

XVII CONVEGNO NAZIONALE DELL' ASSOCIAZIONE ITALIANA  
PER L' ANALISI DELLE SOLLECITAZIONI  
Ancona, 12-16 Settembre 1989

CARATTERIZZAZIONE DINAMICA DELLA CASSA DI MANOVRA  
DI UN DEVIATOIO FERROVIARIO PER ALTA VELOCITA'

A. Bracciali, R. Capitani, M. Carfagni  
Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali  
Universita' di Firenze

Parole chiave: Analisi dinamica, deviatoio, cassa di manovra

**SOMMARIO** - Scopo del presente lavoro e' la determinazione delle sollecitazioni dinamiche indotte sulla cassa di manovra e sulle rotaie di un deviatoio ferroviario dal passaggio dei convogli.

Per caratterizzare dinamicamente il deviatoio sono state effettuate opportune misure di accelerazione e di risposta in frequenza in vari punti caratteristici. Combinando queste misure e' stato possibile stimare le sollecitazioni indotte sulle rotaie e sulla cassa di manovra. Il modello e' stato validato confrontando i valori stimati con le corrispondenti grandezze misurate.

Il procedimento esposto consente sia di ottimizzare il progetto della cassa di manovra da un punto di vista del comportamento dinamico ed i successivi test sperimentali su di essa, sia di caratterizzare le interazioni convoglio-binario alle alte velocita'.

**ABSTRACT** - A method has been developed to determine the dynamic stresses on the drive box and tracks of a high-speed junction point that are produced by the transit of railroad cars. The junction point is characterized dynamically by measuring both the acceleration and frequency response at several representative positions and combining the results to give the stress prediction. The accuracy of the model has been validated by the good agreement found between the predicted and experimental values. Use of the proposed method will allow the optimization of drive box design and testing in terms of dynamic behavior and the characterization of car-track interaction at high speeds.

## 1. INTRODUZIONE

La linea Firenze-Roma (Direttissima) delle Ferrovie dello Stato e' percorsa da convogli di materiale ordinario, cioe' con una massa assiale massima di 20 t/asse, marcianti a velocita' massima di 200 km/h e da convogli leggeri, 14 t/asse, con velocita' massima di 250 km/h.

Per ottenere il miglior confort acustico e vibrazionale e' necessario ridurre al minimo le sovrasollecitazioni dinamiche sia sul materiale rotabile che sull'armamento. Cio' si ottiene mediante saldatura delle rotaie, con opportuni profili plano-altimetrici e con ballast con caratteristiche ben determinate.

I deviatori costituiscono sicuramente una delle discontinuita' piu' accentuate incontrate da un convoglio. Poiche' in futuro le linee ad alta velocita' saranno percorse da convogli ordinari marcianti a 300 km/h, si vede come la rilevazione degli sforzi agenti su un deviatore assuma importanza fondamentale ai fini della sicurezza dell'esercizio e della durata dei componenti dei convogli e del deviatore stesso. In particolare, vista la loro fondamentale importanza per la funzionalita' dello scambio, ha notevole interesse la definizione dei carichi dinamici agenti sugli organi di comando e di sicurezza del deviatore che sono contenuti in quella che viene normalmente detta cassa di manovra.

Da un punto di vista progettuale appare particolarmente utile poter stimare queste sollecitazioni, senza doverle misurare di volta in volta in linea, per poter apportare eventuali modifiche; riveste notevole interesse anche la determinazione di metodologie sperimentali per l'effettuazione di opportuni tests dinamici miranti a definire nuovi coefficienti di sicurezza, di usura e di resistenza a fatica.

Per fare cio' e' necessario mettere a punto un modello numerico-sperimentale che caratterizzi la porzione di deviatore cui e' rigidamente fissata, tramite il cosiddetto zatterone, la cassa di manovra. Tale modello e' costituito da risposte in frequenza tra i vari punti di interesse.

Ottenuto questo modello e noti gli ingressi, rappresentati dalle forze e/o accelerazioni risultanti dal passaggio dei convogli, si potranno stimare le uscite, cioe' le accelerazioni e le forze sulla cassa di manovra, al fine di dimensionarne convenientemente gli organi.

Noti gli ingressi, poiche' le modifiche apportate alla cassa stessa introdurranno verosimilmente solo modificazioni nella risposta del sistema e non nelle eccitazioni, sara' possibile stimare la risposta al passaggio di un convoglio semplicemente misurando di nuovo le funzioni di trasferimento ed operando su di esse con opportune operazioni matematiche.

## 2. IL MODELLO SPERIMENTALE

Il modello sperimentale correla opportunamente gli ingressi e le uscite del sistema. Gli ingressi sono le forze impresse dai convogli sul binario e, poiche' queste sono di difficile misurazione diretta, sono state stimate a partire dalle accelerazioni misurate sulle rotaie. L'uscita del sistema e' rappresentata dalla accelerazione sulla cassa di manovra.

Per un qualsiasi sistema lineare con M ingressi  $X_i(f)$  ed N uscite  $Y_j(f)$  la relazione fondamentale che lega lo spettro dell'ingresso nel punto i e quello di uscita nel punto j e' data dalla funzione di trasferimento (nel dominio della frequenza) cosi' definita

$$H_{ij}(f) = \frac{Y_j(f)}{X_i(f)} \quad (1)$$

I trasferimenti possono essere assemblati in una matrice di ordine M\*N. Nel nostro caso abbiamo assunto che le accelerazioni misurate sulla cassa di manovra (punto 5 di fig. 1) siano dovute alle forze applicate sul binario dal convoglio in transito in una sezione vicina a quella della mezzeria della cassa (punti 1,2,3 e 4). Mostriamo in seguito come queste siano da considerare le uniche eccitazioni del sistema.

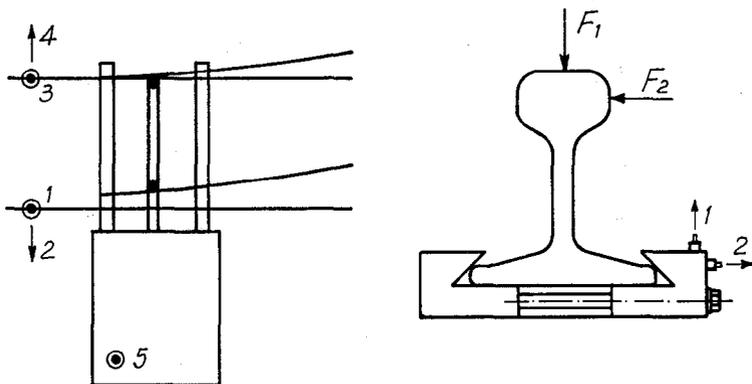


Fig. 1 - Punti di misura e geometria del deviatoio

La matrice dei trasferimenti si riduce quindi al vettore riga 1\*4 contenente  $(H_{15}, H_{25}, H_{35}, H_{45})$  dove

$$H_{i5}(f) = \frac{a_5(f)}{F_i(f)} \quad i=1,2,3,4 \quad (2)$$

Il collegamento tra le rotaie e la cassa di manovra, mediante lo zatterone, realizza una continuita' strutturale per cui i segnali di ingresso e di uscita si suppongono correlati.

Una volta determinati opportunamente i suddetti trasferimenti e calcolate le forze agenti sul sistema sara' possibile stimare le accelerazioni sulla cassa di manovra attraverso la relazione:

$$a_5(f) = [H(f)] * [F(f)] = (H_{15} \ H_{25} \ H_{35} \ H_{45}) \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{pmatrix} \quad (3)$$

secondo lo schema illustrato in fig. 2a.

Questa relazione e' valida nell'ipotesi che gli ingressi siano perfettamente scorrelati, cioe' che la coerenza parziale tra due qualsiasi dei cinque segnali misurati sia nulla. Per i sistemi lineari la coerenza quantifica la parte dello spettro dell'uscita che dipende linearmente dallo spettro d'ingresso.

Nel caso in esame si ipotizza che la coerenza ordinaria tra i segnali  $F_1(t)$  e  $F_3(t)$  e tra i segnali  $F_2(t)$  e  $F_4(t)$  sia tale che

$$Y_{13}^2(f) = 1 \quad Y_{24}^2(f) = 1 \quad (4)$$

e quindi gli ingressi dovuti alle forze agenti sulla rotaia opposta alla cassa di manovra (punti 3 e 4) siano eliminabili in quanto combinazioni lineari di quelli dovuti alle forze agenti sulla rotaia vicina alla cassa (punti 1 e 2). Questa ipotesi e' giustificata dal fatto che l'assile realizza un collegamento rigido tra le due rotaie.

Il sistema si riduce quindi a quello di figura 2b.

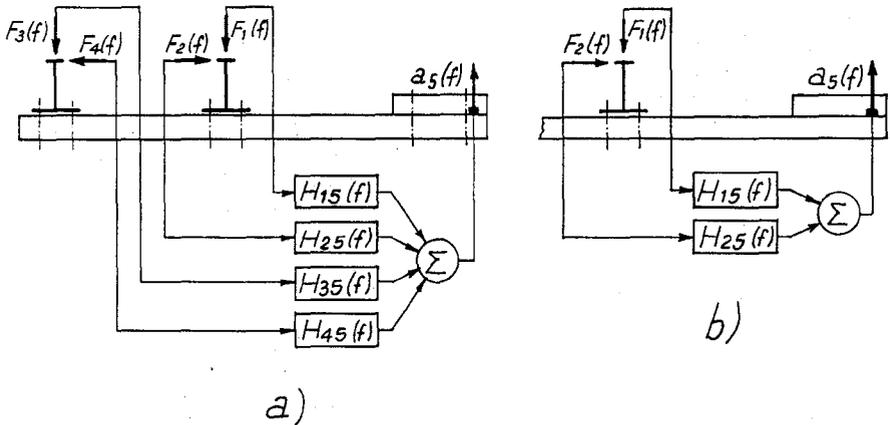


Fig 2 - Modelli completo e semplificato del sistema

Ammettendo che l'eventuale rumore  $n(t)$  non sia correlato con gli ingressi e che  $\gamma_{12}^2(f) < 1$  si ha che le funzioni di trasferimento sono date da

$$H_1(f) = \frac{G_{15} \left[ 1 - \frac{G_{12}(f) G_{25}(f)}{G_{22}(f) G_{15}(f)} \right]}{G_{11}(f) [1 - \gamma_{12}^2(f)]} \quad (5)$$

$$H_2(f) = \frac{G_{25} \left[ 1 - \frac{G_{21}(f) G_{15}(f)}{G_{11}(f) G_{25}(f)} \right]}{G_{22}(f) [1 - \gamma_{12}^2(f)]} \quad (6)$$

dove

$$\gamma_{12}^2(f) = \frac{|G_{12}(f)|^2}{G_{11}(f) G_{22}(f)} \quad (7)$$

e' la coerenza ordinaria fra i segnali d'ingresso.

Analogamente si potrebbero scrivere le relazioni di coerenza ordinaria fra ciascuno degli ingressi e l'uscita.

La funzione di coerenza multipla (o multicoerenza), necessaria quando il sistema ha piu' ingressi o piu' uscite, e' definita come il rapporto fra lo spettro ideale d'uscita dovuto agli ingressi misurati  $G_{vv}(f)$  (in assenza di rumore) e lo spettro totale d'uscita  $G_{SS}(f)$  (rumore incluso). In formula

$$\gamma_{S;v}^2(f) = \frac{G_{vv}(f)}{G_{SS}(f)} = 1 - \frac{G_{nn}(f)}{G_{SS}(f)} \quad (8)$$

dove, detto  $G_{nn}(f)$  lo spettro dovuto al rumore, e'

$$G_{vv}(f) = G_{SS}(f) - G_{nn}(f) \quad (9)$$

Nell'ipotesi di essere in presenza di un sistema perfettamente lineare, esente da rumore, e che cio' che si misura all'uscita dipenda solo dai due ingressi selezionati, avremo

$$G_{nn}(f) = 0 \quad \text{e} \quad \gamma_{S;v}^2(f) = 1 \quad (10)$$

Per due qualsiasi ingressi, in assenza di rumore, vale

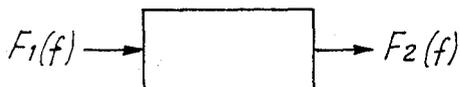
$$G_{SS} = G_{vv} = |H_1|^2 G_{11} + H_1^* H_2 G_{12} + H_1 H_2^* G_{21} + |H_2|^2 G_{22} \quad (11)$$

dove il simbolo \* sta ad indicare il complesso coniugato.

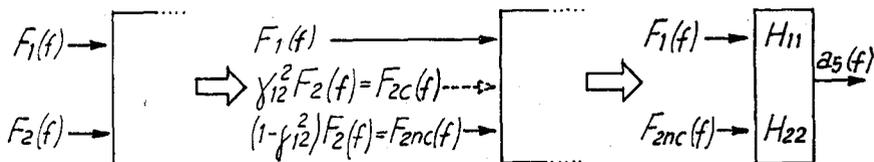
In generale gli ingressi sono correlati. In questo caso, avendo a disposizione un analizzatore a due soli canali, l'elaborazione e' stata fatta su un modello semplificato assumendo la forza  $F_1(f)$  come "riferimento" e scomponendo l'ingresso  $F_2(f)$  in una parte coerente con  $F_1(f)$  (detta  $F_{2c}(f)$ ) ed una non coerente (detta  $F_{2nc}(f)$ ). Cio' e' giustificabile con il fatto che la componente principale della forza e' quella diretta verticalmente, come si nota anche in lavori sperimentali in argomento [4,5]. Per fare cio' occorre ricondursi ad un sistema (fig 3a) ad un solo ingresso (costituito dalla forza  $F_1(f)$ ) e ad una sola uscita (la forza  $F_2(f)$ ) tra i quali e' possibile calcolare la coerenza ordinaria. Il sistema iniziale viene quindi ricondotto a quello riportato in fig. 3b. Ovviamente, per quanto detto sopra, la parte coerente della forza  $F_2(f)$ , e cioe'  $F_{2c}(f)$ , puo' essere eliminata in quanto linearmente dipendente con  $F_1(f)$ .

Quindi, per il caso particolare in cui gli ingressi non siano correlati, cioe' valgono le

$$\gamma_{12}^2(f) = 0 \quad \Rightarrow \quad G_{12}(f) = G_{21}(f) = 0 \quad (12)$$



a)



b)

Fig. 3 - Stima della componente non coerente delle forza  $F_2$

le equazioni (5) e (6) si riducono alle usuali relazioni per sistemi singolo ingresso - singola uscita

$$H_{15}(f) = \frac{G_{15}(f)}{G_{11}(f)} \quad (13)$$

$$H_{25}(f) = \frac{G_{25}(f)}{G_{22nc}(f)} \quad (14)$$

e l'uscita del sistema, cioè l'accelerazione  $a_5(t)$ , potrà essere calcolata dalla

$$a_5(f) = H_{15}(f) F_1(f) + H_{25}(f) F_{2nc}(f) \quad (15)$$

### 3. RILIEVI SPERIMENTALI

Il deviatoio scelto per la caratterizzazione e' situato al km 108.582 del binario pari della Direttissima Roma-Firenze in corrispondenza del posto di comunicazione P.C.Orvieto. Il deviatoio viene normalmente percorso in corretto tracciato ed impegnato di calcio; esso ha tangente 0.034, puo' essere percorso a 100 km/h in deviata ed a 250 km/h in corretto tracciato ed e' comandato da una cassa di manovra di tipo P64.

Sono state effettuate misure di risposta in frequenza puntuali e di trasferimento utilizzando i punti illustrati in fig. 1.

I segnali, acquisiti nella banda 3-3200 Hz ( $\Delta f=4$  Hz), sono stati trasformati in banda percentuale costante 1/3 ottava. I valori di questi spettri nelle bande al di sotto di 63 Hz sono da ritenersi non significativi per le modalita' di calcolo adottate.

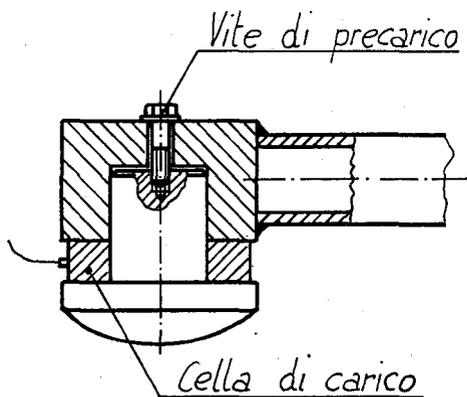


Fig. 4 - Martello strumentato

L'eccitazione e' stata fornita con un martello strumentato costruito appositamente (fig. 4) il cui trasduttore di forza e' una cella di carico Kistler. E' stata scelta una eccitazione di tipo impulsivo per motivi di praticita', dovendo effettuare le misure senza interrompere la normale circolazione dei treni. Il martello e' stato dimensionato in modo tale da fornire un sufficiente contenuto energetico alle frequenze di interesse ed e' stato calibrato per reciprocita' con un piccolo martello strumentato Bruel & Kjaer. La catena di misura permette di fornire forze impulsive fino a 50 kN.

Gli accelerometri sono stati montati mediante collegamenti filettati isolati (per evitare disturbi dovuti alle correnti dei circuiti di binario) sugli appositi supporti schematizzati in fig. 1. L'accelerometro sulla cassa di manovra (punto 5) e' stato collegato mediante bassetta magnetica. I segnali di accelerazione e di forza sono stati acquisiti ed elaborati da un analizzatore bicanale Bruel & Kjaer per la determinazione delle risposte in frequenza, alcune delle quali, con le relative coerenze, sono riportate in fig. 5.

Le misure delle accelerazioni provocate dal passaggio dei convogli sono state eseguite nei cinque punti di fig. 1. I segnali sono stati registrati su un registratore magnetico analogico con una velocita' del nastro sufficiente per condurre successive analisi fino a 3200 Hz. Si nota (fig. 6) che i valori sono molto elevati (fino a  $5000 \text{ m/s}^2$ ) e che il decadimento e' cosi' rapido (circa 3.5 ms) da risultare notevolmente inferiore, anche a velocita' di 200 km/h, al tempo intercorrente tra il passaggio di due assi. Questo ha consentito di prendere in esame solo l'eccitazione dovuta al passaggio di un asse sulla sezione di misura.

#### 4. ELABORAZIONE DEI DATI

Per la messa a punto del modello e' stato scelto un convoglio tipico per la linea in oggetto, cioe' l'IC 538 "Pantheon" con locomotore E447 e carrozze Gran Comfort e UIC-Z1, la cui velocita' e' stata stimata, sulla base dei segnali accelerometrici, in circa 195 km/h.

Come mostrato nel paragrafo 2, le uniche forze che interessano sono quella verticale sulla rotaia e la componente di quella orizzontale non coerente con la precedente.

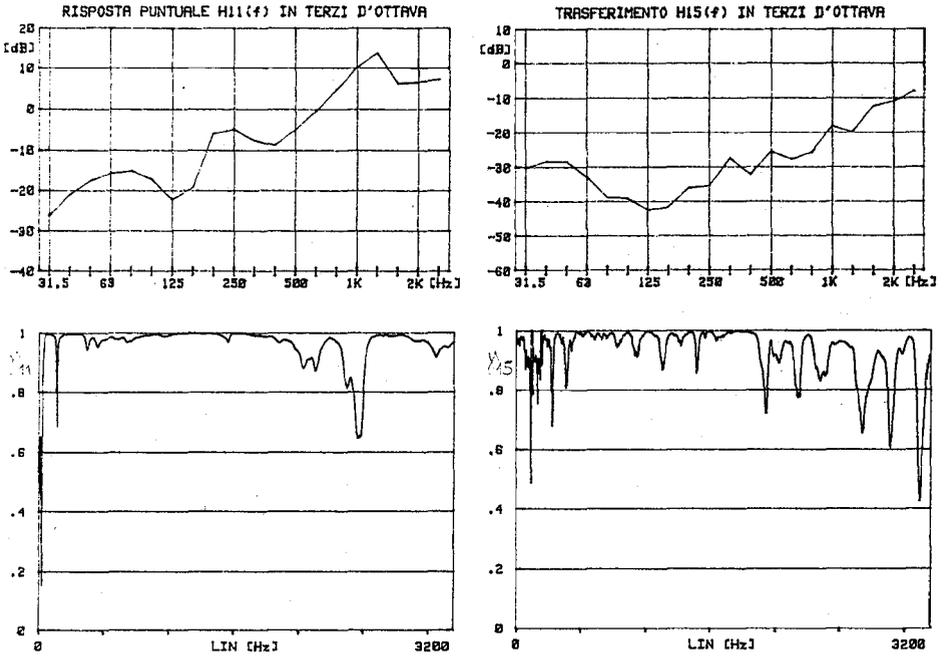


Fig. 5 - Risposte in frequenza puntuali e di trasferimento e relative coerenze

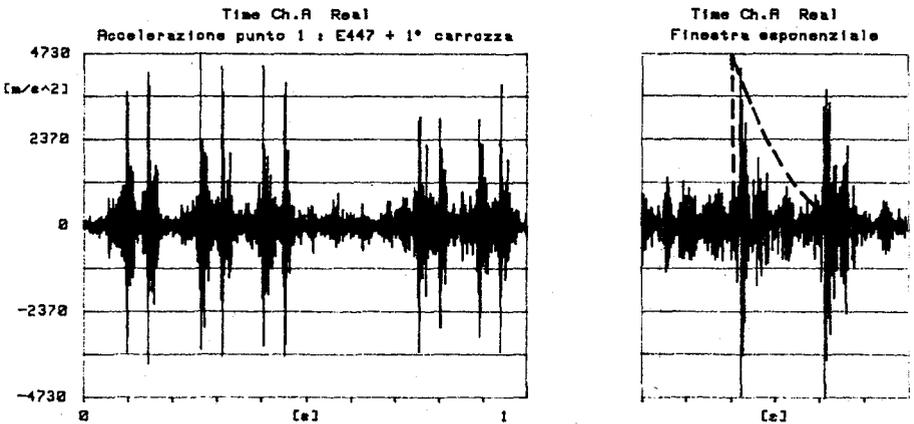


Fig. 6 - Accelerazione nel punto 1 e finestra di misura

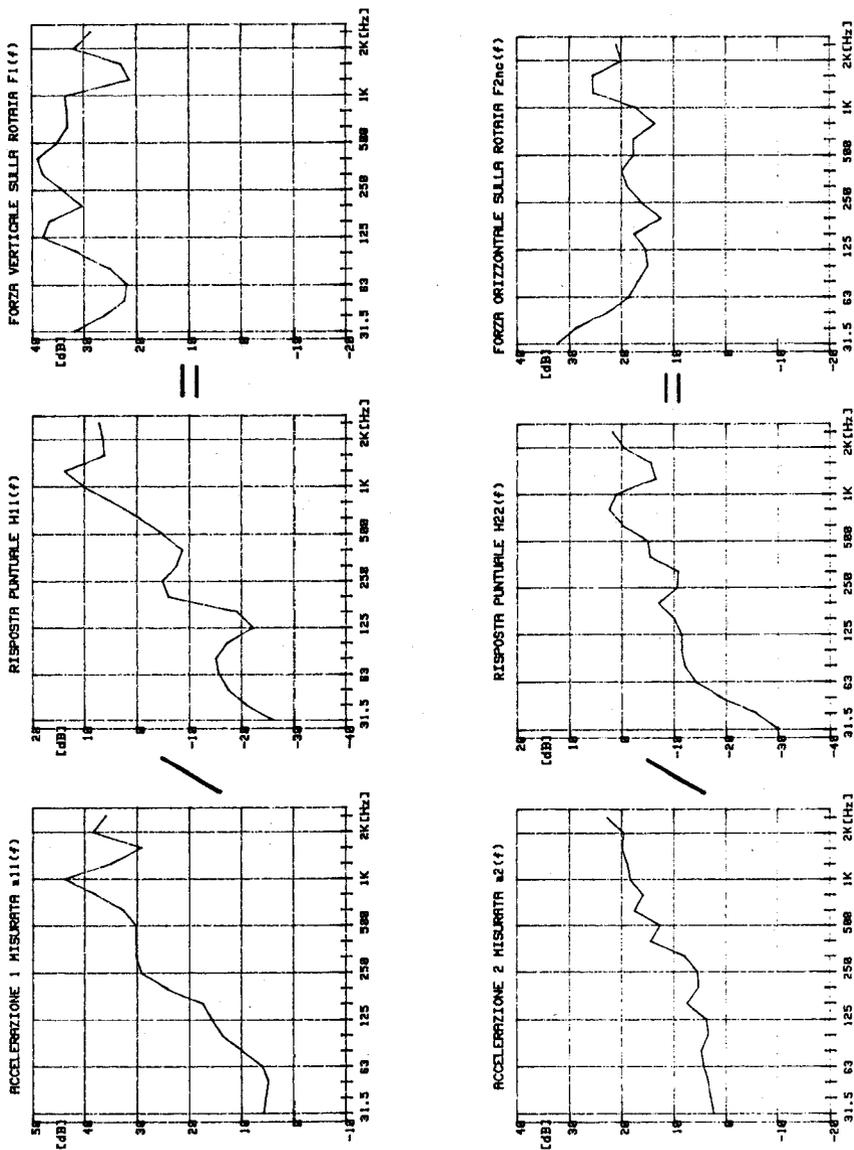


Fig. 7 - Stima delle forze eccitatrici

La componente di  $a_2$  non coerente con  $a_1$ , cioè

$$a_{2nc}(f) = [1 - \gamma_{12}^2(f)] a_1(f) \quad (16)$$

è calcolata direttamente dall'analizzatore.

E' ora possibile stimare  $F_1$  e  $F_{2nc}$  con le

$$F_1 = \frac{a_1}{H_{11}} \quad e \quad F_{2nc} = \frac{a_{2nc}}{H_{22}} \quad (17)$$

Tutte queste grandezze sono mostrate nella fig. 7. Queste forze rappresentano in effetti la varianza rispetto ad un valor medio nullo, cioè il valore RMS delle variazioni di forza rispetto alla forza statica.

Gli spettri mediati di accelerazione sono stati ottenuti campionando e filtrando opportunamente i segnali nel tempo. In fig. 6 e' visibile anche la finestra di pesatura del segnale.

Utilizzando la (15) possiamo stimare l'accelerazione nel punto 5 ( $a_{5st}$ ). In fig. 8a e' visibile la componente dell'accelerazione dovuta a  $F_1$  e in fig. 8b quella dovuta a  $F_{2nc}$ . Sommando questi contributi si stima l'accelerazione globale  $a_{5st}$  che risulta in ottimo accordo con quella sperimentale  $a_5$  (fig. 9a).

E' inoltre possibile, usando le (18), stimare lo spettro della forza agente sulla cassa di manovra e confrontarlo con quello ottenuto partendo dall'accelerazione misurata (fig. 9b).

$$F_{5st} = \frac{a_{5st}}{H_{55}} \quad F_S = \frac{a_S}{H_{55}} \quad (18)$$

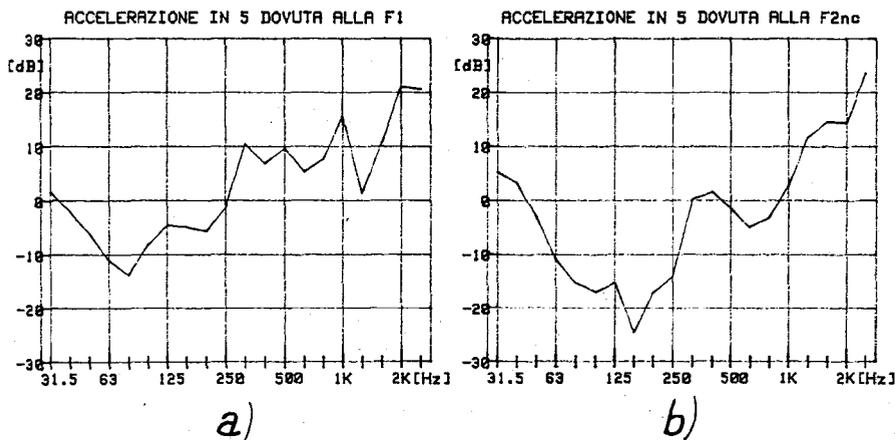


Fig. 8 - Componenti dell'accelerazione stimata

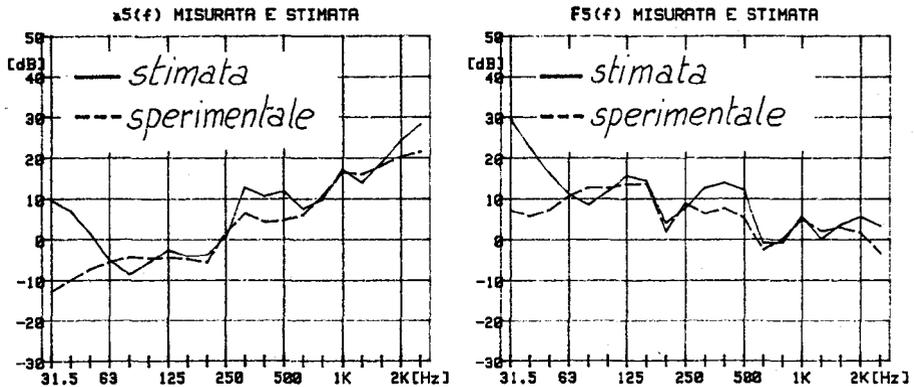


Fig. 9 - Confronto fra accelerazioni e forze stimate e sperimentali.

Si osserva l'ottimo accordo qualitativo delle curve stimate e sperimentali; da un punto di vista quantitativo l'ampiezza dell'accelerazione stimata, ottenuta sommando le ampiezze delle armoniche dello spettro, e'  $a_{st}=504 \text{ m/s}^2$  mentre  $a_s=437 \text{ m/s}^2$ . Il modello appare quindi valido sia come andamento che come valori numerici.

Il metodo proposto puo' essere utilizzato per riprodurre in laboratorio le condizioni di esercizio effettive, utilizzando la configurazione sperimentale schematizzata in fig. 10. Questo puo' essere effettuato sia applicando le reali forze agenti sulla cassa sia, indirettamente, controllando le accelerazioni sui punti del modello.

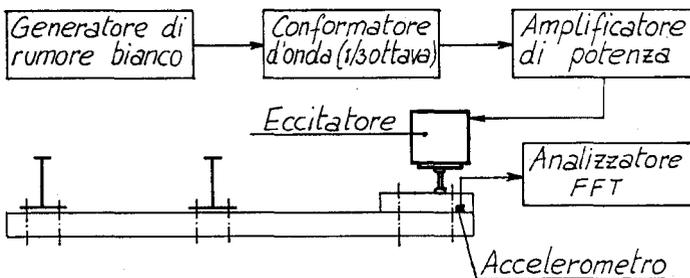


Fig. 10 - Configurazione per il test di prototipi

Inoltre, modificando opportunamente l'ingresso dell'eccitatore, e' possibile valutare l'efficacia di eventuali modifiche strutturali apportate alla parte meccanica dello scambio. Le informazioni sull'eccitazione possono essere ottenute sia stimando le forze con il procedimento descritto, e quindi con nuovi rilievi accelerometrici, sia utilizzando i risultati delle usuali prove eseguite con materiale rotabile opportunamente strumentato, mentre il modello del sistema modificato puo' essere valutato per via sperimentale in laboratorio.

## 5. CONCLUSIONI

E' stata esposta una metodologia basata sull'analisi dei segnali che, utilizzando procedure e strumentazione particolarmente semplici, permette di stimare le sollecitazioni dinamiche agenti sulla cassa di manovra di un deviatore ferroviario per alta velocita'.

La validita' e l'accuratezza del modello sono state verificate confrontando i valori stimati delle grandezze d'interesse con quelli misurati su un deviatore di linea.

L'uso del metodo proposto permette l'ottimizzazione progettuale della cassa di manovra e la definizione di nuove prove dinamiche per le verifiche di resistenza degli elementi componenti la cassa di manovra.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G. - Random data, analysis and measurement procedures - John Wiley & Sons Publication, New York (1986), pp. 201-240
- [2] Braccesi C., Carfagni M., Rissone P. - Using vibratory and modal analysis to reduce vibrations and noise in an automotive engine" - Atti del 6th International Modal Analysis Conference, Florida (USA), (1988), pp. 973-979
- [3] Carfagni M., Rissone P., Spezia M. - Procedura di ottimizzazione strutturale di una macchina utensile dal punto di vista dinamico - Atti del XVI Congresso AIAS, L'Aquila, (1988), pp. 67-79
- [4] Grassie S.L., Gregory R.W., Johnson K.L. - The dynamic response of railway track to high frequency lateral (vertical, longitudinal) excitation - Journal Mechanical Engineering Science, vol.24 No 2 (1982), pp. 77-102
- [5] Fortin J.P. - La deformee dynamique de la voie ferree - Revue generale des chemins de fer, 101<sup>e</sup> annee (Fevrier 1982), pp. 93-102
- [6] Remington P.J., Stahr J.D. - The effects of noise of changes in wheel/rail system parameters - Journal of sound and vibrations, vol.87(2) (1983), pp. 221-229.