

# Forze ed accelerazioni al contatto ruota-rotaia

Dott. Ing. Andrea BRACCIALI\* – Dott. Ing. Gaetano CASCINI\*

**SOMMARIO** – L'analisi delle interazioni dinamiche ad alta frequenza fra ruota e rotaia può fornire indicazioni utili per la diagnostica dei convogli in transito, sebbene le difficoltà inerenti questo tipo di misura siano relativamente elevate. In particolare, la stima della forza di contatto richiede approcci diversi dalla misura diretta ed obbliga a ricostruzioni numeriche a partire, ad esempio, dalle accelerazioni della rotaia. Nel presente lavoro si descrive una metodologia per la ricostruzione energetica della forza di contatto e vengono analizzate le ruote di numerosi convogli. Una successiva analisi estensiva delle accelerazioni della rotaia, condotta su oltre 1100 carrelli, ha consentito di individuare le caratteristiche dei tipi di convogli viaggiatori più comuni per la rete ferroviaria italiana e di fornire indicazioni riguardo alle possibilità diagnostiche di questo tipo di misure. Indagini statisticamente significative per l'identificazione del grado di difettosità (e quindi di aggressività nei confronti della linea) di un rotabile, con riferimento a problemi di usura, rumore e comfort, possono rivelarsi utili per stabilire anche le tariffe di accesso alla rete.

## 1. Introduzione

I carichi dinamici nel contatto ruota-rotaia sono elevatissimi a causa dell'elevata rigidità dei corpi in contatto. I problemi principali riguardano la sicurezza (possono verificarsi rotture per fatica), l'economicità (in alcune tratte possono aversi usure particolarmente elevate) e l'impatto ambientale (il rotolamento risulta la causa principale delle vibrazioni ad alta frequenza e del rumore fra 50 e 250 km/h).

La limitazione delle forze di contatto mediante frequenti torniture delle ruote e molatura delle rotaie si scontra con criteri di economicità, per cui occorre accettare che, entro certi limiti, veicoli con ruote danneggiate possano percorrere linee con rotaie usurate.

In questo senso la conoscenza delle forze di contatto ruota-rotaia fino alle alte frequenze risulta interessante per due motivi fondamentali:

- conoscendo le forzanti del sistema è possibile migliorare la progettazione del materiale rotabile e dell'armamento ai fini di assicurare la massima sicurezza ed economicità di esercizio, nonché un impatto ambientale minimo;
- la disponibilità di strumenti per la misura delle forze di rotolamento relative ad un treno in circolazione può contribuire in maniera determinante alla completezza delle informazioni che si possono ricavare da un impianto di diagnostica, condizione fondamentale, ad esempio, per

stabilire un criterio di tariffazione per l'accesso all'infrastruttura.

Gli autori hanno già sviluppato in passato [1] un algoritmo del tutto generale per la ricostruzione di eccitazioni mobili ad alta frequenza a partire dalla risposta misurata al passaggio della forzante e dalla caratterizzazione del sistema. Di seguito viene presentata una procedura energetica più semplice e particolarmente stabile per la stima dello spettro di potenza in 1/3 ottava delle forze di contatto, mentre successivamente vengono mostrati i risultati relativi ad un'analisi statistica comparativa delle accelerazioni delle rotaie e delle forze di contatto.

## 2. Ricostruzione energetica delle forze di rotolamento ad alta frequenza

### 2.1. La misura indiretta delle forze

La determinazione delle forze dinamiche che agiscono su un sistema non può, in alcuni casi, essere effettuata misurando direttamente tali grandezze mediante sensori opportunamente calibrati. Tipicamente è necessario ricorrere a tecniche più sofisticate quando le forze agenti sul sistema sono distribuite, quando il punto di applicazione delle forze è inaccessibile o quando l'eccitazione è mobile. In questi casi risulta impossibile la stessa applicazione di un trasduttore di forza, per cui la stima delle forze può essere effettuata unicamente mediante simulazioni matematiche opportune o con tecniche di misura indiretta.

Un problema caratteristico, particolarmente complesso e ancora non risolto, è la determinazione delle forze di contatto ruota-rotaia. Le difficoltà sono in questo caso molteplici: in

(\*) Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali. Università degli Studi di Firenze.

particolare, l'esigenza di risolvere problemi di vibrazioni e rumore impone la determinazione delle forze di rotolamento fino alle alte frequenze (almeno 5 kHz).

Uno dei modelli più accreditati, il TWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software) [2], utilizza lo schema mostrato in fig. 1 per il calcolo previsionale dell'emissione del rumore dal binario e dalla via. Fondamentale nel modello è la conoscenza della "rugosità" della ruota e della rotaia, anche se, essendo le lunghezze d'onda degli errori per le velocità e le frequenze di interesse comprese fra 3 cm ed 1 m, è più corretto parlare di errori di forma o di ondulazione (in inglese è stato proposto il termine di *waviness* [3]). Visto che l'area di contatto ha dimensioni finite ed assolutamente non trascurabili, occorre prevedere una funzione di "aggiustamento" (il cosiddetto "filtro dell'area di contatto", identificato dal riquadro "Modifica rugosità" nella fig. 1, introdotto da REMINGTON sul finire degli anni '70) che tenga conto dell'appiattimento delle creste derivanti dal contatto Hertziano. Note le rigidzze dinamiche (risposte in frequenza spazio/forza, o recettanze) della ruota e della rotaia, nonché della molla Hertziana di contatto, è possibile effettuare una stima energetica delle forze di ingresso (si noti il riquadro FFT in alto nello schema di fig. 1). Questo procedimento, benché sia l'unico effettivamente disponibile a livello "semiprogettuale", presenta alcuni svantaggi:

- la misura delle rugosità dovrebbe avvenire su più linee parallele, essendo il contatto bidimensionale (è un'area, e non una linea), e dovrebbe richiedere un'analisi spettrale bidimensionale, mentre attualmente si misura solo una rugosità media su alcune linee prefissate (si veda, a titolo di esempio, il progetto di norma europea [4]);

- la misura della *waviness* non è ancora definita in termini di strumenti e di metodologie ed è ancora allo studio [3];

- gli errori nelle stime della forza di contatto ruota-rotaia sono ancora di diversi dB, e se gli ingressi del sistema sono affetti da questi errori è semplice capire come gli errori sul risultato finale del procedimento possano essere ancora maggiori [2].

Un'alternativa alla stima numerica è la ricostruzione della forza di contatto condotta a partire dalla relativa risposta misurata su una ruota o sulla rotaia sulla quale questa transita. In entrambi i casi si hanno degli inconvenienti: nel primo il fenomeno può essere considerato quasi-stazionario, almeno per brevi intervalli di tempo, tuttavia la strumentazione necessaria è particolarmente costosa, perché bisogna disporre di un impianto di telemetria per il trasferimento dei segnali degli accelerometri al sistema di acquisizione. Di contro, dal punto di vista della rotaia, il fenomeno è tipicamente transitorio, per cui è molto più complessa l'elaborazione dei dati sperimentali per la ricostruzione della forzante. Ciò nonostante, questa seconda via è stata preferita non solo per motivi di economicità: la stima delle forze di contatto a partire da misure "a terra" è in prospettiva più utile, in quanto consente con un'unica installazione di effettuare confronti fra le varie sale di un convoglio, nonché fra diversi tipi di materiale rotabile; inoltre, uno strumento semplice, ma efficace, per la stima delle forze di contatto può trovare applicazione in sistemi di monitoraggio e diagnostica. È facile comprendere come la catena di misura debba essere particolarmente curata e affidabile ed è necessario utilizzare sensori quali microfoni o accelerometri adatti a rilevare grandezze meccaniche con dinamica elevata in tutto il range di frequenze d'interesse.

## 2.2. Modellazione del comportamento dinamico del binario

I binari ferroviari presentano diverse caratteristiche che ne rendono difficile la modellazione con tecniche tradizionali:

1. le rotaie hanno lunghezza "infinita", per cui, relativamente alla propagazione delle vibrazioni, si comportano come guide d'onda (non è infatti corretto parlare di modi di vibrare, dato che questi possono esistere solo per strutture finite, essendo dovuti alle riflessioni delle onde elastiche ai bordi della struttura);

2. la sezione della rotaia tende a deformarsi in presenza di vibrazioni con frequenza superiore a 1 kHz; pertanto

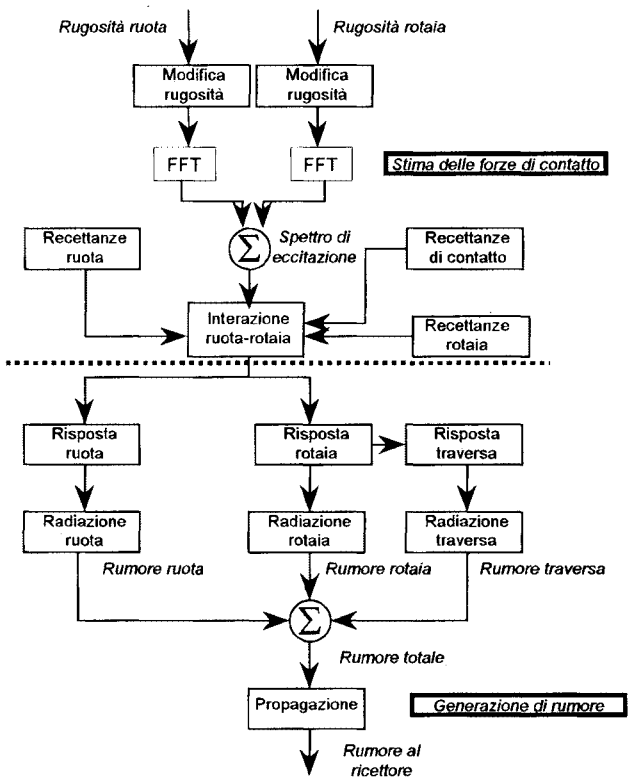


Fig. 1 - Schema di generazione del rumore di rotolamento implementato nel programma TWINS (modificato da [2]).

non è sufficiente una schematizzazione a trave neppure tenendo conto dell'effetto del taglio e dell'inerzia alla rotazione della sezione (trave di TIMOSHENKO);

3. le traverse costituiscono un supporto discreto e, in corrispondenza della cosiddetta "pinned-pinned resonance", coincidono con i nodi della deformata della rotaia;

4. complessivamente il sistema è molto smorzato (l'attenuazione lungo la rotaia varia da 1 a 5 dB/m in funzione della frequenza) perché le traverse si comportano come dissipatori di energia verso il terreno;

5. alcuni elementi quali la massicciata ed i *rail pads* (gomme di sotto rotaia) sono solo grossolanamente rappresentabili in termini di una coppia molla-smorzatore.

Gli autori hanno realizzato [5] un modello autoregressivo di tipo ARARMAX del sistema raffigurato in fig. 2, in grado di rappresentare la dinamica verticale del binario fino a 5 kHz, e che supera i limiti dei tradizionali modelli a parametri concentrati (massa-smorzatore-molla), o dell'impiego delle funzioni di trasferimento ingresso-uscita nel dominio della frequenza (*Frequency Response Function* - FRF).

Per una descrizione dettagliata delle caratteristiche del modello, largamente utilizzato nel presente lavoro, e della sua costruzione si rimanda a [2]; brevemente vengono sintetizzate le caratteristiche principali:

- il modello è parametrico, ovvero descrive il comportamento del sistema mediante un numero finito di parametri che non sono legati alla fisicità del sistema stesso, ma dipendono esclusivamente da come i segnali di input vengono "trasformati" nei segnali di output;

- i parametri vengono estratti facendo uso di un numero di informazioni decisamente sovrabbondante rispetto a quello strettamente necessario, garantendo così la massima affidabilità della stima; è possibile, inoltre, valutare l'indeterminazione dei parametri e, con opportune procedure di validazione del modello, ridurre l'entità;

- è possibile valutare l'effetto sull'uscita di eventuali ingressi non misurati (rumore); se questo effetto è piccolo allora l'uscita dipende solo dagli ingressi misurati e pertanto è possibile effettuare una stima degli ingressi a

partire dall'uscita, altrimenti nell'inversione si attribuisce all'ingresso incognito il contributo non trascurabile del rumore presente nel sistema;

- il numero di parametri che descrivono globalmente il sistema è piccolo; il modello risulta più stabile rispetto a quelli basati su FRF per i quali ogni linea spettrale è stimata indipendentemente dalle altre, per cui si possono avere errori locali elevati anche su modelli derivati da misure ed elaborazioni complessivamente accurate; il modello parametrico effettua una sorta di *smoothing* delle FRF sperimentali, eliminando gli errori locali.

I dati sperimentali con i quali si è costruito il modello sono stati raccolti in un'apposita campagna prove condotta nel gennaio 1996 sulla Firenze-Roma, sul binario dispari fra le stazioni di Firenze SMN e Firenze Campo Marte. Le rotaie (UIC60 su traverse in c.a.p. e ballast) non presentavano difetti macroscopici. Con la medesima disposizione degli accelerometri si sono registrate le accelerazioni della rotaia al passaggio di circa 70 treni viaggiatori di varia composizione.

### 2.3. Ricostruzione delle forze di contatto

Diversi autori hanno sviluppato procedure analitiche e sperimentali per la stima delle forze di contatto a partire dalle accelerazioni misurate al passaggio dei treni. Fra i principali si ricorda il lavoro di TEN WOLDE e VAN RUITEN che nel 1983 hanno presentato [6] i risultati della ricostruzione effettuata utilizzando la funzione di risposta in frequenza puntuale e considerando un intervallo di tempo centrato sull'istante in cui la ruota transita sulla sezione strumentata. La forza di contatto è stata determinata invertendo la FRF puntuale e moltiplicandola per lo spettro della risposta misurata al passaggio della ruota sulla sezione di misura.

È evidente che questa tecnica, utilizzata in passato anche da uno degli autori in un precedente lavoro [7], non tiene minimamente conto del contatto ruota-rotaia negli istanti antecedenti e seguenti al passaggio sulla sezione strumentata, eccezion fatta per un piccolo tratto di rotaia dove, peraltro, la funzione di trasferimento non è costante.

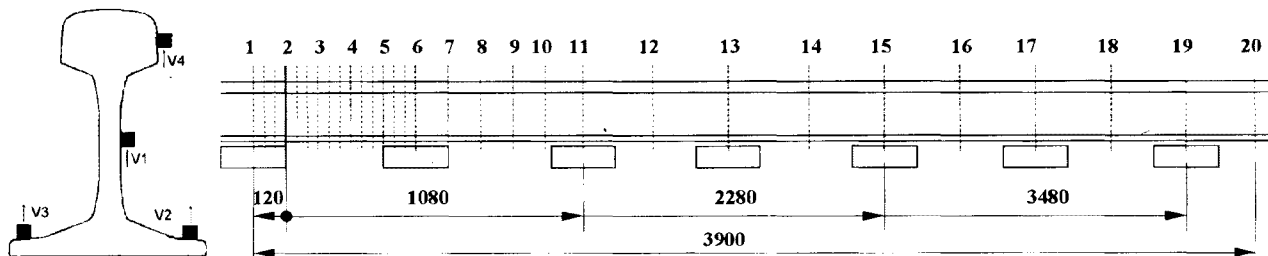


Fig. 2 - Disposizione degli accelerometri verticali nella sezione di misura (#2) che costituiscono le uscite del sistema, le sole accelerazioni verticali (sinistra). Discretizzazione del tratto di binario modellato: le misure sono state effettuate applicando una forza verticale con martello strumentato in ciascuna sezione tratteggiata; solo le sezioni numerate sono state impiegate per la costruzione del modello (ingressi), in quanto le variazioni della funzione di trasferimento fra le sezioni più vicine sono risultate di piccola entità (destra).

Nel presente lavoro si tiene effettivamente conto della mobilità dell'eccitazione e della conseguente variazione della funzione di trasferimento del sistema. In considerazione dell'elevato smorzamento del sistema, per la ricostruzione delle forze di contatto si attribuisce alla sola ruota in transito sul tratto di binario modellato la causa delle accelerazioni misurate in un certo intervallo di tempo. Questa assunzione è sufficientemente giustificata se si sceglie opportunamente la ruota di cui ricostruire la forza di contatto: evitando il primo e l'ultimo asse delle vetture le cui ruote sono precedute e seguite a breve distanza da altre sale, si può ritenere minima la sovrastima delle forze stesse, dovuta al contributo all'accelerazione della rotaia da imputare alle ruote adiacenti.

L'algoritmo di ricostruzione consiste nel simulare, mediante il modello ARARMAX del binario [5], la risposta del sistema in presenza di una forza nota che si muove con la stessa legge di moto della ruota considerata. Confrontando l'uscita simulata con la risposta misurata al passaggio della ruota stessa, si individuano le correzioni da apportare alla forza in ingresso tali da minimizzare la differenza. Si assume che la forza che determina una risposta equivalente a quella misurata sia a sua volta equivalente alla forza di contatto incognita. È necessario osservare che in questo lavoro si è limitata l'attenzione al contenuto energetico delle forze e delle accelerazioni considerate: i confronti sono effettuati fra gli spettri di potenza in 1/3 ottava dei segnali. Questa rappresentazione dei segnali non dà alcuna informazione in termini di fase, cosa che peraltro non costituisce un limite per l'applicazione della procedura, in quanto i segnali considerati sono di tipo *random*.

L'intera procedura prevede l'utilizzo della risposta misurata in un unico punto della rotaia. Dato che il sistema considerato presenta quattro uscite, è possibile condurre parallelamente la ricostruzione della forzante a partire dai segnali misurati dai quattro accelerometri. Confrontando le forze di contatto relative ad una medesima ruota, ma stimate indipendentemente fra loro, si può effettuare una valutazione sull'affidabilità del risultato ottenuto.

### 2.3.1. L'algoritmo di ricostruzione energetica

L'algoritmo si sviluppa nei seguenti passi:

1. si generano  $n$  segnali *pseudo-random* con contenuto in frequenza piatto in tutto il campo di frequenze e fase casuale. L'ampiezza del segnale è data dal rapporto fra il livello medio delle accelerazioni misurate al passaggio della ruota ed il valore medio delle funzioni di trasferimento del sistema. Questi segnali rappresentano grossolanamente la forza di contatto ruota-rotaia. La mancata conoscenza delle fasi dei segnali viene ovviata conducendo l'elaborazione con diversi segnali di uguale modulo e fase casuale e mediando poi i moduli per estrarre le informazioni energetiche. Si è constatato che è sufficiente operare  $n=30$  medie, in quanto non si hanno apprezzabili variazioni aumentando il numero di segnali generato;

2. con la tecnica descritta nel par. 2.3.2. si simula la

risposta del sistema al passaggio della ruota, ipotizzando che la forza di contatto abbia l'andamento definito al passo precedente;

3. dall'insieme di risposte simulate a partire dai segnali con fase differente si valuta lo spettro in 1/3 ottava dell'uscita del sistema in presenza dell'eccitazione ipotizzata. Per il calcolo dello spettro si è usata solo la porzione di segnale corrispondente al passaggio della ruota sulle sezioni 14+1; in questo intervallo di tempo si risente delle sollecitazioni indotte dal passaggio sugli elementi 20+15, ma in misura del tutto trascurabile del contributo alle accelerazioni della rotaia dovuto all'azione della ruota negli istanti precedenti all'ingresso nella porzione di binario modellata;

4. si confronta lo spettro in 1/3 di ottava calcolato al passo precedente con quello dell'accelerazione misurata. Per ciascuna banda dello spettro si definisce il guadagno da apportare alla forzante, tale da annullare la differenza fra risposta simulata e risposta misurata;

5. si generano  $n$  ( $=30$  anche in questo caso) segnali con contenuto in frequenza corretto secondo le indicazioni ricavate al passo precedente e fase casuale. Si procede nuovamente alla simulazione della risposta del sistema, iterando il procedimento a partire dal passo 2.

L'iterazione viene terminata quando al passo 4 si verifica che la differenza fra l'uscita simulata del sistema e quella misurata è inferiore ad un errore prestabilito. Solitamente sono sufficienti tre iterazioni.

### 2.3.2. Simulazione della risposta del binario

Il sistema considerato presenta 20 ingressi e 4 uscite. Se una ruota transita sulla porzione di binario modellata, i singoli elementi di fig. 2 sono interessati da segmenti distinti della forza di contatto, con una sequenza ed un'ampiezza che dipendono dalla legge di moto del punto di eccitazione. Nell'ipotesi di linearità del sistema, e quindi di validità del principio di sovrapposizione degli effetti, la risposta del sistema può essere calcolata come somma delle uscite dovute all'applicazione di forze distinte sui diversi elementi.

L'eccitazione del sistema mediante l'applicazione di segmenti distinti del segnale sugli elementi della rotaia è troppo grossolana. Per ottenere un risultato più plausibile si è introdotta una finestra triangolare per l'applicazione della forza su due elementi adiacenti: si è assunta una variazione lineare delle FRF fra due punti successivi di misura e la stima dell'uscita è stata effettuata nel rispetto di questa ipotesi di lavoro. Per una più semplice implementazione del software, si sono considerate costanti le FRF, mentre la forza è stata distribuita in modo tale che essa agisca per intero su un elemento, quando il suo punto di applicazione giace esattamente sulla mezziera dell'elemento medesimo, e decresca linearmente man mano che si sposta verso la mezziera dell'elemento successivo (fig. 3).

Le serie temporali della forza ricostruita, così finestate e distribuite, sono state assegnate come input del modello ARARMAX del binario per la simulazione della risposta.

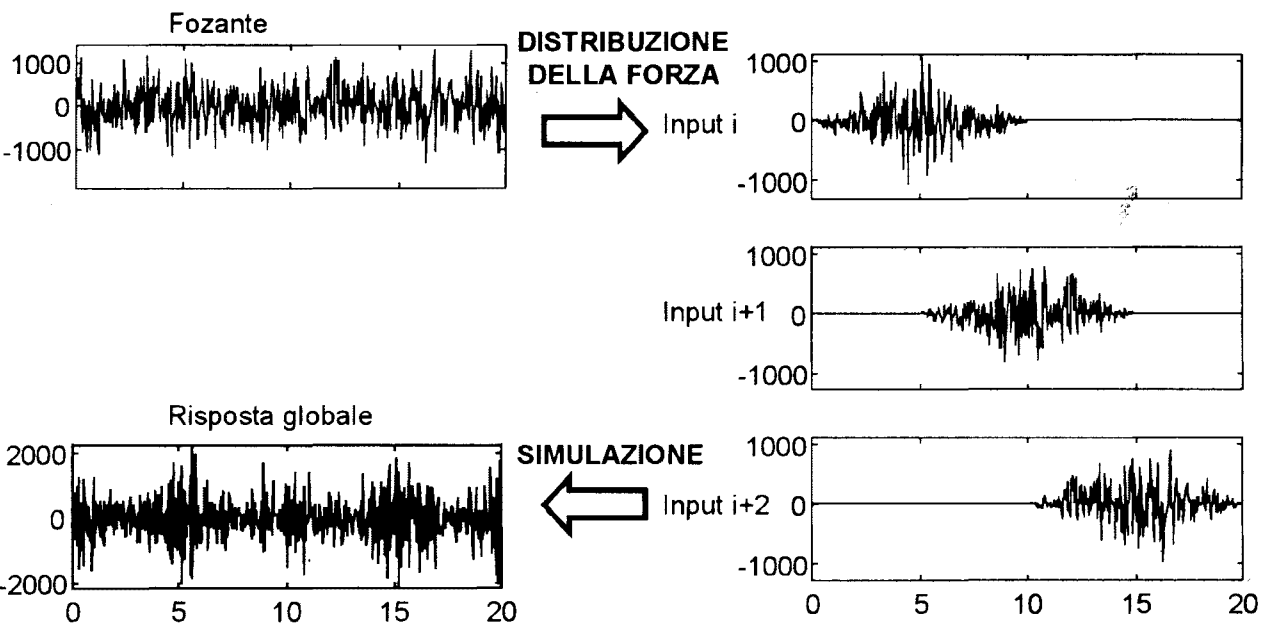


Fig. 3 – Applicazione della forza di contatto stimata al sistema: il segnale è distribuito linearmente su elementi adiacenti.

**2.4. Validazione dell’algoritmo di ricostruzione ed applicazioni preliminari**

Non esistendo tecniche di ricostruzione della forza di contatto ruota-rotaia efficaci fino alle alte frequenze, la validazione della procedura non può essere realizzata mediante un confronto diretto dei risultati ottenuti. Tuttavia, come accennato in seguito, è possibile effettuare alcune considerazioni sull’efficacia dell’algoritmo operando la ricostruzione della forza di contatto relativa ad una ruota a partire dai segnali misurati da quattro accelerometri distinti e confrontando i risultati ottenuti.

Fin dalle prime applicazioni dell’algoritmo di ricostruzione si è potuta constatare un’elevata velocità di convergenza ed un’ottima stabilità: per la determinazione del risultato sono sempre sufficienti 2+3 iterazioni. Peraltro le operazioni da effettuare ad ogni iterazione sono poco onerose dal punto di vista computazionale, per cui la stima relativa ad una ruota richiede meno di un minuto anche su un PC di modeste capacità (Pentium II-233 MHz). È pensabile, quindi, che in un futuro prossimo l’algoritmo, opportunamente ottimizzato, possa fornire i risultati quasi in tempo reale (i limiti derivano principalmente dalle esigenze in termine di memoria RAM, piuttosto che di impiego del processore).

Per la verifica della ripetibilità dei risultati e della velocità di convergenza, di seguito verranno mostrati, nelle figg. 4-7, i risultati relativi alla ricostruzione della forza di un treno ETR 450 marciante ad 80 km/h. La scelta è ricaduta su questo tipo di convoglio per i seguenti motivi:

- si tratta di un treno a composizione bloccata, quindi con ruote che hanno subito una storia di carico ed un’usura analoghe; peraltro, nel convoglio considerato non si

erano riscontrati, dall’ascolto dei segnali accelerometrici registrati, difetti di alcun tipo della tavola di rotolamento;

- rispetto ai treni che svolgono servizio su media e corta distanza, questo tipo di convogli viaggia sul tratto di binario strumentato a velocità praticamente costante; questa condizione, non strettamente necessaria, rende formalmente più corretta l’analisi energetica dei segnali misurati.

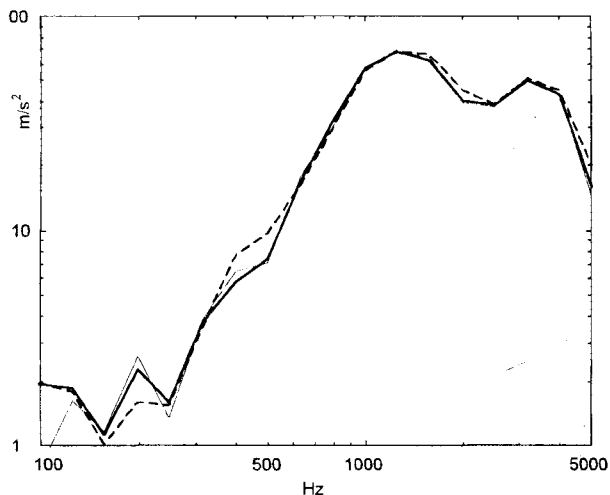


Fig. 4 – Spettro in 1/3 di ottava dell’accelerazione misurata nel punto V1 al passaggio di una ruota di ETR 450 a 80 km/h (linea fine) e delle accelerazioni simulate con il modello ARMAX del binario sottoposto ad un’eccitazione pari alla forza di contatto ricostruita (prima iterazione linea grossa tratteggiata, seconda iterazione linea grossa continua).

In fig. 4 è riportato il confronto fra lo spettro dell'accelerazione misurata in V1 al passaggio di una ruota dell'ETR 450 e gli spettri delle accelerazioni simulate a partire dalla forza ricostruita. In particolare sono diagrammate solo le risposte simulate relative alla prima ed alla seconda iterazione: la prima risposta simulata è relativa ad una forzante del tutto arbitraria (si è assunta una forzante *pseudo-random*). Si può notare come, dopo la prima correzione, l'errore residuo sia già di piccola entità e come l'iterazione successiva sia sufficiente a raggiungere la convergenza in tutto il campo di frequenze considerato.

La sequenza delle stime della forza di contatto in funzione del passo di iterazione è riportata in fig. 5. Anche in questo caso si osserva una riduzione notevole dell'entità della correzione nel passaggio dalla prima alla seconda iterazione.

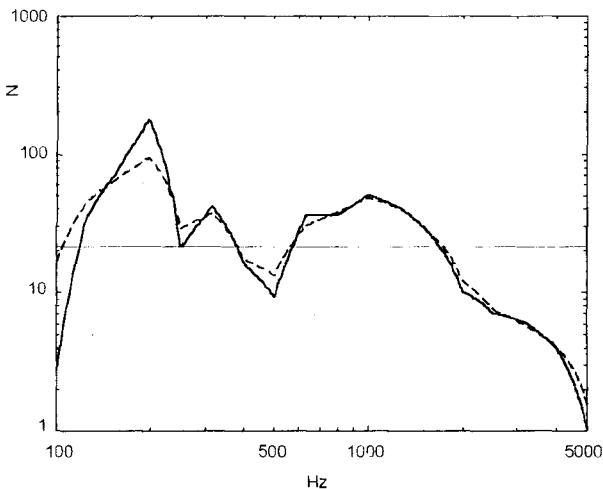


Fig. 5 - Spettro in banda fine (diagramma bilogarithmico) delle forze di contatto per una ruota di ETR 450 a 80 km/h stimata al variare del passo di iterazione: forza iniziale pseudo-random (linea fine), prima iterazione (linea grossa tratteggiata), seconda iterazione (linea grossa continua).

Anche la verifica sulla ripetibilità dei risultati ottenuti ricostruendo le forze di contatto a partire dai quattro segnali accelerometrici V1÷V4 ha avuto esito positivo. A titolo di esempio in fig. 6 è mostrato il confronto fra le quattro stime relative ad una medesima ruota del treno ETR 450.

Questo risultato fornisce garanzie sufficienti sulla validità dell'algoritmo proposto. Per una maggiore leggibilità dei risultati e per affrontare un'analisi comparativa estensiva delle forze di contatto relative ai treni acquisiti durante la campagna prove, si è assegnata a ciascuna ruota una forza pari alla media aritmetica delle forze ricostruite a partire dai quattro accelerometri V1÷V4.

In questo modo è possibile effettuare un'analisi statistica per tipo di convoglio a parità di velocità: ad esempio, in fig. 7 è riportata la forza di contatto media con un interval-

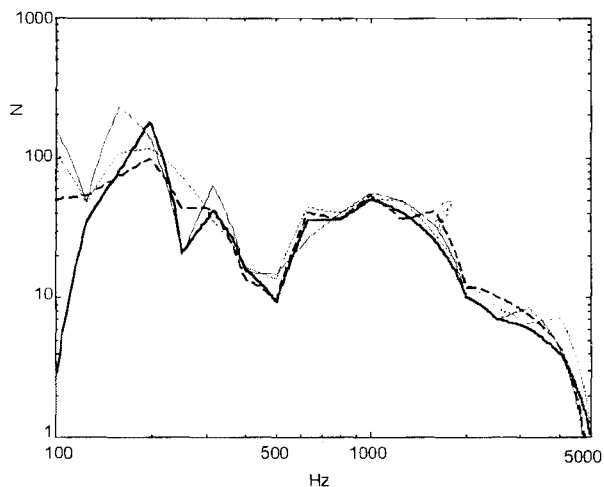


Fig. 6 - Spettro in banda fine della forza di contatto di una ruota di ETR 450 ad 80 km/h stimata a partire da V1 (linea grossa continua), V2 (linea grossa tratteggiata), V3 (linea fine continua), V4 (linea fine tratteggiata).

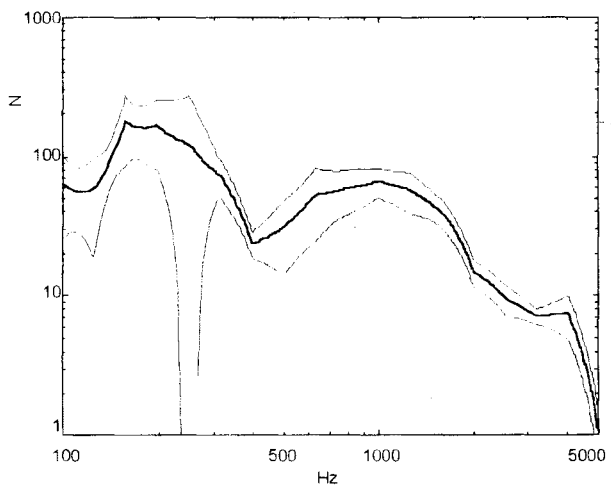


Fig. 7 - Valor medio ed intervallo di confidenza corrispondente a  $\pm\sigma$  della forza di contatto di tutte le ruote di un treno ETR 450 ad 80 km/h. La forza relativa a ciascuna ruota è stata calcolata come media aritmetica delle stime effettuate a partire dalle accelerazioni misurate in V1÷V4.

lo di confidenza, relativa a tutte le ruote dell'ETR 450. Si riscontra una sostanziale omogeneità dei risultati eccetto una banda di frequenza piuttosto stretta attorno a 250 Hz. Nel seguente paragrafo 3.3 sono mostrate le analisi condotte su un campione più esteso di convogli.

Riguardo all'ampiezza delle forze, che può apparire notevolmente ridotta, si ricorda che queste sollecitazioni dinamiche non sono legate al carico assiale. Il loro ordine di grandezza risulta perfettamente congruente con i risultati riportati in letteratura [2, 6, 7].

## 3. Analisi statistica delle accelerazioni e delle forze di contatto ruota-rotaia

### 3.1. Introduzione

Nel presente paragrafo si mostrano i risultati di un'indagine statistica delle accelerazioni della rotaia al passaggio di oltre 1100 carrelli e delle forze di contatto per diverse tipologie di materiale rotabile.

Il sito di misura scelto è risultato particolarmente valido, consentendo di identificare queste caratteristiche per materiale viaggiatori altamente significativo per la rete ferroviaria italiana, quale treni metropolitani (ALe 642, ALn 663/668), regionali ed interregionali (navetta MD+PR con locomotive E646/E656 e D345/D445), Intercity (E444/E402A con carrozze Z1 e Gran Comfort) e treni AV (ETR 450/460/480 ed ETR 500).

I parametri da considerare in indagini di questo tipo sono molteplici; in particolare si è posta l'attenzione sull'influenza della velocità, del tipo di frenatura e della presenza di difetti sull'energia delle vibrazioni indotte sul binario e sui picchi delle forze che si scambiano ruota e rotaia. A queste grandezze fisiche sono strettamente legati la rumorosità dovuta al rotolamento, ma anche la pericolosità delle sollecitazioni dinamiche cui sono sottoposte rotaie e traverse da una parte, ruote e boccole dall'altra. La già accennata elevata rigidità di ruota e rotaia fa sì che le inevitabili irregolarità geometriche presenti possano determinare, anche per errori di poche decine di  $\mu\text{m}$ , carichi notevolissimi.

Un esame dettagliato dell'influenza dei difetti può fornire elementi utili per la definizione dei limiti di usura e difettosità della tavola di rotolamento tali da garantire comunque la sicurezza e l'economicità dell'esercizio.

Fondamentale è l'aspetto diagnostico precoce, capace cioè di evitare che un danno anche lieve possa degenerare verso tipologie di difetti diverse con maggiore pericolosità. Si tenga presente che il degrado indotto dalle difettosità "normali" è, per materiale in buono stato, sicuramente decisamente ridotto.

Attualmente in Italia, almeno a conoscenza degli autori, la rimozione dall'esercizio di una sala prima dell'intervento di manutenzione programmato (ritornitura) può avvenire per eccessiva usura del bordino o della tavola di rotolamento (affossamento) o per la presenza di sfaccettature di elevate dimensioni. Nessun controllo viene effettuato sull'effettivo carico dinamico cui sono sottoposti gli organi meccanici, né sono impiegati dispositivi di diagnostica in grado di individuare la presenza di ruote "danneggiate" al passaggio di un treno.

Nel presente paragrafo si illustrano le accelerazioni e le forze agenti al passaggio su una sezione strumentata; la descrizione dettagliata delle caratteristiche e delle conseguenze di difettosità globali e localizzate della tavola di rotolamento sarà trattata in un prossimo lavoro sull'argomento, relativo allo sviluppo di un rilevatore di ruote

danneggiate giunto alla fase finale di messa a punto. L'analisi delle accelerazioni misurate sulla rotaia non si può infatti limitare al confronto con valori di soglia prestabiliti per la definizione dell'idoneità del profilo di una ruota. Questa constatazione è uno dei risultati a cui ha condotto l'analisi delle accelerazioni relative al passaggio di ruote con e senza difetti presentata in questo lavoro, preliminare alla realizzazione di tale dispositivo.

### 3.2. Analisi statistica delle accelerazioni della rotaia

I dati sperimentali per l'analisi delle accelerazioni del binario sono stati raccolti durante una campagna prove realizzata nei giorni 9-11.2.98 al P.L. di v. Vittorio Emanuele fra le stazioni di Firenze SMN e Firenze Campo di Marte. Questo sito presenta caratteristiche decisamente favorevoli: velocità costanti anche se basse, materiale rotabile in pratica di ogni tipo, facile accessibilità, binario in ottimo stato. Per la disposizione dei trasduttori di accelerazione, analoga a quella della precedente campagna prove, si veda la fig. 2.

Lo scopo di questa analisi è la valutazione dell'influenza di alcune grandezze sull'entità delle vibrazioni del binario. Per questo motivo, si è limitata l'analisi ai soli segnali relativi all'accelerometro posto sotto la testa (V2), nonostante la complementarità delle informazioni fornite dai quattro sensori V1-V4, in virtù delle deformazioni alle quali è soggetta la sezione della rotaia alle alte frequenze.

I segnali accelerometrici registrati sono stati analizzati associando a ciascun carrello un segmento di lunghezza equivalente a 13 m di rotolamento, sufficiente per comprendere almeno 4 rotazioni complete delle sale standard ( $\varnothing \approx 900 \text{ mm}$ ). Per l'individuazione degli estremi dei segmenti di segnale da analizzare si è utilizzato il segnale di un pedale conta-assi, elaborato con semplici regole logiche date dalla tipologia dei convogli circolanti sulle linee italiane (fig. 8). Sono stati identificati in questo modo 1134 carrelli, campione di numerosità significativa anche se per sei classi diverse di convogli.

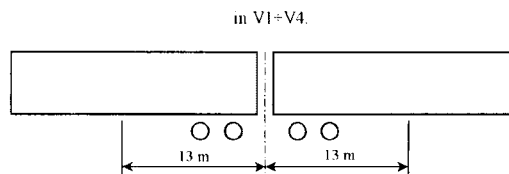


Fig. 8 - Definizione degli estremi dei segmenti di segnale associati a ciascun carrello.

Di ciascun segmento sono state valutate alcune proprietà statistiche dei campioni  $s_i$  che lo costituiscono, quali valor medio del valore assoluto ( $= \sum |s_i| / N$ ), covarianza ( $= \sum s_i^2 / N$ ), skewness ( $= \sum s_i^3 / N$ ) e kurtosis ( $= \sum s_i^4 / N$ ).

Per la definizione corretta delle correlazioni occorre

effettuare preliminarmente una distinzione fra ruote difettose che consenta di verificare la validità delle elaborazioni compiute. Questa distinzione può essere fatta ascoltando i segnali accelerometrici convertiti in files.wav di Windows: il "martellamento" dovuto ai difetti di una ruota è, infatti, facilmente individuabile "ad orecchio".

La prima analisi consiste nella definizione di una legge che identifichi la variazione di energia dei segmenti di segnale con il variare della velocità. È infatti noto che le vibrazioni dovute alle rugosità in contatto, e quindi il rumore che ne discende, aumentano con la velocità, almeno fino a 300 km/h, senza mostrare asintoti o limiti di altra natura. La legge utilizzata per una regressione ai minimi quadrati dei valori di  $\sum |s_i|/N$  in funzione della velocità è del tipo

$$y = \sum |s_i|/N = Av^B \quad (1)$$

nella quale i valori A e B sono stati ricercati per classi di convogli omogenei purché di numerosità sufficiente. In particolare nel presente lavoro sono mostrati i risultati per i convogli tipo ETR 500, ETR 450/460/480 (indicati nel prosieguo con ETR4x0), Intercity di materiale ordinario, ALn 668/663 (indicate nel prosieguo con ALn66x), ALe 642, vetture MD+PR. Il valore medio dell'accelerazione della rotaia misurata in funzione della velocità è mostrato in fig. 9, in cui sono riportati tutti i carrelli analizzati a prescindere dal tipo di materiale.

Un'analisi preliminare ha mostrato che i parametri A e B, relativi a materiale frenato a dischi in buono stato, sono quasi indipendenti dal tipo di convoglio e mediamente si attestano su valori di 0.05 e 1.7 rispettivamente. Si è deciso, pertanto, di fissare A=0.05 e di verificare la distribuzione dei carrelli al variare dell'esponente B. Questo tipo di analisi è stata effettuata sia separatamente sulle singole classi di convogli, sia sull'intera serie di dati raccolti. Il risultato è mostrato nelle figg. 10+12.

NUMERO CARRELLI (C) CON ENERGIA DELL'ACCELERAZIONE INFERIORE A  $Av^B$  E RELATIVA PERCENTUALE, IN FUNZIONE DELL'ESPONENTE B  
L'analisi è relativa a tutti i carrelli transitati durante la campagna prove

B	C	%
1.30	0	0
1.35	1	0.1
1.40	5	0.4
1.45	10	0.9
1.50	29	2.6
1.55	58	5.1
1.60	109	9.6
1.65	245	21.6
1.70	515	45.4
1.75	743	65.5
1.80	875	77.2
1.85	943	83.2
1.90	971	85.6
1.95	998	88.0
2.00	1031	90.9
2.05	1059	93.4
2.10	1091	96.2
2.15	1122	98.9
2.20	1134	100

Analizzando insieme tutti i carrelli, si vede che il limite inferiore è abbastanza ben definito, vale a dire che le ruote non danneggiate determinano sollecitazioni piuttosto omogenee. Al contrario, la coda a destra della campana è particolarmente estesa; questa asimmetria della distribuzione è da imputare in parte ai carrelli con frenatura a ceppi, in parte alla presenza di ruote danneggiate. A conferma di quanto appena asserito si vedano le figure 11 e 12, in cui i carrelli vengono analizzati separatamente per categoria.

Mentre i carrelli dei treni per Alta Velocità (ETR 4x0/500) presentano una distribuzione piuttosto omogenea, il materiale ordinario è caratterizzato da una maggiore dispersione dei risultati. Questa caratteristica è da imputare a composizioni non bloccate (come nel caso dei treni ETR), frenatura di tipo misto, presenza di numerosi carrelli con ruote danneggiate anche severamente. Riguardo alla frenatura è opportuno ricordare che sia in termini di vibrazione, sia in termini di rumore emesso, le ruote frenate a ceppi sono molto più gravose (ca. 8 dB), a causa della maggiore rugosità della tavola di rotolamento.

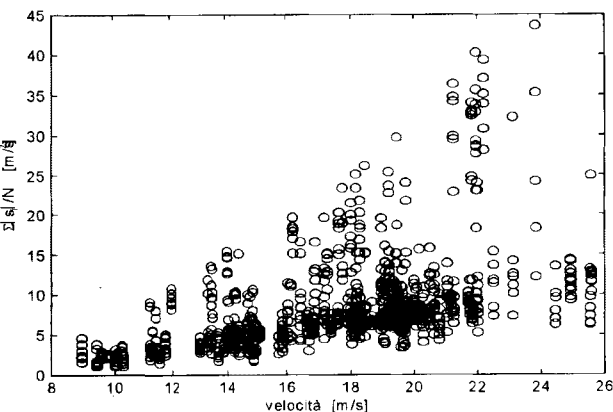


Fig. 9 – Energia ( $\sum |s_i|/N$ ) dell'accelerazione misurata in un intervallo di tempo equivalente a 13 m di rotolamento in corrispondenza di ciascun carrello transitato.



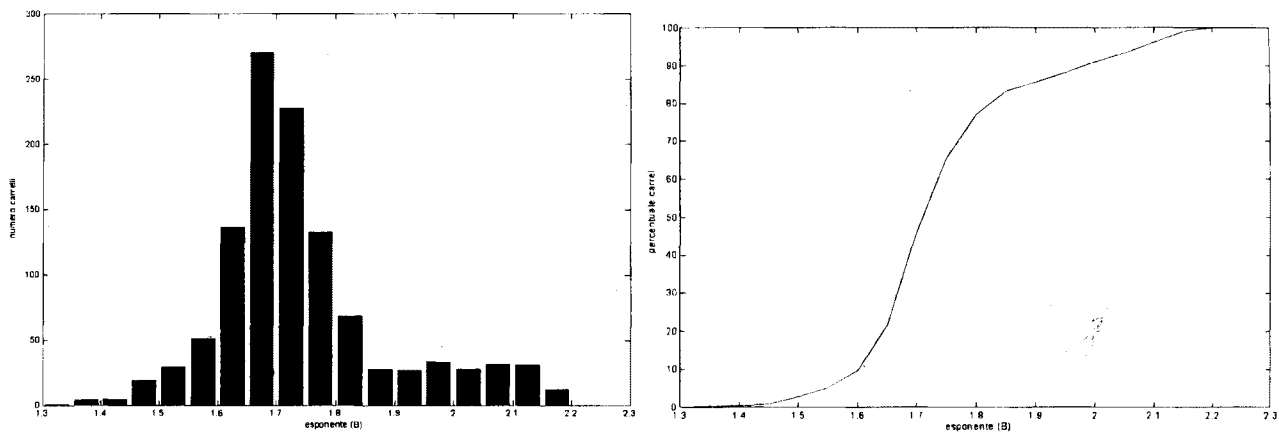


Fig. 10 - Distribuzione (sinistra) e cumulata (destra) dei carrelli al variare dell'esponente B, relativa all'intera campagna prove.

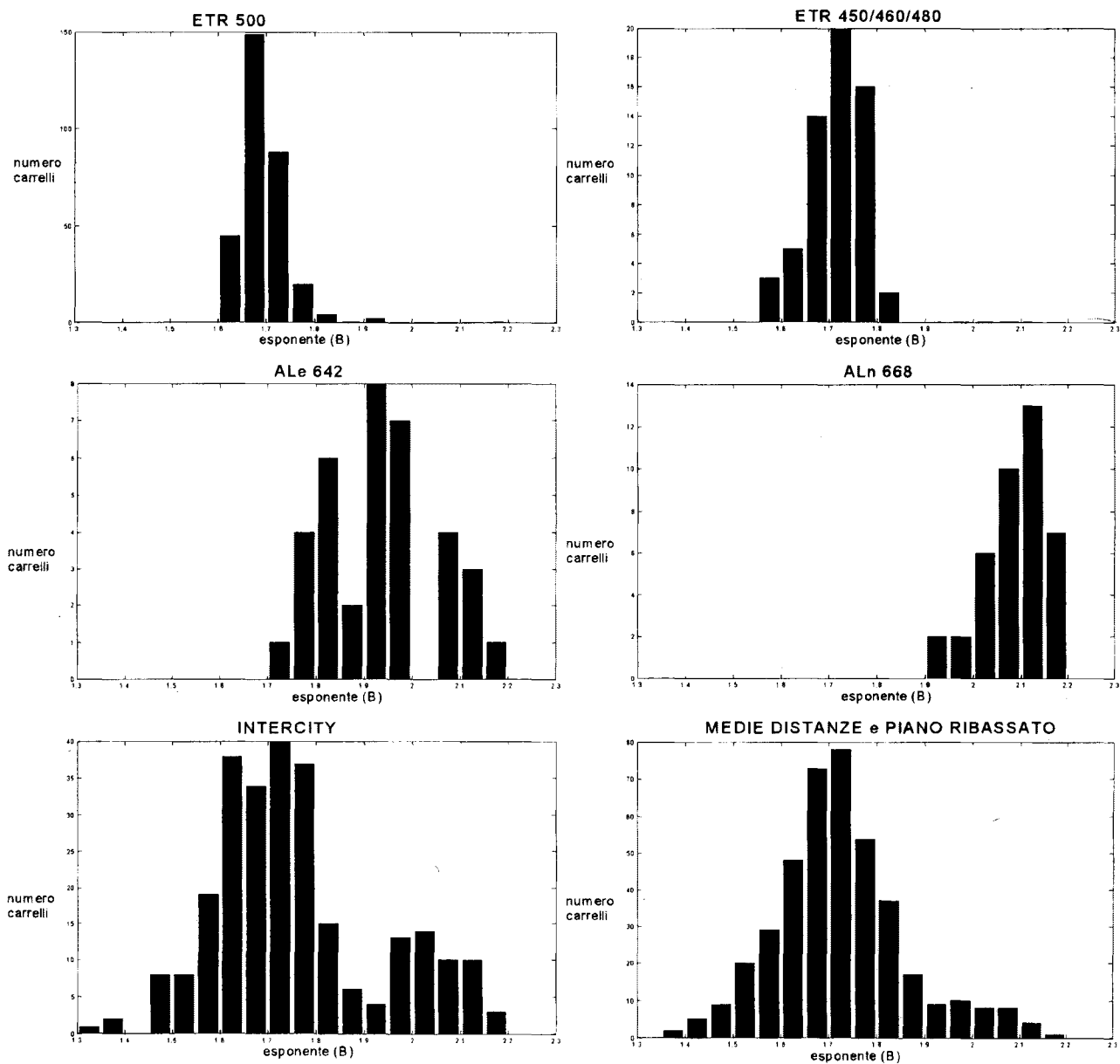


Fig. 11 - Distribuzione dei carrelli al variare dell'esponente B per ciascuna categoria di convoglio.

NUMERO CARRELLI (C) CON ENERGIA DELL'ACCELERAZIONE INFERIORE A  $A \cdot v^B$  E RELATIVA PERCENTUALE, IN FUNZIONE DELL'ESPONENTE B

B	ETR 500		ETR 4x0		ALe 642		ALn66x		INTERCITY		MD e PR	
	C	%	C	%	C	%	C	%	C	%	C	%
1.30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.35	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0.4	0	0
1.40	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1.1	2	0.5
1.45	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1.1	7	1.7
1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	11	4.2	16	3.9
1.55	0	0	0	0	0	0	0	0	19	7.3	36	8.7
1.60	0	0	3	5.0	0	0	0	0	38	14.5	65	15.8
1.65	45	14.6	8	13.3	0	0	0	0	76	29.0	113	27.4
1.70	194	63.0	22	36.7	0	0	0	0	110	42.0	186	45.1
1.75	282	91.6	42	70.0	1	2.8	0	0	150	57.3	264	64.1
1.80	302	98.1	58	96.7	5	13.9	0	0	187	71.4	318	77.2
1.85	306	99.4	60	100	11	30.6	0	0	202	77.1	355	86.2
1.90	306	99.4	60	100	13	36.1	0	0	208	79.4	372	90.3
1.95	308	100	60	100	21	58.3	2	5.0	212	80.9	381	92.5
2.00	308	100	60	100	28	77.8	4	10.0	225	85.9	391	94.9
2.05	308	100	60	100	28	77.8	10	25.0	239	91.2	399	96.8
2.10	308	100	60	100	32	88.9	20	50.0	249	95.0	407	98.8
2.15	308	100	60	100	35	97.2	33	82.5	259	98.9	411	99.8
2.20	308	100	60	100	36	100	40	100	262	100	412	100

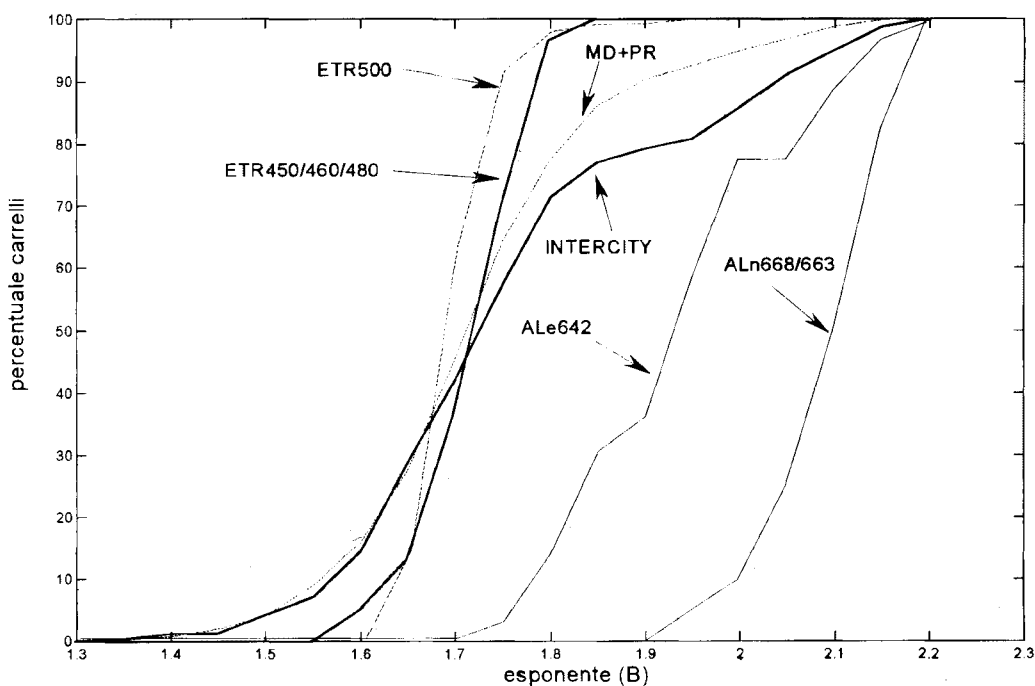


Fig. 12 - Funzione cumulata dei carrelli al variare dell'esponente B per ciascuna categoria di convoglio.

ALe 642 e Intercity presentano una doppia campana dovuta, oltre che alla presenza di ruote difettose, alla non omogeneità dei convogli, in cui compaiono sia vetture frenate a dischi, sia vetture frenate a ceppi. Per i treni regionali la coda di destra della campana è da imputare in parte ai carrelli delle vetture bagagliaio, le cui ruote sono spesso danneggiate sia localmente, sia globalmente.

Un caso a parte è quello delle ALn 66x (frenatura a ceppi), la cui distribuzione è interamente concentrata a valori di B più elevati.

I carrelli con ruote frenate a dischi con sfaccettature di notevoli dimensioni possono quindi avere valori inferiori a carrelli con ruote non danneggiate ma frenate a ceppi. È quindi chiaro come l'impiego di criteri basati unicamente su un confronto delle accelerazioni del binario con opportuni valori di soglia per l'individuazione di ruote danneggiate non consenta di rilevare la presenza di sfaccettature su sale frenate a dischi con tavola di rotolamento complessivamente in buono stato, in quanto energeticamente è decisamente superiore l'effetto della maggiore rugosità dovuta alla frenatura a ceppi.

Esaminando la fig. 9 si può notare che la nuvola più densa di carrelli, corrispondente alle ruote non danneggiate, ha una pendenza in funzione della velocità inferiore rispetto ai carrelli che fanno registrare un massimo di energia per ogni velocità. Per comprendere la natura di questa forbice si è concentrata l'attenzione sui soli treni Intercity, che hanno vetture con frenatura sia a ceppi, sia a dischi, e per i quali è rilevante la presenza di carrelli con ruote danneggiate.

In fig. 13 è mostrato con ordinate in scala logaritmica  $\sum |s_i|/N$  misurato al passaggio di treni Intercity normalizzato rispetto a  $Av^B$  con  $A=0.05$  e  $B=1.9$ . In questa forma la distribuzione dei carrelli è praticamente indipendente dalla velocità, per cui la larghezza della campana aumenta proporzionalmente con il suo valor medio. In altri termini si può affermare che è costante l'errore relativo che si commette attribuendo un'energia  $Av^B$  ad un carrello che viaggia a velocità  $v$ .

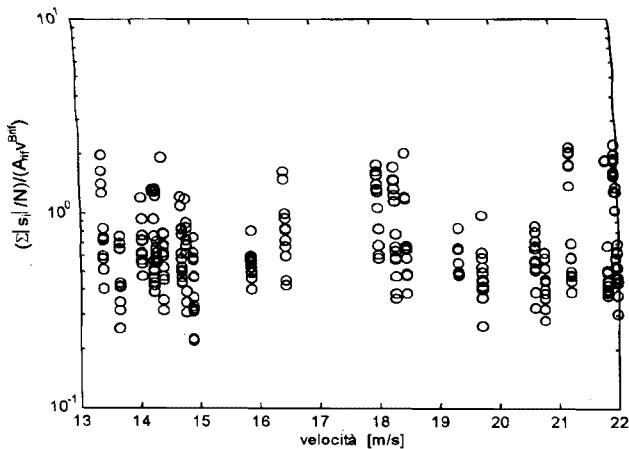


Fig. 13 -  $\sum |s_i|/N$  al passaggio di treni Intercity, normalizzato rispetto ad  $A \cdot v^B$  con  $A = 0.05$  e  $B = 1.9$ .

**3.3. Analisi statistica delle forze di contatto ruota-rotaia**

Parallelamente allo studio sulle accelerazioni del binario si è effettuata un'analisi statistica delle forze di contatto ruota-rotaia al variare dei medesimi parametri: velocità, tipo di materiale, presenza di difetti della tavola di rotolamento.

A prima vista si potrebbe pensare che, essendo le accelerazioni della rotaia un effetto dell'azione delle forze di rotolamento, i risultati dovrebbero essere del tutto analoghi a quelli presentati nel paragrafo precedente. È opportuno osservare, tuttavia, che l'analisi sulle accelerazioni è stata condotta relativamente a segmenti di segnale corrispondenti a 13 metri di rotolamento (circa metà vettura); i valori ottenuti esprimono, quindi, un'indicazione sul livello energetico medio delle vibrazioni del binario e risentono dell'elevato smorzamento presente nel sistema ( $1 \pm 5$  dB/m).

Al contrario, le forze di contatto hanno un livello sostanzialmente costante e non hanno, come le accelerazioni misurate, un decadimento che aumenta in funzione di quanto la ruota è lontana dalla sezione strumentata. Il livello delle forze è in qualche modo legato ai valori di picco delle accelerazioni, ma con una importante differenza. Si prenda in esame una ruota che presenta una sfaccettatura; il livello istantaneo dell'accelerazione misurata dipende, a parità di difetto, dalla distanza della sezione di misura dal punto di impatto della sfaccettatura. Invece, dato che la ricostruzione delle forze che si scambiano ruota e rotaia tiene conto della funzione di trasferimento del sistema per mezzo del modello ARARMAX del binario, non si ha alcuna dipendenza dal punto di impatto del difetto localizzato sulla rotaia.

La ricostruzione delle forze di contatto è stata effettuata per un totale di 114 ruote di treni passeggeri appartenenti alle seguenti categorie: ETR 450, ALe 601, ALe 642, Intercity/Eurocity e Regionali/Interregionali. Il range di velocità coperto è, in verità, piuttosto limitato ( $14 \pm 25$  m/s), a causa delle caratteristiche del tratto di linea su cui è stata eseguita l'attività sperimentale. È opportuno notare che per la ricostruzione delle forze di contatto si sono utilizzati i soli dati raccolti nella campagna prove in cui è stata effettuata anche la caratterizzazione del binario. L'attività di ricostruzione delle forze può essere svolta efficacemente solo riducendo al minimo il tempo che intercorre fra la misura della risposta in presenza della forza incognita e le misure per l'identificazione del sistema fisico.

A differenza di quanto riscontrato relativamente alle accelerazioni, non si rilevano variazioni significative delle forze di contatto in funzione della tipologia di materiale. A titolo di esempio si veda la fig. 14 in cui si riporta il confronto fra la media delle forze ricostruite relativamente a tutte le ruote prive di difetti, aventi una velocità di 17 m/s, suddivise per categoria: ETR 450, ALe 642, ALe 601 e treni Intercity. Non si rilevano differenze apprezzabili se si esclude un'aggressività leggermente inferiore per il treno AV; in generale le variazioni in funzione del tipo di convoglio sono del tutto paragonabili a quelle che si hanno fra ruote di uno stesso treno, e poco superiori all'incertezza nella stima.

La numerosità delle forze ricostruite non è sufficiente per estrapolare eventuali correlazioni fra la forma degli spettri delle forze di rotolamento ed il tipo di convoglio, ma in base ai risultati ottenuti si ha l'impressione che la 'storia'

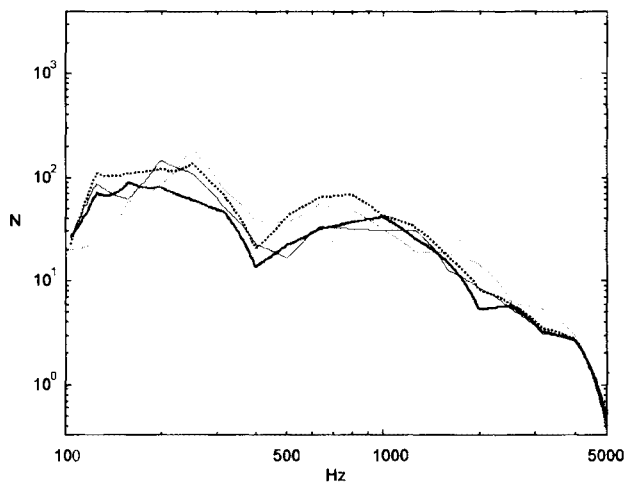


Fig. 14 - Forze di contatto ruota-rotaia: confronto fra ruote di materiali differenti (ETR 450 - linea continua grossa; AL642 - linea continua fine; IC - linea tratteggiata grossa; AL601 - linea tratteggiata fine), prive di difetti, a parità di velocità (17 m/s).

di una ruota influisca in misura decisamente maggiore. Peraltro, si può osservare che le caratteristiche peculiari di ogni tipo di materiale rotabile influenzano prevalentemente la dinamica di marcia le cui frequenze caratteristiche sono decisamente al di sotto del campo qui analizzato. Al contrario, sulle forze dinamiche di contatto influiscono considerevolmente la rugosità della tavola di rotolamento e l'eventuale presenza di difetti macroscopici, che dipendono appunto dalla storia della ruota.

A conferma di ciò si confrontino le forze corrispondenti a due ruote di un medesimo treno locale con vetture MD in transito alla velocità di 16 m/s (fig. 15). Dall'ascolto dei

segnali accelerometrici si è rilevata la presenza di una sfaccettatura in una delle due ruote ed, in effetti, la forza di rotolamento corrispondente risulta più elevata di un ordine di grandezza. Questo fenomeno è del tutto generale: la presenza di difetti sulla tavola di rotolamento comporta carichi dinamici elevatissimi, di gran lunga superiori a quanto rilevato su ruote analoghe prive di difetti macroscopici.

È importante osservare che la presenza di difetti comporta un aumento dell'intensità delle forze di contatto in tutto il campo di frequenze analizzato, presumibilmente a causa della natura impulsiva, e quindi a largo spettro, delle sollecitazioni dovute alle sfaccettature.

In analogia a quanto operato nell'analisi delle accelerazioni del binario, si è cercato un parametro rappresentativo del livello energetico medio delle forze ricostruite. In analogia alla definizione del livello di pressione sonora utilizzato in acustica, si è introdotto il parametro Livello di Forza Equivalente  $LF_{eq}$  definito come il valore medio della forza ricostruita in 1/3 di ottava nell'intervallo fra gli  $n$  centri banda tra 125 Hz e 5 kHz

$$LF_{eq} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \Delta f_i}{\sum_{i=1}^n \Delta f_i}$$

in cui

$\Delta f_i$  larghezza dell' $i$ -esima banda di 1/3 di ottava;

$F_i$  valore della forza corrispondente.

Il diagramma di fig. 16 conferma quanto osservato in

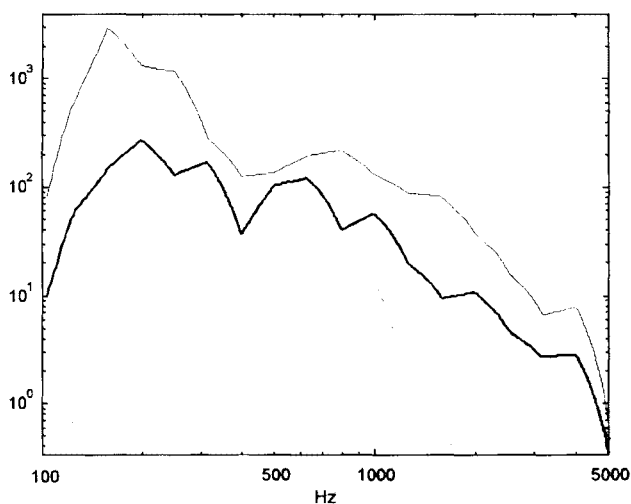


Fig. 15 - Forze di contatto ruota-rotaia: confronto fra due ruote di carrozze MD in transito alla velocità di 16 m/s (senza difetti - linea grossa; con sfaccettatura - linea fine).

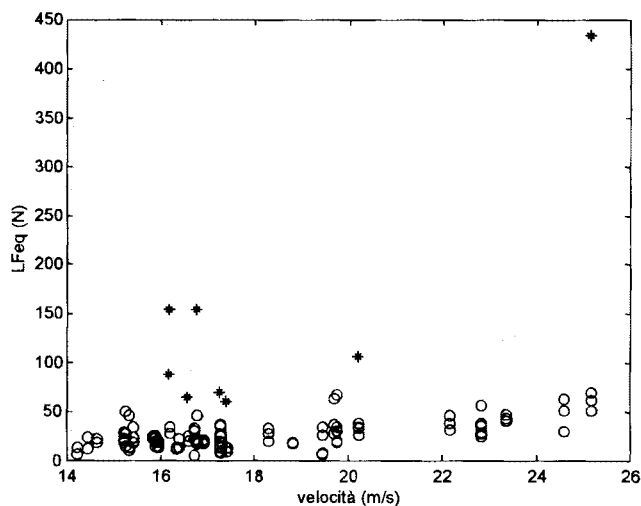


Fig. 16 - Livello medio delle forze di contatto ( $LF_{eq}$ ) in funzione della velocità; confronto fra ruote danneggiate (\*) e ruote prive di difetti (O).

merito alla rivelanza dei difetti sull'intensità delle forze di rotolamento. Per quanto riguarda l'influenza su  $LF_{eq}$  della velocità si può constatare una dipendenza più che lineare anche considerando le sole ruote non danneggiate. Sebbene sia presente una certa dispersione dei risultati si può assumere come riferimento la curva di regressione seguente

$$LF_{eq} = 0.12 v^{1.89}$$

Si è constatato che in molti casi l'aumento delle forze in funzione della velocità non è uniforme al variare della frequenza, bensì risulta più accentuato alle alte frequenze; purtroppo, non si dispone per questa analisi di una base dati sufficientemente estesa per avvalorare statisticamente quanto affermato.

## 4. Conclusioni

Nel presente lavoro è stata descritta una procedura originale per la ricostruzione delle forze di contatto ruota-rotaia a partire dalle accelerazioni misurate al passaggio di un treno. L'algoritmo si avvale di un modello autoregressivo (ARARMAX) del binario ferroviario.

I risultati ottenuti hanno mostrato una notevole stabilità ed efficienza della procedura che può essere impiegata sia in applicazioni di diagnostica, sia al fine di individuare in che misura parametri quali il tipo di materiale, la velocità, la presenza di difetti sulla tavola di rotolamento modifichino lo stato di sollecitazione di ruota e rotaia.

Inoltre si è analizzata la dinamica verticale del contatto ruota-rotaia in termini di accelerazione indotte sul binario e di forze di rotolamento. L'analisi delle accelerazioni della rotaia ha evidenziato la necessità di mantenere in buono stato le superfici di rotolamento al fine di minimizzare vibrazioni e rumore. In questo senso si osserva un'elevata differenza fra sale frenate a ceppi e sale frenate a dischi, a vantaggio di queste ultime, a causa della minore rugosità indotta dalla frenatura a dischi. Si è mostrato che, in termini di energia media delle accelerazioni, la differenza fra i due tipi di frenatura è del tutto paragonabile a quanto riscontrato in presenza di ruote anche marcatamente danneggiate localmente (ad es. con sfaccettature). Al contrario, la presenza di difetti, soprattutto di tipo localizzato, comporta un incremento considerevole delle forze di contatto anche in ragione superiore ad un fattore dieci.

Si sono inoltre stimate le curve di regressione che esprimono la dipendenza di accelerazioni e forze di contatto dalla velocità del convoglio.

Avendo constatato l'efficacia di questo tipo di analisi per la comprensione dei fenomeni legati al contatto ruota-rotaia, gli autori hanno intrapreso un'analogo lavoro impiegando i dati sperimentali raccolti in una successiva

campagna prove in cui un convoglio con ruote dalla difettosità nota ha percorso più volte un medesimo tratto di binario in un intervallo più esteso di velocità (10+100 km/h).

In conclusione, diverse tecnologie di rilevazione e di analisi dei segnali, se opportunamente sviluppate e validate su base statistica, potranno costituire uno strumento di diagnostica fondamentale per il materiale rotabile. Non risulta pensabile, alla luce dei risultati ottenuti, l'impiego di un solo strumento per la diagnostica completa; piuttosto, l'integrazione delle varie tecniche, unitamente ad una conoscenza ancorché sommaria del tipo di convoglio in transito (ottenuta ad esempio da un data base geometrico dei veicoli o dall'identificazione numerica del convoglio necessaria per motivi di segnalamento e circolazione), potranno garantire quella qualità ed affidabilità che vengono, giustamente, ritenute necessarie in un sistema diagnostico efficace.

## Ringraziamenti

*Gli autori desiderano ringraziare il personale FS che ha consentito l'accesso alla linea; inoltre ringraziano la Siliani Elettronica ed Impianti SpA di Firenze per aver fornito i pedali del blocco conta-assi necessari per la stima della velocità dei convogli.*

## BIBLIOGRAFIA

- [1] A. BRACCIALI, G. CASCINI – *HF-MIRA: un algoritmo per la ricostruzione delle forze di contatto ruota-rotaia ad alta frequenza*, Ingegneria Ferroviaria, 11, Novembre 1998.
- [2] AA. VV. – *Proceedings of the 6<sup>th</sup> IWRN (International Workshop on Railway Noise)*, Île des Embiez, Francia, 1998.
- [3] Workshop on Railway Roughness Measurements, Utrecht, 31.5.1999.
- [4] prEN ISO 3095 – *Acoustics. Measurement of noise emitted by railbound vehicles*, April 1999.
- [5] A. BRACCIALI, G. CASCINI – *Un modello per la rappresentazione della dinamica verticale di un binario ferroviario alle alte frequenze*, Ingegneria Ferroviaria, 3, Marzo 1999.
- [6] T. TEN WOLDE, C.J.M. VAN RUITEN – *Sources and mechanisms of wheel/rail noise: state of the art and recent research*, Journal of Sound and Vibration 87(2), 147-160, 1983.
- [7] 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, 107-116, 1992.

(V. sommari a pag. 98)