

# Vibrazioni nelle traverse al passaggio di ruote ferroviarie danneggiate

A. Bracciali, R. Ciuffi, F. Piccioli

*Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali – Università di Firenz  
v. Santa Marta, 3 – 50139 Firenze.  
e-mail: bracciali@ing.unifi.it*

**Keywords:** railways, track, sleepers, vibration, damage, wheels

## Sommario

Sebbene le superfici di rotolamento delle sale ferroviarie siano soggette, purtroppo con notevole frequenza, a diversi tipi di danneggiamento che ne modificano la geometria determinando sovrassollecitazioni notevoli durante la marcia del treno, le analisi disponibili in letteratura riguardo agli spettri di carico ai quali i componenti meccanici sono assoggettati sono normalmente limitate ad analisi teoriche o numeriche in condizioni di carichi di tipo random dovuti alla normale rugosità delle ruote.

Nel presente lavoro viene descritta un'attività sperimentale volta alla determinazione della trasmissibilità delle vibrazioni tra rotaia e traversa ferroviaria sotto marcati carichi d'urto di diverso livello. Scopo della ricerca è la quantificazione delle relazioni che possano consentire di stimare il comportamento di apparecchiature collegate alle traverse in funzione dei carichi applicati.

## Abstract

Though railway wheel rolling surfaces are highly subjected to several kinds of damage that modify their initial geometry leading to abnormally high stresses and strains in the rolling stock and in the permanent way and an unacceptable increase in emitted noise, the analyses available in the literature are normally related to random excitation spectra due to rolling surface roughness.

In this an experimental activity for the determination of vibration transmissibility between the rail and the sleeper is shown. The goal is to quantify these relationships to estimate correctly the behaviour of mechanical devices linked to the sleeper.

## 1. INTRODUZIONE

I problemi legati al contatto ruota-rotaia in termini di difettosità e di ciò che essa comporta ai fini delle sollecitazioni e della manutenzione sono stati illustrati in una memoria presentata al Convegno AIAS del 1998 [1], alla quale si fa riferimento per la definizione di *wheel flat* (sfaccettatura) che, come noto, è la difettosità puntuale più gravosa e frequente.

Il presente lavoro trae spunto da un problema di progettazione di una cassa di manovra di tipo innovativo che viene descritta in un altro articolo presentato al presente convegno [2]; qui si presentano i risultati dell'analisi delle vibrazioni della sola traversa, mentre nell'altro lavoro si illustrano le problematiche di progettazione ed ottimizzazione delle sospensioni della cassa di manovra. In generale non è noto, se non in casi puramente lineari, quale è la trasmissibilità delle vibrazioni dalle rotaie alle traverse; non è quindi possibile introdurre, nel modello dinamico della cassa di manovra, il comportamento dinamico generalizzato della traversa. Si tenga presente che il collegamento fra rotaia e traversa è materializzato da un 'tappetino' in gomma (il cosiddetto *rail-pad*) che ha comportamento non lineare con il carico e che, normalmente, viene caratterizzato in laboratorio con carichi d'urto che rappresentano solo in maniera convenzionale il comportamento in esercizio.

La cassa di manovra citata è alloggiata all'interno di una traversa metallica che sostituisce una comune traversa. Essa contiene al suo interno un gran numero di elementi meccanici (alberi, tiranti, slitte, supporti ecc..) necessari al suo funzionamento. Tali elementi sono potenzialmente soggetti ai danni provocati dai sovraccarichi dinamici che si producono al passaggio dei convogli. Per prevedere in qualche modo la vita di questi elementi risulta necessario conoscere meglio le caratteristiche delle sollecitazioni a cui vengono sottoposte le traverse durante l'esercizio. Per questo motivo sono stati elaborati i dati sperimentali risultanti da una campagna di prove, cercando di ottenere da questi delle informazioni utilizzabili in un semplice modello dinamico della cassa traversina. In particolare, oltre alle valutazioni sulle accelerazioni registrate, si sono valutati gli integrali primo e secondo di tali segnali (velocità e spostamenti) che sono stati impartiti direttamente al modello della cassa traversina mostrato in [2].

Nel presente lavoro vengono descritte le attività sperimentali e le procedure di calcolo che hanno determinato tale comportamento, indicando le ricadute dirette per il caso della cassa in traversa e, più in generale, per la modellazione dinamica del comportamento globale del sistema rotaie/traversa.

## 2. IMPOSTAZIONE DELLA CAMPAGNA PROVE

### 2.1 Introduzione

Il controllo delle dimensioni delle sfaccettature delle ruote avviene di solito dopo la rilevazione, da parte del personale o dei viaggiatori, di rumorosità anomale. Per eliminare in qualche modo la soggettività della rilevazione, uno degli autori ha sviluppato l'attrezzatura descritta in [3].

Le misure realizzabili con una certa facilità sono, ad esempio, quelle effettuate per altre attività di ricerca svolte dagli autori [4–6] al passaggio dei convogli in normale esercizio presso un passaggio a livello in ambito cittadino, purtroppo esse non sono utilizzabili per gli scopi del presente lavoro per i seguenti motivi:

- per ragioni di esercizio molti treni transitano in accelerazione o in frenatura, cosa che rende difficile la comparazione di veicoli nominalmente uguali (si pensi ai convogli ETR) a velocità diverse;
- non è ovviamente possibile misurare più volte lo stesso treno in transito a velocità diverse per controllare l'effettiva influenza della velocità *sugli stessi difetti*;
- soprattutto, non è in alcun modo possibile risalire, dagli effetti provocati sul binario, all'entità delle sfaccettature che li provocano.

Naturalmente per il presente lavoro, che è volto alla quantificazione degli effetti e non alla diagnostica *tout court* delle ruote sfaccettate, era importante realizzare e mantenere sotto controllo condizioni di prova del tutto peculiari e, in quanto tali, assolutamente anomale per il normale esercizio ferroviario. Uno dei vincoli più stringenti era quello di progettare una campagna prove che fornisse il massimo di significatività dei dati con il minimo di risorse disponibili, fattore questo fondamentale per le ragioni più sotto esposte.

### 2.2 La campagna prove

Nel mese di Novembre del 1998 il Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali dell'Università di Firenze ha svolto una campagna di prove durante la quale, fra le altre cose, sono stati misurati i livelli di accelerazione sulla rotaia e sulla traversa durante il passaggio di un convoglio.

Individuata una tipologia di materiale rotabile atta ad effettuare con relativa facilità un servizio a spola con buone caratteristiche di accelerazione e frenatura, si è individuata una linea sulla quale fosse possibile effettuare, in un lasso di tempo ridotto, una serie particolarmente numerosa di corse prova con le seguenti modalità:

- velocità rigorosamente costante (fissata dalla precisione dei tachigrafi Hasler di bordo);
- possibilità di effettuare numerosi passaggi nelle due direzioni alla medesima velocità per stimare la ripetibilità dei risultati e l'effetto della direzione;
- possibilità di marciare a velocità estremamente ridotte (10 km/h) e più elevate (100 km/h) di quelle consentite da siti scelti in precedenza.

Il materiale scelto, qui sotto descritto, è stato volutamente "danneggiato" mediante molatura a cura dell'OMV delle FS di Firenze SMN. Il convoglio era così composto:

- Locomotore E 646 rodiggio BoBoBo massa 110 t con ruote non difettate.
- Tre carrozze per medie distanze MDVC massa 35.4 t con ruote variamente difettate.
- Carrozza semipilota a piano ribassato npBD massa di 37 ton con ruote non difettate.

Un esempio di ruota molata è mostrato in fig. (1); la dimensione delle sfaccettature così ottenute, insieme alla composizione risultante, è indicata in fig. (2). Durante la notte fra il 18 ed il 19 novembre 1998 il convoglio ha effettuato un servizio a spola, in regime di interruzione, nell'ambito della stazione di Nozzano, sulla linea Lucca-Viareggio che normalmente, durante la notte, non è percorsa da traffico di alcun tipo.

Fra i vincoli di progetto vi era quello di non 'sfondare' il tetto di 4 ore disponibili realizzando, in tale lasso di tempo, un numero di corse sufficienti per i diversi scopi della sperimentazione. Benché qui vengano ovviamente illustrati esclusivamente i risultati inerenti la trasmissibilità delle vibrazioni alle traverse, la realizzazione di una campagna prove così complessa ed onerosa ha trovato la sua giustificazione solo per la contemporanea effettuazione di numerose altre prove qui non descritte [7,8]. L'elevato numero di passaggi ottenuti (cinquanta) è particolarmente significativo e si pone come valore di riferimento nei confronti dei costi sostenuti e delle eventuali ripetizioni di campagne prova del genere.



Fig. 1 Ruota con sfaccettatura di corda 15 mm

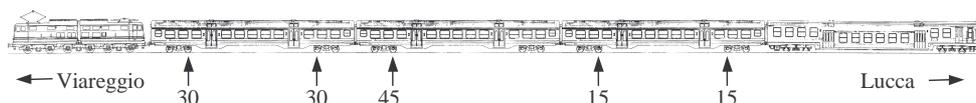


Fig. 2 Composizione treno sfaccettato

### 2.3 La strumentazione del binario

La figura (3) mostra lo schema di piazzamento degli accelerometri utilizzati nel presente lavoro. La traversa è stata strumentata con tre accelerometri monoassiali disposti verticalmente, ed un quarto è stato montato mediante un blocchetto incollato in corrispondenza dell'anima della rotaia.

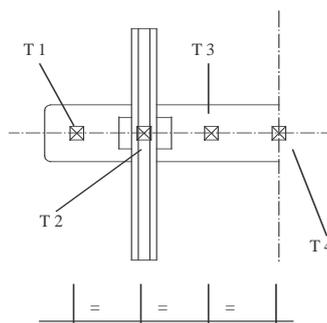


Fig. 3 Schema piazzamento sensori

Ad una distanza di 1.9 metri dalla traversa strumentata è stato posto un pedale che fornisce un segnale al passaggio di ogni asse, utile, durante la successiva analisi, per determinare la velocità effettiva del treno e per poter individuare i tratti di segnale corrispondenti ai singoli assi del convoglio. I segnali sono stati registrati con una frequenza di campionamento  $f_s = 12800$  Hz. Il convoglio di prova ha effettuato, con questa strumentazione, dieci passaggi alle velocità riportate in tab. (1).

Treno n°	Veicolo di testa	$V_{\text{nominale}}$ [km/h]	$V_{\text{effettiva}}$ [km/h]
956	E646	10	10,6
957	Semipilota	20	24,5
958	E646	30	31,7
959	Semipilota	40	43,6
960	E646	50	52,6
961	Semipilota	60	62,7
962	Semipilota	80	83,5
963	E646	70	73,2
964	Semipilota	100	102,5
965	E646	90	92,3

Tab. 1. Elenco dei transiti utilizzati (il numero del treno è convenzionale)

### 3. ANALISI DEI DATI RILEVATI

#### 3.1 Considerazioni preliminari

Valuata la corrispondenza fra la velocità nominale impostata e quella effettivamente ottenuta attraverso l'analisi del segnale del pedale, si è potuto osservare come i valori di accelerazione siano estremamente elevati sulla rotaia (accelerometro T2) e come, sebbene attenuati, si mantengano elevati sulle sezioni della traversa considerate.

In figura (4) sono mostrati i massimi delle accelerazioni (in valore assoluto) registrati al transito di ogni convoglio. Sebbene il valore massimo di per sé non sia completamente significativo, è evidente il *trend* sulla rotaia, con una tendenza alla stabilizzazione al crescere della velocità, in assoluto accordo con le teorie sull'argomento [3]. Le accelerazioni sulla traversa, specialmente nelle posizioni T3 e T4, le più importanti per l'applicazione di apparecchiature, paiono risentire meno di questo effetto. La massima accelerazione registrabile dal sistema è di circa  $2800 \text{ m/s}^2$ ; la dinamica della strumentazione viene pertanto utilizzata in maniera ottimale. A titolo di esempio, in fig. (5) vengono mostrati i segnali dei quattro accelerometri per il treno 962 marciante a  $80 \text{ km/h}$ ; in fig. (6) vengono riportati gli spettri dei segnali accelerometrici relativi ai vari punti strumentati ed a varie velocità di transito del convoglio di prova.

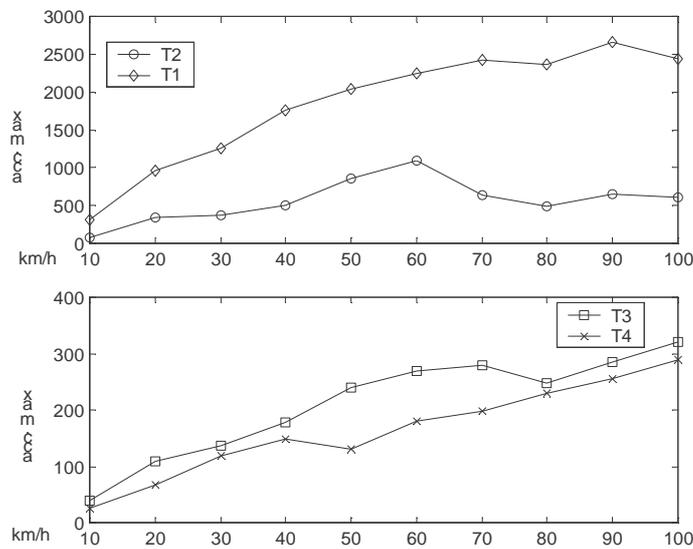


Fig. 4 Massimo dell'accelerazione [ $\text{m/s}^2$ ] per gli accelerometri T1 e T2 (in alto) e T3 e T4 (in basso) in funzione della velocità di passaggio

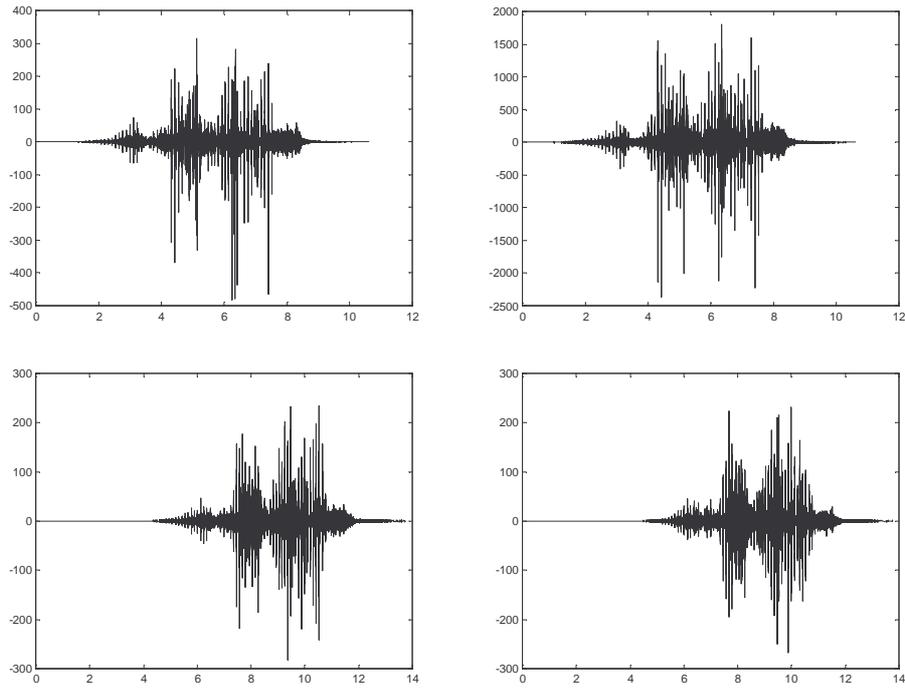


Fig. 5 Accelerazione [m/s<sup>2</sup>] per T1, T2, T3 e T4 nell'ordine al passaggio del treno 962 a 80 km/h

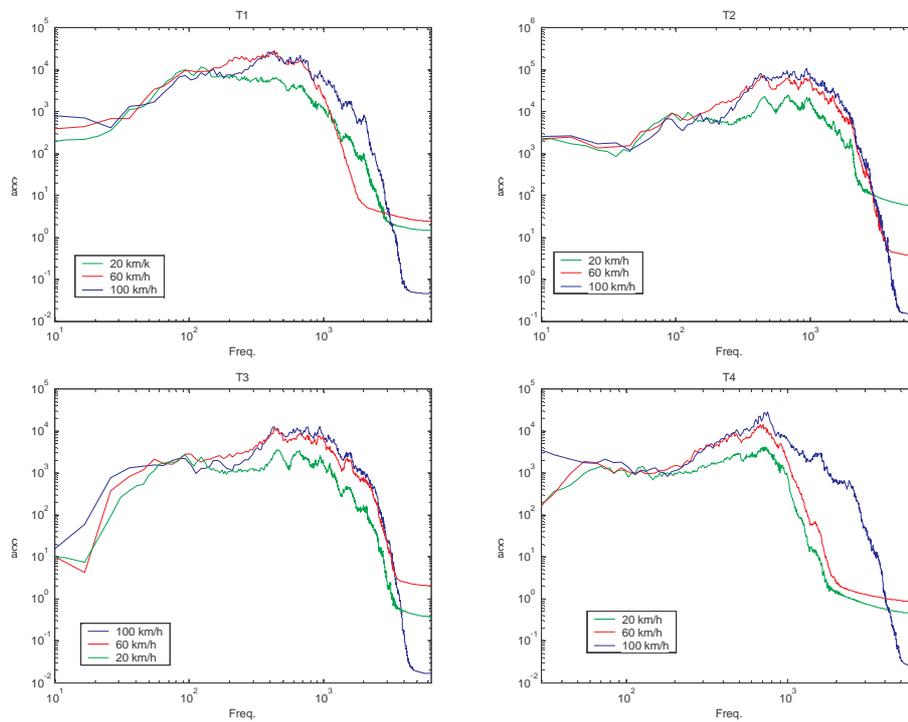


Fig. 6 Diagramma bilogaritmico dello spettro del segnale accelerometrico registrato da T1, T2, T3 e T4 nell'ordine per tre treni a diversa velocità

## 3.2 Valutazione della trasmissibilità delle vibrazioni

### 3.2.1 Analisi dei segnali accelerometrici

La trasmissibilità delle vibrazioni, ovvero la funzione di trasferimento  $H(\omega)$  esistente tra il segnale sulla rotaia (T2) ed i segnali sulla traversa (T1, T3 e T4), può essere effettuata utilizzando le teorie classiche sull'analisi dei segnali (si veda, ad esempio, [7]).

Purtroppo non è possibile, per la natura stessa dei segnali, che sono fortemente impulsivi e caratterizzati da elevate componenti deterministiche, utilizzare tali teorie su tutto il segnale di un intero convoglio; piuttosto, come indicato nel seguito, ci si è concentrati su quelle zone in cui il segnale è più significativo per l'analisi in oggetto.

Per la valutazione delle tre funzioni di trasferimento che legano il segnale degli accelerometri posti sulla traversa a quello dell'accelerometro posto sulla rotaia si è utilizzata la funzione *spectrum* di *Matlab*<sup>®</sup>, che utilizza il metodo di Welch [8]. Tale metodo prevede la suddivisione dei due segnali in esame in un certo numero di tratti uguali di lunghezza prestabilita e con un certo numero di campioni a comune alle estremità, ad ognuno di questi tratti è applicata una finestra *hanning*; successivamente vengono calcolati gli spettri di densità di potenza dei due segnali e lo spettro di densità incrociato. Al termine vengono calcolate la funzione di trasferimento tra i due segnali e la coerenza relativa.

Il tipo di segnale in oggetto, derivante da un convoglio con la maggior parte delle vetture equipaggiate con assi difettati, ha creato alcune difficoltà durante l'estrazione delle funzioni di trasferimento; l'analisi del treno completo non è stata possibile a causa degli scarsi valori di coerenza che ne derivavano. La presenza dei diversi difetti ha introdotto effetti di non linearità dovuti agli stessi e al fatto che diversi assi con sfaccettature, tra l'altro di dimensioni diverse le une dalle altre, si trovavano ad interagire contemporaneamente.

Un risultato accettabile, limitatamente ad una banda di frequenze tra 50 e circa 1000 Hz ed agli accelerometri T3 e T1, è stato ottenuto estraendo la funzione di trasferimento per la porzione di segnale corrispondente al transito del primo e dell'ultimo asse difettato secondo il senso di marcia, in un tratto che comprende un picco generato dall'impatto del difetto. Quest'ultimo accorgimento è importante poiché il transito della parte integra della ruota sulla sezione strumentata produce un segnale molto più piccolo di quello dell'impatto del difetto ad una certa distanza dalla stessa. Si sono utilizzati per ogni treno due soli assi, il primo con difetto da 15 mm e l'ultimo con difetto da 30 mm, che hanno la caratteristica di essere sufficientemente lontani dagli altri difettati avendo da un lato almeno la lunghezza di una carrozza e dall'altro solo assi integri. L'asse con difetto da 45 mm, trovandosi più vicino ad un altro asse difettato, è infatti adiacente al carrello con le sale difettate di 30 mm, e presenta un segnale in cui non è possibile distinguere il picco generato dall'impatto della sua sfaccettatura, risentendosi ancora gli effetti provenienti dal carrello adiacente.

Per quanto riguarda i parametri applicati alla funzione *spectrum*, si sono divisi i tratti di segnale corrispondenti agli assi in parti corrispondenti ciascuna a circa il 50% del totale con un overlap del 95%, portando quindi a considerare circa 20 diverse porzioni di segnale ogni volta.

In figura (7) vengono riportati i grafici delle funzioni di trasferimento, e le rispettive coerenze, da T2 verso gli accelerometri posti sulla traversa, utilizzando come esempio il treno 962 con velocità nominale di 90 km/h. Si nota come nei riguardi dell'accelerometro T4 la coerenza si mantenga più bassa rispetto agli altri due casi, facendo ritenere che la distanza e la massa interposte tra questo e l'origine della perturbazione introducano effetti di non linearità. Un'altra considerazione riguarda il confronto tra le funzioni di trasferimento rilevate per i due assi che presentano difetti di diversa entità: la sala con il difetto maggiore ha prodotto un maggior trasferimento tra la rotaia ed i punti sulla traversa; occorre tuttavia considerare che un parametro che può influire in tale confronto è la distanza dalla sezione strumentata a cui si è prodotto l'impatto del difetto sulla rotaia.

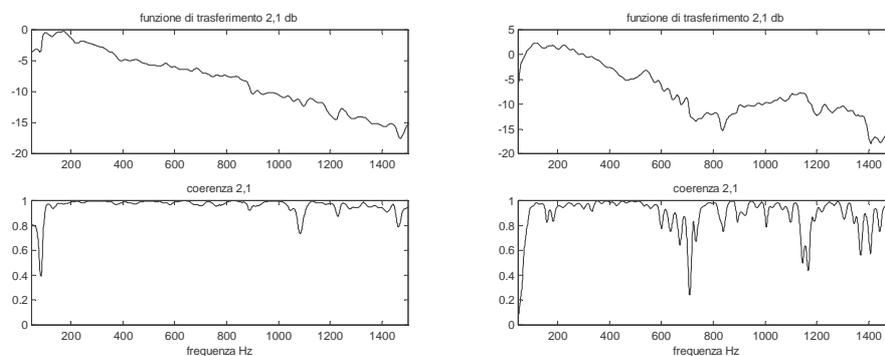


Fig. 7a Funzione di trasferimento e relativa coerenza tra gli accelerometri T2 e T1 in funzione della frequenza per un asse con difetto di 15 mm (a sinistra) e 30 mm (a destra)

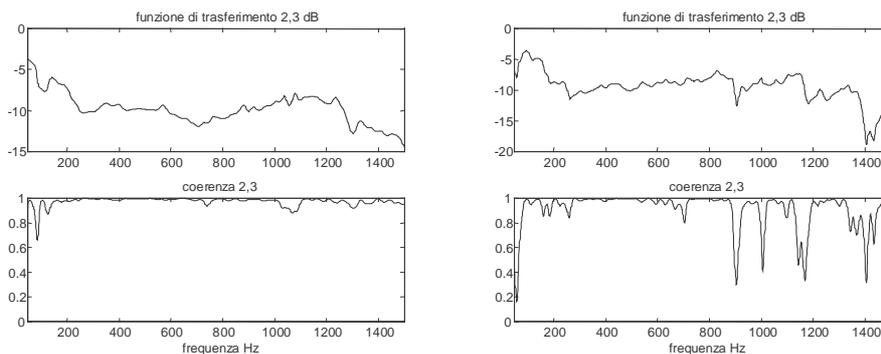


Fig. 7b Funzione di trasferimento e relativa coerenza tra gli accelerometri T2 e T3 in funzione della frequenza per un asse con difetto di 15 mm (a sinistra) e 30 mm (a destra)

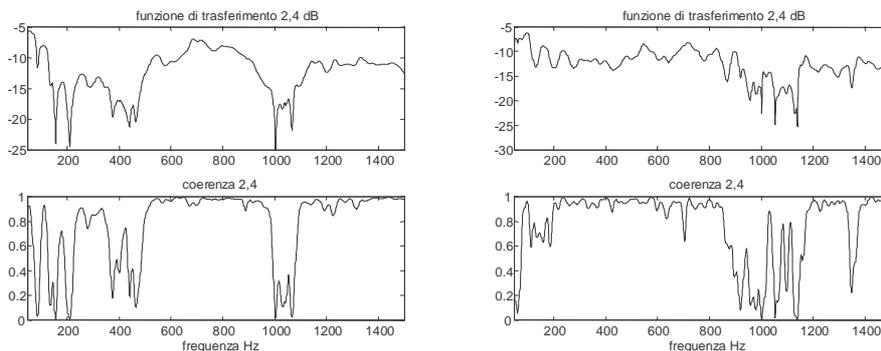


Fig. 7c Funzione di trasferimento e relativa coerenza tra gli accelerometri T2 e T4 in funzione della frequenza per un asse con difetto di 15 mm (a sinistra) e 30 mm (a destra)

L'analisi è stata svolta considerando segmenti di segnale corrispondenti ad uguali percorrenze del convoglio prova. Variando la velocità dei convogli, ciò ha comportato un numero di campioni variabile. Dall'analisi del passaggio della sala sul pedale e dalla posizione del picco all'interno del segmento considerato, di lunghezza pari ad 1.2 volte la circonferenza della ruota, si può calcolare la distanza approssimativa tra la traversa strumentata e il punto dell'impatto del difetto (tab. 2).

Treno	Difetto 15 mm	Difetto 30 mm
956	1,16	0,04
957	1,12	0,39
958	0,64	0,28
959	1,07	0,27
960	0,71	0,08
961	0,73	0,09
962	0,17	0,48
963	0,02	0,21
964	0,26	0,98
965	1,15	0,51

Tab. 2 Distanza [m] fra il punto di impatto della sfaccettatura e la traversa strumentata

Nei punti in cui la funzione di trasferimento ha significato, si vede comunque come il livello delle accelerazioni venga attenuato al massimo di 20 dB, con notevoli zone superiori ai -10 dB; questa osservazione richiama l'attenzione sulle sollecitazioni che vengono trasmesse ad un componente, quale la traversa, che si trovi direttamente sotto la rotaia; tali sollecitazioni sono da tenere in maggior considerazione qualora questo componente, come una cassa di manovra, contenga al suo interno delle apparecchiature meccaniche ed elettriche soggette a rottura sia per fatica che per eventuali sovraccarichi di natura eccezionale.

Per confronto si osservi (fig. 8) la funzione di trasferimento [9] tra le accelerazioni della rotaia e di un punto posto su di una cassa di manovra tradizionale, fissata al binario esternamente, a sbalzo, su un'intelaiatura metallica denominata *zatterone*; benché le condizioni di prova fossero piuttosto diverse, per velocità e natura del treno e per tipo di linea, si può qualitativamente notare come l'attenuazione sia di molto maggiore rispetto al componente direttamente posto sotto il binario.

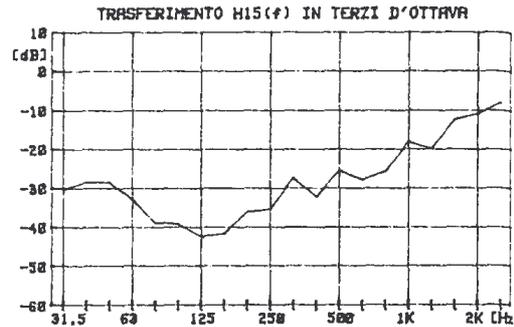


Fig. 8 Trasferimento delle accelerazioni tra la rotaia ed un punto sulla cassa di manovra misurate su di una cassa P75 sulla direttissima Roma Firenze al transito di un Intercity alla velocità di 195 km/h (da [11])

### 3.2.2 Integrazione dei segnali

L'integrazione numerica dei segnali degli accelerometri ha lo scopo di calcolare le velocità e gli spostamenti a cui viene sottoposta la traversa durante il passaggio del treno. Tali parametri risultano fondamentali nello studio di un modello dinamico della cassa traversina [2] in quanto, dovendo verificare l'ammissibilità geometrica degli spostamenti, non ci si può limitare allo studio delle sole accelerazioni.

Il metodo utilizzato per effettuare l'integrazione numerica è quello della funzione *cumsum* di *Matlab*<sup>®</sup>. Tale metodo si basa sul concetto di approssimare la funzione integranda con una serie di gradini (funzione costante a tratti) e di calcolare l'integrale come la somma delle aree rettangolari individuate dai vari gradini. Dato un vettore, l'uscita della funzione è un vettore contenente la somma al passo:

$$[I] = \left[ \sum_{n=1}^1 F_n, \sum_{n=1}^2 F_n, \dots, \sum_{n=1}^l F_n \right] \quad (1)$$

$F_n$ : elemento ennesimo del vettore che rappresenta la funzione  $F$

$[I]$ : vettore rappresentante l'integrale di  $F$

$l$ : lunghezza del vettore integrando

Poiché l'integrale va calcolato nel dominio del tempo, il valore finale dell'integrale andrà diviso per la frequenza di campionamento:

$$\Delta t = \frac{\Delta N_c}{f_c} \Rightarrow [I] = \sum F \cdot \Delta t = \sum F \cdot \frac{\Delta N_c}{f_c} \quad (2)$$

Affinché l'integrazione numerica converga non è possibile mantenere le componenti in frequenza, del segnale di partenza, al disotto di un certo valore. Risulta quindi necessario filtrare, con un filtro passa alto, il segnale integrando. Il filtraggio del segnale è stato ottenuto con un filtro di Butterworth (massimamente piatto) di ordine 4, applicato prima di ogni integrazione; il problema che si è presentato è stato quello di valutare la frequenza di taglio  $f_c$  a -3 dB in modo da alterare il meno possibile il risultato finale. È stato osservato che l'ampiezza del segnale integrato viene notevolmente influenzata dal valore prescelto come limite superiore delle frequenze tagliate; infatti il processo di integrazione, per sua stessa natura, tende ad aumentare l'importanza delle componenti a bassa rispetto a quelle ad alta frequenza. Considerando il procedimento di integrazione di una funzione nel dominio della frequenza si ha infatti:

$$I = \sum_{\omega} \frac{-j}{\omega} F(\omega) \cdot e^{j\omega} \quad (3)$$

Si nota come l'ampiezza delle componenti venga ridotta in maniera minore alle basse frequenze. Questa caratteristica dell'integrazione fa sì che, se lo spettro del segnale di partenza è sufficientemente piatto, la componente corrispondente alla frequenza di taglio sia una delle più significative del segnale integrato. È evidente come nel tentativo di prendere una frequenza di taglio più bassa possibile si corra il rischio di entrare nella zona in cui insorgono notevoli errori di origine numerica. Per individuare la frequenza di taglio più opportuna, per prima cosa, si è proceduto alla successiva integrazione del segnale filtrandolo via via con

frequenze crescenti da 0 in poi, riportando l'andamento dell'ampiezza massima dell'integrale, in funzione delle frequenze di taglio (fig. 9).

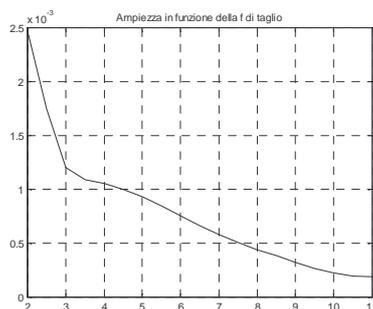


Fig. 9 Influenza della frequenza di taglio del filtro passa-alto sull'ampiezza massima dell'integrale. Treno 964

Un altro fenomeno da tenere presente nello scegliere la frequenza di taglio inferiore è che qualunque tipo di filtro ha un *roll-off* che attenua gradualmente le frequenze minori di  $f_c$  (nel caso di un passa alto), con una rapidità che dipende sostanzialmente dall'ordine del filtro (fig. 10).

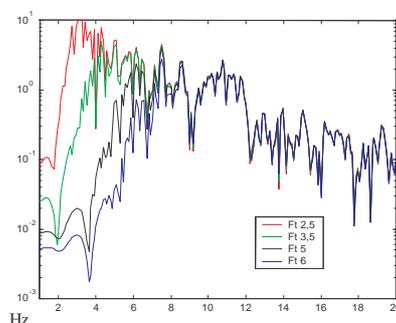


Fig. 10 Spettro del segnale di spostamento parametrizzato in funzione della frequenza taglio relativa a un filtro di Butterworth di 4 ordine. Treno 964 accelerometro T2

Nel nostro caso, dove la frequenza di taglio  $f_c$  è molto piccola, se l'attenuazione è troppo graduale le frequenze sotto  $f_c$  non vengono ridotte adeguatamente, e se anche l'ampiezza dell'integrale risulta di valori accettabile, il suo andamento è caratterizzato dalla presenza di una armonica a bassa frequenza che nasconde in gran parte il passaggio del convoglio. Viceversa un ordine troppo alto, ed al limite la rimozione totale delle frequenze sotto  $f_c$ , fa sì che si generino errori dovuti alla non gradualità dell'azione del filtro; questi errori vengono in modo particolare generati da quei tratti di segnale in cui è presente un impulso corrispondente al passaggio di un asse difettato, in questi casi infatti la rimozione delle frequenze più basse dallo spettro dà luogo ad una notevole distorsione del segnale di partenza (fig. 11).

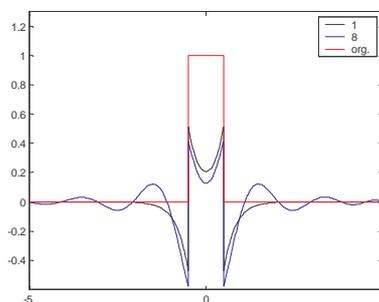


Fig. 11 Distorsione di un impulso rettangolare a seguito del filtraggio con filtri di diverso ordine

Una volta fissato l'ordine del filtro in modo da avere un'attenuazione sufficientemente graduale, per fare in modo che l'influenza delle frequenze più basse venga ridotta a dovere, è necessario spostare la  $f_c$  verso valori più alti. In base a queste considerazioni è stato deciso di porre il valore di  $f_c$  pari a 6 Hz, per l'integrazione dei segnali provenienti da T1 e T2; nel caso degli altri due non è stato possibile scendere sotto i 30 Hz per avere per tutti i treni un integrale che presentasse un andamento plausibile. Nel primo caso è stato possibile individuare gli

spostamenti in un più ampio campo di frequenze e quindi si manifestano anche quelle componenti più strettamente legate al transito degli assi, nel secondo caso si hanno informazioni riguardo principalmente alle azioni dei sovraccarichi a più alta frequenza.. Nel processo di integrazione si sono inoltre filtrate le frequenze superiori ai 2000 Hz a motivo della loro scarsa rilevanza.

### 3.2.3 Risultati dell'integrazione

Non potendo, evidentemente, riportare gli andamenti delle grandezze di interesse per tutti i transiti, ci si limita ad illustrare le caratteristiche dei segnali integrati che rappresentano le velocità e gli spostamenti nei punti strumentati relativi al solo treno 961.

Gli spostamenti della rotaia vengono influenzati in maniera maggiore, nel campo di frequenze considerato, dal passaggio degli assi rispetto a quanto facciano i sovraccarichi dinamici dovuti all'impatto dei difetti; viceversa gli spostamenti dell'accelerometro T1, che presentano lo stesso range di frequenze, sono maggiormente influenzati dai picchi di accelerazione caratteristici dell'impatto del difetto, questo probabilmente a causa della maggiore rigidità di vincolo, data dalla massiciata, cui è soggetta la traversa rispetto a quella vista dalla rotaia (serie di rigidità della stessa massiciata, dell'elemento di serraggio e della gomma di sottorotaia).

Per quanto riguarda gli accelerometri T3 e T4 le considerazioni precedenti non possono essere fatte in quanto il processo di integrazione non ha permesso di poter apprezzare le ampiezze relative alle frequenze più basse ed è quindi logico che il passaggio degli assi non difettati dia luogo a degli spostamenti minori rispetto a quelli introdotti dal passaggio delle sale con delle sfaccettature.

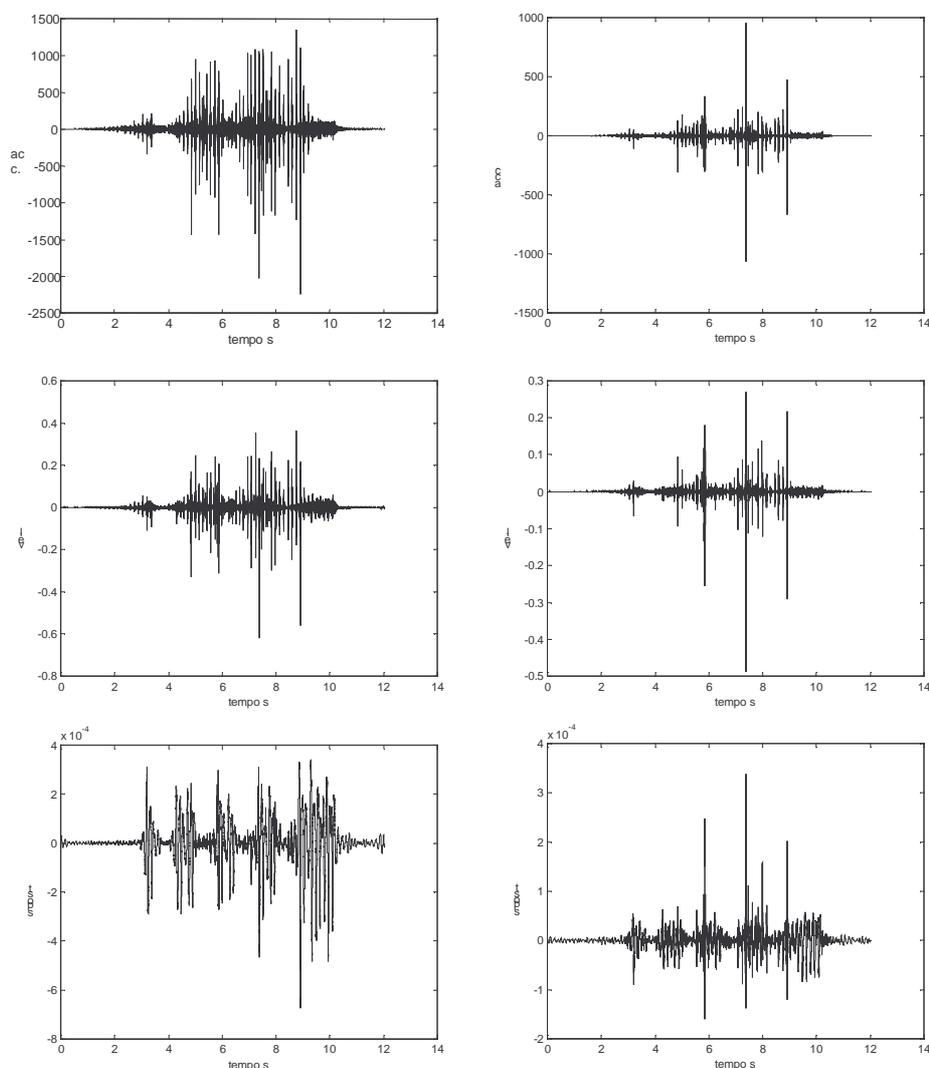


Fig. 12a Accelerazione [ $\text{m/s}^2$ ] (in alto), velocità [ $\text{m/s}$ ] (al centro) e spostamento [ $\text{m}$ ] (in basso), per i punti di misura T2 (a sinistra) e T1 (a destra) per il treno 961 (60 km/h). Banda 6-2000 Hz

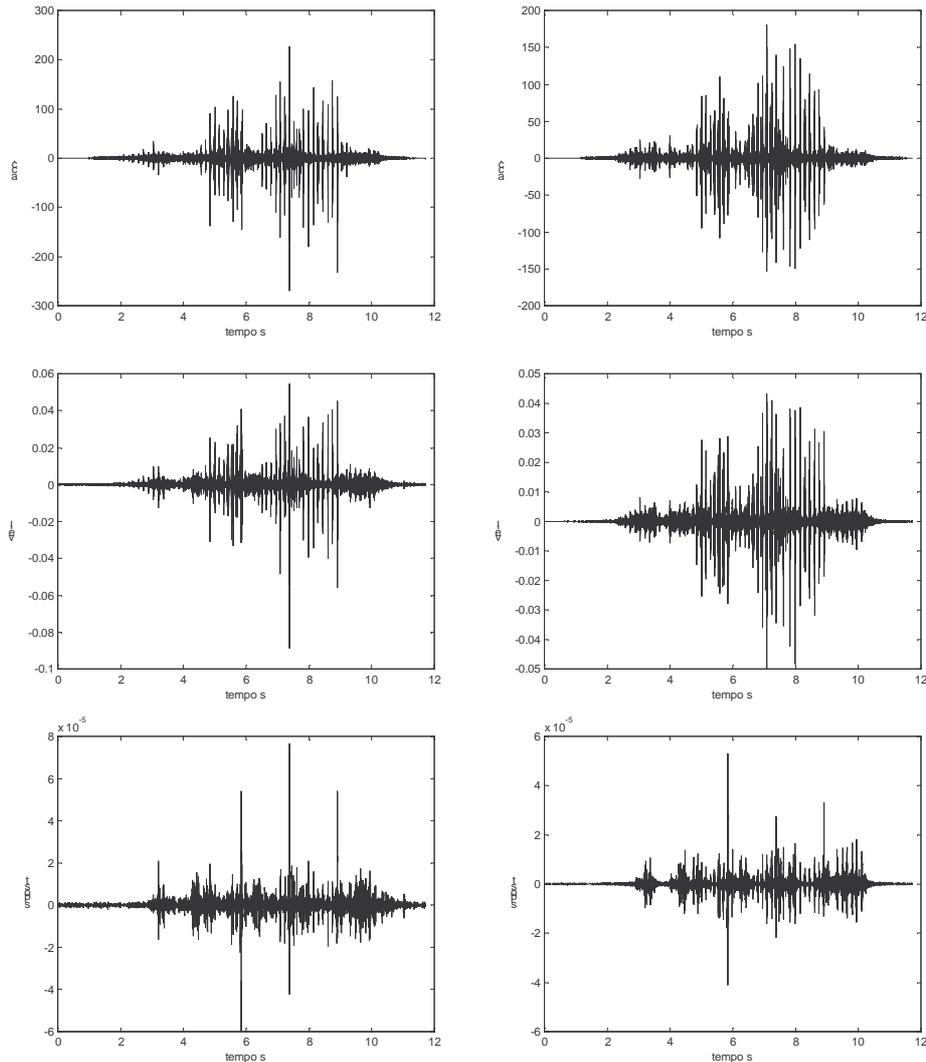


Fig. 12b Accelerazione [m/s<sup>2</sup>] (in alto), velocità [m/s] (al centro) e spostamento [m] (in basso), per i punti di misura T2 (a sinistra) e T1 (a destra) per il treno 961 (60 km/h). Banda 30-2000 Hz

#### 4. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro si sono analizzate le caratteristiche vibratorie di una rotaia e di una traversa al passaggio di un convoglio con ruote fortemente difettate.

Di particolare interesse sono i risultati riguardanti la trasmissibilità delle vibrazioni rotaia/traversa sotto marcati carichi d'urto e la determinazione degli spostamenti degli eventuali punti di attacco alla traversa di apparecchiature di vario genere. L'uso di trasduttori accelerometrici ha consentito l'analisi in un elevato campo di frequenze ma ha costretto ad adottare degli accorgimenti, solo parzialmente soddisfacenti, per l'ottenimento dei valori di spostamento relativi.

I risultati ottenuti sono stati impiegati in [2] per la modellazione dinamica di una cassa di manovra di tipo innovativo.

#### Bibliografia

- [1] A. Bracciali, G. Cascini, "Analisi statistica delle accelerazioni provocate nelle rotaie dal passaggio di ruote ferroviarie danneggiate", in *Atti del XXVII Convegno AIAS*, Perugia, Italy, 1998, 359-368.
- [2] A. Bracciali, R. Ciuffi, F. Piccioli, "Modellazione ed ottimizzazione del comportamento strutturale di una cassa di manovra innovativa", in *Atti del XXX Convegno AIAS*, Alghero, Italy, 2001.
- [3] A. Bracciali, G. Cascini, "Le sfaccettature delle ruote ferroviarie. Parte 1 - Introduzione", *Ingegneria Ferroviaria* **7**, 2000, 439-446. e A. Bracciali, G. Cascini, M. Pieralli: "Le sfaccettature delle ruote ferroviarie. Parte 2 - Sviluppo di un rilevatore", *Ingegneria Ferroviaria* **8**, 2000, 511-520.

- [4] A. Bracciali, G. Cascini, "High Frequency Mobile Input Reconstruction Algorithm (HF-MIRA) Applied to Forces Acting on a Damped Linear Mechanical System", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **12**(2), 1998, 255-268.
- [5] A. Bracciali, G. Cascini, "Rolling Contact Force Energy Reconstruction", *Journal of Sound and Vibration* **236**(3), 2000, 185-192.
- [6] A. Bracciali, G. Cascini, "Measurement of the Lateral Emission of an UIC 60 Rail with a Custom Device", *Journal of Sound and Vibration* **231**(3), 2000, 653-665.
- [7] J.S. Bendat, A.G. Piersol, *Random Data. Analysis and Measurement Procedures*, John Wiley & Sons, New York, 1986, 484-516.
- [8] A.V. Oppenheim, R.W. Schaffer, *Digital Signal Processing*, Prentice-Hall, 1975.
- [9] A. Bracciali, M. Biagiotti, "A Method for Measuring the Dynamic Behaviour of the Rome-Florence High-Speed Track Switch Manoeuvring System", *Journal of Rail and Rapid Transit* **206**, 1992, 107-116.