

EFFETTI DELL'ALLARGAMENTO DI SCARTAMENTO SULLA STABILITÀ DI MARCIA E SULL'USURA DELLE RUOTE FERROVIARIE

T. De Cicco, A. Bracciali, L. Di Benedetto, F. Piccioli

*Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali,
via di Santa Marta 3 – 50139 Firenze, e-mail: andrea.bracciali@unifi.it*

Sommario

Il presente lavoro investiga le condizioni di esercizio che hanno portato recentemente all'insorgenza di moti di serpeggio nei treni percorrenti principalmente linee ferroviarie nuove e dedicate (rete da alta velocità). Vengono investigate le forze e le usure al contatto ruota-rotaia e si dimostra come, mediante la variazione dello scartamento, sia possibile ottenere maggiori percorrenze senza incorrere in fenomeni di instabilità di marcia. Vengono indicate le implicazioni pratiche per la realizzazione di una tale misura.

Abstract

This paper investigates operation conditions that recently led to the appearance of hunting movements during the service of trains running mainly on dedicated and brand new lines (high speed network). Wheel-rail contact forces and wear are investigated and it is shown how, through varying the track gauge, it is possible to increase the overall mileage run by a train without the onset of running instability phenomena. Practical considerations are given on how to achieve such goal.

Parole chiave: dinamica di marcia, scartamento, stabilità, usura, rotaie ferroviarie

1. INTRODUZIONE

La circolazione dei treni alle alte velocità è stata promossa dall'Unione Europea nella filosofia di consentire la libera circolazione di persone e merci sul territorio comunitario. Uno dei tasselli fondamentali è stata la pubblicazione delle *Technical Specifications for Interoperability* (dette TSI), ossia un insieme di norme tecniche alle quali l'infrastruttura, il materiale rotabile ed il segnalamento devono attenersi per garantire che un treno di un qualunque paese europeo possa circolare in un altro paese europeo.

Le TSI si dividono in *High Speed (HS)* e *Conventional Rail (CR)*; per quanto concerne la circolazione dei treni ad alta velocità, la corrispondente TSI-HS *Infrastructure* specifica che lo scartamento di progetto delle linee ad alta velocità sia pari a 1435 mm, ossia il cosiddetto scartamento standard. Giova ricordare come in Europa vi siano, a scartamento "largo", solo la Finlandia e la Penisola Iberica, e come peraltro in Spagna ormai da vent'anni la costruzione di linee ad alta velocità abbia abbandonato lo "scartamento iberico" a favore di quello standard.

In Italia la rete ad alta velocità ha una lunga e tormentata genesi, che ha visto nel 1976 l'apertura del primo tratto (Settebagni-Città della Pieve) della Roma-Firenze, linea completata nel 1992; in essa, limitazioni di segnalamento (blocco automatico a correnti codificate a 9 codici) ed ancor di più l'alimentazione in 3kV DC con i corrispondenti problemi di captazione di elevate potenze ad elevate velocità, hanno limitato la velocità massima a 250 km/h.

Solo con il passaggio all'alimentazione monofase 2x25 kV 50 Hz e con l'introduzione del sistema di segnalamento via radio noto come ERTMS-ETCS Livello 2 si è potuti passare nelle successive linee a velocità massime di 300 km/h in esercizio commerciale. Al termine di un processo di costruzione delle linee che ha visto impegnato tutto il paese, sono state aperte all'esercizio nel 2006 la Roma-Gricignano, nel 2008 la Milano-Bologna e la Torino-Novare e nel 2009 la Novara-Milano, la Bologna-Firenze (quest'ultima con 72 km in galleria) e la Gricignano-Napoli.

Nell'attesa del completamento dei lavori alle stazioni di Bologna e Firenze, si può dire che oggi un treno ad alta velocità può compiere l'intera tratta Torino-Napoli su una rete sostanzialmente nuova e conforme ai più recenti standard europei.

2. LA DINAMICA DI MARCIA ALLE ALTE VELOCITA'

2.1 Fenomeni anomali di usura su reti omogenee

Quanto indicato nell'introduzione ha portato a fenomeni inattesi che non si erano manifestati durante il pur trentacinquennale esercizio della Roma-Firenze. Ricordiamo, infatti, che la flotta dei treni ad alta velocità italiani (ETR500) ha marciato per oltre 15 anni (la prima fornitura è del 1992) *solo in minima parte* su una infrastruttura nuova ma, per la maggior parte della sua percorrenza, ha transitato su linee convenzionali, sicuramente meno omogenee e regolari.

Recentemente, invece, con la nascita del *brand AV* e con una offerta commerciale notevolissima, la flotta ETR500 si è trovata a marciare in pratica esclusivamente sui nuovi binari *TSI compliant*, ossia con raggi di curvatura elevatissimi, sopraelevazioni limitate e, soprattutto, scartamento rigorosamente costante e pari a 1435 mm.

Questa condizione, apparentemente ottimale, ha portato in realtà a fenomeni di usura delle ruote che hanno avuto notevoli ripercussioni sulla regolarità dell'esercizio. E' bene premettere, onde evitare di sollevare falsi allarmismi, che i treni in oggetto, come tutti quelli *TSI-HS Rolling Stock compliant* hanno un dispositivo accelerometrico, detto "sentinella", che rileva le accelerazioni trasversali del telaio carrello e che lancia un allarme in caso di presenza di instabilità di marcia.

L'usura sopra accennata nasce dall'osservazione che le rotaie, in un binario nuovo, mostrano una *running band* (o "fascia di rotolamento") estremamente stretta, dell'ordine dei 15-20 mm, pari quindi in pratica alla dimensione dell'impronta hertziana di contatto (ricordiamo che il materiale AV ha un carico massimo di 14 t/asse, quindi particolarmente ridotto rispetto al materiale ordinario che ha un carico assiale massimo di 22.5 t/asse).

Semplici calcoli geometrici eseguiti sui profili a nuovo (profilo S1002 per le ruote e rotaia 60E1 posata 1:20) mostrano come anche le ruote tocchino le rotaie sempre nella medesima zona. E' evidente, quindi, come in condizioni di marcia che possiamo considerare, dati i parametri geometrici del tracciato sopra accennati, come di perenne marcia in rettilineo, l'usura delle ruote si concentri nella zona di contatto portando a quello che in letteratura è noto come *hollow tread* (o "infossamento della tavola di rotolamento"). Questo infossamento porta alla "distruzione" della geometria a nuovo che tanto rassicura il normatore e gli enti di omologazione e certificazione ed introduce, di fatto, dei movimenti di serpeggio a velocità ben più bassa di quella di progetto.

La problematica è emersa in tutta la sua gravità, che, ripetiamo, ha effetto solo sulla manutenzione e molto più limitatamente sulla regolarità dell'esercizio, solo recentemente al punto che in un articolo apparso su "La Tecnica Professionale" [1] si è riscontrata la necessità di suggerire un nuovo parametro da misurare sulle ruote per misurare la "attitudine al serpeggio" degli ETR500. Con una nota di Trenitalia al personale di macchina degli ETR500 [2] si è, inoltre, dato indicato ai macchinisti di regolare la velocità di marcia, in presenza di segnalazioni dell'impianto sentinella, a velocità minori o uguali a 220 km/h.

Ovviamente il problema non può essere risolto se non mediante una ritornitura (riprofilatura) dei cerchioni per riportarne a nuovo il profilo; questo ha, come è facile immaginare, impatti di costi e di tempi notevolissimi costringendo ad effettuare interventi di manutenzione “distruttiva” (ogni tornitura toglie vita utile ai cerchioni) peraltro ad intervalli inferiori a quelli previsti.

L’interpretazione proposta in [1] del fenomeno dell’infossamento, legata a fantomatici parametri energetici derivanti dal fatto che la marcia è passata da 250 km/h a 300 km/h, è ovviamente priva di alcun fondamento scientifico. Nel presente lavoro si darà evidenza del fenomeno utilizzando viceversa la modellistica scientifica più nota ed accreditata.

2.2 La geometria al contatto ruota-rotaia

Osservando la forma dell’accoppiamento dei profili ruota rotaia “standard” (Figura 1), ossia il profilo S1002 a nuovo per la ruota ed il profilo 60E1 a nuovo per la rotaia, di osserva come il gioco laterale bordino-rotaia sia estremamente limitato (circa 6 mm) e come in realtà il cerchione si estenda anche in zone dove, apparentemente, esso non dovrebbe mai lavorare.

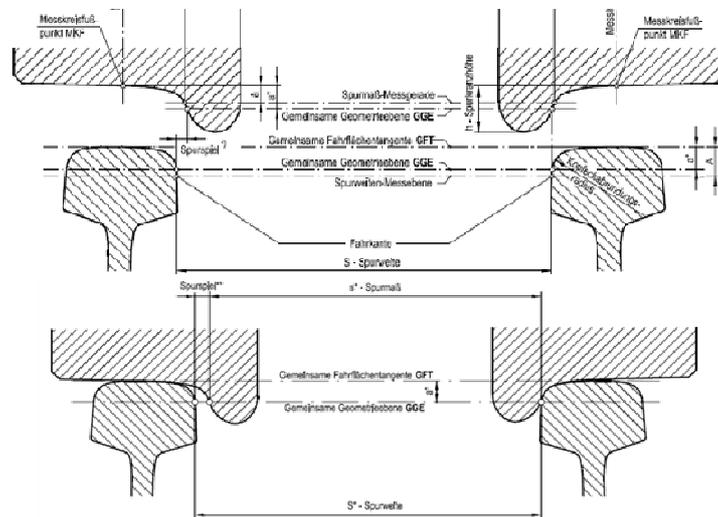


Figura 1. Geometria al contatto ruota-rotaia in campo ferroviario (in alto) e particolare con la sala montata spostata a battuta sulla rotaia destra (in basso) [3].

La prima osservazione porta alla errata convinzione, assai diffusa, che sia il bordino a mantenere il rotabile nel binario in ogni condizioni di marcia. Questa credenza può essere facilmente smentita dall’osservazione che sulle linee ad Alta Velocità, comprese le curve, la zona consumata della rotaia è limitata alla fascia superiore centrale, quindi assai distante dal bordino.

Né l’analisi del moto puramente cinematico della sala montata, il cosiddetto moto alla Klingel, può aiutare a comprendere appieno i fenomeni di dinamica di marcia, visto che, salvo assolutamente rari ed eccezionali, un veicolo è costituito da casse appoggiate su carrelli e che le sale montate appartenenti ad un carrello sono vincolate attraverso le sospensioni primarie. Heumann ha tentato di descrivere la lunghezza d’onda del moto mostrato da due sale accoppiate in un carrello, ma la sua formula è di scarsa utilità pratica in quanto non tiene conto della rigidità longitudinale della sospensione primaria, parametro che consente una certa orientabilità delle sale ma che, se troppo ridotta, può ingenerare fenomeni di serpeggio ad alta velocità (ecco perché i veicoli AV hanno sempre primarie molto rigide longitudinalmente e risultano, quindi, molto aggressivi nei confronti dell’infrastruttura tradizionale che ha curve di raggio stretto).

La seconda osservazione ci porta a considerare la marcia sui deviatori (scambi). Nella zona del “cuore”, ossia laddove le rotaie si intersecano, vi è un tratto (cosiddetto “spazio nocivo”) nel quale la ruota non tocca le rotaie nella posizione usuale ma sulla cosiddetta “piegata”. In questa condizione la ruota non

tocca nella parte centrale del suo profilo bensì nella parte più esterna (Figura 2). Per inciso, questa condizione che si verifica *solo* sugli scambi può portare a danneggiamenti dei cuori stessi in quanto il profilo si usura maggiormente nella parte centrale portando ad avere una zona “a sbalzo” che interferisce con il profilo dei cuori.

Se si osserva un profilo tranviario, invece, si vede come la larghezza del cerchione sia molto minore (85 mm circa contro i 135 mm della ruota ferroviaria standard), e questo perché il tram affronta gli scambi in maniera diversa, con la ruota che passa sul cuore che marcia sul bordino (che infatti ha l'estremità del profilo piana) e l'altra ruota comunque guidata dalla rotaia a gola.

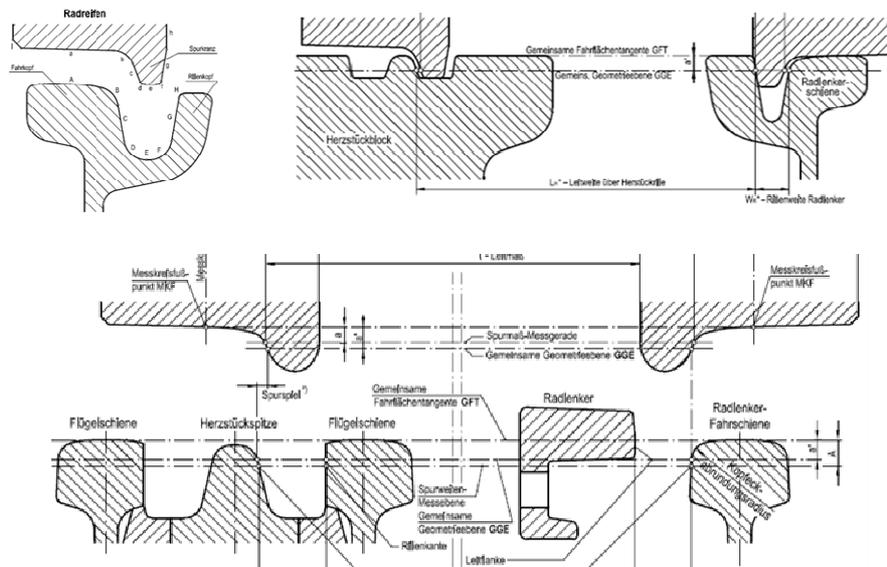


Figura 2. Condizioni di accoppiamento sui deviatori dei veicoli tranviari (in alto, rotolamento sulla faccia piana del bordino) e dei veicoli ferroviari (in basso, contatto della ruota sul cuore in corrispondenza della piegata del contrago).

Il fatto che la ruota ferroviaria sia più grande di quanto strettamente necessario per la marcia in rettilineo e che ciò sia dovuto alla marcia sugli scambi ha consentito, specialmente in passato, di utilizzare il cosiddetto “allargamento di scartamento” in curva.

Le locomotive a vapore avevano un basso carico assiale per rispettare l’infrastruttura e le opere d’arte del tempo e quindi, per avere sforzi di trazione sufficienti, avevano un numero di sale motrici accoppiate che poteva arrivare fino a cinque. La lentezza intrinseca del motore a vapore, accoppiato direttamente alle ruote, costringeva ad utilizzare ruote di grande diametro per raggiungere velocità elevate. Come conseguenza, una locomotiva, poniamo, con quattro sale motrici accoppiate di diametro 1800 mm (interasse fra le sale 2000 mm) aveva un “passo rigido”, ossia la distanza fra le sale motrici estreme, di 6000 mm. Questo passo rigido, che per inciso è il doppio di quello dei treni veloci attuali (l’ETR500 ha 3000 mm), obbligava ad allargare lo scartamento per impedire che la locomotiva si “incastrasse” nella curva.

Si è utilizzato in passato anche un allargamento fino a +40 mm; considerando che l’usura laterale delle rotaie è ammessa fino a 15 mm sulla diagonale a 45° sul profilo (quindi per equivalenti 10 mm circa sullo scartamento), si ha che le locomotive a vapore si trovavano a circolare su binari con scartamento fino a 1475 mm e che nessun treno è mai “caduto dentro” ai binari.

Il fatto che i veicoli abbiano oggi passi rigidi più corti e, soprattutto, il fatto che le traverse siano oggi realizzate in calcestruzzo armato, ha fatto sì che l’allargamento di scartamento sia stato di fatto abbandonato tranne in alcuni raccordi strettissimi percorsi a passo d’uomo.

La Tabella 1 mostra gli allargamenti di scartamento utilizzati sulla rete FS (adesso RFI) prima e dopo il 1986, dalla quale si evince che per raggi di curvatura superiori a 275 m (cioè praticamente ovunque) lo scartamento è sempre quello nominale di 1435 mm.

Tabella 1. Allargamenti di scartamento in uso sulla rete FS (adesso RFI) in funzione del raggio di curvatura.

<i>Raggio da m</i>	<i>Raggio a m</i>	<i>Scartamento < 25.10.1986</i>	<i>Scartamento >25.10.1986</i>
0	150	1465	1465
150	175	1460	1465
175	200	1455	1465
200	225	1450	1465
250	250	1445	1465
250	275	1440	1465
275	300	1435	1465
300	325	1435	1460
325	350	1435	1455
350	375	1435	1450
375	425	1435	1445
425	485	1435	1440
485	∞	1435	1435

In conclusione sull'allargamento di scartamento si può concludere che:

1. è una delle convinzioni più radicate che stringere lo scartamento possa portare ad un aumento di velocità in quanto la sala "è guidata meglio". Questo è esattamente il contrario di quanto accade in realtà, dato che i profili si toccano in punti a conicità più elevata e ciò *favorisce* le instabilità di marcia;
2. l'allargamento di scartamento è anacronistico e non serve più. Questo può essere vero da un punto di vista geometrico ma, come verrà mostrato nell'articolo, ha benefici innegabili dal punto di vista dell'usura e dell'economicità dell'esercizio;
3. l'allargamento dello scartamento porta a moti laterali di ampiezza corrispondentemente più grande. Anche questo non è vero in quanto il moto laterale della sala (non in condizioni di serpeggio) non è limitato dal gioco laterale ma dalla presenza delle forze di pseudoslittamento longitudinale (funzione come prima si diceva anche della rigidità longitudinale della sospensione primaria). Anche con scartamenti grandi, in realtà, a parità di difettosità del binario si hanno spostamenti laterali di ampiezza sostanzialmente analoga a quella dello scartamento ordinario. Quale vantaggio, peraltro, si ha che la tolleranza a difetti puntuali di allineamento è decisamente più grande per un binario con scartamento largo.

Lo scopo della presente memoria è quello di dimostrare che l'allargamento di scartamento porta a benefici innegabili sulla distribuzione dell'usura del cerchione, allungando corrispondentemente gli intervalli di manutenzione, senza andare a discapito delle condizioni di dinamica di marcia.

3. ANALISI DELLE USURE IN FUNZIONE DELLO SCARTAMENTO

3.1 Comportamento dei materiali e modelli di usura

Per gli scopi del presente lavoro si utilizzerà un veicolo "standard" che, sebbene non sia un treno ad alta velocità, può essere utilmente impiegato in quanto:

1. non è necessario provvedere alla modellazione del veicolo in quanto, essendo in libreria dei codici commerciali, il veicolo è "pronto per l'uso" e non si possono commettere errori nella sua modellazione;

2. la validità del modello del veicolo è accertata nell'ambito di verifiche internazionali (*Manchester Benchmark*) e quindi la rispondenza del veicolo al tracciato è considerata in letteratura come assolutamente attendibile;
3. ci si è potuti concentrare sulla valutazione dei risultati e sulla pianificazione delle simulazioni da effettuare con notevole guadagno di tempo;
4. non meno importante, i risultati ottenuti sono verificabili dalla comunità scientifica che dispone dello stesso modello di veicolo.

Il veicolo utilizzato, pertanto, è la carrozza del *Manchester Benchmark* che si trova in libreria del codice multibody utilizzato.

Per quanto concerne i modelli di usura disponibili in letteratura [4, 5], essi sono concordi nell'indicare che il tasso di usura (espresso in $\mu\text{g}/\text{mm}^2$ dell'area di contatto per metro di percorrenza) è correlato al lavoro effettuato al contatto ruota rotaia. Il tasso di usura è quindi pari a $KT\gamma/A$, dove T è la forza di trazione, γ è lo pseudoslittamento all'interfaccia ruota-rotaia, K è il coefficiente di usura e A è l'area di contatto. I valori del coefficiente di usura utilizzati nel presente lavoro sono riferiti a quelli riportati in [5] per un acciaio per ruote R8T e per rotaie R260 EN 13741 (ex UIC900A) (Figura 3).

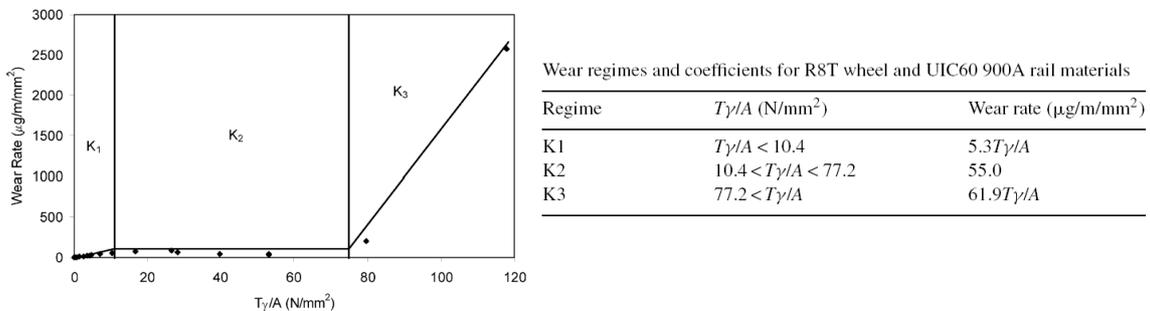


Figura 3. Tasso di usura (a sinistra) e valori dei coefficienti di usura K in funzione del lavoro specifico al contatto ruota-rotaia [5].

3.2 Simulazioni di usura su binario a scartamento costante

La simulazione iniziale prevede di utilizzare il veicolo su un binario rettilineo con le seguenti condizioni:

- assenza di smorzatori antiserpeggio (non presenti nel modello del veicolo);
- difettosità di binario definita secondo ERRI B176/RP1 [6] come indicato nel seguito;
- velocità pari a 70 m/s;
- simulazione di 2.5 o 5 km di linea rettilinea.

La densità spettrale di potenza della difettosità laterale (allineamento) dell'asse del binario viene simulata utilizzando la (1), con un coefficiente $A_A=25*10^{-9}$. L'irregolarità risultante ha un'ampiezza massima intorno a ± 1.5 mm.

$$S_{YY} = \frac{A_A \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (1)$$

A seguito di ciascuna simulazione sono disponibili i vettori contenenti le forze di contatto, i punti di contatto, le dimensioni (semiassi) delle ellissi di contatto sulle due ruote (eventualmente per tutti i punti di contatto calcolati durante la simulazione) ed il prodotto $T\gamma$ (prodotto del vettore forza di contatto moltiplicato per i corrispondenti componenti dello pseudoslittamento).

Dai valori di $T\gamma$ calcolati e dai coefficienti indicati è stato possibile determinare l'usura del profilo che, per una prima corsa di 5 km, è risultato pari a $w_{max} = 0.213 \mu\text{m}$. l'intero profilo usurato è stato moltiplicato per un coefficiente 47 in modo da risultare in un valore massimo di circa $w_{max} = 10 \mu\text{m}$ (la

corrispondente percorrenza è quindi pari a 235 km). Per questa distanza si è supposto che il profilo rimanesse costante.

Il profilo usurato è stato reinserito nel codice di calcolo ed è stata effettuata una serie di ulteriori simulazioni come da Tabella 2. Si osserva come la percorrenza di 1070 km è ottenuta utilizzando step inizialmente più grandi che poi si stabilizzano intorno a 80÷100 km in quanto l'amplificazione generata dal moltiplicatore comporta la creazione di "spigoli" nel profilo che possono provocare errori durante la simulazione. Per evitare questo problema si è stabilito di portare sempre l'usura massima per ciascuna simulazione al valore prima indicato di $w_{max} = 10 \mu m$.

Tabella 2: Evoluzione delle usure e parametri di calcolo (scartamento nominale 1435 mm)

Step	x_{iniz} [km]	x_{fin} [km]	Distanza percorsa [km]	Wmax [μm]	Moltiplicatore [-]
1	0	235	235	0.123	47
2	235	370	135	0.370	27
3	370	440	70	0.769	14
4	440	520	80	0.667	16
5	520	610	90	0.588	18
6	610	715	105	0.500	21
7	715	810	95	0.555	19
8	810	895	85	0.606	17
9	895	980	85	0.606	17
10	980	1070	90	0.571	18

I profili risultanti sono mostrati in Figura 4. Come si può osservare l'usura è concentrata in una fascia di circa 20 mm lungo il profilo; il valore massimo di usura è circa 0.9 mm, ovviamente inferiore alla somma delle usure massime per ciascuno step in quanto i massimi di usura non sono coincidenti.

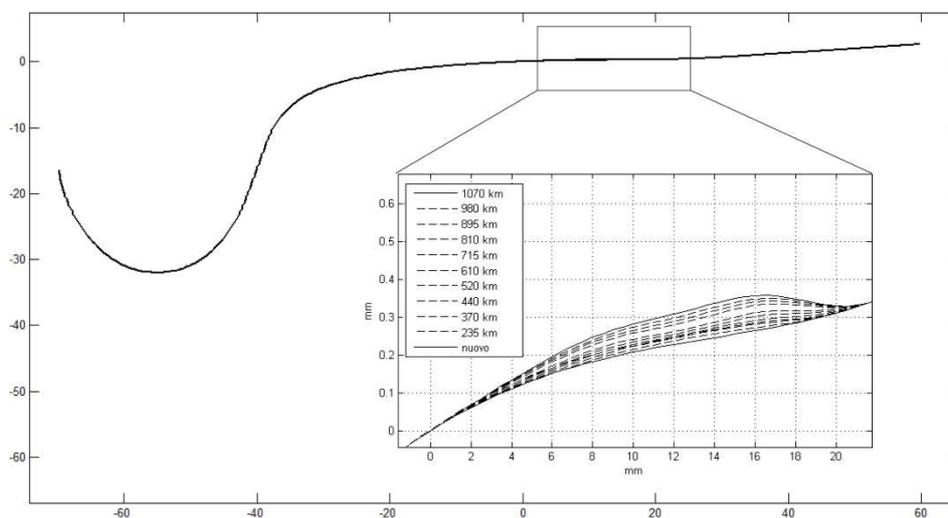


Figura 4. Evoluzione dell'usura del profilo nel caso di scartamento fisso (pari a 1435 mm) per una percorrenza di 1070 km

3.3 Simulazioni di usura su binario a scartamento variabile

Nel tentativo di ridurre per quanto possibile la formazione di un infossamento del cerchione troppo elevato si sono quindi effettuate simulazioni tentando di "spalmare" l'usura su una porzione maggiore di cerchione.

Questo è stato ottenuto, per celerità di simulazione, mediante il calcolo delle condizioni di contatto del veicolo marciante su una serie di tracciati con scartamento diversi (da 1435 mm a 1451 mm con passo di 4 mm), ciascuno percorso per 2.5 km. Si è fatta l'ipotesi che il profilo non si modificasse sensibilmente nel percorrere i 2.5 km di binario prescelti (ogni simulazione parte dal profilo a nuovo).

I valori ottenuti per tutte le simulazioni sono stati quindi sommati e moltiplicati, in maniera analoga a quanto effettuato per la simulazione a scartamento nominale, per dare una usura massima pari a $w_{max}=250 \mu\text{m}$. Questo è stato possibile in quanto il profilo risultante, risultando dalla somma dei singoli profili, è molto più "morbido" e non contiene rapide variazioni alle estremità del profilo usurato che generano instabilità nel solutore. I risultati sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3: Evoluzione delle usure e parametri di calcolo
(scartamenti 1435-1439-1443-1447-1451 mm)

Step	x_{iniz} [km]	x_{fin} [km]	Distanza percorsa [km]	Wmax [μm]	Moltiplicatore [-]
1	0	212	212	14.7	17
2	212.5	462	250	12.5	20
3	462.5	752	290	10.9	23
4	750	1002	250	12.5	20

L'evoluzione del profilo nel caso di scartamento variabile è mostrata in Figura 5, mentre il confronto diretto fra i profili, che mostra una evidente maggior regolarità, è mostrato in Figura 6.

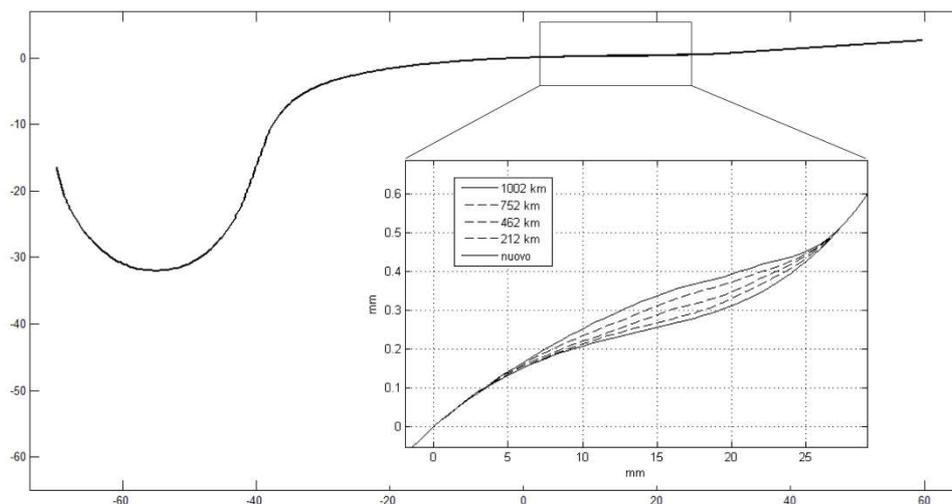


Figura 5. Evoluzione dell'usura del profilo nel caso di scartamento variabile (pari a 1435-1439-1443-1447-1451 mm) per una percorrenza totale di 1002 km.

La distribuzione dell'usura è mostrata in Figura 7, dalla quale si evidenzia per il caso a scartamento variabile una lievemente minore usura di picco, una lievemente maggiore usura globale (rappresentata dall'area sottesa alle curve) ed una distribuzione dell'usura su una porzione maggiore di profilo (aumentando lo scartamento da 1435 a 1451 mm si ha un aumento di gioco laterale di circa $\pm 8 \text{ mm}$).

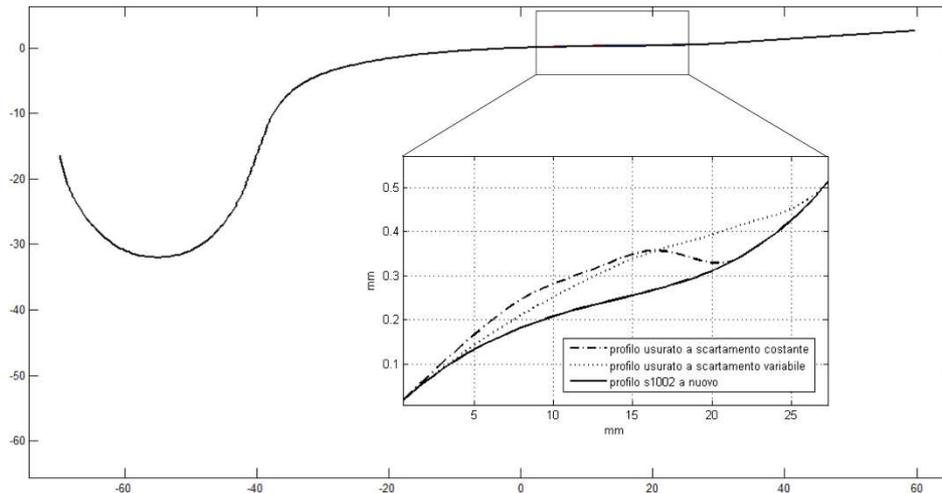


Figura 6. Evoluzione dell'usura del profilo nel caso di scartamento variabile (pari a 1435-1439-1443-1447-1451 mm) per una percorrenza totale di 1002 km.

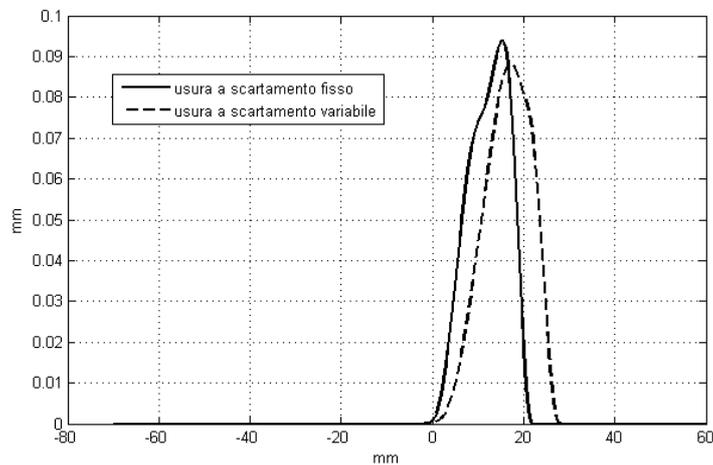


Figura 7. Confronto delle usure del profilo per percorrenze di circa 1000 km su tracciato rettilineo con scartamento nominale e con scartamenti variabili.

4. CONSIDERAZIONI SULLA STABILITA' DI MARCIA

Dato che lo scopo primario della presente ricerca è quello di valutare il comportamento dinamico a seguito dell'usura di profilo nei casi a scartamento fisso e variabile, occorre identificare le modalità di controllo delle indesiderate condizioni di serpeggio.

Il controllo può riguardare sia l'ampiezza massima delle oscillazioni laterali a bassa frequenza (o a lunga lunghezza d'onda), che possono generare i cosiddetti *swaying movements* (traducibile con "movimenti di dondolio"), ossia movimenti laterali lenti ma di grande ampiezza, sia il classico controllo della instabilità, ossia l'instaurarsi di cicli di ampiezza costante che non si smorzano nel tempo.

Per quanto riguarda il primo aspetto occorre evidenziare come, in nessun caso (né con profili a nuovo né con profili usurati, sia con scartamento nominale che scartamenti allargati) si sono verificate condizioni di marcia con spostamenti laterali della sala superiori a ± 2.5 mm. L'insorgenza degli *swaying movements* è quindi scongiurata almeno per il veicolo in oggetto.

Per quanto riguarda il classico serpeggio (*hunting*) si è fatto ricorso alle condizioni di simulazione individuate nel *Manchester Benchmark*, ossia si è fatto percorrere al veicolo un tratto rettilineo senza irregolarità di 50 m seguito da una irregolarità laterale di 5 mm sviluppantesi su una distanza di 100 mm seguita poi da un ulteriore tratto rettilineo senza irregolarità fino al raggiungimento di una lunghezza totale della simulazione di 5000 m.

Il veicolo considerato si è mostrato stabile sia con i profili a nuovo che con i profili usurati a 70 m/s (Figura 8), anche se è possibile osservare che il coefficiente di smorzamento dell'oscillazione laterale della sala anteriore è superiore nel caso di profili usurati con scartamento variabile, indicando una maggiore propensione alla stabilità in questo caso.

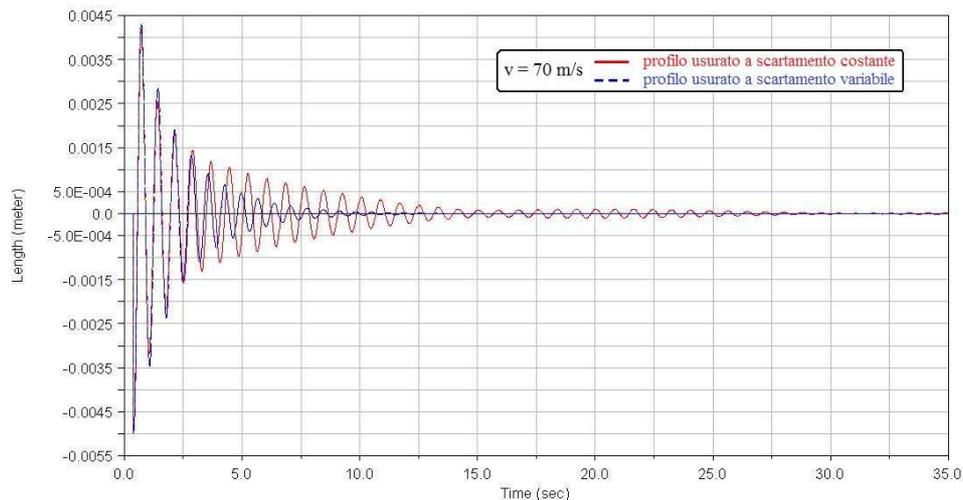


Figura 8. Risposta ad una irregolarità laterale di 5 mm localizzata alla velocità di 70 m/s.

Per indurre artificialmente il serpeggio anche in condizioni di usura così limitata si è dovuto alzare la velocità del veicolo ad 82 m/s. A questa velocità il veicolo con profili nuovi risulta essere stabile, mentre il veicolo con il profilo usurato sul binario a scartamento costante risulta essere instabile, ovverosia l'oscillazione non tende a smorzarsi (Figura 9). Il comportamento del veicolo che ha marciato sul binario a scartamento variabile risulta viceversa essere stabile anche a questa elevata velocità, e lo smorzamento risulta essere comunque apprezzabile (l'ampiezza si riduce di un fattore 10 in circa 8 s).

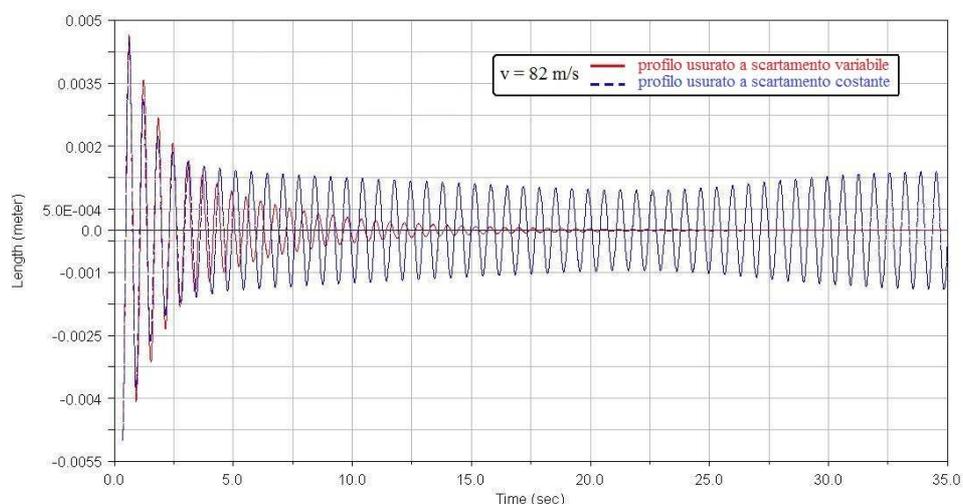


Figura 9. Risposta ad una irregolarità laterale di 5 mm localizzata alla velocità di 82 m/s.

5. CONCLUSIONI E SVILUPPI

Il presente lavoro ha dimostrato come gli effetti di instabilità di marcia possano derivare dalla marcia prolungata su un binario a scartamento nominale. Gli stessi effetti possono essere grandemente mitigati dalla marcia su porzioni di linea a scartamento variabile o, più facilmente realizzabili, su porzioni di linea in cui le rotaie siano state molate in modo da emulare l'allargamento di scartamento.

Il fatto che lo spostamento laterale della sala rimanga sempre e comunque assai contenuto implica che la zona del bordino non lavora in pratica mai, rendendo l'allargamento effettivo di scartamento o la riprofilatura sostanzialmente equivalenti.

I limiti del presente lavoro sono evidenti soprattutto nella procedura di aggiornamento manuale dei profili che, pur obbligando ad un controllo puntuale, rende ovviamente la procedura stessa inutilizzabile per simulare percorrenze di centinaia di migliaia di km, ossia quelle percorse dai mezzi ferroviari ad alta velocità.

Nondimeno si ritiene che la possibilità pratica di aumentare l'intervallo fra le manutenzioni (o di mantenere quello originariamente previsto) senza dover ricorrere a ritorniture per eliminare indesiderati fenomeni di serpeggio sia stata dimostrata.

Non è stato in questo articolo affrontato il problema, che sarà oggetto di ulteriori studi, dell'effetto dell'allargamento dello scartamento sulla marcia in curva ad elevate accelerazioni non compensate che, dai studi preliminari, ha mostrato promettenti indicazioni in merito all'usura ed alle forze di binario.

Quale sviluppo ulteriore del presente lavoro vi potrebbe essere la determinazione numerica e delle condizioni tecnologiche ottimali volte all'ottenimento delle geometrie di contatto qui simulate non mediante allargamento di scartamento bensì con interventi di molatura preventiva (richiesta comunque prima della messa in esercizio di un nuovo binario AV). L'ottenimento di un *mix* di "scartamenti equivalenti" mediante molatura dei profili di rotaia (molto più duraturi di quelli delle ruote!) potrebbe fornire risultati ottimizzati sia per la dinamica di marcia ad alta velocità che per le condizioni di manutenzione dei rotabili.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Battaglia, "Un parametro per misurare l'attitudine al serpeggio degli ETR 500 sulle linee AV", *La Tecnica Professionale*, 7-8 2007, p. 18-25.
- [2] FS Trenitalia Divisione Passeggeri, lettera DPN-I/E/P/PFR.F.ETR500 Prot. N° 1337 del 27.4.2009, ETR500 Segnalazione "Serpeggio carrelli".
- [3] Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab), ed. 2006.
- [4] K. Bel Knani, S. Bruni, M. Cavalletti, R.S. Dwyer-Joyce, R. Lewis, A. Ward, "Railway Wheel Wear Predictions with ADAMS/Rail", Proc. of 1st MSC.ADAMS European User Conference, November 13 – 14, 2002, London, United Kingdom, pp. 1-12
- [5] F. Braghin, R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S. Bruni, "A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear", *Wear*, 261 (2006) 1253–1264.
- [6] ERRI B176/RP1, "Volume 1: Preliminary studies and specifications. Volume 2: Specifications for bogie with improved curving characteristics. Volume 3: Specifications for a bogie with improved curving characteristics designed for body tilt", 1989, ETF - Edition, Paris.

EFFECTS OF TRACK GAUGE WIDENING ON DYNAMIC STABILITY AND WEAR OF RAILWAY WHEELS

T. De Cicco, A. Bracciali, L. Di Benedetto, F. Piccioli

*Department of Mechanics and Industrial Technologies,
via di Santa Marta 3 – 50139 Firenze, e-mail: andrea.bracciali@unifi.it*

WARNING: AUTOMATICALLY TRANSLATED DOCUMENT, REFER TO THE ORIGINAL!

Abstract

This paper investigates operation conditions that recently led to the appearance of hunting movements during the service of trains running mainly on dedicated and brand new lines (high speed network). Wheel-rail contact forces and wear are investigated and it is shown how, through varying the track gauge, it is possible to increase the overall mileage run by a train without the onset of running instability phenomena. Practical considerations are given on how to achieve such goal.

Keywords: running dynamics, track gauge, stability, wear, railway rails

1. INTRODUCTION

The circulation of high-speed trains has been promoted by the European Union in the philosophy of allowing the free movement of people and goods on the territory of the European Union. One of the key elements was the publication of the *Technical Specifications for Interoperability* (TSI), i.e. a set of technical standards that infrastructure, rolling stock and signalling must comply with to ensure that a train from any European country can circulate in another European country.

TSI trains are divided into *High Speed* (HS) and *Conventional Rail* (CR); with regard to the circulation of high-speed trains, the corresponding TSI-HS *Infrastructure* specifies that the design gauge of high-speed lines is 1435 mm, i.e. the so-called standard gauge. It should be remembered that in Europe there are only Finland and the Iberian Peninsula with a “broad” gauge, and that in Spain for twenty years now the construction of high-speed lines has abandoned the “Iberian gauge” in favor of the standard one.

In Italy, the high-speed network has a long and troubled genesis, which saw the opening in 1976 of the first section (Settebagni-Città della Pieve) of the Rome-Florence line, completed in 1992; in it, signalling limitations (automatic block with 9-code coded currents) and even more the 3kV DC power supply with the corresponding problems of capturing high power at high speeds, have limited the maximum speed to 250 km/h.

Only with the switch to the 2x25 kV 50 Hz single-phase power supply and the introduction of the radio signalling system known as ERTMS-ETCS Level 2 was it possible to switch to speeds of up to 300 km/h in commercial operation. At the end of a process of construction of the lines that involved the

whole country, the Rome-Gricignano line was opened for operation in 2006, in 2008 the Milan-Bologna and Turin-Novara lines and in 2009 the Novara-Milan, the Bologna-Florence (the latter with 72 km in tunnels) and the Gricignano-Naples line.

While waiting for the completion of the works at the Bologna and Florence stations, it can be said that today a high-speed train can run the entire Turin-Naples route on a substantially new network that complies with the latest European standards.

2. RUNNING DYNAMICS AT HIGH SPEEDS

2.1 Abnormal wear phenomena on homogeneous networks

What was indicated in the introduction led to unexpected phenomena that had not occurred during the thirty-five-year operation of the Rome-Florence line. In fact, it should be remembered that the fleet of Italian high-speed trains (ETR500) has been running for over 15 years (the first supply was in 1992) *only minimally* on a new infrastructure but, for most of its journey, it has passed on conventional lines, certainly less homogeneous and regular.

Recently, however, with the birth of the *AV brand* and with a very remarkable commercial offer, the ETR500 fleet has found itself running practically exclusively on the new *TSI compliant tracks*, i.e. with very high curvature radii, limited cant and, above all, a strictly constant gauge equal to 1435 mm.

This apparently optimal condition actually led to wheel wear phenomena that had significant repercussions on the regularity of operation. It should be noted, in order to avoid raising false alarms, that the trains in question, like all *TSI-HS Rolling Stock compliant* trains, have an accelerometer device, called a “sentinel”, which detects the transverse accelerations of the bogie frame and which raises an alarm in the event of instability.

The wear mentioned above arises from the observation that the rails, in a new track, show an extremely narrow *running band*, of the order of 15-20 mm, therefore practically equal to the size of the Hertzian contact footprint (remember that the HS rolling stock has a maximum load of 14 t/axle, therefore particularly reduced compared to ordinary material which has a maximum axial load of 22.5 t/axle).

Simple geometrical calculations carried out on the new profiles (profile S1002 for the wheels and rail 60E1 laid 1:20) show that the wheels touch the rails always in the same area. It is evident, therefore, that in the running conditions that we can consider, given the geometric parameters of the track mentioned above, as of continuous straight-line driving, the wear of the wheels is concentrated in the contact area, leading to what is known in the literature as *hollow tread* (or “hollowing of the rolling table”). This hollowing leads to the “destruction” of the new geometry that reassures the standardizer and the homologation and certification bodies and introduces, in fact, hunting movements at a much lower speed than the design speed.

The problem has emerged in all its seriousness, which, we repeat, has an effect only on maintenance and much more limited on the regularity of operation, only recently to the point that in an article that appeared in “La Tecnica Professionale” [1] it was found necessary to suggest a new parameter to be measured on the wheels to measure the “aptitude for swaying” of the ETR500. With a note from Trenitalia to the engine crew of the ETR500 [2], the drivers were also instructed to adjust the travel speed, in the presence of signals from the sentinel system, to speeds less than or equal to 220 km/h.

Obviously, the problem can only be solved by turning (reprofiling) the rims to bring their profile back to new; this has, as it is easy to imagine, very considerable cost and time impacts, forcing “destructive” maintenance to be carried out (each turning takes away the useful life of the rims) moreover at intervals lower than those expected.

The interpretation proposed in [1] of the phenomenon of hollowing, linked to esoteric energy parameters deriving from the fact that the march has gone from 250 km/h to 300 km/h, is obviously without any scientific basis. In the present work, evidence of the phenomenon will be given using the most well-known and accredited scientific modeling.

2.2 Geometry at wheel-rail contact

Looking at the shape of the coupling of the “standard” rail wheel profiles (Figure 1), i.e. the S1002 profile new for the wheel and the 60E1 profile new for the rail, it can be observed that the lateral clearance between the edge and the rail is extremely limited (about 6 mm) and that in reality the rim extends even in areas where, apparently, it should never work.

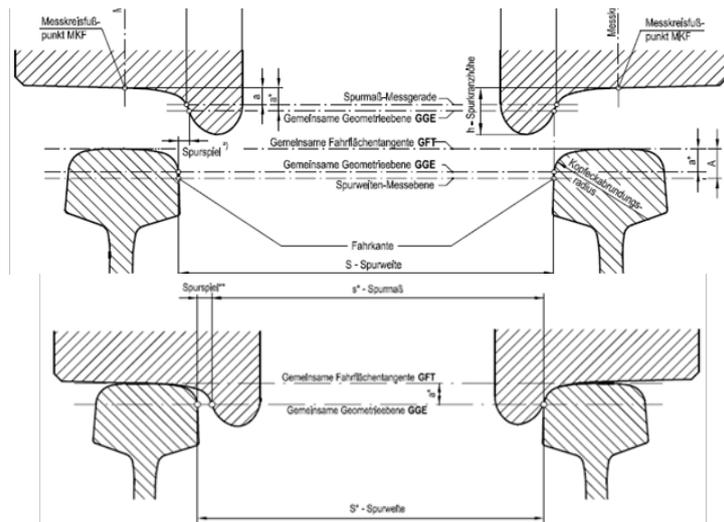


Figure 1. Geometry at wheel-rail contact in the railway field (top) and detail with the wheelset moved to the right rail (bottom) [3].

The first observation leads to the widespread misconception that it is the flange that keeps the rolling stock in the track in all running conditions. This belief can be easily disproved by the observation that on high-speed lines, including curves, the worn area of the rail is limited to the upper central band, therefore very far from the edge.

Nor can the analysis of the purely kinematic motion of the wheelset, the so-called Klingel motion, help to fully understand the phenomena of driving dynamics, since, except in the case of absolutely rare and exceptional cases, a vehicle is made up of bodies resting on bogies and that wheelsets belonging to a bogie are constrained by the primary suspensions. Heumann has tried to describe the wavelength of motion shown by two wheelsets coupled in a bogie, but his formula is of little practical use as it does not take into account the longitudinal stiffness of the primary suspension, a parameter that allows a certain adjustability of the rooms but which, if too low, can generate hunting phenomena at high speed (this is why HS vehicles always have very longitudinally rigid primaries and result, hence, very aggressive towards traditional infrastructure which has tight radius curves).

The second observation leads us to consider driving on switches (switches). In the area of the crossing, i.e. where the rails intersect, there is a section (so-called “dead space”) in which the wheel does not touch the rails in the usual position but on the so-called “wing rails”. In this condition, the wheel does not touch the central part of its profile, but the outermost part (Figure 2). Incidentally, this condition that occurs *only* on the turnouts can lead to damage to the crossings themselves as the profile wears more in the central part leading to having a protruding area that interferes with the profile of the crossing.

If you look at a tramway profile, on the other hand, you can see how the width of the rim is much smaller (about 85 mm compared to 135 mm of the standard railway wheel), and this is because the tram faces

the switches in a different way, with the wheel passing over the crossings that runs on the edge (which in fact has the end of the profile flat) and the other wheel still driven by the groove rail.

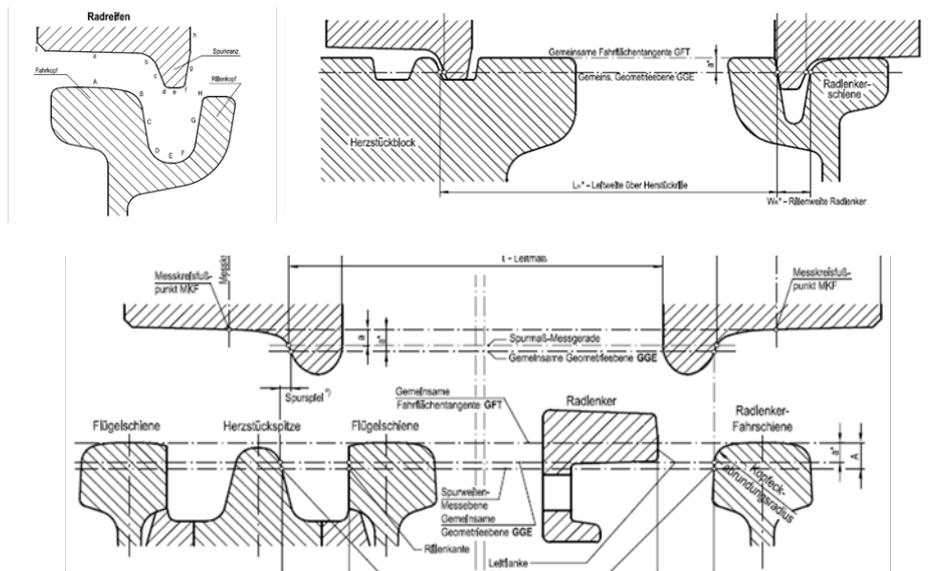


Figure 2. Coupling conditions on the switches of tram vehicles (top, rolling on the flat face of the flange) and railway vehicles (bottom, contact of the wheel on the crossing at the bend of the wing rail).

The fact that the railway wheel is larger than is strictly necessary for straight-line travel and that this is due to running on switches has made it possible, especially in the past, to use the so-called “gauge widening” when cornering.

Steam locomotives had a low axle load to comply with the infrastructure and bridges at that time and therefore, in order to have sufficient tractive efforts, they had a number of coupled driving axles that could reach up to five. The intrinsic slowness of the steam engine, coupled directly to the wheels, forced the use of large-diameter wheels to reach high speeds. As a consequence, a locomotive, say, with four coupled wheelsets with a diameter of 1800 mm (wheelbase 2000 mm) had a “rigid wheelbase”, i.e. the distance between the extreme drive rooms, of 6000 mm. This stiff wheelbase, which incidentally is twice that of today's high-speed trains (the ETR500 has 3000 mm), meant that the gauge had to be widened to prevent the locomotive from “getting stuck” into the curve.

A widening of up to +40 mm has also been used in the past; considering that the lateral wear of the rails is allowed up to 15 mm on the diagonal to 45° on the profile (therefore for equivalent about 10 mm on the gauge), it is found that the steam locomotives were running on tracks with a gauge of up to 1475 mm and that no train ever “fell into” the track.

The fact that vehicles now have shorter rigid wheelbases and, above all, the fact that the sleepers are now made of reinforced concrete, has meant that the widening of the gauge has been effectively abandoned except in some very narrow junctions with walking pace.

The Table 1 shows the gauge widenings used on the FS network (now RFI) before and after 1986, from which it can be deduced that for curvature radii greater than 275 m (i.e. practically everywhere) the gauge is always the nominal one of 1435 mm.

Table 1. Gauge widenings in use on the FS network (now RFI) depending on the radius of curvature.

<i>radius from m</i>	<i>radius to m</i>	Gauge > 25.10.1986	Gauge <25.10.1986
0	150	1465	1465
150	175	1460	1465
175	200	1455	1465
200	225	1450	1465
250	250	1445	1465
250	275	1440	1465
275	300	1435	1465
300	325	1435	1460
325	350	1435	1455
350	375	1435	1450
375	425	1435	1445
425	485	1435	1440
485	∞	1435	1435

In conclusion, on the widening of the gauge, it can be concluded that:

1. It is one of the most deeply held beliefs that tightening the gauge can lead to an increase in speed as the wheelset is “better driven”. This is exactly the opposite of what actually happens, since the profiles touch each other at points with a higher taper and this *favours* running instabilities;
2. Widening the gauge is anachronistic and no longer needed. This may be true from a geometrical point of view but, as will be shown in the article, it has undeniable benefits from the point of view of wear and tear and cost-effectiveness of operation;
3. The widening of the gauge leads to lateral motions of correspondingly larger amplitude. This is also not true as the lateral motion of the hall (not in hunting conditions) is not limited by the lateral clearance but by the presence of longitudinal pseudo-slip forces (a function, as mentioned above, also of the longitudinal stiffness of the primary suspension). Even with large gauges, in reality, with the same defectiveness of the track, there are lateral displacements of substantially the same width as that of the ordinary gauge. The advantage is that the tolerance for local alignment defects is much greater for a broad-gauge track.

The purpose of this paper is to demonstrate that the widening of the gauge leads to undeniable benefits on the distribution of rim wear, correspondingly lengthening the maintenance intervals, without being detrimental to the running dynamics.

3. GAUGE WEAR ANALYSIS

3.1 Material Behavior and Wear Patterns

For the purposes of this work, a “standard” vehicle will be used which, although not a high-speed train, can be usefully employed because:

1. it is not necessary to provide for the modeling of the vehicle because, being in the commercial code library, the vehicle is “ready for use” and no mistakes can be made in its modeling;
2. the validity of the vehicle model is ascertained in the context of international verifications (*Manchester Benchmark*) and therefore the compliance of the vehicle with the layout is considered in the literature as absolutely reliable;
3. it was possible to concentrate on the evaluation of the results and on the planning of the simulations to be carried out with considerable time savings;
4. last but not least, the results obtained are verifiable by the scientific community that has the same vehicle model.

The vehicle used, therefore, is the *Manchester Benchmark carriage* which can be found in the library of the multibody code used.

As far as the wear models available in the literature are concerned [4, 5], they agree that the wear rate (expressed in $\mu\text{g}/\text{mm}^2$ of the contact area per metre of travel) is related to the work carried out at the wheel-rail contact. The wear rate is therefore equal to $KT\gamma/A$, where T is the tractive effort, γ is creep at the wheel-rail interface, K is the wear coefficient and A is the contact area. The values of the wear coefficient used in this work refer to those given in [5] for a wheel steel R8T and for rails R260 EN 13741 (ex UIC900A) (Figure 3).

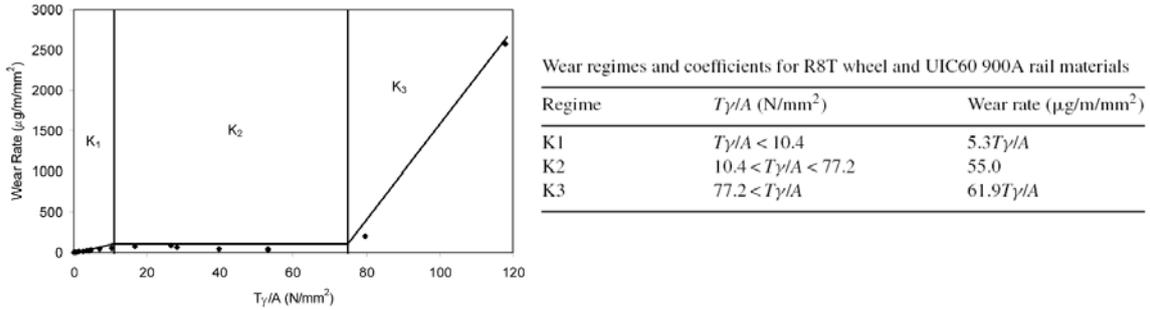


Figure 3. Wear rate (left) and values of wear coefficients K as a function of specific work at wheel-rail contact [5].

3.2 Wear simulations on constant gauge track

The initial simulation involves using the vehicle on a straight track under the following conditions:

- absence of anti-yaw dampers (not present in the vehicle model);
- track defect defined according to ERRI B176/RP1 [6] as indicated below;
- speed of 70 m/s;
- Simulation of 2.5 or 5 km of straight line.

The power spectral density of the lateral defect (alignment) of the track axis is simulated using (1), with a coefficient $A_A=25*10^{-9}$. The resulting irregularity has a maximum amplitude of around ± 1.5 mm.

$$S_{YY} = \frac{A_A \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (1)$$

After each simulation, the vectors containing the contact forces, the contact points, the dimensions (semiaxes) of the contact ellipses on the two wheels (possibly for all the contact points calculated during the simulation) and the product $T\gamma$ (product of the contact force vector multiplied by the corresponding components of the creep) are available.

From the calculated values of $T\gamma$ and the coefficients indicated, it was possible to determine the wear of the profile which, for a first run of 5 km, was equal to $w_{max} = 0.213 \mu\text{m}$. The entire worn profile was multiplied by a coefficient of 47 so as to result in a maximum value of circa $w_{max} = 10 \mu\text{m}$ (the corresponding distance is therefore equal to 235 km). For this distance, it was assumed that the profile remained constant.

The worn profile was re-entered into the calculation code and a series of further simulations were carried out as per Table 2. It can be observed that the distance of 1070 km is obtained using initially larger steps that then stabilize around 80÷100 km as the amplification generated by the multiplier leads to the creation of "edges" in the profile that can cause errors during the simulation. To avoid this problem, it has been decided to always bring the maximum wear for each simulation to the value indicated above of $w_{max} = 10 \mu\text{m}$.

Table 2: Evolution of wear and calculation parameters (nominal gauge 1435 mm)

Step	x_{start} [km]	x_{end} [km]	Distance traveled [km]	Wmax [μm]	Multiplier [-]
1	0	235	235	0.123	47
2	235	370	135	0.370	27
3	370	440	70	0.769	14
4	440	520	80	0.667	16
5	520	610	90	0.588	18
6	610	715	105	0.500	21
7	715	810	95	0.555	19
8	810	895	85	0.606	17
9	895	980	85	0.606	17
10	980	1070	90	0.571	18

The resulting profiles are shown in Figure 4. As can be seen, the wear is concentrated in a band of about 20 mm along the profile; The maximum wear value is about 0.9 mm, obviously lower than the sum of the maximum wear for each step as the maximum wear is not the same.

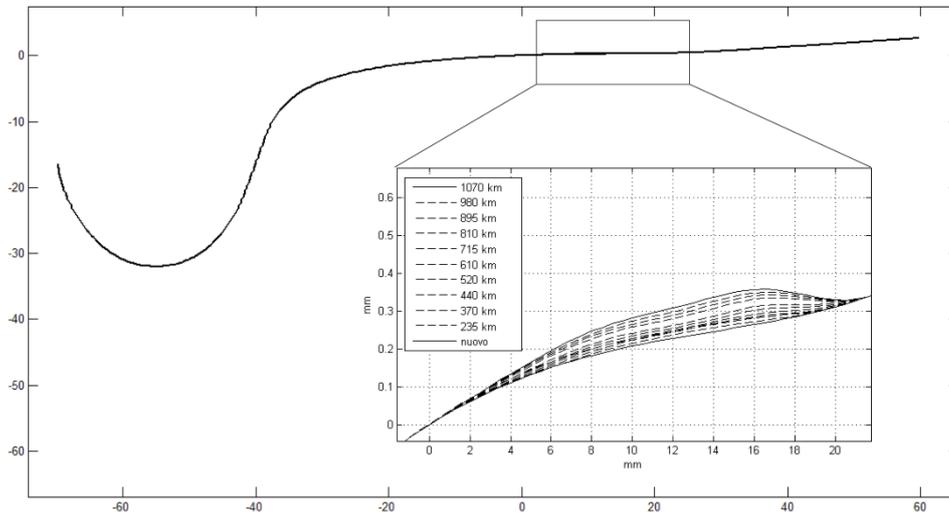


Figure 4. Evolution of profile wear in the case of a fixed gauge (equal to 1435 mm) for a distance of 1070 km

3.3 Wear simulations on variable gauge track

In an attempt to reduce as much as possible the formation of a too high rim hollowing, simulations were therefore carried out by attempting to “spread” the wear on a larger portion of the rim.

This was obtained, for the sake of simulation, by calculating the contact conditions of the vehicle running on a series of tracks with different gauges (from 1435 mm to 1451 mm with a step of 4 mm), each traveled for 2.5 km. It was assumed that the profile would not change significantly along the 2.5 km of track chosen (each simulation starts from the new profile).

The values obtained for all the simulations were then added and multiplied, in a similar way to what was done for the nominal gauge simulation, to give a maximum wear of $w_{max} = 250 \mu\text{m}$. This was possible because the resulting profile, resulting from the sum of the individual profiles, is much “softer” and does not contain rapid variations at the ends of the worn profile that generate instability in the solver. The results are reported in Table 3.

Table 3: Evolution of wear and calculation parameters
(gauges 1435-1439-1443-1447-1451 mm)

Step	x_{start} [km]	x_{end} [km]	Distance traveled [km]	Wmax [μm]	Multiplier [-]
1	0	212	212	14.7	17
2	212.5	462	250	12.5	20
3	462.5	752	290	10.9	23
4	750	1002	250	12.5	20

The evolution of the profile in the case of variable gauge is shown in Figure 5, while the direct comparison between the profiles, which shows a clear greater regularity, is shown in Figure 6.

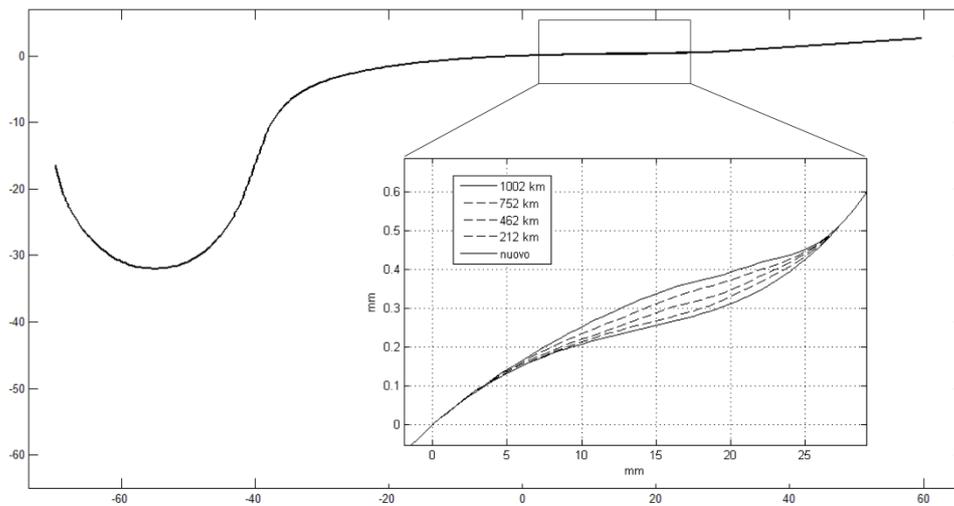


Figure 5. Evolution of profile wear in the case of variable gauge (equal to 1435-1439-1443-1447-1451 mm) for a total distance of 1002 km.

The wear distribution is shown in Figure 7, which shows for the variable gauge case a slightly lower peak wear, a slightly greater overall wear (represented by the area under the curves) and a distribution of wear over a greater portion of the profile (increasing the gauge from 1435 to 1451 mm there is an increase in lateral clearance of about ± 8 mm).

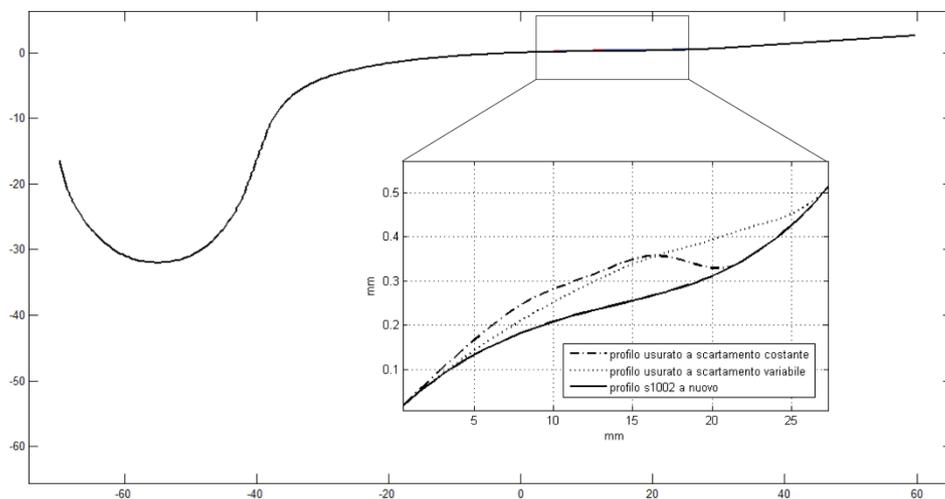


Figure 6. Evolution of profile wear in the case of variable gauge (equal to 1435-1439-1443-1447-1451 mm) for a total distance of 1002 km.

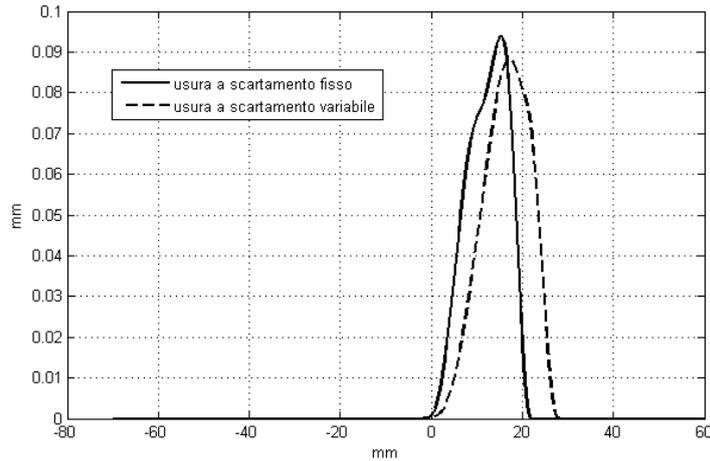


Figure 7. Comparison of the wear of the profile for distances of about 1000 km on a straight track with nominal gauge and variable gauge.

4. CONSIDERATIONS ON RUNNING STABILITY

Since the primary aim of the present research is to evaluate the dynamic behaviour following profile wear in fixed and variable gauge cases, it is necessary to identify how to control undesirable hunting conditions.

The control can concern both the maximum amplitude of low-frequency (or long-wavelength) lateral oscillations, which can generate the so-called *swaying* movements, i.e. slow but large amplitude lateral movements, and the classic instability control, i.e. the appearance of cycles of constant amplitude that do not dampen over time.

With regard to the first aspect, it should be noted that, in no case (neither with new or worn profiles, either with nominal gauge or widened gauge) were running conditions with lateral displacements of the wheelset greater than ± 2.5 mm. The onset of *swaying movements* is therefore avoided, at least for the vehicle in question.

As far as the classic hunting is concerned, the simulation conditions identified in the *Manchester Benchmark* were used, i.e. the vehicle was made to travel a straight section without irregularities of 50 m followed by a lateral irregularity of 5 mm developing over a distance of 100 mm followed by a further straight section without irregularities until a total length of the simulation of 5000 m was reached.

The vehicle in question was stable with both new and worn profiles at 70 m/s (Figure 8), although it can be observed that the damping coefficient of the lateral oscillation of the front wheelset is higher in the case of worn profiles with variable gauge, indicating a greater propensity for stability in this case.

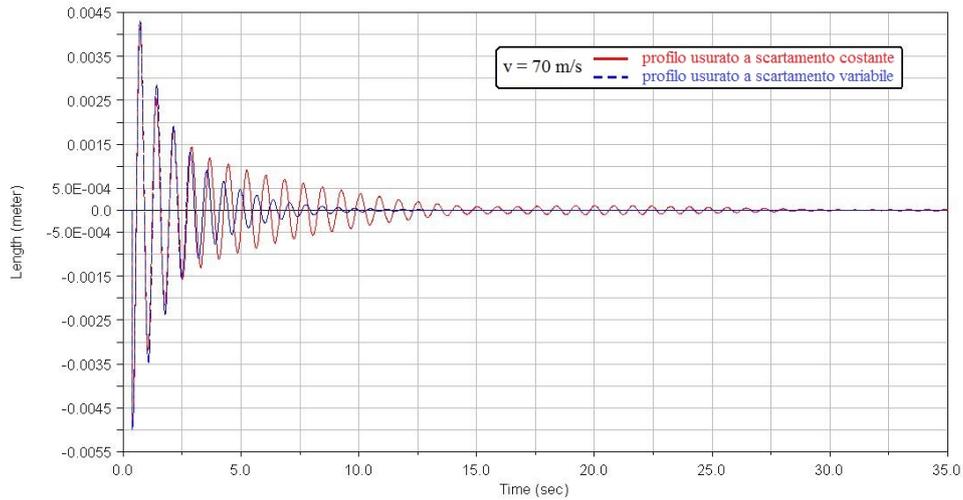


Figure 8. Response to a localized lateral irregularity of 5 mm at a speed of 70 m/s.

In order to artificially induce hunting even under such low wear conditions, the vehicle's speed had to be raised to 82 m/s. At this speed, the vehicle with new profiles is stable, while the vehicle with the worn profile is unstable on the constant gauge track, i.e. the oscillation does not tend to dampen (Figure 9). On the other hand, the behaviour of the vehicle travelling on the variable gauge track is stable even at this high speed, and the damping is still appreciable (the amplitude is reduced by a factor of 10 in about 8 s).

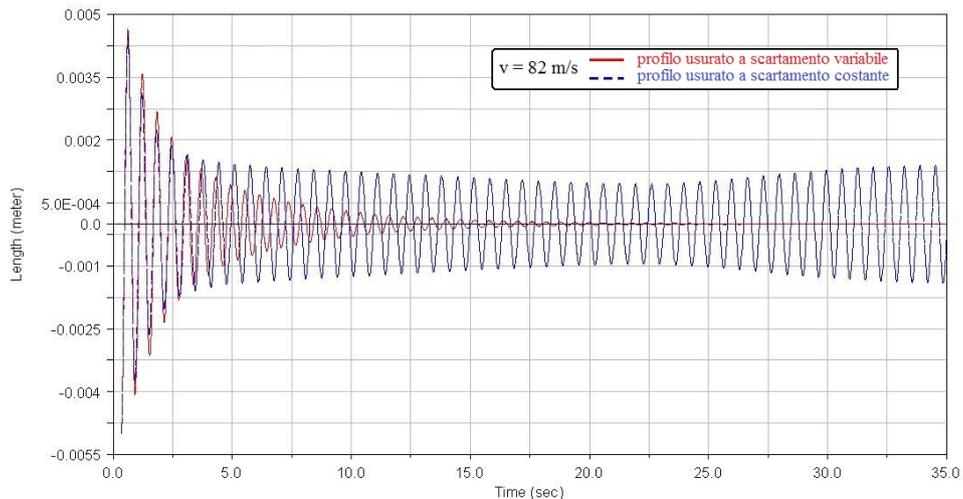


Figure 9. Response to a localized lateral irregularity of 5 mm at a speed of 82 m/s.

5. CONCLUSIONS AND DEVELOPMENTS

The present work has shown how the effects of running instability can result from prolonged running on a nominal gauge track. The same effects can be greatly mitigated by running on variable gauge portions of the line or, more easily achievable, on portions of the line where the rails have been ground so as to emulate the gauge widening.

The fact that the lateral displacement of the wheelset always remains very limited means that the edge area practically never works, making the actual widening of the gauge or the reprofiling substantially equivalent.

The limitations of this work are evident above all in the procedure of manual updating of the profiles which, while forced a local check, obviously makes the procedure itself unusable to simulate distances of hundreds of thousands of km, i.e. those traveled by high-speed rail vehicles.

Nevertheless, it is believed that the practical possibility of increasing the interval between maintenance (or maintaining the original one) without having to reprofile the wheels to eliminate undesirable hunting phenomena has been demonstrated.

This article has not dealt with the problem, which will be the subject of further studies, of the effect of the widening of the gauge on cornering at high uncompensated accelerations which, from preliminary studies, has shown promising indications regarding wear and track forces.

As a further development of the present work, there could be the calculation of optimal technological conditions aimed at obtaining the contact geometries simulated here not by widening the gauge but by preventive grinding (required in any case before the commissioning of a new HS track). Obtaining a *mix* of “equivalent gauges” by grinding the rail profiles (much longer lasting than those of the wheels!) could provide optimized results for both high-speed running dynamics and rolling stock maintenance conditions.

BIBLIOGRAPHY

- [1] A. Battaglia, "A parameter to measure the meandering aptitude of the ETR 500 on HS lines", *Professional Technique*, 7-8 2007, p. 18-25.
- [2] FS Trenitalia Passenger Division, letter DPN-I/E/P/PFR. F.ETR500 Prot. N° 1337 of 27.4.2009, ETR500 Signal "Trolley snake".
- [3] Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab), ed. 2006.
- [4] K. Bel Knani, S. Bruni, M. Cavalletti, R.S. Dwyer-Joyce, R. Lewis, A. Ward, "Railway Wheel Wear Predictions with ADAMS/Rail", Proc. of 1st MSC. ADAMS European User Conference, November 13 – 14, 2002, London, United Kingdom, pp. 1-12
- [5] F. Braghin, R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S. Bruni, "A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear", *Wear* 261 (2006) 1253–1264.
- [6] ERRI B176/RP1, "Volume 1: Preliminary studies and specifications. Volume 2: Specifications for bogie with improved curving characteristics. Volume 3: Specifications for a bogie with improved curving characteristics designed for body tilt", 1989, ETF - Edition, Paris.