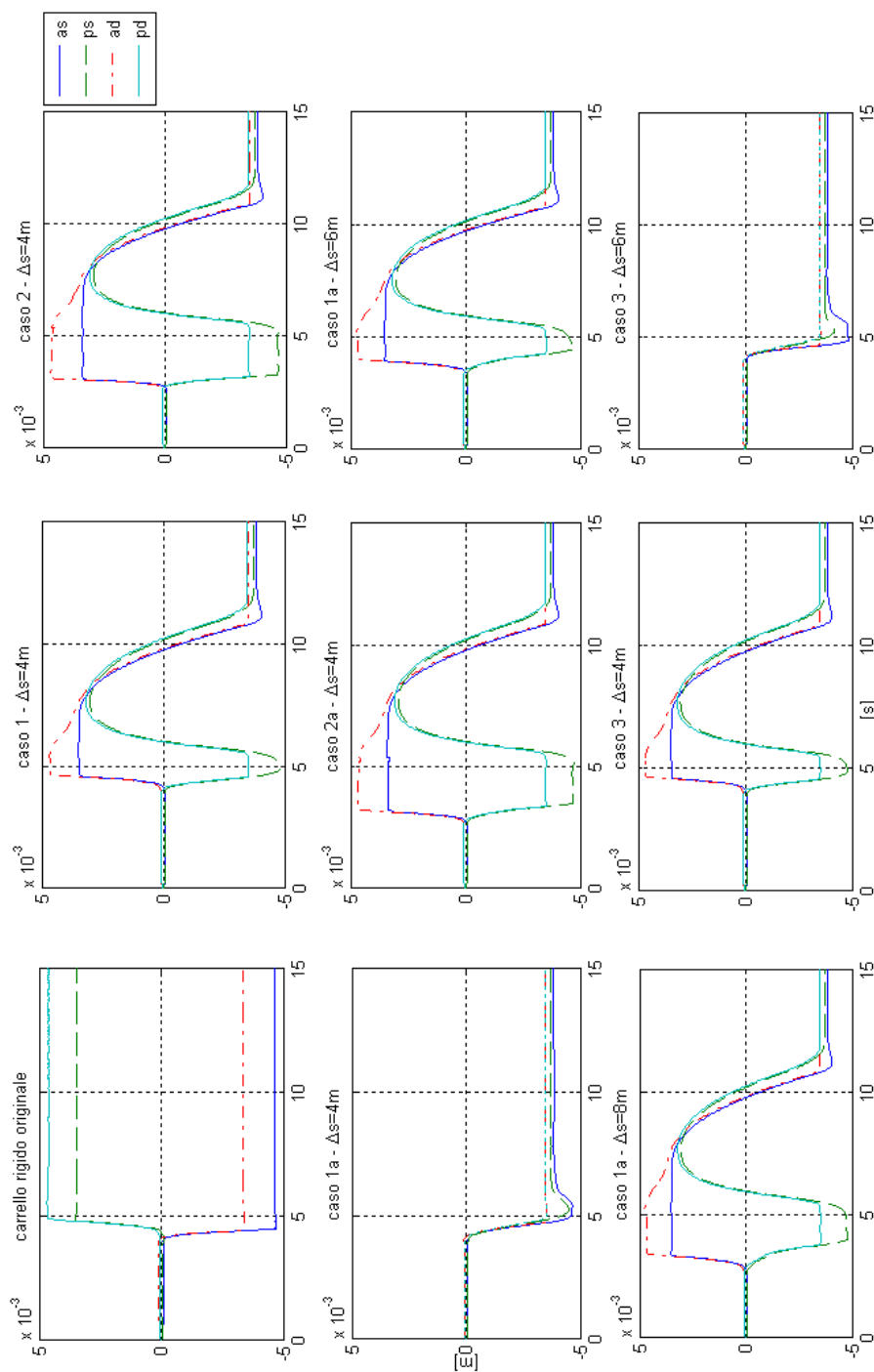


Figura 6.21 - Curva sinistra,  $R=30$  m, raccordo=4 m,  $v=10.8$  km/h; spostamento laterale ruota-rotaia sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

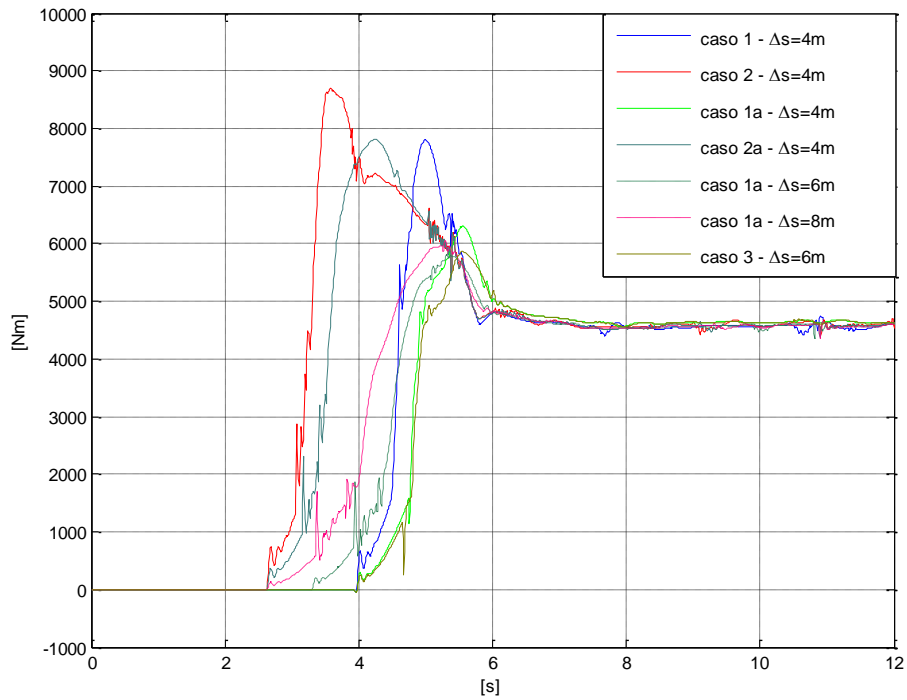


Figura 6.22 - Curva sinistra,  $R=30m$ ,  $raccordo=4m$ ,  $v=10.8km/h$ ; coppia sterzante sul primo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

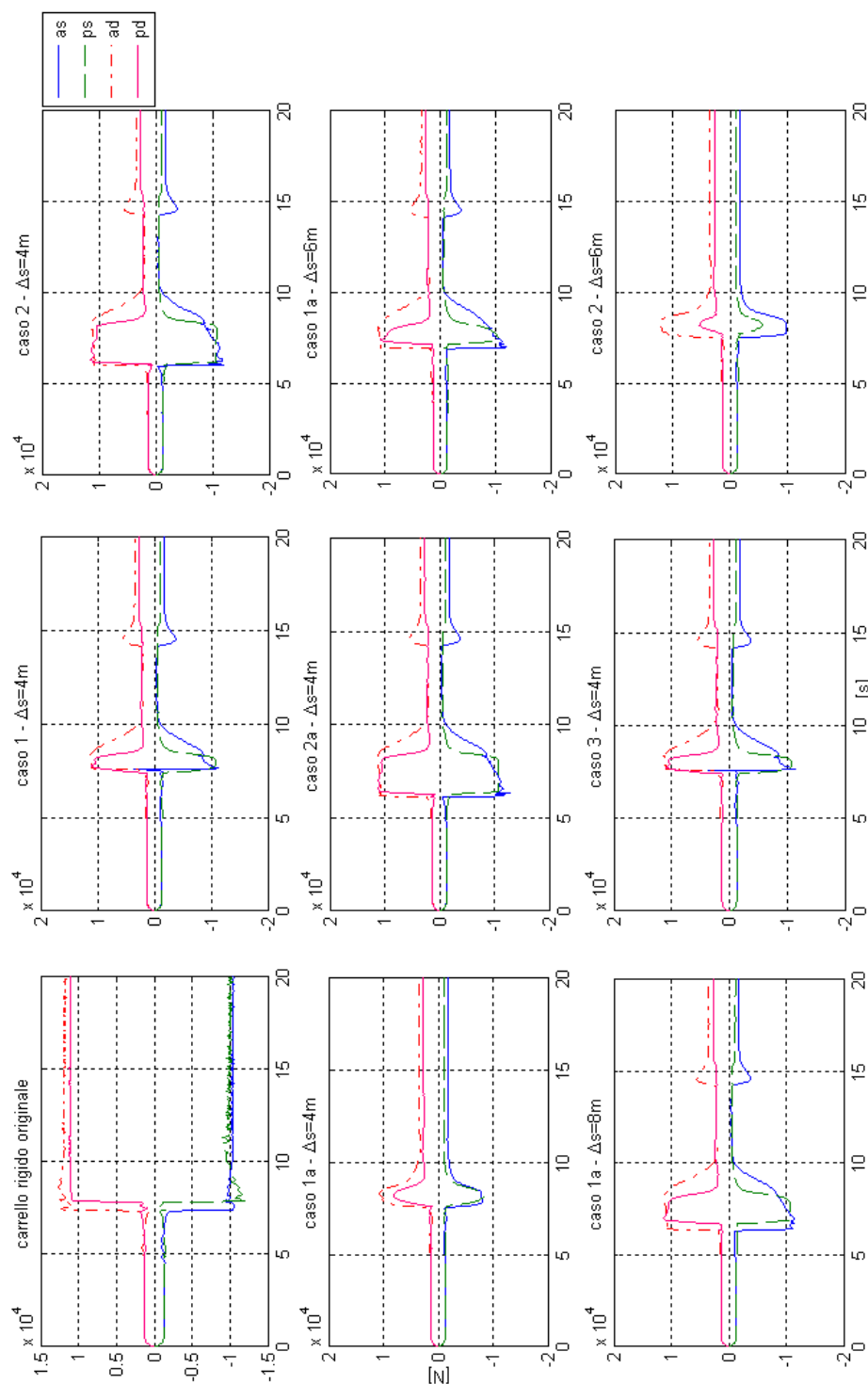


Figura 6.23 - Curva sinistra,  $R=30m$ , raccordo= $4m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze laterali sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

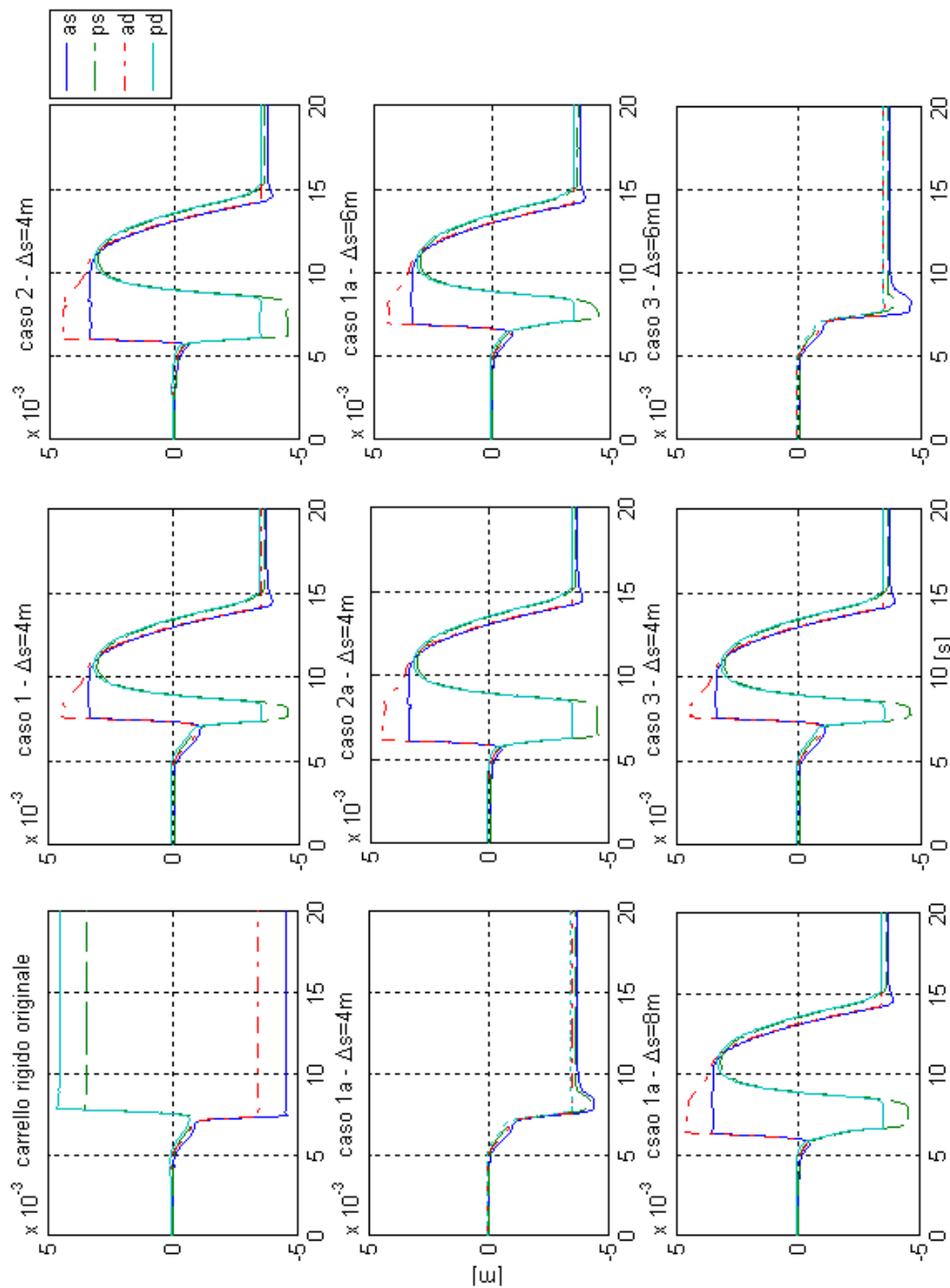


Figura 6.24 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $\text{raccordo}=4\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; spostamento laterale ruota-rotaia sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.



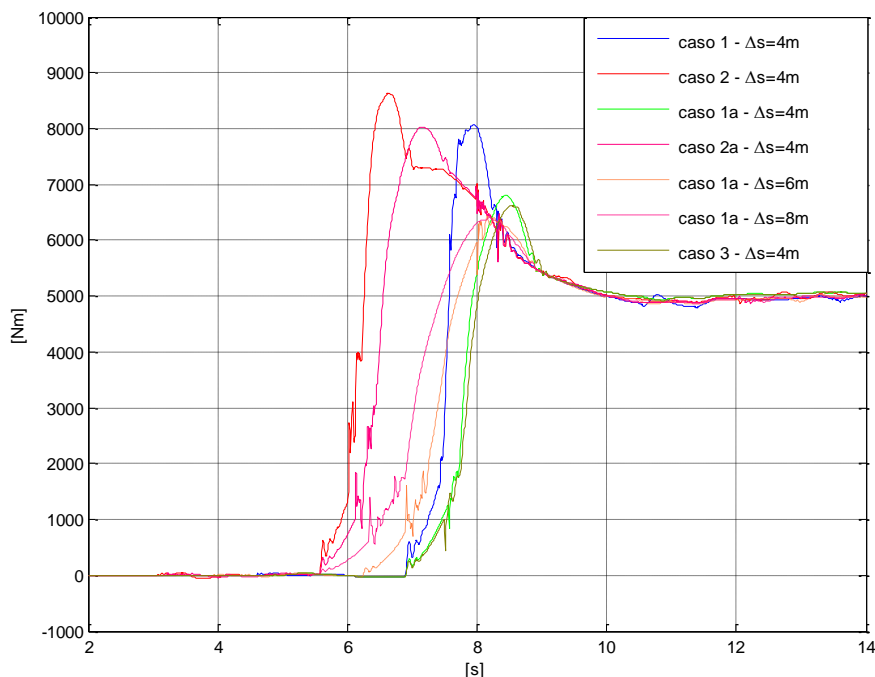


Figura 6.25 - Curva sinistra,  $R=30\text{m}$ , raccordo= $4\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; coppia sterzante sul secondo carrello del convoglio. Confronto dei casi implementati per la scelta della strategia di controllo attivo della sterzata degli assi.

### 6.3 Presentazione dei risultati delle simulazioni in anello chiuso

Al fine di espletare il paragone tra le differenti performance conseguibili a seguito dell'introduzione degli assi sterzanti, in Figura 6.26 e in Figura 6.27, si mostrano a confronto gli angoli di attacco delle sale dei primi due carrelli del convoglio (angolo di serpeggio relativo tra sala e binario), sia del veicolo ad assi non sterzanti, sia di quello attivo qui implementato. Per quest'ultimo, si osserva come sia sensibilmente migliorata la disposizione delle sale del primo carrello. Per il secondo carrello si evince il conseguimento della disposizione radiale delle sale, ottenibile quando l'angolo di attacco è nullo.

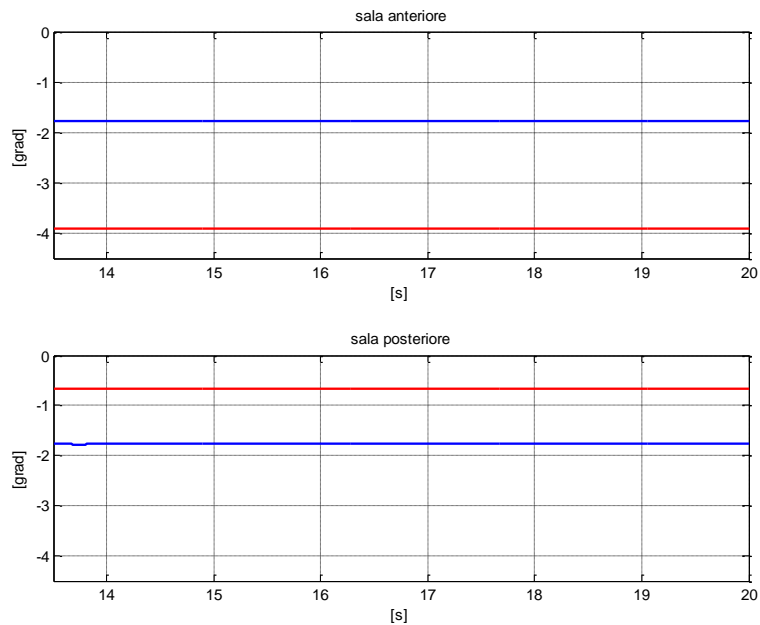


Figura 6.26 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del primo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio attivo proposto nel test case 2 (linea blu).

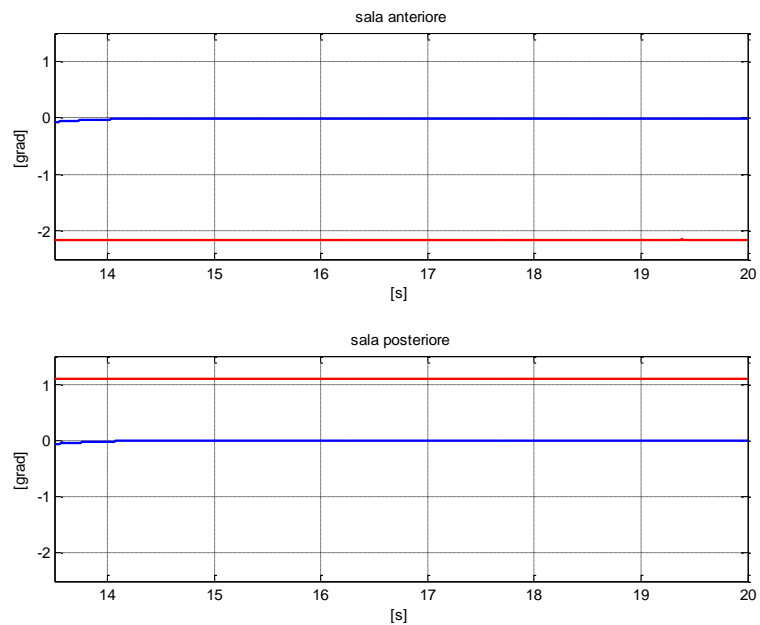


Figura 6.27 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra gli angoli di attacco delle sale del terzo veicolo, rispettivamente del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa), e di quelli del convoglio attivo proposto nel test case 2.

Per quanto riguarda le forze al contatto, si presenta in Figura 6.28 la distribuzione dei carichi verticali ottenuta con il veicolo attivo ad assi sterzanti  $q$  confronto con quello ad assi non sterzanti. Si osserva come, nonostante sia inevitabile il trasferimento di carico sulle ruote di esterno curva, per il convoglio attivo tale fenomeno risulti meno gravoso, in conseguenza di una migliore ripartizione sui due assi delle forze stesse. Ciò come conseguenza di una migliore condotta di marcia ottenibile con la sterzata degli assi, che si traduce in una migliore ripartizione dei carichi su tutte le ruote del medesimo carrello. Infatti, la differenza di carico tra la sala anteriore e quella posteriore risulta migliorata rispetto al veicolo tradizionale ad assi non sterzanti.

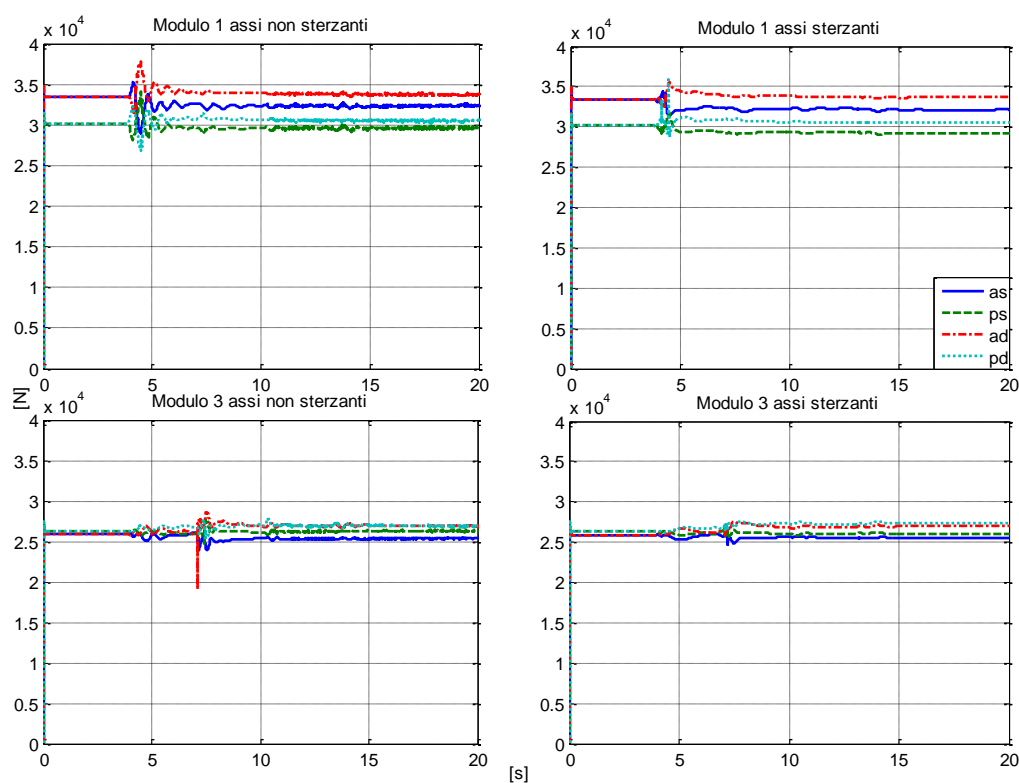


Figura 6.28 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze verticali sulle ruote delle due sale del primo e del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Per quanto riguarda gli spostamenti laterali delle ruote all'interno del binario, la situazione di marcia che si evince nel caso di carrello attivo ad assi sterzanti (Figura 6.29 destra), risulta tale da presentare a regime uno spostamento di tutte le sale verso l'esterno curva, sino a trovare il bordino sulle ruote di destra; raggiunto questo, le ruote di sinistra tendono a spostarsi ulteriormente verso l'esterno curva (in conseguenza della deformabilità delle ruote), ma di una entità minore rispetto al carrello tradizionale, senza di conseguenza giungere al contatto con la controrotaia.

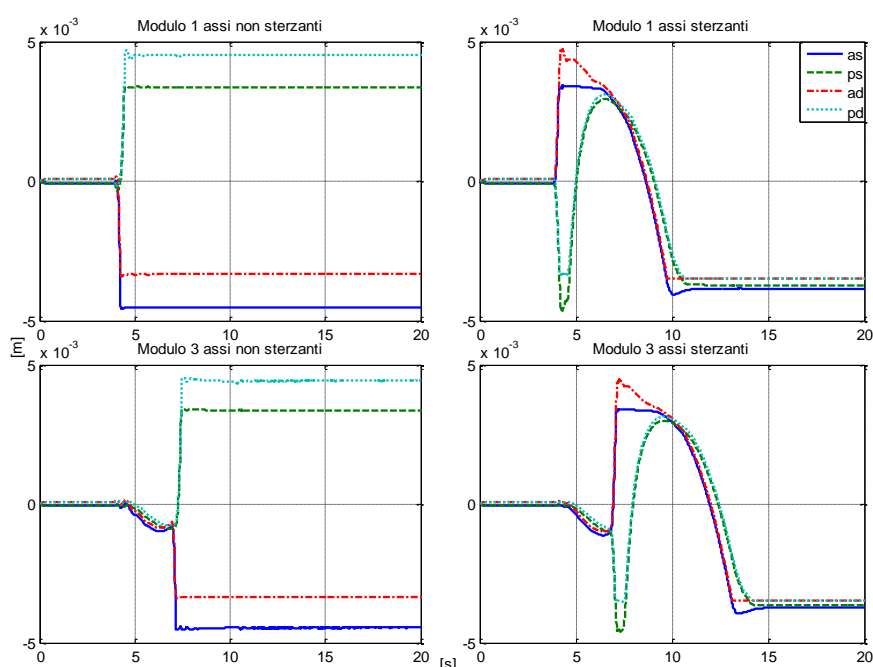


Figura 6.29 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; spostamento relativo tra binario e le ruote del carrello del primo e del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Si osserva infine che il contatto con il bordino instauratosi nel caso di assi sterzanti, è indice dell'impossibilità di generare forze al contatto tali da contrastare la dinamica del veicolo, che percorre la curva con una accelerazione

non compensata di  $0.3\text{m/s}^2$ ; il contatto con il bordino, quindi non deve essere inteso come un limite nell'iscrizione in curva dei carrelli ad assi sterzanti. Si puntualizza, sempre in riferimento al veicolo ad assi sterzanti, che il transitorio che si osserva prima del conseguimento della posizione di regime da parte delle ruote, si verifica in conseguenza della strategia di controllo scelta nel par.6.2. Ciò fa sì che il carrello trovi prima il contatto con il bordino interno curva, per poi raggiungere quello di esterno curva. Questo comportamento evita l'urto della ruota anteriore esterno curva contro la rotaia, tipica circostanza gravosa per i veicoli ad assi non sterzanti nell'iscrizione in curva.

Dal confronto delle azioni laterali, presentato in Figura 6.30, si evince che le forze conseguenti la dinamica del sistema tranviario dotato di assi sterzanti, risultano di modulo decisamente inferiore.

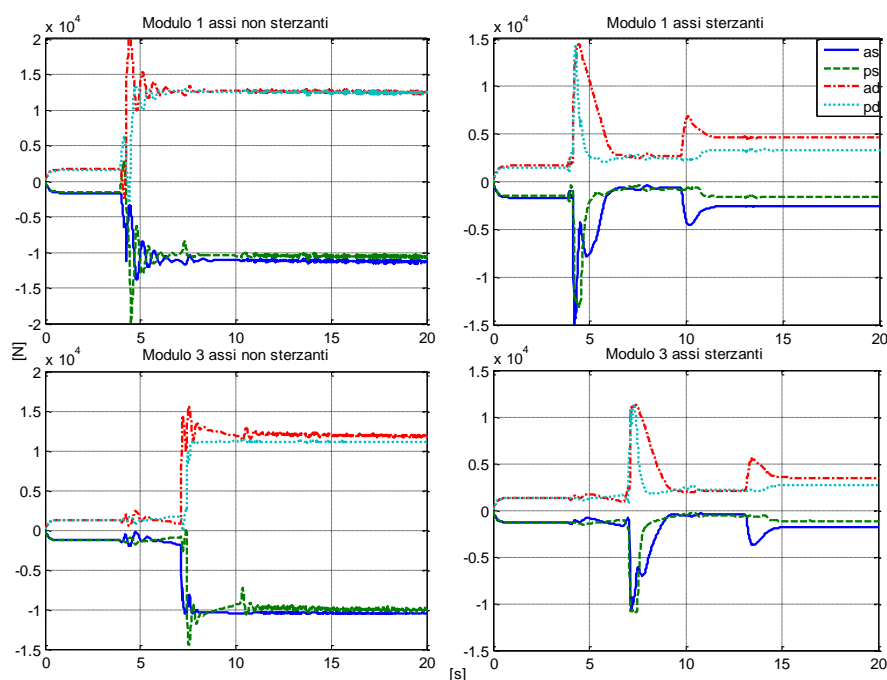


Figura 6.30 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali sulle ruote del carrello del primo e del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Ciò a conferma del fatto che è possibile conseguire una più efficiente conduzione del veicolo in curva, caratterizzata dall'ottimale ripartizione delle forze laterali fra le ruote del convoglio anche in fase di transitorio, come si evince anche dall'andamento delle forze di ripage sui primi due carrelli del convoglio (Figura 6.31).

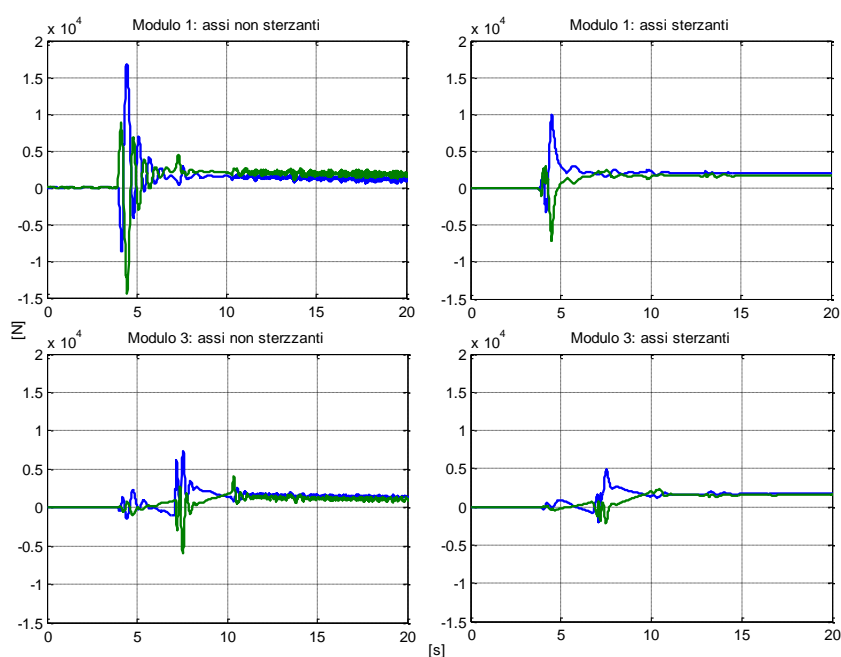


Figura 6.31 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze di Ripage agenti sulle sale del primo e del terzo veicolo del convoglio (sale anteriori in blu, le posteriori in rosso). Confronto tra il veicolo tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Per riassumere le azioni, agenti nel piano, sulle ruote per effetto del contatto con il binario, si presentano in Figura 6.32 e in Figura 6.33 due rappresentazioni schematiche dei carrelli a confronto, rispettivamente per il primo ed il terzo veicolo. Si evince la diminuzione dell'entità delle forze laterali, a cui seguirà una minore azione di usura dei profili a contatto, così come la riduzione degli effetti sonori di stridio.

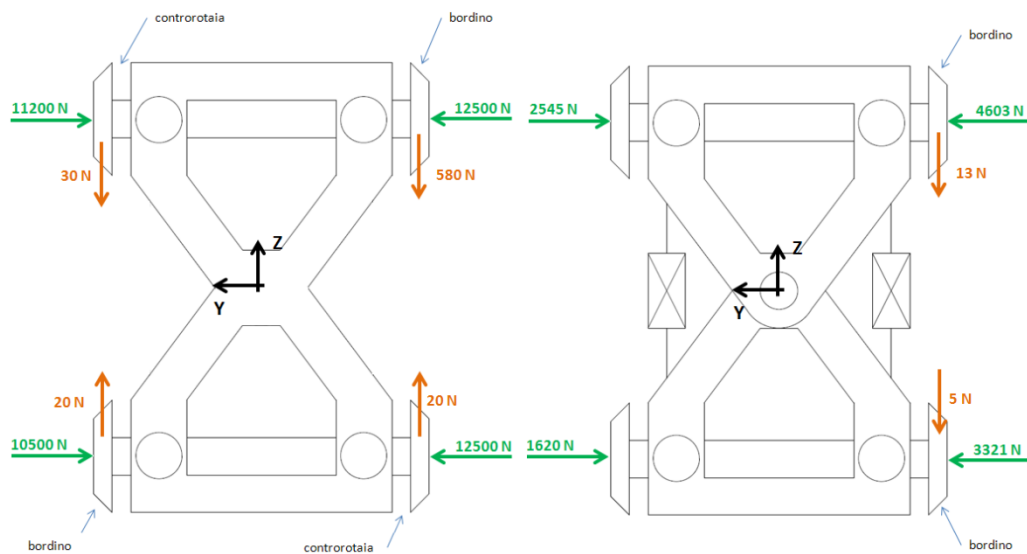


Figura 6.32 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del primo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

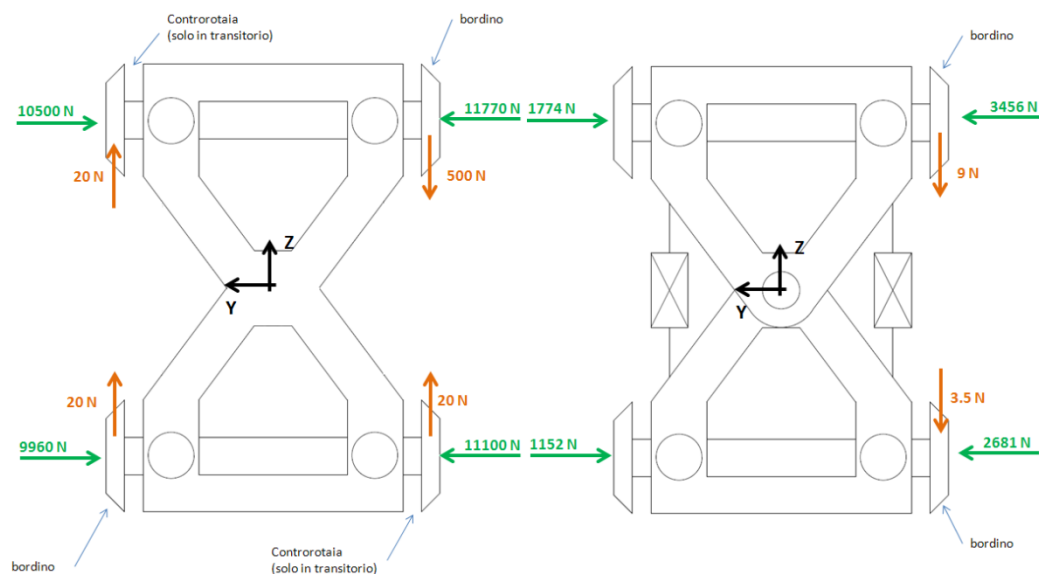


Figura 6.33 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze laterali e longitudinali sulle ruote del carrello del terzo veicolo del convoglio. Confronto tra il veicolo ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Per meglio confrontare la ripartizione delle forze al contatto sulle differenti aree del binario (tavola, controrotaia e bordino), si riportano in Figura 6.34 ed in Figura 6.35 per le sale del primo carrello ed in Figura 6.36 e Figura 6.37 per quelle del secondo carrello, le storie temporali delle forze trasversali agenti sui punti di contatto attivi, innescati questi dalle ruote di entrambi i convogli a confronto.

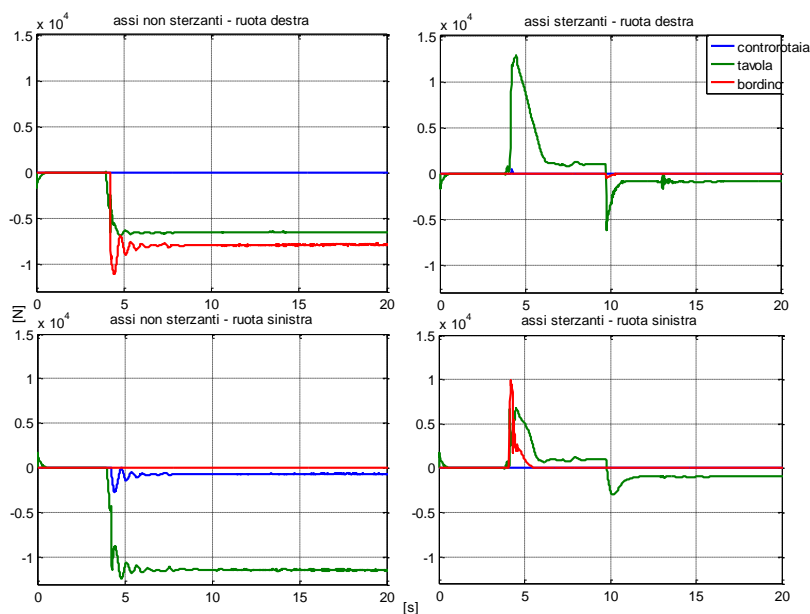


Figura 6.34 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).



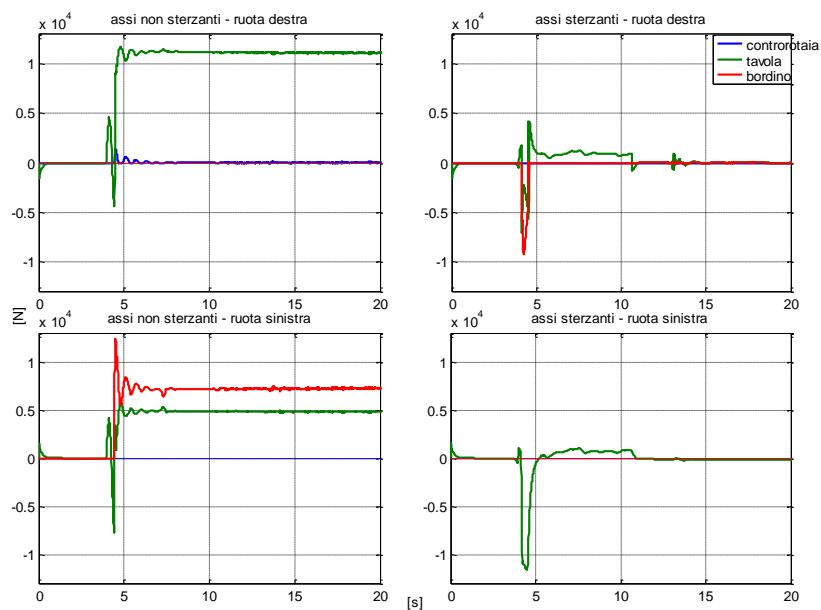


Figura 6.35 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

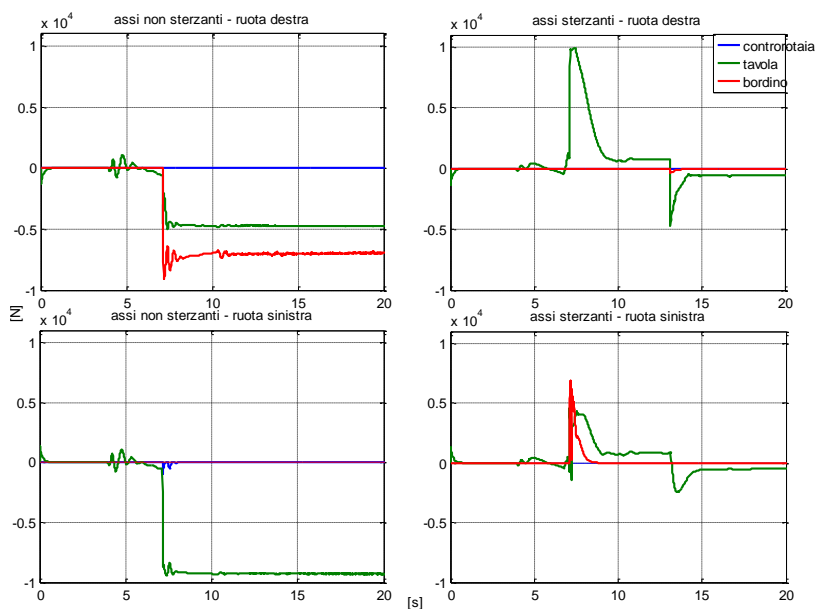


Figura 6.36 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

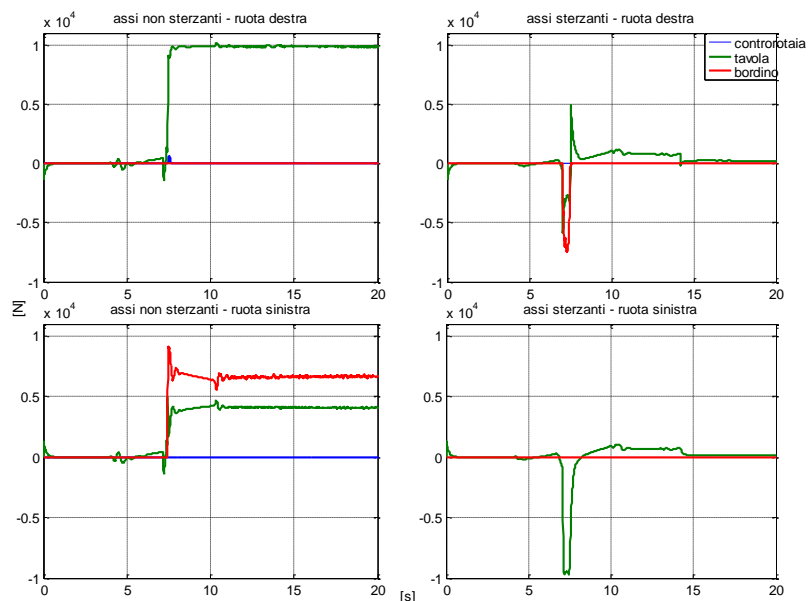


Figura 6.37 - Curva a sinistra,  $R=30m$ ,  $v=10.8km/h$ ; forze trasversali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, il tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Dall'analisi delle figure presentate, si evince che l'impiego dei carrelli ad assi sterzanti consente di ottenere una sensibile riduzione dell'entità delle forze trasversali per effetto del conseguimento di migliori angoli di serpeggio relativo sala-binario, confermando ancora una volta come l'adozione di tale tecnica può migliorare le performance in curva dei veicoli ferro-tranviari.

Per completezza, si riportano in Figura 6.38, Figura 6.39, Figura 6.40 e Figura 6.41, gli andamenti delle forze, normali ai punti di contatto, gravanti sulle ruote delle sale del primo e del terzo veicolo dei due convogli a confronto.

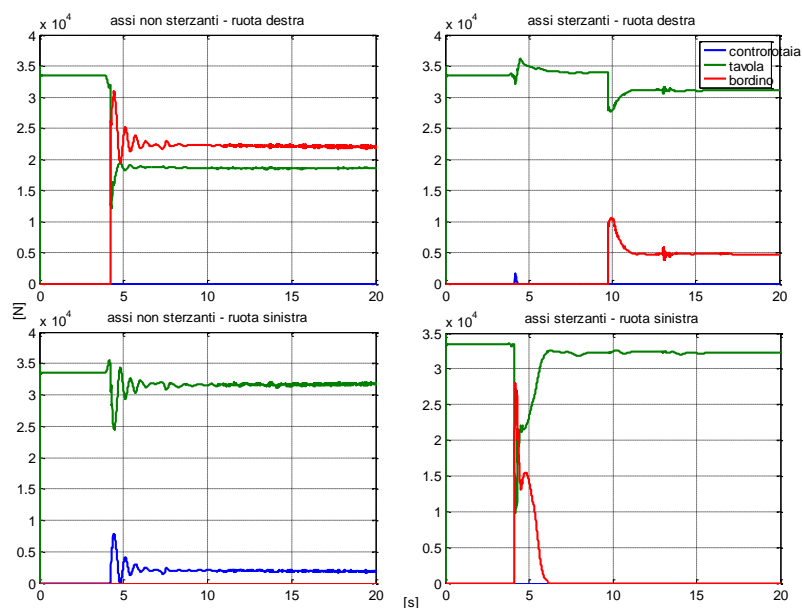


Figura 6.38 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

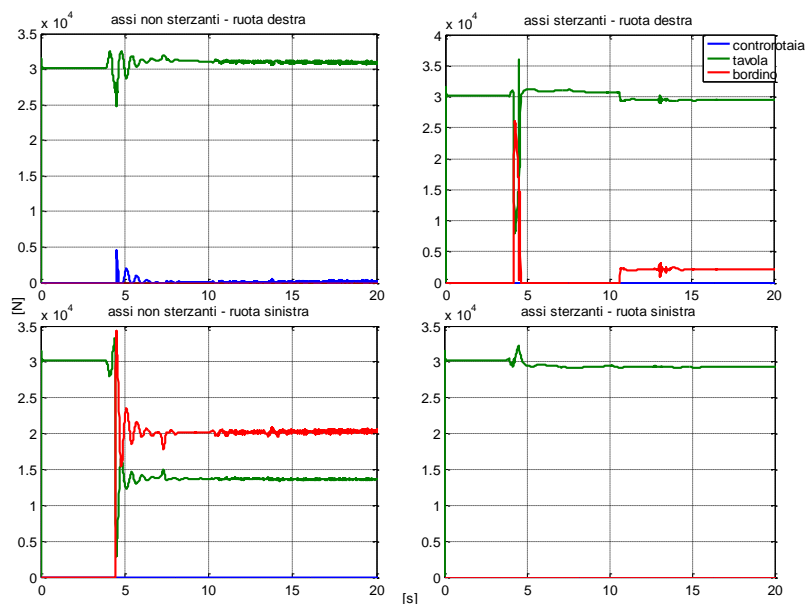


Figura 6.39 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

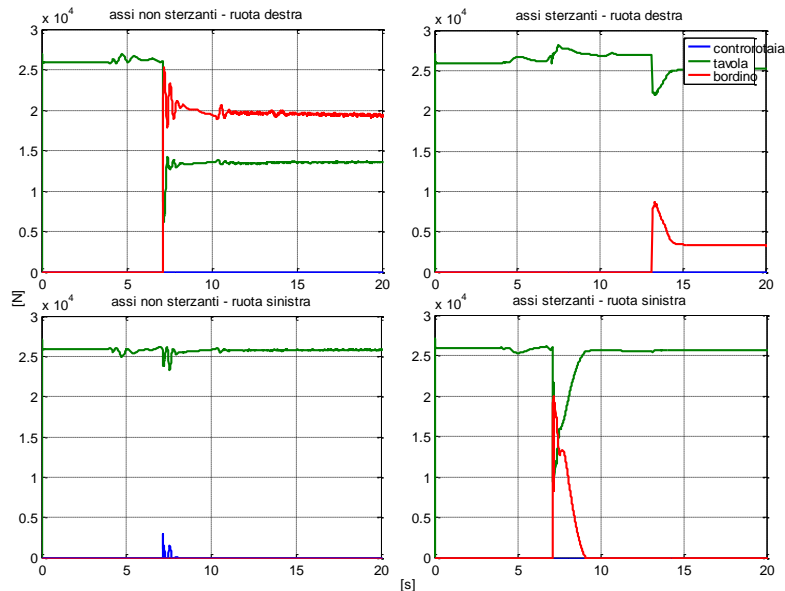


Figura 6.40 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala anteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

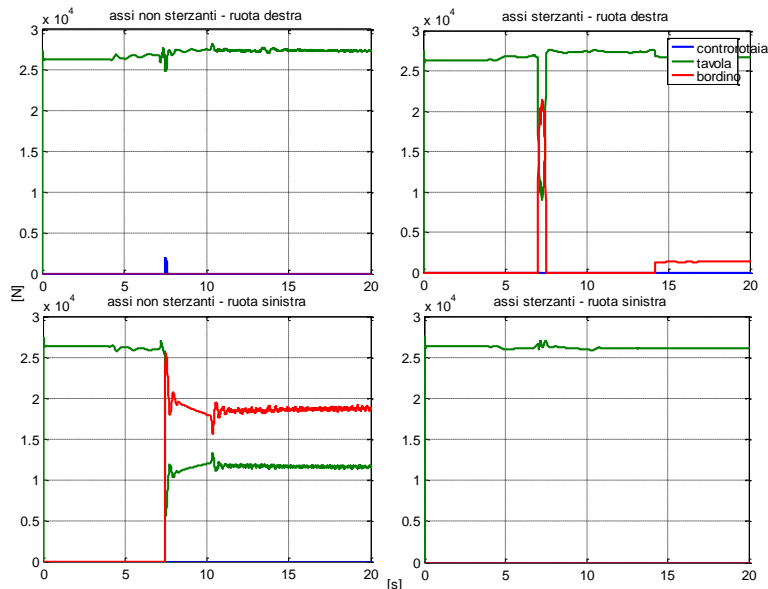


Figura 6.41 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali sui singoli punti di contatto della sala posteriore del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (a sinistra) e quello attivo implementato nel test case 2 (a destra).

Si conclude l'analisi delle forze a contatto presentando in Figura 6.42 e in Figura 6.43, rispettivamente per le sale del carrello del primo veicolo del convoglio ed in Figura 6.44 e Figura 6.45 per quelle del carrello del terzo veicolo, gli schemi riassuntivi delle azioni normali e tangenziali agenti sui punti di contatto attivi tra ruota e rotaia messi a confronto tra i due veicoli.

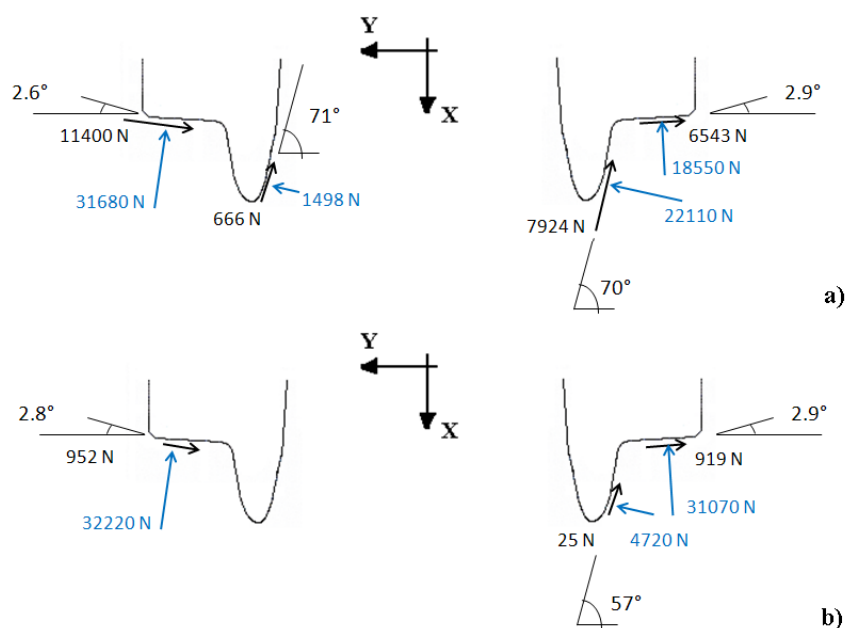


Figura 6.42 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b).

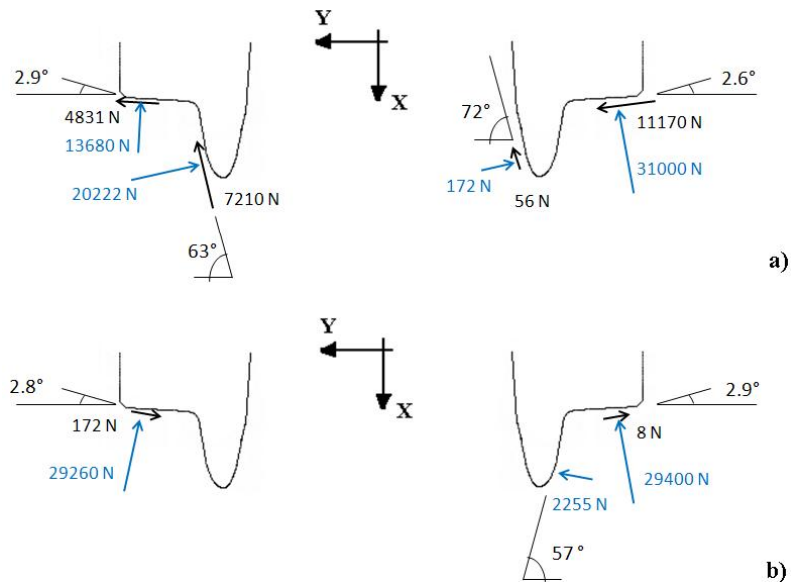


Figura 6.43 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del primo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b).

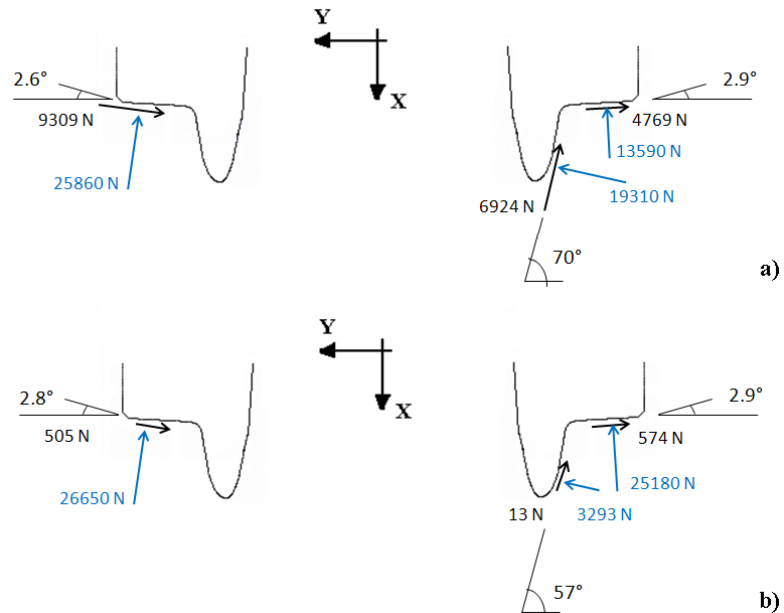


Figura 6.44 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala anteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b).

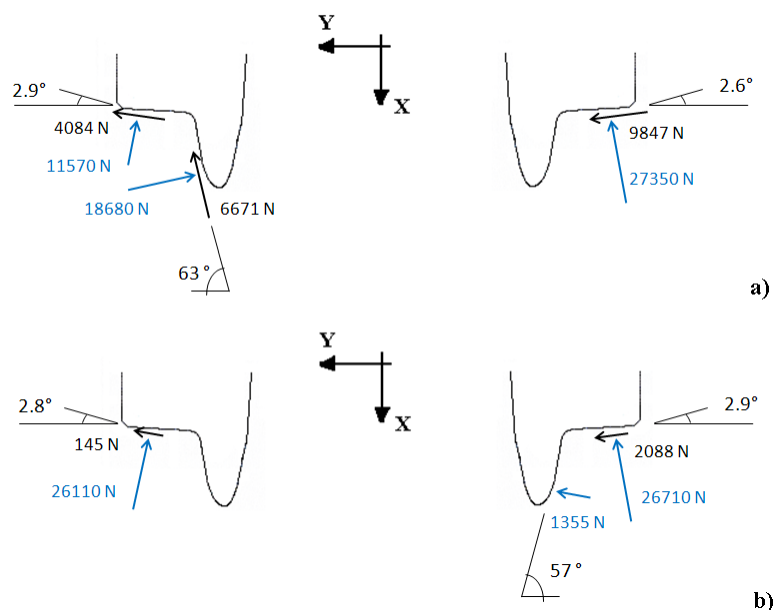


Figura 6.45 - Curva a sinistra  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; forze normali e tangenziali nei punti di contatto della sala posteriore del carrello del terzo veicolo dei convogli a confronto, quello tradizionale ad assi non sterzanti (fig. a) e quello attivo implementato nel test case 2 (fig. b).

Si osserva come, nel caso di carrello ad assi sterzanti, le forze tangenziali al punto di contatto sulla tavola risultino meglio ripartite sulle ruote della medesima sala, diversamente da quanto accade sul carrello ad assi non sterzanti. Per quanto riguarda invece le forze normali ai punti di contatto, si evince come l'uso dei carrelli ad assi sterzanti consenta di ridurre la spinta sul bordino e, di fatto, risultano meglio ripartite anche le forze normali ai punti di contatto sulla tavola.

L'insieme delle considerazioni che si sono svolte fino a questo punto, danno dunque conferma del possibile incremento di efficienza del contatto tra ruota e rotaia, conseguente dal migliore assetto in curva assunto dal veicolo ad assi sterzanti. Di fatto, per effetto di tale contatto che risulta energeticamente dissipativo, si deve constatare una progressiva perdita di velocità del veicolo

(simulazioni in condizioni di coasting). Come mostrato in Figura 6.46, tale effetto risulta decisamente di minore entità sul veicolo ad assi sterzanti.

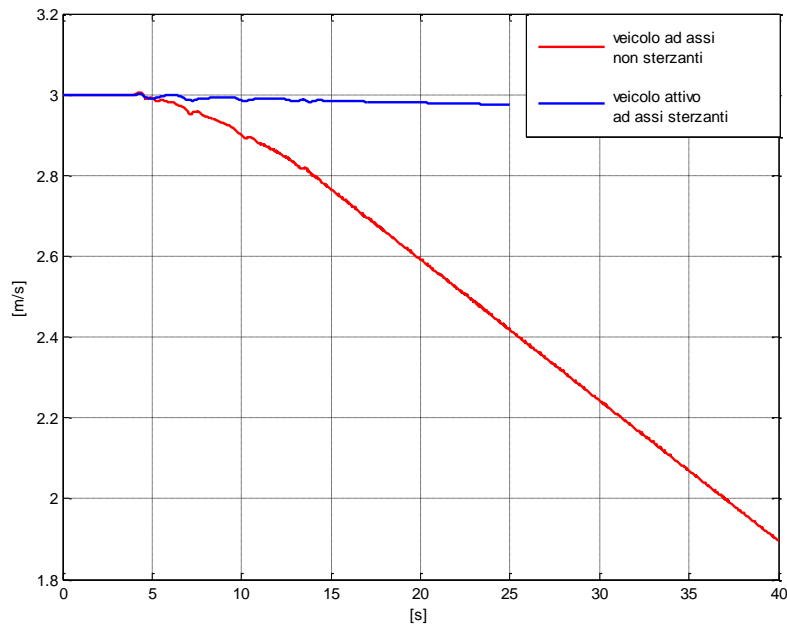


Figura 6.46 - Curva a sinistra,  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; confronto tra l'andamento della velocità del primo veicolo del convoglio ad assi non sterzanti associato al test case 2 (linea rossa) e quella del medesimo veicolo del convoglio attivo implementato nel test case 2 (linea blu).

Si vuole ora mostrare come il conseguimento dell'obiettivo del posizionamento delle sale sterzate, richieda una contenuta potenza di attuazione. A tale fine, si presentano, in Figura 6.47 ed in Figura 6.48, gli andamenti delle potenze e delle coppie richieste per posizionare le sale dei carrelli, rispettivamente del primo e del terzo veicolo del convoglio attivo implementato nel test case 2.



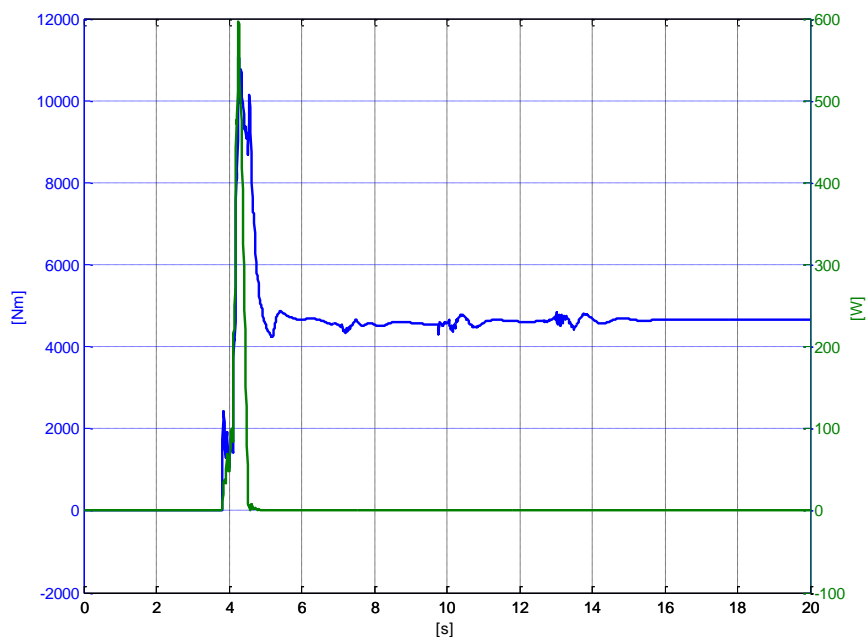


Figura 6.47 - Curva  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello del primo veicolo del convoglio attivo proposto nel test case 2.

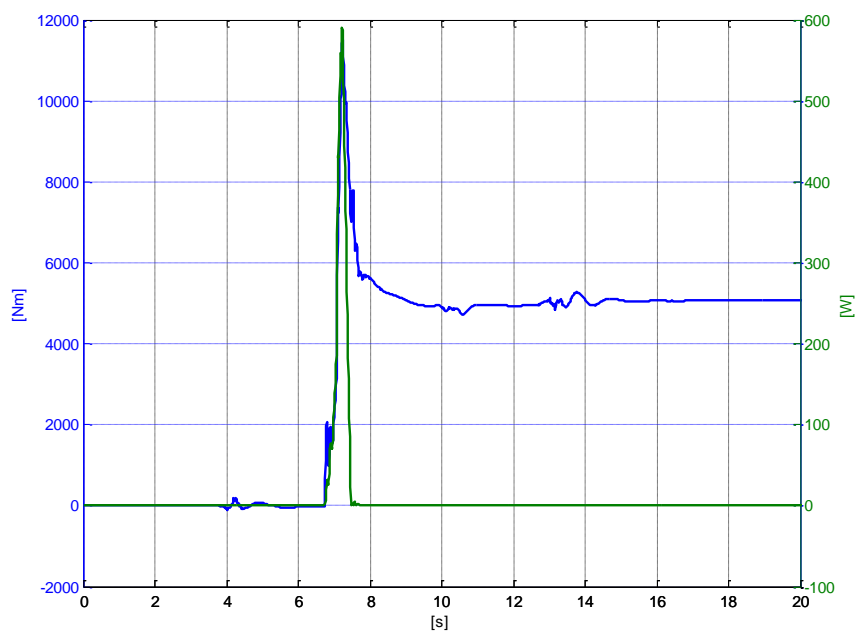


Figura 6.48 - Curva  $R=30\text{m}$ ,  $v=10.8\text{km/h}$ ; andamento della potenza (linea verde) e della coppia (linea blu) necessarie a generare la sterzata degli assi del carrello del terzo veicolo del convoglio attivo proposto nel test case 2.



## CONCLUSIONI

Partendo con l'analisi delle possibili architetture di carrelli ad assi sterzanti atti a conseguire la riduzione dell'angolo di serpeggio relativo sala/binario, nel presente lavoro di tesi si sono implementate due tipologie di veicoli tranviari ad assi sterzanti. Ciò allo scopo di verificare la possibilità di ridurre le forze al contatto, dalle quali dipendono sia l'aggressiva usura dei profili a contatto, sia i forti stridii (squeal noise); inoltre, l'ottenimento di minori forze al contatto rende possibile il conseguimento di una migliore sicurezza allo svio. Per raggiungere l'obiettivo, si è fatto ricorso alle simulazioni multibody della dinamica dei veicoli presentati, i cui modelli numerici sono stati validati mediante l'analisi dei modi di vibrare del convoglio. Questi, valutati a partire dal conoscere le matrici di massa, rigidità e smorzamento dei corpi costituenti il convoglio oltreché dei vincoli elastici e smorzanti che li uniscono per formare il convoglio, sono stati ricavati mediante un software implementato durante il lavoro di tesi. Allo scopo, mediante una preliminare analisi delle simulazioni in anello aperto, atte a verificare le prestazioni ottenibili dai veicoli implementati, si è valutata la fattibilità degli stessi in termini di aspetti cinematico funzionali, forze e potenze di attuazione. Inoltre, tale analisi, ha reso possibile l'individuazione dei criteri con cui giudicare il conseguimento degli obiettivi di performance.

Prendendo in esame uno dei veicoli ad assi sterzanti implementati, nella ipotesi di poter trascurare l'influenza della dinamica dei sistemi di attuazione oltre che di quelli di misura/stima delle grandezze cinematiche di interesse per il controllo, si è introdotto l'anello di regolazione classico PID. Ciò ha reso possibile lo sviluppo di nuove simulazioni in anello chiuso necessarie ad

individuare un'adeguata strategia di controllo per il veicolo esaminato. Si è così pervenuti al modello completo del convoglio attivo che ha reso possibile il confronto delle performance di marcia del veicolo implementato con quelle dei veicoli ad assi rigidi. Si è potuto così mostrare l'effettiva possibilità di conseguire ottime prestazioni nella circolazione tranviaria, grazie all'impiego di nuove tecniche costruttive dei veicoli, e più precisamente dei carrelli ad assi sterzanti.

## APPENDICE A

Di seguito, si riassumono i dati propri dei veicoli implementati nei due test case oggetto di ricerca.

### Test case 1:

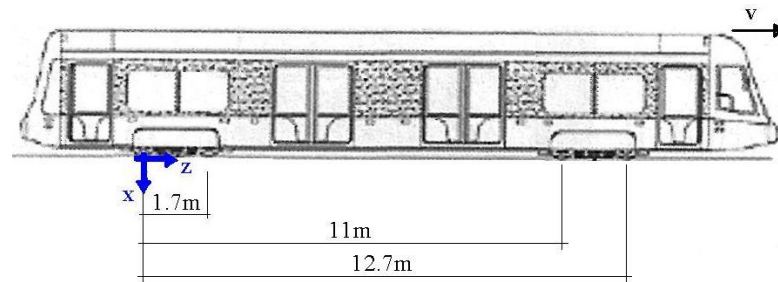


Figura A.1: Raffigurazione del veicolo presentato nel test case 1.

Numero di casse / carrelli / assi	1 / 2 / 4
Tipologia di assi	a ruote indipendenti
Tipologia delle ruote	deformabili
Tipologia delle sospensioni primarie	boccole elastiche
Tipologia delle sospensioni secondarie	molle ad aria

<b>DIMENSIONE E PESI:</b>	
Lunghezza totale del veicolo	17350 mm
Altezza	3530 mm
Larghezza	2400 mm
Diametro ruota	660 mm
Passo carrello	1700 mm
Scartamento	1480 mm

	Peso a tara del convoglio	24000 kg
<b>CARICHI PER ASSE (peso tara):</b>		
	- primo carrello	
	Asse anteriore	58860 N
	Asse posteriore	58860 N
	- secondo carrello	
	Asse anteriore	58860 N
	Asse posteriore	58860 N

**Test case 2:**

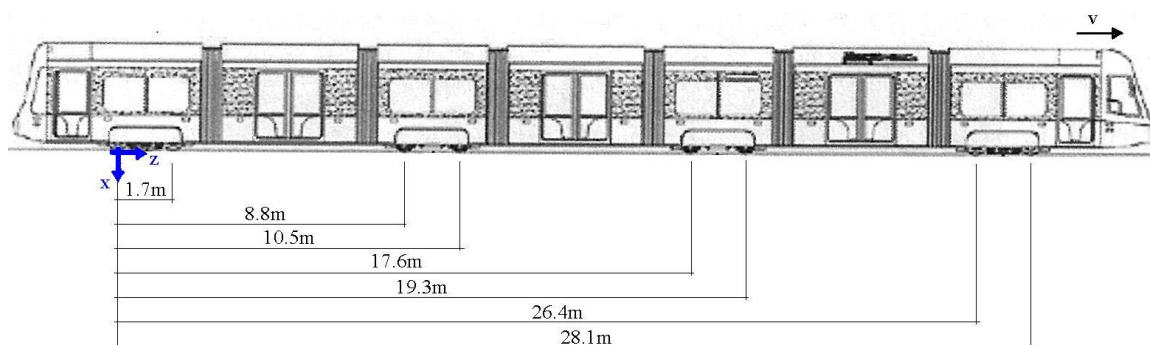


Figura A.1: Raffigurazione del veicolo presentato nel test case 2.

Numero di casse / carrelli / assi	7 / 4 / 8
Tipologia di assi	a ruote indipendenti
Tipologia delle ruote	deformabili
Tipologia delle sospensioni primarie	molle elicoidali
Tipologia delle sospensioni secondarie	molle elicoidali

<b>DIMENSIONE E PESI:</b>	
Lunghezza totale del convoglio	35350 mm
Altezza	3300 mm
Larghezza	2400 mm
Diametro ruota	660 mm
Passo carrello	1700 mm
Scartamento	1480 mm
Peso a tara del convoglio	46361 kg
Peso a pieno carico del convoglio	65783 kg

---

<b>CARICHI PER ASSE (peso tara):</b>		
	- <i>primo carrello</i>	
	Asse anteriore	68850 N
	Asse posteriore	60350 N
	- <i>secondo carrello</i>	
	Asse anteriore	51810 N
	Asse posteriore	52590 N
	- <i>terzo carrello</i>	
	Asse anteriore	53360 N
	Asse posteriore	53300 N
	- <i>quarto carrello</i>	
	Asse anteriore	56580 N
	Asse posteriore	59950 N





## RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Andrea N. Barbera, Stefano Bruni, Roberto Corradi, Giorgio Diana, Curving performance of a tramcar vehicle with bogie active-steering system, The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics, 2010.
- [2] R. M. Goodall; S. Bruni; T. X. Mei, Concepts and prospects for actively controlled railway running gear, *Vehicle System Dynamics*, 2006.
- [3] Sondermann-Wolke, C., Geisler, J., Sextro, W., "Increasing The Reliability Of A Self-Optimizing Railway Guidance System", *IEEE*, 2010.
- [4] Cheli, F., Diana, G., "Dinamica dei sistemi meccanici", vol 1. Milano, Polipress, 2010.
- [5] Cheli, F., Diana, G., "Dinamica dei sistemi meccanici", vol 2. Milano, Polipress, 2010.
- [6] Cheli, F., "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody", Milano, Spiegel.
- [7] Belforte, P., Cheli, F., Corradi, R., Facchinetti, A., "Software for the numerical simulation of tramcar vehicle dynamics". *Heavy vehicle Sys., Int. J. Vehicle Des.*, 10, 1-2 (2003), 48-69.
- [8] Cheli, F., Corradi, R., Diana, G., Facchinetti, A., Gherardi, F., "Effect of track geometrical defects on running safety of tramcar vehicles". *Vehicle system dynamics*, 44, Supplement (2006), 302-313.

- [9] Cheli, F., Corradi, R., Diana, G., Facchinetti, A., “Validation of a numerical model for the simulation of tramcar vehicle dynamics by means of comparison with experimental data”. *Journal of computational and nonlinear dynamics*, Vol. 2, No. 4 (2007), 299-307.
- [10] Tesi di laurea di F. Spagnoli, “Sulla dinamica dei moderni veicoli tranviari: analisi delle condizioni di confort e di sicurezza”, a.a. 2001-2002.
- [11] Jinzhi Feng, Jun Li, R. M. Goodall: Integrated control strategies for railway vehicles with independently-driven wheel motors. *Front. Mech. Eng. China* 2008, 3(3): 239–250.
- [12] Mei, T.X., Goodall, R.M. and Li, H.: Kalman Filter for the State Estimation of a Two-Axle Railway Vehicle. 5th European Control Conference 99, Karlsruhe, Germany, CA-10-F812, 1999.
- [13] Mei, T. X. and Goodall, R. M. (2003) 'Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles', *Vehicle System Dynamics*, 39: 6, 415 — 436
- [14] Mei, T. X. and Goodall, R. M.(2000) 'Modal Controllers for Active Steering of Railway Vehicles with Solid Axle Wheelsets', *Vehicle System Dynamics*, 34: 1, 25 — 41.
- [15] J. Pérez, J.M. Busturia, R.M. Goodall: Control strategies for active steering of bogie-based railway vehicles, *Control Engineering Practice* 10 (2002) 1005–1012.
- [16] J. Pérez, Jesús M. Busturia, T.X. Mei, J. Vinolas: Combined active steering and traction for mechatronic bogie vehicles with independently rotating wheels, *Annual Reviews in Control* 28 (2004) 207–217.
- [17] F. González, J. Pérez, J. Vinolas, and A. Alonso: Use of active steering in railway bogies to reduce rail corrugation on curves, *Journal of Rail and Rapid Transit: Proc. IMechE Vol. 221 Part F* (2007).
- [18] Matsumoto, Akira, Sato, Yasuhiro, Ohno, Hiroyuki, Suda, Yoshihiro, Michitsuji, Yohei, Komiyama, Makoto, Miyajima, Naoki, Tanimoto, Masuhisa, Kishimoto, Yasushi, Sato, Yoshi and Nakai, Takuji(2008), 'Curving performance evaluation for active-bogie-steering bogie with multibody dynamics simulation and experiment on test stand', *Vehicle System Dynamics*, 46: 1, 191 — 199.

- 
- [19] Mei, T.X. and Goodall, R.M.: Robust Control for Independently-Rotating Wheelsets on a Railway Vehicle Using Practical Sensors. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 9(4) (2001), pp. 599–607.
- [20] Mei, T.X. and Goodall, R.M.: Optimal Control Strategies for Active Steering of Railway Vehicles. *Proceedings of IFAC World Congress 99, Beijing, China, Vol. F, 1999*, pp. 251–256.
- [21] Mei, T.X. and Goodall, R.M.: LQG Solution for Active Steering of Solid Axle Railway Vehicles. *Journal of IEE Proceedings – Control Theory and Applications* 147 (2000), pp. 111–117.
- [22] Mei, T.X., Perez, J. and Goodall, R.M.: Design of Optimal PI Controls for the Perfect Curving of Railway Vehicle With Solid Axle Wheelsets. *UKACC International Conference: Control 2000, Cambridge, UK, 2000*.
- [23] Glad T and Ljung L: *Reglerteknik - Grundläggande teori*, (in English: *Automatic Control - Basic Theory*), ISBN 91-44-17892-1, Second Edition, 1989.
- [24] Isermann, R. and Balle, P.: Trends in the Application of Model-Based Fault Detection and Diagnosis of Technical Processes. *Control Engineering Practice* 5(5) (1997), pp. 709–719.
- [25] Patten, R.J.: Fault Tolerant Control: The 1997 Situation. *IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes, SAFEPROCESS'97, Hull, UK, 1997*, pp. 1033–1055.
- [26] Michitsuji, Y. and Suda, Y.(2006) 'Running performance of power-steering railway bogie with independently rotating wheels', *Vehicle System Dynamics*, 44: 1, 71 — 82.
- [27] Perez, J. , Stow, J. M. and Iwnicki, S. D.(2006) 'Application of active steering systems for the reduction of rolling contact fatigue on rails', *Vehicle System Dynamics*, 44: 1, 730 — 740.
- [28] Wickens, A. H.(2009) 'Comparative stability of bogie vehicles with passive and active guidance as influenced by friction and traction', *Vehicle System Dynamics*, 47: 9, 1137 — 1146.

- [29] T.X. Mei, Z. Nagy, R.M. Goodall, A.H. Wickens, (2001), Mechatronic solutions for high-speed railway vehicles, Control Engineering Practice (Pergamon).
- [30] Isao Okamoto, How bogies work, Japan railway & transport review 18, 1998.
- [31] J. Pérez, Jesùs M. Busturia, T.X. Mei, J. Vinolas, Combined active steering and traction for mechatronic bogie vehicles with independently rotating wheels, Annual Reviews in Control (Elsevier), 2004.
- [32] Prof. Roberto Corradi, Ing. Ferdinando Mapelli, Ing. Giuseppe Bucca, Responsabile scientifico del contratto: Prof. Giorgio Diana, Relazione Tecnica Contratto di Ricerca. Studio numerico-sperimentale del carrello intelligente sul veicolo Sirio prototipo. PARTE B – “Differenziale elettronico”, Alintec scarl, 2008.