

# Modellazione ed ottimizzazione del comportamento strutturale di una cassa di manovra innovativa

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, switch point machine, modeling, optimisation

## Sommario

Nel presente lavoro viene individuata una metodologia di prima approssimazione per la schematizzazione ed il calcolo delle sollecitazioni dinamiche di una cassa di manovra ferroviaria di tipo innovativo, collegata direttamente ad una opportuna traversa.

Vengono affrontati i problemi di collegamento elastico traversa-cassa con lo scopo di ridurre le sollecitazioni mantenendo al contempo le rigidità necessarie al corretto funzionamento cinematico dell'apparecchiatura. I dati di ingresso provengono da sperimentazioni effettuate al passaggio di un convoglio con difettosità delle ruote molto elevata e rappresentano i maggiori carichi d'urto riscontrabili in esercizio.

## Abstract

In this paper a first approximation methodology for modelling and dynamic loads evaluation of an innovative point machine, directly fixed to the rails via a properly designed sleeper, is presented.

The elastic sleeper-point machine fastening is analysed to reduce at most the stresses while keeping a sufficient stiffness to ensure the correct kinematic functioning of the device. Simulation input data are from an experimental test campaign where a train with highly defective wheels made several pass-bys; they represent most likely the highest impact loads that can be found during normal operation.

## 1. INTRODUZIONE

Il presente lavoro trae spunto dalla progettazione in campo dinamico di una cassa di manovra di tipo innovativo, con particolare riferimento alle problematiche relative all'ottimizzazione delle sospensioni della cassa di manovra. I carichi in ingresso sono desunti da un'attività sperimentale, descritta in un altro articolo presentato al presente convegno [1], nella quale un convoglio con ruote ad elevata difettosità ha impartito carichi dinamici assai elevati sulle traverse della linea.

Limitandosi ad una descrizione superficiale che comprenda solo le entità di interesse nel presente lavoro, un *deviatoio ferroviario* (scambio) è l'elemento caratterizzante la linea ferroviaria che consente di diramare due linee distinte a partire da un'unico binario. I rami, detti *corretto tracciato* e *deviato*, vengono selezionati muovendo mediante una *cassa di manovra* alcune parti mobili opportunamente conformate dette *aghi*.

La cassa di manovra, normalmente di tipo elettromeccanico anche se esistono realizzazioni oleodinamiche per necessità specifiche, consta di diverse unità che devono assolvere alle funzioni fondamentali di *movimentazione*, *assicurazione* (degli aghi in posizione) e *controllo* (ossia conferma mediante contatti elettrici di raggiungimento ed assicurazione della posizione). Tali organi sono normalmente racchiusi in un contenitore (la cassa di manovra propriamente detta) che viene ancorato lateralmente al binario in corrispondenza della *punta* del deviatoio mediante una struttura più o meno rigida di profilati metallici che va sotto il nome di *zatterone*.

La cassa di manovra illustrata nel presente lavoro è di nuovo tipo: il suo supporto non viene "aggiunto" alla normale posa del deviatoio su traverse in legno o cemento, ma esso è costituito da una traversa in acciaio piegato di rigidità grandemente superiore alle traverse ordinarie che sostituisce, in tutto e per tutto, una delle traverse in corrispondenza della punta. Essendo il profilo ad omega aperto verso l'alto, all'interno vengono alloggiati le tre unità fondamentali (una vista complessiva della disposizione degli organi interni è mostrata in fig. 1) che vanno a costituire la cosiddetta *cassa traversina*:

- *gruppo motorizzazione*, posto esternamente alle rotaie, che trasforma il moto rotatorio di un motore elettrico a c.c. a doppio avvolgimento in un moto rettilineo mediante un cinematismo composto da rotismi cilindrici a denti diritti ed una vite a ricircolazione di sfere;

- *gruppo cassa di manovra (in traversa)*, posto internamente agli aghi, che realizza la movimentazione separata e consequenziale degli aghi fornendo i vincoli meccanici (*ricoprimenti*) necessari a garantire la sicurezza della posizione raggiunta (*fermascambiatura*);
- *elettromagnete di intallonabilità a comando* (opzionale), posto esternamente alle rotaie dal lato opposto al gruppo motorizzazione, in grado di bloccare rigidamente gli aghi.

Riguardo a quest'ultimo punto, se il deviatoio viene impegnato provenendo da uno dei rami devianti (*di calcio*) si ha che il bordino della ruota forza contro l'ago discosto provocando il *tallonamento* del deviatoio. La cassa di manovra è naturalmente tallonabile, cioè una tale operazione provoca lo *slacciamento* degli aghi che, grazie alla reversibilità dell'intera catena cinematica, provoca uno spostamento complessivo dell'equipaggio mobile con la sola perdita del controllo (il deviatoio va solo "ripristinato" da un punto di vista logico); per esigenze di esercizio, tipicamente quando il deviatoio viene percorso *di punta* a velocità elevata e si vuol esser sicuri che gli aghi non si spostino, le amministrazioni ferroviarie possono viceversa richiedere una immobilizzazione completa mediante, appunto, l'elettromagnete di intallonabilità a comando. In questo caso il tallonamento provoca il danneggiamento irreparabile di numerosi organi meccanici che richiedono normalmente la sostituzione dell'intera cassa di manovra.

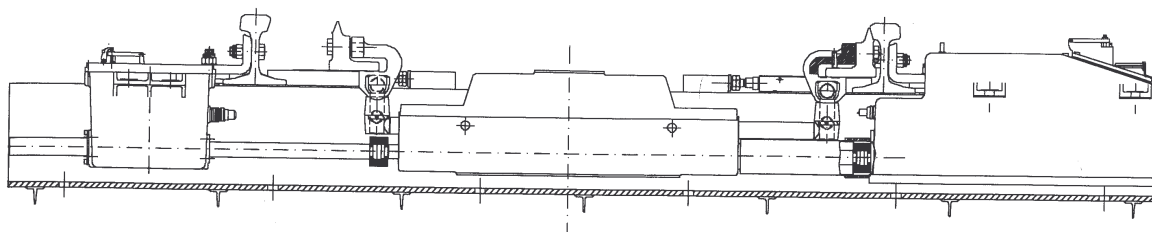


Fig. 1 Gruppo motorizzazione (a destra), cassa di manovra (al centro), elettromagnete di intallonabilità a comando (a sinistra)

## 2. LA MODELLAZIONE DELLA CASSA DI MANOVRA

### 2.1 Premessa

Il modello presentato in questa sede risente di numerose incertezze sui parametri dinamici fondamentali, che vengono descritti di seguito; i risultati che verranno mostrati avranno quindi prevalentemente lo scopo di identificare una procedura e fornire, anche sommariamente, alcune indicazioni sulla fattibilità tecnica o meno di soluzioni volte a ridurre il più possibile le sovrasollecitazioni dinamiche. È ovvio che, come tutti i modelli, anche il presente avrà bisogno di una verifica sperimentale e di una taratura sulla base dei dati ottenuti sul campo; si tenga presente, d'altronde, che l'unità in oggetto non è a tutt'oggi installata su alcuna linea ferroviaria e che, quindi, la presente attività costituisce a tutti gli effetti una simulazione progettuale che possa fornire soluzioni ingegneristiche rapide nel caso in cui si presentino gravi problemi strutturali.

Le incertezze sul modello sono principalmente le seguenti:

- la modellazione della traversa come corpo rigido può apparire grossolana, d'altronde la sua rigidità è circa 8 volte quella di una traversa in c.a.p. a parità di massa; inoltre le condizioni di vincolo (cioè l'appoggio sul *ballast*) in termini di rigidità e smorzamento sono fortemente dipendenti dal carico e dalle condizioni locali per cui una modellazione più accurata sarebbe possibile solo sulla base di precisi riscontri sperimentali;
- alla ricerca di un semplice modello lineare si sono trascurati i giochi interni alla cassa di manovra in quanto essi sono assai ridotti a causa della notevole precisione richiesta ai vari cinematismi della cassa di manovra;
- gli smorzamenti vanno intesi come valori di primissimo tentativo, che verranno verificati, appena possibile, con misure di laboratorio specifiche.

### 2.2 Analisi della configurazione attuale e possibilità di intervento

Al fine di valutare i danni che vengono potenzialmente arrecati alla cassa traversina dal passaggio di un convoglio con assi difettati, sono stati analizzati i disegni costruttivi per individuare gli elementi più a rischio e si sono costruiti alcuni modelli che permettono di avere un'idea delle sollecitazioni che vengono applicate a questi ultimi. In particolare si è cercato di mettere a confronto la situazione del progetto attuale, caratterizzato da collegamenti rigidi fra i vari elementi, con alcune alternative costruttive caratterizzate dall'introduzione di elementi elastici al fine di ridurre i valori di accelerazione, soprattutto all'interno della cassa di manovra.

Si sono perciò vagliate tre possibilità: la prima consistente nell'introdurre un serraggio elastico "commerciale" tra la rotaia e la traversa, la seconda nell'introdurre tra la cassa di manovra e la traversa un elemento di sospensione progettato *ad hoc* ed infine la terza che propone l'introduzione di entrambi gli elementi precedentemente descritti. Il confronto tra queste possibili alternative è stato effettuato considerando il trasferimento delle accelerazioni della rotaia mostrate in [1] verso gli organi interni della cassa di manovra.

### 2.2.1 Individuazione degli elementi a rischio

Come prima operazione sono stati analizzati i disegni costruttivi della cassa traversina in modo da individuare gli elementi che, considerando i fenomeni di accumulo del danno dovuti al ripetuto passaggio dei treni e gli effetti dovuti ai sovraccarichi causati dalle irregolarità nel piano di rotolamento delle ruote, sono potenzialmente soggetti a danno durante la vita della cassa di manovra.

Si osserva anzitutto (fig. 2) come la traversa sia collegata alla rotaia in senso verticale e trasversale attraverso gli elementi 1 e 3, ed in senso longitudinale attraverso la staffa imbullonata 2. Poiché gli elementi 1 e 3 sono imbullonati alla traversa metallica, e poiché sotto la rotaia si trova solamente uno spessore in fenoplasto avente scopi di isolamento elettrico, il serraggio risulta sostanzialmente rigido e favorisce il passaggio delle accelerazioni tra i due elementi collegati.

Andando poi ad osservare il collegamento tra cassa di manovra e traversa (fig. 3) esso è realizzato attraverso quattro perni e quindi, anche in questo caso, si ha una notevole trasmissibilità tra i due elementi e di conseguenza anche dalla rotaia.

Motore e elettromagnete di tallonamento a comando sono collegati alla traversa a mezzo di bulloni.

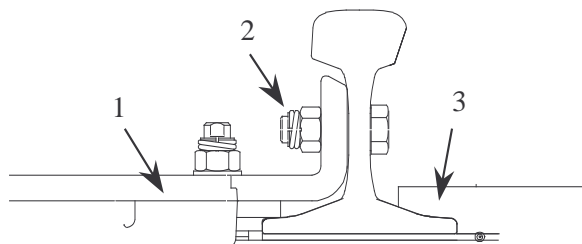


Fig. 2 Serraggio della cassa di manovra alla rotaia (*conrago*). Sull'elemento 3 (*cuscinetto*) scorre l'ago

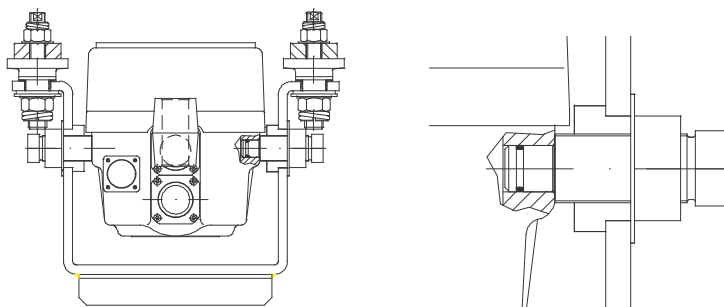


Fig. 3 Sezione trasversale in corrispondenza del collegamento cassa-traversa: vista d'insieme (a sinistra), particolare (a destra)

L'elemento che è stato ritenuto essere soggetto al maggior rischio è il tirante interno alla cassa di manovra (fig. 4), che si collega da un lato alla motorizzazione e dall'altro all'eventuale elettromagnete di intallonabilità a comando. Tale elemento è sostenuto da due cuscinetti a strisciamento alle estremità e collegato agli azionamenti delle due unità sopracitate attraverso due giunti costituiti ciascuno da due semi anelli metallici avvitati. Questo componente, di lunghezza tra gli appoggi non indifferente, e che presenta diversi intagli, è soggetto durante un'eventuale moto vibratorio della cassa ad inflettersi sotto l'azione delle forze d'inerzia. All'interno della cassa di manovra la gran parte degli elementi (slitte, bicchieri sede delle molle, rulli, ecc.) non sono collegati fra loro attraverso sistemi di collegamento quali viti, filettature o simili, ma viceversa, dovendo garantire la traslazione od il rotolamento reciproci, sono semplicemente compressi gli uni sugli altri dalle molle che generano il carico di puntata degli aghi del deviatore; tutti questi elementi sono perciò soggetti, se la cassa è sottoposta ad accelerazioni elevate, a separarsi e ad urtare gli uni sugli altri danneggiandosi. Onde prevenire usure indebite, la maggior parte di tali elementi sono induriti superficialmente, mediante tempra o nitrurazione.

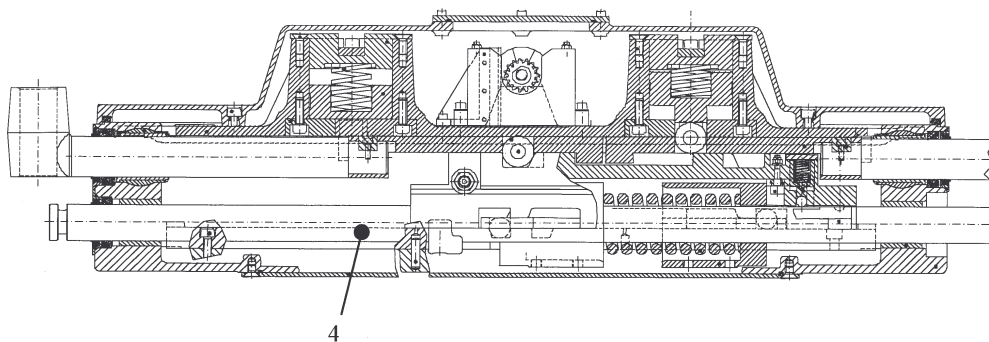


Fig. 4 Sezione cassa di manovra

## 2.3 I modelli

### 2.3.1 Struttura dei modelli

I modelli sviluppati hanno tutti la stessa concezione di base: la cassa traversina viene rappresentata attraverso un certo numero di corpi a parametri concentrati; ad ogni massa viene attribuito un solo grado di libertà che rappresenta la traslazione verticale.

Gli elementi che vengono considerati sono: la traversa, compresi l'apparato di intallonabilità a comando ed il motore, la cassa di manovra ed il tirante/puntone che collega le apparecchiature della cassa da un lato al motore e dall'altro al meccanismo di intallonabilità a comando.

Il collegamento tra gli elementi sopra elencati è attuato attraverso un certo numero di rigidezze e smorzamenti (fig. 5); il valore assunto da questi parametri è la principale differenza tra i vari modelli presi in esame.

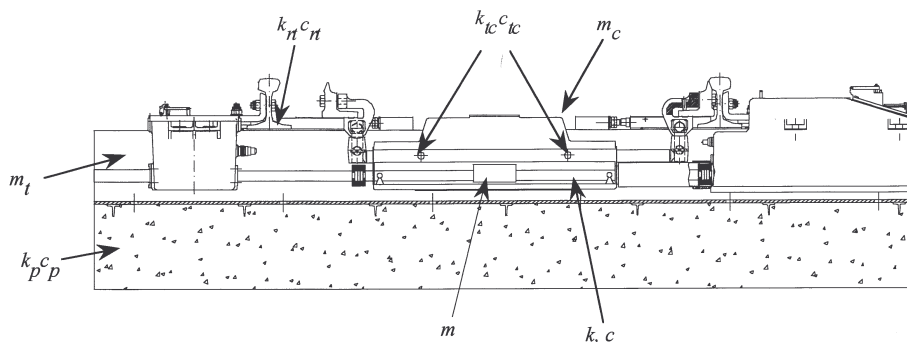


Fig. 5 Elementi di schematizzazione dei modelli

In tutte le configurazioni il tirante, che è l'elemento a rischio preso in esame, è schematizzato come una massa ed una rigidezza concentrate; la prima è ottenuta considerando la massa compresa tra i due cuscinetti, la seconda considerando l'elemento come una trave appoggiata tra i due supporti. È stato introdotto anche un certo grado di smorzamento che ingloba sia quello interno al tirante sia quello derivante dall'azione dei cuscinetti di estremità; tale smorzamento è stato posto uguale ad un centesimo dello smorzamento critico dell'acciaio. La figura (6) mostra un'ulteriore schematizzazione del tirante di manovra.

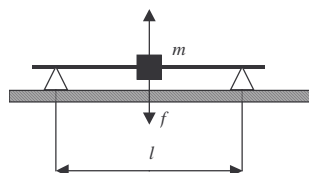


Fig. 6 Schematizzazione del tirante/puntone

$$k = \frac{F}{f} = \frac{48EI}{l^3}, \quad m = \rho l \pi d^2 / 4, \quad c = 0.01 \times 2\sqrt{km}$$

dove:

$l= 772$  mm (distanza tra i cuscinetti di appoggio).

$d= 35$  mm diametro del tirante.

$\rho= 7850$  kg/m<sup>3</sup> densità dell'acciaio

I modelli si differenziano per il valore assunto in ognuno dai parametri di rigidezza e smorzamento in quanto, considerando l'eventualità di collegamento rigido o elastico fra due elementi, la differenza tra un modello e l'altro consiste nella presenza o meno di una delle rigidzze, con relativo smorzamento, rappresentate nella schematizzazione di fig. (5). In via teorica si sarebbe potuto assegnare al collegamento considerato rigido una rigidzza di valore estremamente elevato, utilizzando così un solo modello, in realtà fenomeni di instabilità numerica riscontrati durante la simulazione hanno imposto l'adozione di modelli diversi. La tabella 1 fornisce il significato dei simboli che compaiono in fig. (5).

$m_t$	Massa di traversa + unità di motorizzazione + unità di tallonamento a comando
$k_{rt}$	Rigidzza del serraggio (serie rigidzze gomma di sottorotaia e fermaglio)
$c_{rt}$	Smorzamento della gomma di sottorotaia
$m_c$	Massa della cassa di manovra
$k_{tc}$	Rigidzza tra la traversa e la cassa di manovra
$c_{tc}$	Smorzamento tra la traversa e la cassa di manovra
$m$	Massa del tirante come precedentemente descritto
$k$	Rigidzza del tirante come precedentemente descritto
$c$	Smorzamento del tirante come precedentemente descritto
$k_p$	Rigidzza della massicciata
$c_p$	Smorzamento della massicciata

Tab. 1. Parametri utilizzati nella schematizzazione della cassa di manovra

In figura (7) è riportato uno schema semplificato della situazione rappresentata in fig. (5); ci riferiremo ad essa e, per ogni modello, verranno indicati le rigidzze e gli smorzamenti presenti e le masse considerate.

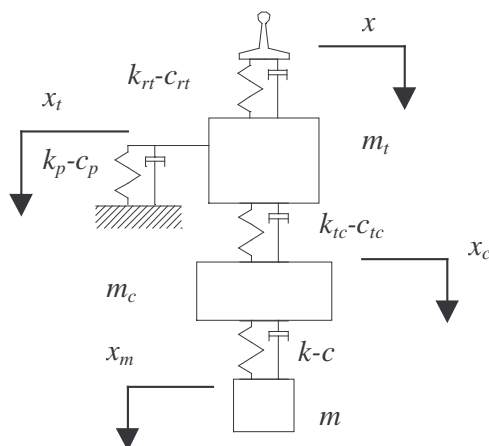


Fig. 7 Schematizzazione dei modelli

### 2.3.2 Il Modello 1 (situazione attuale)

Il modello riflette la configurazione attuale della cassa traversina. Non essendovi sul piano verticale alcun tipo di sospensione, l'intero insieme può essere considerato come un corpo rigido al quale vengono trasmesse interamente le accelerazioni della rotaia. In questo caso sono assenti (collegamento rigido) le rigidzze  $k_{rt}$  e  $k_{tc}$  con i relativi smorzamenti, l'unica massa presa in esame rimane la  $m_m$  poiché le altre risultano rigidamente collegate alla rotaia.

L'equazione che descrive il modello è la seguente:

$$m_m \ddot{x}_m + k(x_m - x_c) + c(\dot{x}_m - \dot{x}_c) = 0$$

tenendo presente che:  $x=x_t=x_c$

I valori dei vari parametri sono  $k=1.61$  MN/m,  $c=61.27$  Ns/m,  $m_m=5.83$  kg

### 2.3.3 Il Modello 2 (serraggio elastico della rotaia)

Si introduce il serraggio elastico della rotaia sulla traversa; la cassa contenente le apparecchiature rimane collegata rigidamente alla traversa e quindi è soggetta alle stesse accelerazioni di quest'ultima. In questo caso continuano ad essere assenti la rigidità  $k_{tc}$  e lo smorzamento  $c_{tc}$ . Le masse considerate sono la  $m$  e la somma delle  $m_t$  e  $m_c$  essendo queste ultime rigidamente collegate tra loro.

Le equazioni che descrivono il modello sono:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_c + c_{rt}(\dot{x}_c - \dot{x}) + c_p \dot{x}_c + c(\dot{x}_c - \dot{x}_m) + k_{rt}(x_c - x) + k_p x_c + k(x_c - x_m) = 0 \\ m \ddot{x}_m + c(\dot{x}_m - \dot{x}_c) + k(x_m - x_c) = 0 \\ m_1 = m_c + m_t \end{cases}$$

Tenendo presente che:  $x_c = x_t$

I valori dei parametri presenti nel modello sono  $c_{rt}=10$  kNs/m,  $c_p=25$  kNs/m,  $c=61.27$  Ns/m,  $k_{rt}=71$  MN/m,  $k_p=100$  MN/m,  $m_t=420$  kg,  $m_2=5.83$  kg.

### 2.3.4 Il Modello 3 (serraggio elastico cassa/traversa)

Questa soluzione ha il vantaggio di non modificare il meccanismo di serraggio, operazione che, allo stato attuale, si presenta piuttosto complessa prevalentemente per motivi di omologazione da parte delle reti ferroviarie. Risulta invece assai più agevole intervenire nella zona di collegamento della cassa alla traversa. In analogia a quanto scritto precedentemente, le equazioni sono:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + c_{tc}(\dot{x}_c - \dot{x}) + c(\dot{x}_c - \dot{x}_m) + k_{tc}(x_c - x) + k(x_c - x_m) = 0 \\ m \ddot{x}_m + c(\dot{x}_m - \dot{x}_c) + k(x_m - x_c) = 0 \end{cases}$$

Tenendo presente che:  $x = x_t$

I valori dei parametri presenti nel modello sono  $c_{tc}=10$  MNs/m,  $c=61.27$  Ns/m,  $k_{tc}=50$  MN/m,  $k=1.61$  MN/m,  $m_t=132$  kg,  $m_2=5.83$  kg.

### 2.3.5 Il Modello 4 (ambedue gli stadi di sospensione)

Quest'ultimo modello presenta tre gradi di libertà in quanto sono presenti collegamenti elastici sia tra la rotaia e la traversa sia tra questa e la cassa. Con tale configurazione si ha il vantaggio di avere la cassa delle apparecchiature doppiamente sospesa e di non avere nessun elemento direttamente sottoposto alle accelerazioni della rotaia. In questo caso sono presenti tutti i parametri; le equazioni del modello sono:

$$\begin{cases} m_t \ddot{x}_t + c_{rt}(\dot{x}_t - \dot{x}) + c_{tc}(\dot{x}_t - \dot{x}_c) + c_p \dot{x}_t + k_{rt}(x_t - x) + k_{tc}(x_t - x_c) + k_p x_t = 0 \\ m_c \ddot{x}_c + c_{tc}(\dot{x}_c - \dot{x}_t) + c(\dot{x}_c - \dot{x}_m) + k_{tc}(x_c - x_t) + k(x_c - x_m) = 0 \\ m \ddot{x}_m + c(\dot{x}_m - \dot{x}_c) + k(x_m - x_c) = 0 \end{cases}$$

I valori dei parametri presenti nel modello sono  $c_{rt}=10$  kNs/m,  $c_{tc}=10$  kNs/m,  $c_p=25$  kNs/m,  $c=61.27$  Ns/m,  $k_{rt}=71$  MN/m,  $k_{tc}=50$  MN/m,  $k_p=100$  MN/m,  $k=1.61$  MN/m,  $m_t=420$  kg,  $m_2=132$  kg,  $m_3=5.83$  kg.

A titolo di esempio si riporta in fig. (8) lo schema realizzato con Simulink<sup>®</sup> per il modello 4.

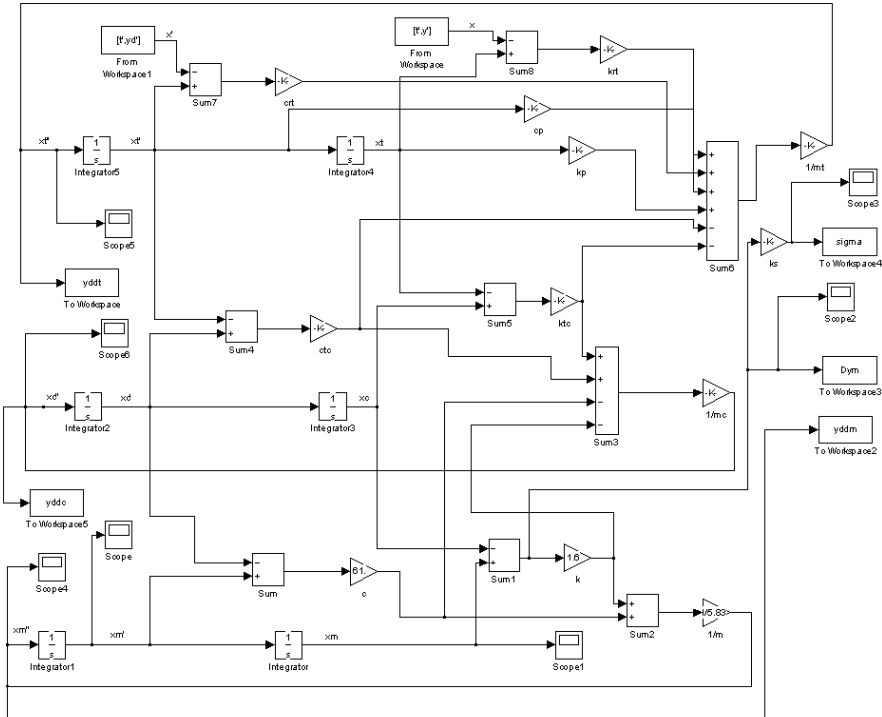


Fig. 8 Schema Simulink del modello 4 (con entrambi i gradi di sospensione)

### 3. I RISULTATI DELLA SIMULAZIONE

È stato anzitutto effettuato il confronto diretto tra i risultati ottenuti per i vari modelli in seguito al passaggio di un convoglio con assi difettati.

In questa fase si sono ricavate le tensioni nel tirante e le accelerazioni sui vari elementi considerati, in modo da mettere direttamente a confronto i valori ottenuti per i diversi modelli.

L'ingresso della simulazione è costituito dalle accelerazioni della rotaia, e dai suoi integrali velocità e spostamento, registrate durante il passaggio del convoglio di prova transitante a 100 km/h descritto in [1], nell'ipotesi che in tutti e quattro i casi l'accelerazione della rotaia non cambi in funzione delle caratteristiche del modello; la rotaia pertanto trasmette agli elementi ad essa collegati le accelerazioni dovute alla sua deformazione al passaggio del treno. La procedura di integrazione numerica dell'accelerazione è stata effettuata separatamente per motivi di convergenza.

Il programma di simulazione ricava gli andamenti nel tempo delle accelerazioni dei vari elementi, nonché gli spostamenti della cassa e della massa concentrata; da questi ultimi è possibile ricavare la tensione massima nel tirante attraverso le:

$$f = x_m - x_c \quad ; \quad \sigma = \frac{6Ed}{l^2} f$$

dove:

$f$ : freccia del tirante puntone     $l$ : lunghezza del tirante     $\sigma$ : tensione massima  
 $x_m$ : spostamento della massa     $x_c$ : spostamento della cassa     $d$ : diametro del tirante

Una volta ricavati gli andamenti nel tempo dei vari parametri, sono stati messi a confronto i valori del modello 1, che rappresenta l'attuale situazione rigida, con quelli dei modelli 2, 3 e 4 che rappresentano le varie soluzioni di sospensione. Quale esempio dell'output del modello di simulazione si riporta in fig. (9) l'andamento dei principali parametri per il modello 3; in tabella (2) si riportano i valori massimi (valore assoluto) dei vari parametri ottenuti con i diversi modelli. Si nota come le soluzioni che presentano stadi di sospensione, contrariamente alle attese, non portino ad una diminuzione della tensione nel tirante.

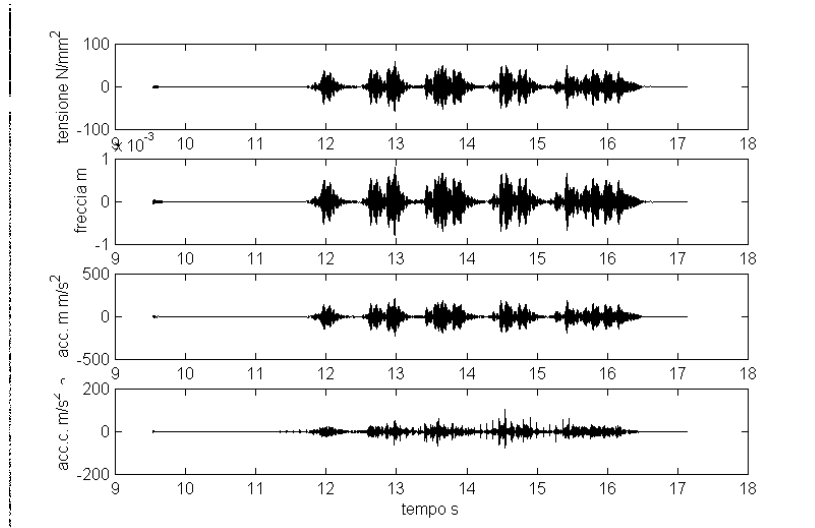


Fig. 9 Dall'alto in basso: tensione nel tirante-puntone [N/mm<sup>2</sup>], freccia dello stesso [m], accelerazione dello stesso [m/s<sup>2</sup>], accelerazione della cassa [m/s<sup>2</sup>]

	Tensione [N/mm <sup>2</sup> ]	Freccia [mm]	Acc. Massa [m/s <sup>2</sup> ]	Acc. Cassa [m/s <sup>2</sup> ]	Acc. Traversa [m/s <sup>2</sup> ]
Modello 1 (rigido)	31.7	0.423	118.9	*	*
Modello 2 (sosp. rotaia – traversa)	47.5	0.644	178.0	39	39
Modello 3 (sosp traversa – cassa)	59.4	0.804	222.3	105.1	*
Modello 4 (ambdue gli stadi)	42.4	0.575	158.8	37.8	37.9

Tab. 2 Valori massimi ottenuti (valore assoluto) per i vari modelli (\* elementi rigidamente collegati alla rotaia)

Si tenga però presente che i valori della rigidità e dello smorzamento del serraggio della rotaia sono quelli forniti dal costruttore di quest'ultimo, che i valori della rigidità e dello smorzamento tra cassa e traversa sono "di primo tentativo"; inoltre si ribadisce come, date le semplificazioni di questa procedura quali l'utilizzo dell'accelerazione della rotaia come ingresso, i valori numerici siano da considerarsi più come confronto tra i vari modelli che nel loro valore assoluto.

## 4. OTTIMIZZAZIONE DINAMICA DELLA SOSPENSIONE CASSA/TRAVERSA

### 4.1 Premessa

Dall'osservazione dei risultati ottenuti dal confronto diretto tra i diversi modelli, appare evidente come l'introduzione di una sospensione elastica tra gli elementi costituenti la cassa traversina richieda la messa a punto di un valore opportuno di rigidità; infatti si vede che un valore non corretto porta ad un peggioramento rispetto alla situazione rigida.

Per lo studio del comportamento dinamico si è cercato di scegliere il modello che presentasse la maggiore facilità di realizzazione pratica; a tale scopo è stato selezionato il modello 3 che prevede la sospensione della cassa rispetto alla traversa. Questa scelta è giustificata dal fatto che l'introduzione di una sospensione tra la cassa e la traversa permette una più ampia gamma di possibilità costruttive; ciò è dovuto al fatto che lo spazio esistente tra questi due elementi permette di accogliere sistemi relativamente ingombranti e complessi. In alternativa l'introduzione di un serraggio elastico rotaia-traversa appare più problematica, in considerazione di diversi fattori che possono così essere riassunti: l'adattamento di un sistema commerciale non appare di facile implementazione data la particolare applicazione (presenza contemporanea degli aghi, dei cuscinetti relativi e dei tiranti nello spazio della traversa), per lo stesso motivo risulta problematica la progettazione di un serraggio specifico, infine lo spazio a disposizione non permette una grande possibilità di soluzioni per adattare la rigidità. Un vantaggio della sospensione tra rotaia e traversa, per contro, sarebbe quello di avere effetto anche sull'unità di motorizzazione e su quella di intallonabilità a comando.



## 4.2 Ottimizzazione della rigidezza

L'ottimizzazione del valore di rigidezza della sospensione è stata compiuta confrontando la funzione di trasferimento tra le accelerazioni della rotaia e quelle della massa  $m$  al variare del parametro in esame; per ogni valore sono stati inoltre ricavati la tensione nel tirante e lo spostamento reciproco tra cassa e traversa.

L'andamento della funzione di trasferimento è stato ricavato utilizzando gli ingressi e le uscite già calcolati dei modelli Simulink come argomenti della funzione *spectrum* di Matlab®. In questo modo si sono ricavati, per ogni valore di rigidezza, la funzione di trasferimento, la tensione e la freccia del tirante.

La figura (10) riporta gli andamenti della funzione di trasferimento al variare della rigidezza presa in esame. Si notano gli andamenti tipici dei sistemi vibranti a più gradi di libertà: la capacità del sistema di filtrare le accelerazioni a frequenza più alta si riduce all'aumentare della rigidezza del collegamento; al contempo il valore della frequenza naturale dell'oscillazione verticale tende ad aumentare.

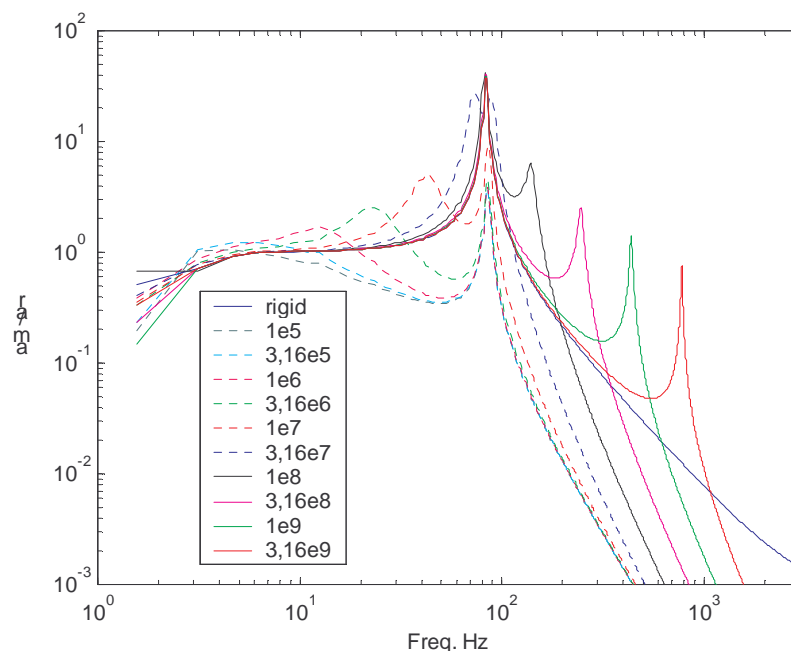


Fig. 10 Diagramma logaritmico degli andamenti della funzione di trasferimento tra l'accelerazione della massa del tirante e quella della rotaia ( $a_m/a_r$ ) in funzione della frequenza e parametrizzate secondo la rigidezza tra cassa e traversa

Nel caso specifico si noti come per valori di rigidezza inferiori a circa 31.6 MN/m la risonanza associata alla cassa si trovi a sinistra di quella associata alla massa concentrata (circa 84 Hz), e presenti un picco molto smorzato; questo dà luogo ad accelerazioni, e di conseguenza a sollecitazioni, piuttosto contenute sul tirante.

Se si aumenta il valore di rigidezza le risonanze dei due modi vengono a trovarsi molto vicine, con gli inevitabili effetti di amplificazione che aumentano notevolmente l'ampiezza delle vibrazioni generando sollecitazioni elevate; queste ultime risultano superiori anche a quelle in cui il collegamento cassa traversa è rigido.

Se si aumenta la rigidezza del collegamento la frequenza di risonanza del secondo modo si sposta a destra di quella della massa concentrata, si ottiene così una zona, compresa tra i due picchi, dove la funzione di trasferimento presenta valori elevati. La conseguenza di questo fenomeno è che il livello di vibrazioni della massa che rappresenta il tirante rimane elevato, superiore a quello del collegamento rigido. Aumentando la rigidezza ulteriormente i picchi delle due risonanze si allontanano e la zona compresa fra essi tende a schiacciarsi sul grafico del modello rigido; alla fine il picco della risonanza associata alla cassa si allontana verso frequenze molto alte e si arriva ad ottenere l'andamento del sistema ad un solo grado di libertà. Questo comportamento è evidentemente dovuto al fatto che oltre una certa frequenza la massa della cassa non funge più da filtro nei confronti della massa  $m$  bensì da ulteriore fonte di eccitazione. Nella figura (11) sono riportati, per due valori di rigidezza, gli andamenti delle funzioni di trasferimento tra la rotaia e la cassa, tra la cassa e la massa  $m$  e tra quest'ultima e la rotaia. Si consideri che la funzione di trasferimento tra la rotaia e la massa  $m$  può essere così espressa:

$$\psi = \frac{a_m}{a_r} = \frac{a_c}{a_r} \frac{a_m}{a_c} = \psi_1 \psi_2 \quad (1)$$

dove:

$\psi_1 = \frac{a_c}{a_r}$  : funzione di trasferimento tra rotaia e cassa

$\psi_2 = \frac{a_m}{a_c}$  : funzione di trasferimento tra cassa e massa  $m$

Dall'esame della (1) e della fig. (11) si osserva come  $\psi_2$  non cambia essendo la rigidità  $k$  costante, mentre  $\psi_1$  si modifica notevolmente all'aumentare di  $k_{tc}$ . Essendo i diagrammi in scala logaritmica la moltiplicazione a secondo membro della (1) risulta in una somma delle ampiezze delle curve; si può così facilmente osservare come nel caso a) la curva che rappresenta la  $\psi_1$  (log. negativo) riduca l'ampiezza della curva che rappresenta  $\psi_2$  (log. positivo) da ben prima della risonanza di quest'ultima, nel caso b) viceversa la curva della  $\psi_1$  (log. positivo) nelle zone limitrofe della risonanza si va a sommare alla curva della  $\psi_2$ , producendo così una maggiore livello di accelerazioni sulla massa  $m$ .

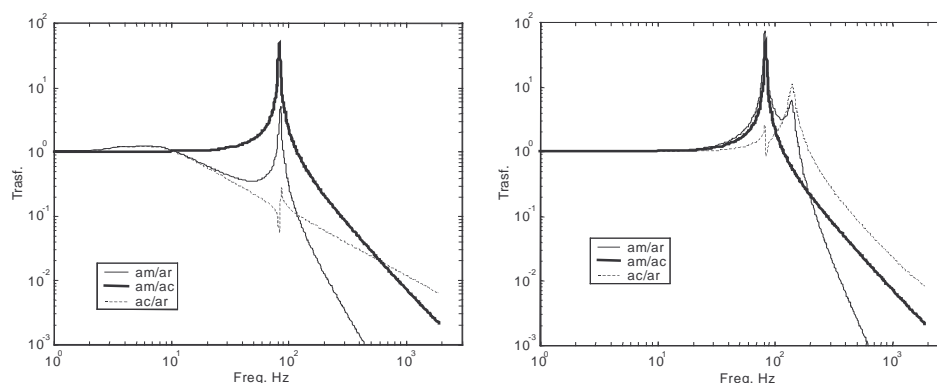


Fig. 11 Diagramma bilogaritmico delle funzioni di trasferimento nei casi di rigidità tra cassa e traversa di 0.316 MN/m (a sinistra) e 100 MN/m (a destra)

Ovviamente anche la presenza dello smorzamento tra cassa e traversa influenza il comportamento dinamico della cassa, in particolare si osservi che al variare della rigidità  $k_{tc}$  cambia il rapporto  $\xi$

$$\xi = \frac{c_{tc}}{c_{0tc}} = \frac{c_{tc}}{2\sqrt{k_{tc}m_c}}$$

Il rapporto  $1/2\xi$  è indice dell'ampiezza raggiunta da un modo  $\xi$  nel punto della sua risonanza; si vede così come a parità di altri fattori l'aumento della rigidità abbia come effetto un incremento del picco del modo associato alla cassa.

Osservando poi la fig. (12), che riporta gli andamenti degli spostamenti reciproci tra cassa e traversa e la tensione massima nel tirante puntone, si trova conferma dei fenomeni precedentemente discussi trattando la funzione di trasferimento. La tensione, che può essere considerata direttamente indice del livello di vibrazioni del tirante, in un primo momento cresce moderatamente, in prossimità del valore di rigidità corrispondente alla sovrapposizione delle risonanze aumenta considerevolmente, superando il valore del modello rigido, continua poi ad aumentare nella zona in cui i picchi rimangono vicini ed infine diminuisce verso il valore caratteristico del modello rigido.

In figura (13) viene riportata la funzione di trasferimento tra l'accelerazione della rotaia e quella della cassa, parametrizzata al variare della rigidità tra cassa e traversa; in fig. (14) si riporta l'andamento dell'accelerazione massima della cassa in funzione della stessa rigidità. Anche in questo caso si vede come al variare di  $k_{tc}$  la risonanza del modo associato alla cassa si sposti dalla sinistra della risonanza associata alla massa concentrata del tirante, alla destra di quest'ultima e poi verso le alte frequenze; in questo caso quando il picco del modo della cassa si sposta verso destra oltre quello della massa concentrata l'effetto di quest'ultima praticamente scompare e non influenza le vibrazioni della prima. Di nuovo la capacità filtrante alle alte frequenze dipende dalla rigidità interposta tra cassa e traversa, il limite inferiore nello sceglierne una troppo bassa è dato (fig. 12), dall'entità degli spostamenti che si determinano tra i due elementi che risultano troppo elevati per essere compatibili con le esigenze di precisione della cassa.

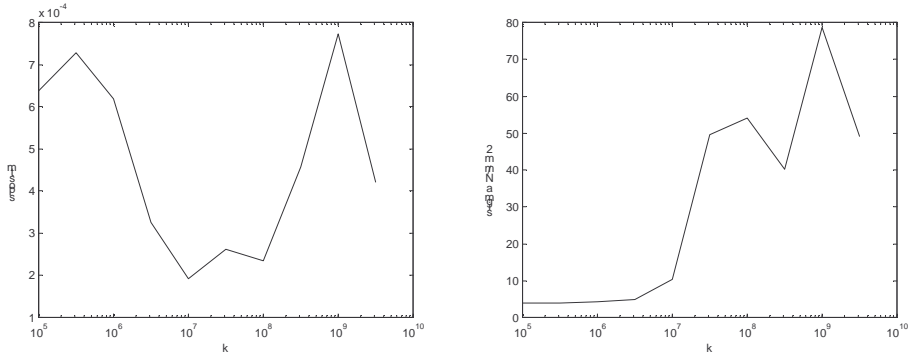


Fig. 12 Andamento degli spostamenti relativi massimi tra cassa e traversa [m] (a sinistra) e andamento della tensione nel tirante [ $N/mm^2$ ] (a destra) in funzione della rigidezza tra cassa e traversa [ $N/m$ ]. Nel caso di collegamento rigido lo spostamento è nullo e la tensione è pari a  $31.7 N/mm^2$

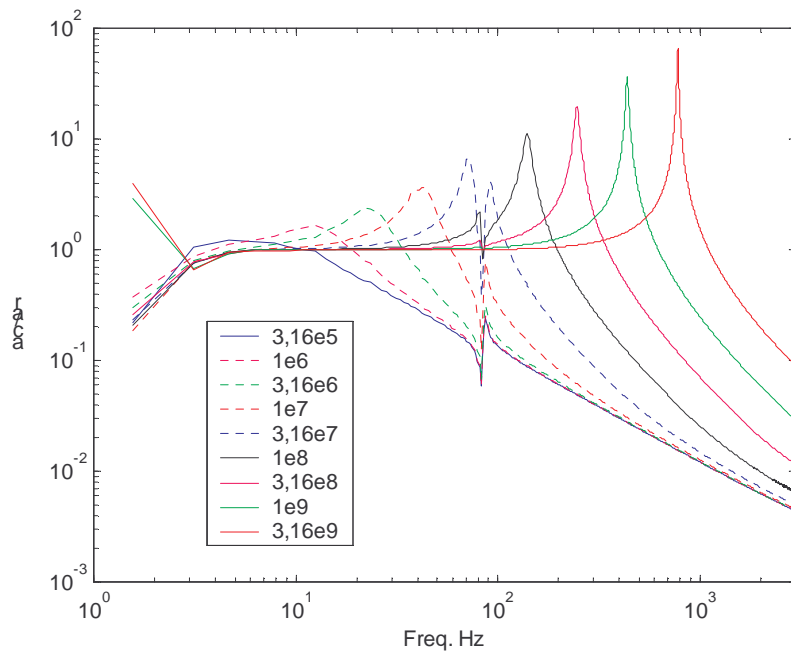


Fig. 13 Funzione di trasferimento tra l'accelerazione della cassa e quella della rotaia ( $a_c/a_r$ ) in funzione della frequenza e parametrizzate secondo la rigidezza tra cassa e traversa

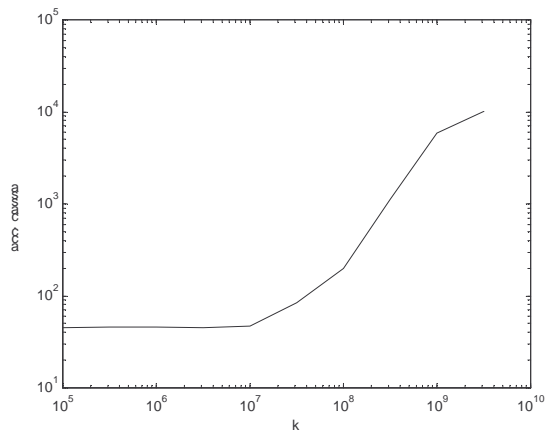


Fig. 14 Accelerazione massima della cassa [ $m/s^2$ ] in funzione della rigidezza [ $N/mm^2$ ] tra cassa e traversa

Dall'osservazione della fig. (14) si nota come superato il valore di  $k_{rc}$  di circa 10 MN/m l'accelerazione massima a cui è soggetta la cassa subisce una brusca impennata raggiungendo valori estremamente elevati di gran lunga superiori a quelli della stessa rotaia.

Il valore di rigidità di 10 MN/m porta ad una situazione vantaggiosa, in cui la tensione è ancora notevolmente inferiore rispetto a quella del collegamento rigido, l'accelerazione sulla cassa risulta bassa e gli spostamenti sono tuttavia molto contenuti. In considerazione di questo fatto questo valore di rigidità è stato scelto come il più adatto per il progetto di un apparato elastico di collegamento tra la cassa di manovra e la traversa. I parametri ottimali sono pertanto  $c_{rc}=10$  kNs/m e  $k_{rc}=10$  MN/m.

I valori massimi ottenuti per le varie grandezze sono riportati in tab. (3); in fig. (15) si riportano i diagrammi degli andamenti calcolati delle varie grandezze.

	Tensione [N/mm <sup>2</sup> ]	Freccia [mm]	Acc. Massa [m/s <sup>2</sup> ]	Acc. Cassa [m/s <sup>2</sup> ]	Acc. Traversa [m/s <sup>2</sup> ]
Modello 3	10.3	0.14	38.9	47	*

Tab. 3 Valori massimi (valore assoluto) per il modello ottimizzato (\*: questo elemento è collegato rigidamente alla rotaia.)

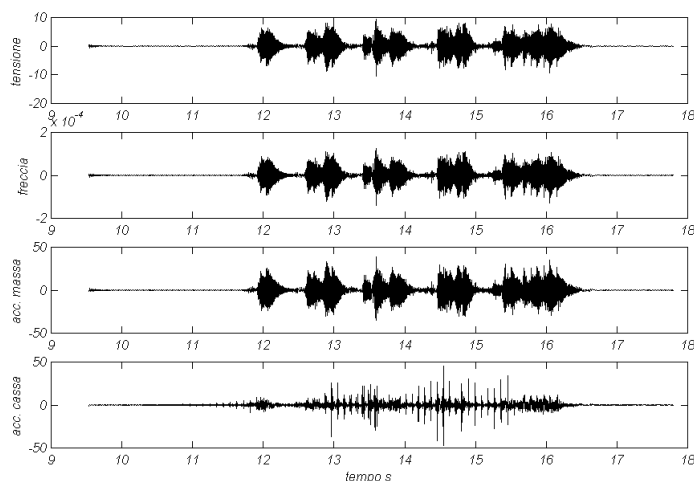


Fig. 15 Dall'alto in basso: tensione nel tirante puntone [N/mm<sup>2</sup>], freccia dello stesso [m], accelerazione dello stesso [m/s<sup>2</sup>], accelerazione della cassa [m/s<sup>2</sup>]

## 5. CONCLUSIONI

Il presente lavoro ha dimostrato la fattibilità tecnica di una soluzione di sospensione elastica per una cassa di manovra di tipo innovativo. La modellazione, la successiva simulazione e poi la procedura di ottimizzazione hanno indicato come l'accelerazione massima, e di conseguenza la tensione, di un componente critico siano circa un terzo di quelle del progetto attuale e come gli spostamenti reciproci tra traversa e cassa siano compatibili con i vincoli geometrici imposti. Risulta quindi possibile prevedere una sospensione elastica tra la cassa delle apparecchiature e la traversa, che se realizzata con un giusto grado di rigidità, può ridurre in maniera significativa le accelerazioni a cui vengono sottoposti gli organi interni favorendo così una maggiore vita operativa dell'apparecchiatura.

Il lavoro verrà proseguito con l'analisi sperimentale e la successiva validazione del modello quanto il dispositivo sarà operativo su una linea ferroviaria aperta al normale esercizio. A tale proposito è prevista entro fine 2001 l'effettuazione di misure accelerometriche su una cassa traversina installata presso la rete ferroviaria americana CSX.

## Bibliografia

- [1] A. Bracciali, R. Ciuffi and F. Piccioli, "Vibrazioni nelle traverse al passaggio di ruote ferroviarie danneggiate", in *Atti del XXX Convegno AIAS*, Alghero, Italy, 2001