

ANALISI DINAMICA DELL'INTERAZIONE TRA VEICOLI FERROVIARI CONTIGUI MEDIANTE MODELLI MULTIBODY

L. Cantone, D. Negretti, V. Vullo

*Università degli Studi di Roma 'Tor Vergata' - Dipartimento di Meccanica,
Via del politecnico 1, 00133, Roma*

Sommario

Nel presente lavoro si riferisce sullo sviluppo di un modello numerico che simula il contatto tridimensionale tra le calotte sferiche dei respingenti nonché l'effetto dei tiranti, considerando le reali caratteristiche elastiche di tali elementi. Il modello viene implementato nel simulatore dinamico sviluppato in precedenza dagli autori [1]-[2], al fine di simulare in ambiente multibody la dinamica di tre veicoli ferroviari che interagiscono tra di loro, mediante gli organi di trazione e repulsione, durante la percorrenza di un generico tracciato plano-altimetrico. Mediante tale strumento vengono riprodotti alcuni studi condotti dall'ORE (Office for Research and Experiments of International Union of Railways), concernenti la valutazione delle forze longitudinali massime ammissibili su veicoli a due assi durante la percorrenza di un o scambio, e ciò per mostrare l'accuratezza del simulatore. E' infine presentato un confronto tra i risultati ottenuti con il modello sviluppato e quelli prodotti con il software commerciale SIMPACK.

Abstract

In this work, a new numerical model, capable to simulate the 3D contact between the spherical heads of the buffers along with the drag gear effect, is here presented; such model consider also the real load-unload elastic characteristics of these coupling devices. This new module is implemented in the multibody train simulator, previously developed by the authors [1]-[2], in order to simulate the full dynamics of three consecutive vehicles, by considering also the interaction forces between the adjacent vehicles and track. Some studies, developed by ORE (Office for Research and Experiments of International Union of Railways), concerning the dynamic of consecutive two axle vehicles running on an "S" curve under longitudinal forces, are here replicated, in order to show the accuracy of the numerical simulator. Finally, a comparison among the results of the developed simulator and the commercial software SIMPACK is reported.

Parole chiave: Simulazione dinamica del veicolo ferroviario, contatto tra i respingenti, deragliamento, forze scambiate tra ruota e rotaia, forze longitudinali massime ammissibili.

1. INTRODUZIONE

L'incremento della sicurezza in ambito ferroviario costituiscono storicamente uno dei principali obiettivi da raggiungere da parte degli operatori ferroviari; per tale motivo, ricerche sperimentali sono state condotte dagli Enti che si occupano di sicurezza in ambito ferroviario, quali l'ORE (Office for Research and Experiments of International Union of Railways) e l'ERRI (European Rail Research Institute), onde valutare i limiti di esercizio dei convogli in circolazione. L'analisi della sicurezza ferroviaria è molto complessa, essendo influenzata da numerosi fattori, quali: le caratteristiche geometriche e strutturali dei veicoli dei convogli ferroviari; la disposizione dei veicoli, in termini di tipo e di massa trasportata, nel treno; le condizioni di esercizio (in termini di manovra e velocità di

marcia); infine, la conformazione del tracciato nonché la geometria dei profili di ruota e rotaia. L'utilizzo di simulatori numerici permette una riduzione dei costi per le campagne sperimentali ed, insieme, una più esaustiva indagine sui parametri che influenzano la dinamica del veicolo.

Al fine riprodurre numericamente, in maniera esaustiva, il reale comportamento del veicolo ferroviario, è di fondamentale importanza considerare le principali azioni dinamiche esterne agenti su di esso, le quali sono dovute essenzialmente al contatto tridimensionale tra ruota e rotaia ed all'interazione dinamica tra gli organi di trazione e di repulsione.

Per quanto concerne l'interazione tra ruota e rotaia, è stato sviluppato ed implementato nel simulare illustrato in [1]-[2] un innovativo modello di contatto elastico tridimensionale tra le superfici della ruota e della rotaia, denominato T.O.A.M. [4]. Esso permette di valutare, mediante un calcolo in linea, cioè durante l'integrazione delle equazioni del moto, il numero e le caratteristiche geometriche dei punti di contatto, con un'ottima approssimazione ed un basso onere computazionale, grazie al fatto che la ricerca dei punti di contatto è ricondotta a quella degli zeri di una funzione non lineare ad una sola incognita. Inoltre, il metodo T.O.A.M. permette di gestire generici profili della ruota e rotaia, immessi dall'utente mediante una serie di punti ottenibili da misurazioni sperimentali.

L'ambiente multibody, in precedenza sviluppato dagli autori e presentato in [1]-[2], implementa i principali vincoli elastici e rigidi che permettono di riprodurre la struttura di un generico veicolo ferroviario. Al fine di valutare con precisione l'effetto dell'interazione dinamica tra veicoli consecutivi sul veicolo d'interesse, si è scelto di simularne tre contemporaneamente e di valutare le forze di interazione mediante il nuovo modello numerico qui presentato. Tale modello valuta la geometria di contatto, nonché le forze normali e di attrito, tra le calotte sferiche dei respingenti; vengono inoltre simulate le reali caratteristiche elastiche di carico e scarico dei respingenti e dei tiranti.

Le simulazioni, a cui si farà riferimento nel seguito, riproducono uno studio condotto dall'ORE [3] su veicoli a due assili, soggetti a forze longitudinali di compressione (LCF), durante la percorrenza di uno scambio. Lo scopo di questo studio è quello di valutare le forze longitudinali massime ammissibili su uno specifico veicolo; infine, si riportano ulteriori risultati di confronto tra il simulatore sviluppato ed il software commerciale SIMPACK.

2. IL MODELLO TRIDIMENSIONALE DI CONTATTO TRA RESPINGENTI

Viene qui descritto il modello matematico utilizzato per la determinazione del punto di contatto tra le calotte sferiche dei respingenti nonché delle forze elastiche di compressione e di trazione dei respingenti e del tirante, rispettivamente in funzione della geometria e della posizione reciproca di due vagoni consecutivi.

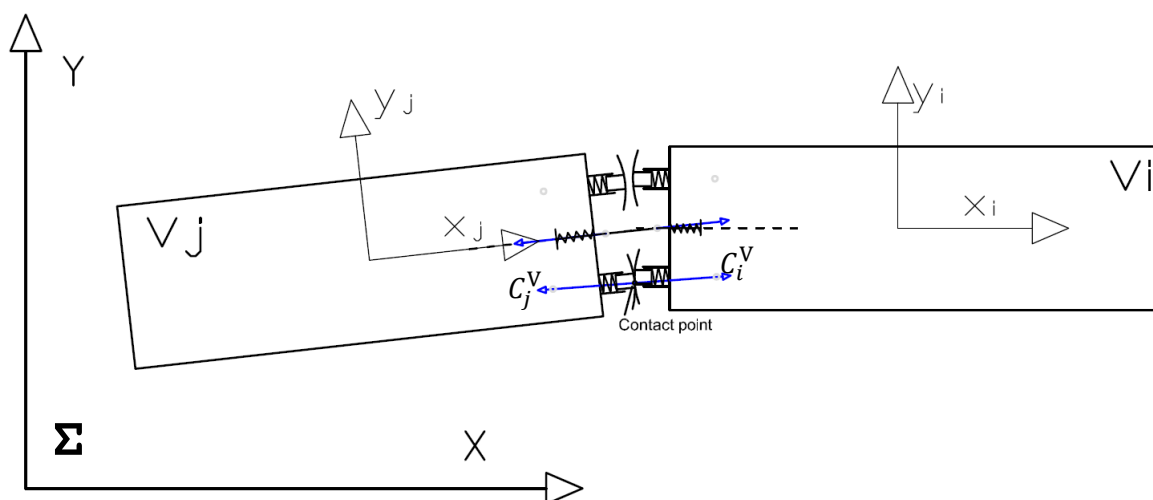


Figura 1: Riferimenti utilizzati per lo sviluppo numerico del modello di contatto tra i respingenti.

La Figura 1 mostra il sistema di riferimento (s.d.r.) inerziale Σ e quello locale di un generico vagone V (dove $j = i+1$); la trattazione seguente generalizza quanto precedentemente svolto in [5].

La matrice di trasformazione dal s.d.r. inerziale Σ a quello locale del veicolo è data dall'equazione (1). In essa con $\{\theta, \psi, \varphi\}$ si indicano le tre rotazioni intorno ai tre assi coordinati $\{x, y, z\}$ del generico veicolo V rispetto al s.d.r. Σ ; con C_θ e S_θ si indicano rispettivamente il $\cos\theta$ e il $\sin\theta$ (tale abbreviazione è utilizzata anche nelle espressioni che seguono).

$$R_V^\Sigma = \begin{bmatrix} C_\varphi C_\psi - S_\varphi S_\theta S_\psi & -S_\psi C_\theta & S_\varphi C_\psi + C_\varphi S_\theta S_\psi \\ S_\psi C_\varphi + S_\varphi S_\theta C_\psi & C_\psi C_\theta & S_\psi S_\varphi - C_\varphi S_\theta C_\psi \\ -S_\varphi C_\theta & S_\theta & C_\theta C_\varphi \end{bmatrix} \quad (1)$$

I centri di curvatura $C_{i,j}^V$ (Figura 1) delle calotte sferiche del generico vagone, espresse nel sistema di riferimento solidale a quest'ultimo sono definite dalle seguenti equazioni:

$$C_i^V = \left[-\frac{L_{wi}}{2} + R_i + x_{Ri}, \quad \text{sgn} \cdot D_{Li}, \quad -z_{Ri} \right]^T \quad (2)$$

$$C_j^V = \left[+\frac{L_{wj}}{2} - R_j - x_{Rj}, \quad \text{sgn} \cdot D_{Lj}, \quad -z_{Rj} \right]^T \quad (3)$$

dove L_w è la distanza a riposo (length over buffers) tra i respingenti del vagone, R il raggio della calotta sferica, x_R la compressione del respingente (positiva nel caso di compressione), D_L la semidistanza tra questi e z_R è la distanza in direzione verticale tra il piano contenente gli assi dei respingenti e l'origine del s.d.r. locale del veicolo.

Nelle relazioni precedenti, si è indicata con sgn una quantità che vale “+1” o “-1”, a seconda che ci si stia riferendo alla coppia di respingenti di sinistra o di destra.

Il vettore congiungente i centri dei respingenti appartenenti ai vagoni i e j , nel sistema di riferimento inerziale ha l'espressione seguente :

$$v_{C_i C_j} = C_i^\Sigma - C_j^\Sigma, \quad (4)$$

dove:

$$C_i^\Sigma = \begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{bmatrix} + R_{V_i}^\Sigma C_i^V, \quad C_j^\Sigma = \begin{bmatrix} X_j \\ Y_j \\ Z_j \end{bmatrix} + R_{V_j}^\Sigma C_j^V \quad (5)$$

Con $\{X \ Y \ Z\}_{i,j}$ si indicano le coordinate del centro del sistema di riferimento solidale al generico veicolo V ($V = i,j$) rispetto al s.d.r. inerziale.

Le posizioni dei punti di contatto sulle calotte sferiche, espresse nei riferimenti dei rispettivi veicoli, sono definite dalle seguenti equazioni:

$$P_i^V = C_i^V + R_{V_i}^\Sigma \cdot \hat{v}_{C_i C_j} \cdot R_i \quad (6)$$

$$P_j^V = C_j^V + R_{V_j}^\Sigma \cdot \hat{v}_{C_i C_j} \cdot R_j, \quad (7)$$

dove

$$\hat{v}_{C_i C_j} = \left\{ \frac{v_{C_i C_j}}{\|v_{C_i C_j}\|} \right\} \quad (8)$$

rappresenta il versore congiungente i centri di curvatura delle calotte sferiche a contatto, espresso nel riferimento inerziale.

Le forze normali di contatto applicate in tali punti, espresse nel s.d.r. del veicolo, sono definite dalle seguenti equazioni:

$$N_i^V = \frac{F_i(x_{Ri})}{\langle \hat{x}_i^\Sigma, \hat{v}_{C_i C_j} \rangle} R_{V_i}^\Sigma \cdot \hat{v}_{C_i C_j} \quad (9)$$

$$N_j^V = \frac{F_j(x_{Rj})}{\langle \hat{x}_j^\Sigma, \hat{v}_{C_i C_j} \rangle} R_{V_j}^\Sigma \cdot \hat{v}_{C_i C_j} \quad (10)$$

dove $F(x_{Ri})$ e $F(x_{Rj})$ sono i moduli delle forze elastiche di compressione dei respingenti a contatto, ricavabili dalle caratteristiche elastiche e dalla compressione x_R , mentre \langle , \rangle indica il prodotto scalare.

Le componenti \hat{x}_i^Σ ed \hat{x}_j^Σ , definite dalle equazioni (11) e (12), sono i versori dell'asse x del s.d.r. locale, rispettivamente del veicolo i e j , espressi nel sistema inerziale:

$$\hat{x}_i^\Sigma = [C_{\varphi i} C_{\psi i} - S_{\varphi i} S_{\theta i} S_{\psi i} \quad S_{\psi i} C_{\varphi i} + S_{\varphi i} S_{\theta i} C_{\psi i} \quad -S_{\varphi i} C_{\theta i}]^T \quad (11)$$

$$\hat{x}_j^\Sigma = [C_{\varphi j} C_{\psi j} - S_{\varphi j} S_{\theta j} S_{\psi j} \quad S_{\psi j} C_{\varphi j} + S_{\varphi j} S_{\theta j} C_{\psi j} \quad -S_{\varphi j} C_{\theta j}]^T \quad (12)$$

Fissata la geometria e nota la posizione reciproca tra i veicoli, le uniche incognite presenti nelle equazioni suddette sono le componenti di compressione dei respingenti x_{Ri} e x_{Rj} ; queste possono essere determinate imponendo le seguenti condizioni:

- a) La norma del vettore $v_{C_i C_j}$ deve essere pari alla somma dei raggi delle calotte dei respingenti, cioè:

$$\|v_{C_i C_j}\| = R_i + R_j ; \quad (13)$$

- b) Le forze normali alle superfici delle teste dei respingenti devono equilibrarsi, cioè:

$$\|N\|_i^V = \|N\|_j^V . \quad (14)$$

Da dette relazioni è possibile definire un sistema di due equazioni in due incognite; tale sistema non è riportato in questo lavoro per ragioni di spazio, in quanto molto lungo ed ingombrante. Esso può essere ricondotto ad un'unica equazione non lineare, risolvendo la quale è possibile risalire a tutte le grandezze di interesse.

Le forze di attrito tra le teste dei respingenti sono calcolate mediante le forze normali di contatto, precedentemente ricavate, e la velocità tangenziale relativa tra i punti di contatto appartenenti ai due respingenti accoppiati.

Le velocità assolute dei punti di contatto, espresse nel riferimento inerziale, sono date dalle seguenti equazioni:

$$Vp_i^\Sigma = V_i^\Sigma + R_{V_i}^\Sigma \cdot [\omega]_i^V \cdot P_i^V \quad (15)$$

$$Vp_j^\Sigma = V_j^\Sigma + R_{V_j}^\Sigma \cdot [\omega]_j^V \cdot P_j^V , \quad (16)$$

dove $V_{i,j}^\Sigma$ è la velocità dell'origine del s.d.r. solidale al generico veicolo, espressa nel sistema inerziale, e $[\omega]_{i,j}^V$ è la matrice che definisce la velocità angolare, espressa nel s.d.r. locale del generico veicolo [6].

La velocità relativa tra i punti di contatto è definita dall'equazione (17). Essa può essere suddivisa in due componenti: una in direzione normale alle superfici V_N^Σ , data dall'equazione (18) e corrispondente alla somma delle velocità di compressione dei respingenti; l'altra in direzione ortogonale alla prima, definita dall'equazione (19). Questa ultima è utilizzata per valutare direzione e verso della forza di attrito, applicata nel punto di contatto, tra le teste dei respingenti.

$$V_{rel}^\Sigma = Vp_i^\Sigma - Vp_j^\Sigma \quad (17)$$

$$V_N^\Sigma = \hat{v}_{c_i c_j} \cdot \left(\{V_{rel}^\Sigma\}^T \cdot \hat{v}_{c_i c_j} \right) \quad (18)$$

$$V_T^\Sigma = V_{rel}^\Sigma - V_N^\Sigma \quad (19)$$

I vettori che definiscono le forze di attrito, espresse nel sistema di riferimento dei veicoli ed, applicate nel punto di contatto, sono definite dalle equazioni:

$$T_i^V = R_{V_i}^\Sigma \cdot \|N_i^V\| \cdot f \cdot \left\{ \frac{V_T^\Sigma}{\|V_T^\Sigma\|} \right\} \cdot smf \quad (20)$$

$$T_j^V = -R_{V_j}^\Sigma \cdot \|N_j^V\| \cdot f \cdot \left\{ \frac{V_T^\Sigma}{\|V_T^\Sigma\|} \right\} \cdot smf \quad (21)$$

dove f è il coefficiente di attrito tra le teste dei respingenti, mentre smf è una funzione di raccordo a zero della forza di attrito quando la velocità tangenziale relativa si annulla; essa ha lo scopo di evitare l'instabilità numerica dell'integratore, dovuta a discontinuità della forza di attrito.

Analogamente al respingente, è possibile valutare la posizione dei punti di collegamento, relativi ai due veicoli adiacenti, del gancio di trazione e le rispettive elongazioni degli organi elastici solidali ai due veicoli, con una trattazione che ricalca quella su esposta.

Si definiscono con x_{Ti} e x_{Tj} , rispettivamente, gli allungamenti dell'elemento elastico del tirante montato sul veicolo i e quello sul veicolo j . Le posizioni di aggancio del tirante nei riferimenti dei veicoli sono definite delle equazioni:

$$D_i^V = \left[-\frac{L_{Ti}}{2} + x_{Ti}, \quad 0, \quad -z_{Ti} \right]^T \quad (22)$$

$$D_j^V = \left[\frac{L_{Tj}}{2} - x_{Tj}, \quad 0, \quad -z_{Tj} \right]^T, \quad (23)$$

dove $L_{Ti,j}$ è la lunghezza del veicolo misurata tra i punti di aggancio dei tiranti, mentre $z_{Ti,j}$ indica la posizione del tirante, rispetto all'asse Z del riferimento locale al veicolo.

La posizione dei punti di collegamento del tirante, nel riferimento inerziale, è data dall'equazione (24), mentre il versore che definisce l'orientazione del tirante è espresso dall'equazione (25):

$$D_i^\Sigma = \begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{bmatrix} + R_{V_i}^\Sigma D_i^V, \quad D_j^\Sigma = \begin{bmatrix} X_j \\ Y_j \\ Z_j \end{bmatrix} + R_{V_j}^\Sigma D_j^V \quad (24)$$

$$\hat{v}_{D_i D_j} = \left\{ \frac{v_{D_i D_j}}{\|v_{D_i D_j}\|} \right\} \quad \text{con} \quad v_{D_i D_j} = D_i^\Sigma - D_j^\Sigma \quad (25)$$

Analogamente a quanto fatto per i respingenti, le uniche incognite sono qui le elongazioni x_{Ti} e x_{Tj} degli organi elastici corrispondenti allo spostamento dei punti di aggancio del tirante; esse possono essere determinate imponendo le seguenti due condizioni, analoghe alle precedenti:

a) La norma del vettore $v_{D_i D_j}$ deve essere pari alla lunghezza del tirante Lt , cioè:

$$\|v_{D_i D_j}\| = Lt ; \quad (26)$$

b) Le forze agenti lungo la direzione del tirante devono equilibrarsi, cioè:

$$N_{T_i}^{\Sigma} = \frac{F_{T_i}(x_{T_i})}{\langle \hat{x}_i^{\Sigma}, \hat{v}_{D_i D_j} \rangle} \hat{v}_{D_i D_j} = N_{T_j}^{\Sigma} = \frac{F_{T_j}(x_{T_j})}{\langle \hat{x}_j^{\Sigma}, \hat{v}_{D_i D_j} \rangle} \hat{v}_{D_i D_j} \quad (27)$$

dove $F_{T_i}(x_{T_i})$ e $F_{T_j}(x_{T_j})$ sono i moduli delle forze elastiche dei tiranti, funzione delle rispettive elongazioni.

Risolvendo il sistema costituito dalle equazioni **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** (27), è possibile determinare gli allungamenti dei tiranti e, quindi, tutti gli altri parametri di interesse, quali le forze ed i punti di applicazione di queste.

3. ANALISI NUMERICA SULL'INTERAZIONE DINAMICA TRA VEICOLI FERROVIARI

Sono qui mostrati i risultati di una serie di simulazioni condotte mediante il simulatore precedentemente sviluppato, al quale è stato aggiunto il modulo di calcolo presentato nel paragrafo precedente. Queste simulazioni riproducono alcuni studi proposti in [3] ed hanno lo scopo di valutare le massime forze longitudinali ammissibili su di uno specifico veicolo, in presenza di condizioni operative critiche, quali la percorrenza di uno scambio con un raggio stretto, la differenza di quota tra i respingenti a contatto e la presenza di forze longitudinali. Come si è già detto prima, il simulatore permette di valutare l'effetto di tali fattori, mediante la simulazione della dinamica multibody di più veicoli. Al termine di questo paragrafo, sono inoltre proposti alcuni confronti con il software commerciale SIMPACK, al fine di verificare ulteriormente il modello qui presentato.

3.1. Caratteristiche fisico-geometriche del veicolo e caratteristiche del tracciato

Il veicolo preso in considerazione nelle analisi di seguito riportate è un Gbs 254 della SNCF; le sue principali caratteristiche geometriche, definite in [3] Appendice 4.1, sono illustrate in Figura 2.

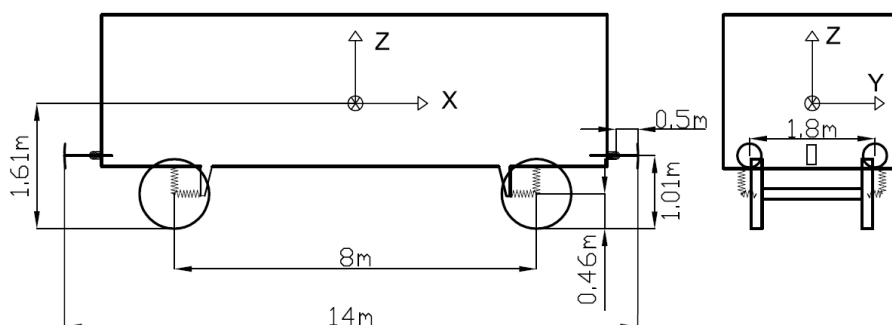


Figura 2 Caratteristiche geometriche del vagone Gbs 254.

Le caratteristiche inerziali e la massa dei corpi, utilizzate per le simulazioni numeriche, sono riportate in Tabella 1, mentre le caratteristiche elastiche delle sospensioni sono riportate in Tabella 2.

Tabella 1: Massa e momenti di inerzia delle sale e della cassa

	Mass [kg]	I_{xx} [kg·m ²]	I_{yy} [kg·m ²]	I_{zz} [kg·m ²]
Car body	13300	32000	420000	413000
Wheelset	1490	988	90	988

Tabella 2: Caratteristiche elastiche della sospensione primaria

	X	Y	Z
K [N/m]	$12 \cdot 10^6$	$1.4 \cdot 10^6$	$970 \cdot 10^3$
C [N·s ² /m]	$12 \cdot 10^4$	$1.8 \cdot 10^5$	$640 \cdot 10^3$

Le caratteristiche elastiche di carico e scarico dei respingenti e dei tiranti, definite in [3] Appendice 14 e 15, sono riportate rispettivamente in Figura 3 e Figura 4. Da queste, è possibile ricavare le forze elastiche dovute alla compressione dei respingenti e la trazione dei tiranti, come descritto nel modello riportato in [7]. Il raggio della calotta sferica utilizzato nelle analisi è di 1.64 m. Il valore del coefficiente di attrito assunto nei calcoli è pari a 0.1; è stato utilizzato tale valore dovendo riprodurre le condizioni sperimentali che si riferiscono al contatto tra superfici lubrificate. Nei test condotti non è presente gioco o precarico tra gli organi di accoppiamento.

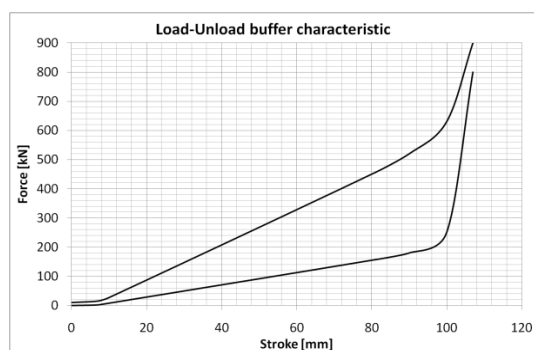


Figura 3: Caratteristica elastica di carico e scarico dei respingenti.

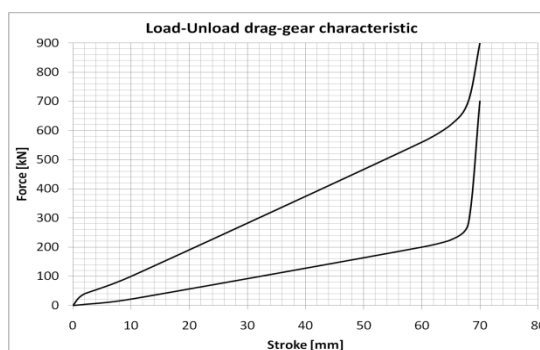


Figura 4: Caratteristica elastica di carico e scarico dei tiranti.

Lo scartamento considerato per il tracciato è quello standard di 1435 mm, mentre i profili utilizzati per la ruota e la rotaia sono rispettivamente ORE S1002 e UIC 60 e sono tratti da [8]-[9].

La geometria dello scambio preso in considerazione, come specificato nella normativa UIC 527-1, è caratterizzata da una curva a destra di 150 m di raggio, senza tratti di raccordo in imbocco e in uscita né sopraelevazione, un tratto rettilineo di 6 m di lunghezza ed una successiva curva a sinistra analoga alla prima. La velocità di percorrenza presa in considerazione è di 30 km/h. In accordo con quella che è l'esperienza tipica degli operatori ferroviari, il tracciato preso in considerazione è uno tra i più gravosi per quanto concerne la sicurezza di marcia di veicoli soggetti a forze longitudinali di compressione.

3.2. Valutazione del rischio di svio e confronto con i dati sperimentali

Nei test riportati in [3], al fine di valutare i limiti operativi di uno specifico veicolo, in questo caso il Gbs 254, è stato utilizzato un convoglio costituito da nove veicoli, con quello centrale oggetto di indagine. Le forze longitudinali sono imposte mediante la locomotiva in coda al convoglio, la quale effettua una trazione controllata, mentre il primo vagone esegue una frenatura. I veicoli adiacenti a quello in esame sono caricati al fine di ridurre il rischio di svio rispetto a quest'ultimo. Il veicolo centrale presenta, inoltre, una maggiore altezza di 80 mm, misurata con riferimento ai respingenti, rispetto a quelli adiacenti. Le condizioni di funzionamento proposte hanno lo scopo di riprodurre le condizioni più gravose che posso verificarsi durante il normale esercizio ferroviario.

In questa sede, al fine di ridurre la complessità ed il peso computazionale del problema, nel simulatore sono stati riprodotti solamente tre veicoli, identici tra di loro e conformi al Gbs 254. Il veicolo centrale è quello in esame, mentre quelli adiacenti, opportunamente caricati con 30 t come nei test, sono utilizzati al fine di generare le forze di interazione mediante il modello di contatto tra i respingenti descritto nel presente lavoro. I respingenti esterni dei veicoli adiacenti sono caricati con forze costanti lungo l'asse X del s.d.r. locale del veicolo (Figura 2), al fine di imporre le forze longitudinali esterne.

Nelle analisi sperimentali descritte in [3], diversi criteri per la valutazione del rischio di svio sono presi in considerazione; tra questi, il più limitativo è utilizzato per valutare i limiti di esercizio. I criteri presi in considerazione sono riportati in Tabella 3 con i relativi valori limite prescritti.

Tabella 3: Criteri di deragliament

Criterio di deragliament	Valore Massimo ammesso
Y/Q ratio	1.2
“Distortion of journal axle”	25 [mm]
“Lateral displacement of the track”	64 [kN]

Il criterio del rapporto Y/Q, definito come rapporto tra il carico laterale agente sulla ruota diviso per il carico verticale, non è particolarmente limitante, rispetto agli altri due, per il caso esaminato. Il criterio “Distortion of journal axle” è stato introdotto al fine di evitare il danneggiamento del veicolo, date le elevate forze laterali in gioco; tale parametro è definito dalla distorsione, in termini di spostamento laterale del supporto del mozzo della sala, misurata 380 mm al di sotto del pianale della cassa. L’ultimo criterio “Lateral displacement of the track” è introdotto per prevenire il danneggiamento del tracciato a causa delle forze laterali. Nel caso di tracciati rinforzati, esame entro cui rientra quello qui considerato, il valore massimo della forza laterale è determinato dall’equazione (28), dove P (65 kN nel caso analizzato) è il carico per asse del veicolo che percorre lo scambio, in kN.

$$(H_{lim})_{2m} = 25 + 0.6 \cdot P = 64 [kN] \quad (28)$$

Come riportato in Tabella 4, gli ultimi due criteri sono i più limitativi. In particolare, dalla campagna di test sperimentali condotti, risulta che il criterio “Distortion of journal axle” è raggiunto in corrispondenza di una forza longitudinale di 165 kN; in tali condizioni le forze laterali massime scambiate con il tracciato sono di 55 kN. Per quanto concerne i dati simulati, risulta che, per una fissata forza longitudinale di compressione, pari a 165 kN, i valori che descrivono i due criteri di deragliament presi in considerazione sono in ottimo accordo con i dati sperimentali, come riportato in Tabella 4.

Tabella 4: Confronto dei dati simulati con quelli sperimentali ottenuti in corrispondenza di forze longitudinali imposte di 165 kN

Criterio di deragliament	Sperimentale	Simulato	Differenza [%]
“Distortion of journal axle”	25 [mm]	26.9 [mm]	7
“Lateral displacement of the track”	55 [kN]	55.7 [kN]	1.2

3.3. Validazione mediante il software commerciale SIMPACK

Al fine di validare l’insieme dei modelli utilizzati nel simulatore sviluppato, e quindi validare anche il modello di contatto tridimensionale tra i respingenti, è stata riprodotta, mediante il software commerciale SIMPACK, la dinamica di tre veicoli consecutivi che interagiscono reciprocamente, mediante i respingenti ed i tiranti. Il contatto tra le calotte sferiche dei respingenti è simulato in SIMPACK mediante geometrie tridimensionali con mesh che, nel caso specifico, sono sfere con un raggio di 1.64 m. La versione di SIMPACK, che è utilizzata per il confronto con il software sviluppato dagli autori, è la 8.904.

Al fine di ridurre al minimo eventuali differenze tra i modelli a confronto e quindi concentrare l’attenzione solo sulla geometria di contatto tra i veicoli accoppiati, sono state apportate alcune semplificazioni in entrambi i modelli. Queste concernono le caratteristiche elastiche dei respingenti e dei tiranti, che sono simulate mediante elementi molla/smorzatore viscoso; inoltre non sono imposte forze longitudinali esterne, non volendo in questo caso valutare i limiti operativi del veicolo, ma solo la dinamica complessiva. Si noti che non è necessario applicare forze longitudinali esterne per caricare i respingenti; infatti, durante la percorrenza dello scambio, questi sono sollecitati da forze di

compressione, di circa 100 kN, dovute alla trazione del tirante generata dai moti relativi tra i veicoli adiacenti, a causa della loro progressiva iscrizione in curva.

Il tracciato e le caratteristiche fisico-geometriche dei veicoli sono analoghi a quelli riportati nel precedente paragrafo, mentre le caratteristiche elastiche dei respingenti e dei tiranti utilizzate nelle simulazioni di seguito mostrate sono riportate in Tabella 5.

Tabella 5: Caratteristiche elastiche dei respingenti e tiranti usate per il confronto con SIMPACK

	K [kN]	C [kN·s/m]
Respingente	6000	600
Tirante	5000	500

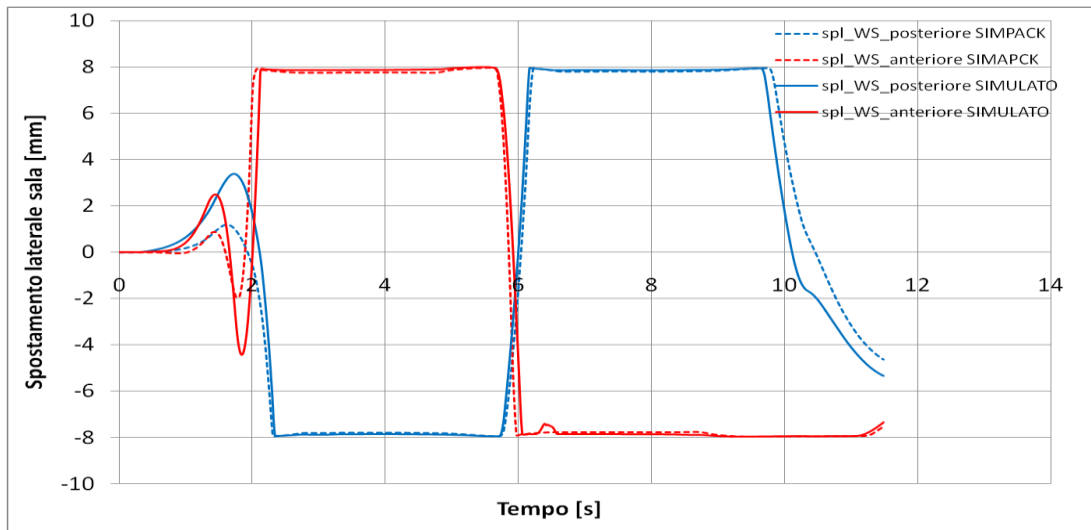


Figura 5: Spostamento laterale della sala anteriore e posteriore del veicolo centrale; con linea continua e con linea tratteggiata sono rispettivamente mostrati i risultati ottenuti mediante il modello sviluppato e mediante SIMPACK.

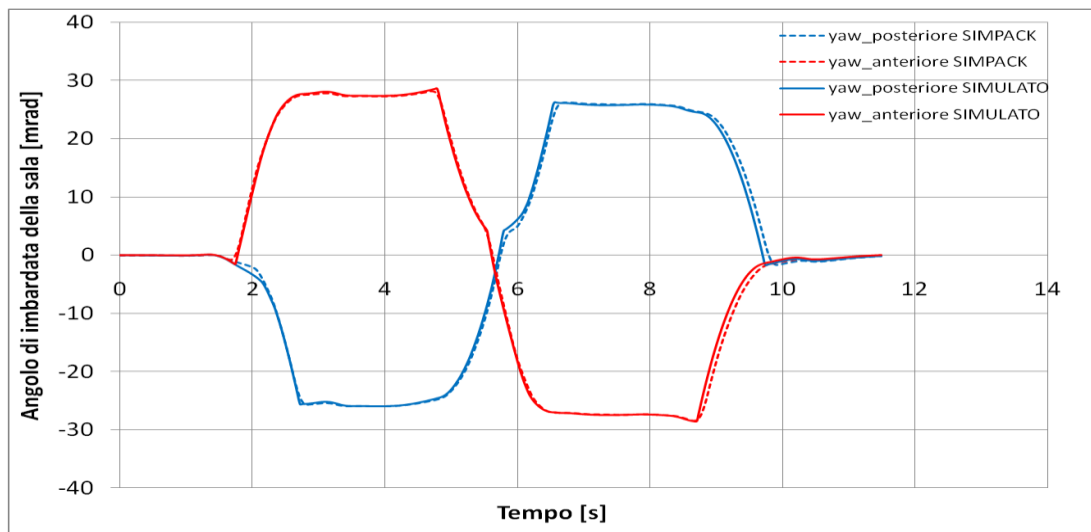


Figura 6: Angolo di imbardata della sala anteriore e posteriore del veicolo centrale; con linea continua e con linea tratteggiata sono rispettivamente mostrati i risultati ottenuti mediante il modello sviluppato e mediante SIMPACK.

Il confronto tra i modelli è effettuato sul veicolo centrale. In particolare, in Figura 5 ed in Figura 6, sono mostrati rispettivamente gli andamenti dello spostamento laterale e dell'angolo di imbardata della sala anteriore e posteriore rispetto al tracciato. I risultati messi a confronto sono in buon accordo tra

loro; le piccole differenze riscontrate sullo spostamento laterale sono attribuibili alle diverse leggi di attrito utilizzate nel contatto ruota/rotaia e nel contatto tra i respingenti.

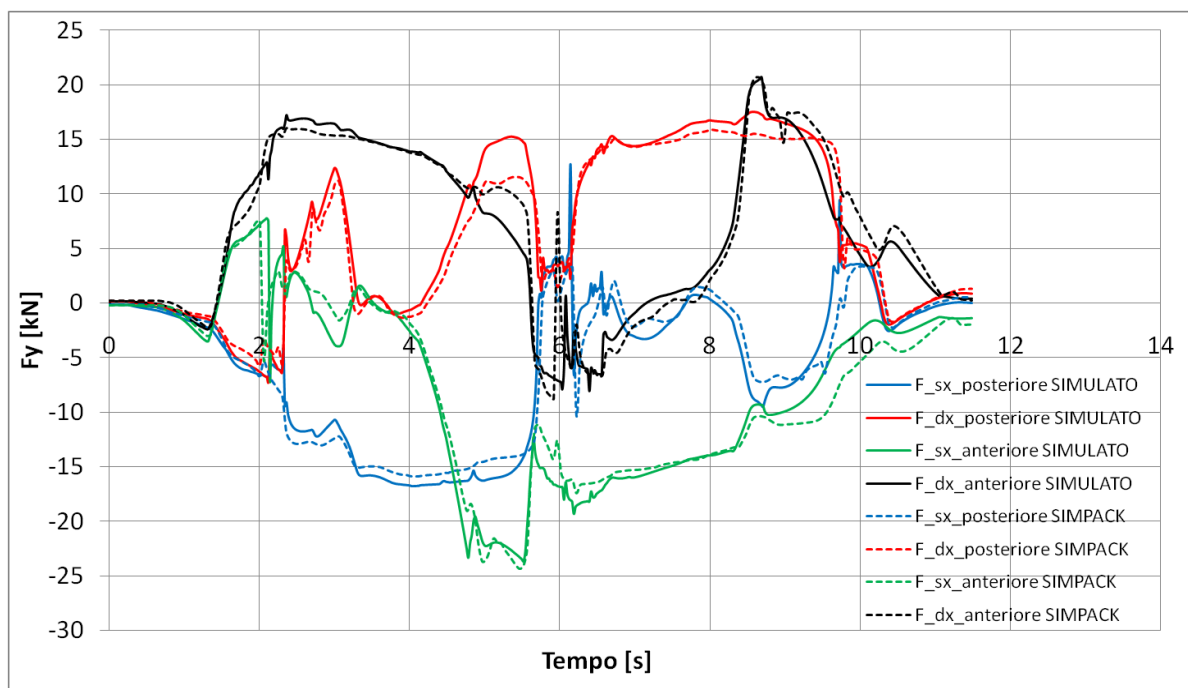


Figura 7: Andamento delle forze laterali scambiate tra le ruote del veicolo esaminato ed il tracciato; con linea continua e con linea tratteggiata sono rispettivamente mostrati i risultati ottenuti mediante il modello sviluppato e mediante SIMPACK.

In Figura 7, sono infine riportati gli andamenti delle forze laterali scambiate da ogni ruota con il tracciato, espresse nel piano del tracciato; anche in questo caso i risultati ottenuti mediante il simulatore sviluppato sono in buon accordo con quelli ottenuti con il software commerciale SIMPACK.

Questi risultati consentono di validare il modello tridimensionale specificamente sviluppato per simulare l'interazione tra gli elementi di collegamento (respingenti e tirante) tra i veicoli consecutivi; essi costituiscono un'ulteriore validazione del modelli di contatto T.O.A.M. e del codice multibody rigido, già precedentemente validati, di cui si è riferito in precedenti lavori.

3. CONCLUSIONI

E' stato presentato un modello numerico tridimensionale specificamente sviluppato per simulare il contatto tra le calotte sferiche dei respingenti nonché l'azione del tirante tra due veicoli consecutivi. Tale modello, implementato nel simulatore multibody precedentemente sviluppato dagli autori, è stato utilizzato per riprodurre alcuni studi condotti dall'ORE per la valutazione delle massime forze longitudinali ammissibili su veicoli a due assi durante la percorrenza di uno scambio. I risultati ottenuti sono da ritenere ingegneristicamente significativi ed affidabili, in quanto allo stato colgono i dati sperimentali con scarti che, al più, sono inferiori al 10%. Il modello proposto è stato, inoltre, più estensivamente validato confrontandone i risultati con quelli ottenuti con un modello analogo sviluppato in SIMPACK. Dai confronti condotti con i dati sperimentali e con il software commerciale si può concludere che il simulatore numerico dei veicoli ferroviari oggetto del presente lavoro è in grado di riprodurre con buona approssimazione il reale comportamento del veicolo ferroviario, considerando l'interazione dinamica con quelli adiacenti, e può quindi essere utilizzato come un ausilio numerico per condurre prove di accettazione dei veicoli ferroviari.

BIBLIOGRAFIA

- [1] L. Cantone, D. Negretti, L. Vita, and V. Vullo, “Effect of train longitudinal dynamics on wheel-rail forces”. 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Firenze, Italy, September 15-18, 2009.
- [2] L. Cantone, D. Negretti, V. Vullo “Analisi del contatto ruota rotaia mediante un’ approssimazione del terzo ordine”, AIAS 2010, Maratea, Italy, 7-10 September, 2010.
- [3] Office for Research and Experiments of International Union of Railways, ORE Question B12, Report No. 40, Propelling tests with long two-axle wagons, UTRECHT, April 1984.
- [4] D. Negretti, “A third-order approximation method for threedimensional wheel–rail contact”, *Vehicle System Dynamics*, DOI:10.1080/00423114.2011.595804, 2011.
- [5] L. Cantone, D. Negretti, “Modellazione dinamica disaccoppiata dei respingenti ferroviari”, *AIAS XXXVIII*, 9-11 Settembre Torino, 2009.
- [6] Federico Cheli, Ettore Pennestrì, “Cinematica e Dinamica dei Sistemi Multibody”, Casa editrice Ambrosiana, 2006.
- [7] L. Cantone, “TrainDy: the new Union Internationale des Chemins de Fer software for freight train interoperability”, *Proc. IMechE, Part F: J. Rail and Rapid Transit*, 2011, 225 (F1), 57-70. DOI 10.1243/09544097JRRT347.
- [8] S. Iwnick, “Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation”, *Vehicle System Dynamics*, 30/3-4, 295 - 313, 1998.
- [9] S. Iwnick, “The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation”, Taylor & Francis, ISSN 0042-4114