

DEFINIZIONE DI UNA PROVA DI ACCETTAZIONE SEMPLIFICATA ED ANALISI STATISTICA DEL COMPORTAMENTO VIBROACUSTICO DI RUOTE FERROVIARIE SMORZATE

A. Bracciali^{a}, S. Cervello^b, F. Piccioli^a, A. Rossi^a*

^a Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali – Università di Firenze v. Santa Marta 3 – 50139 Firenze

^b Lucchini Sidermeccanica S.p.A. - via G. Paglia 45 – 20065 Lovere (Bg)

Sommario

Nel presente lavoro viene illustrata una procedura di accettazione di ruote ferroviarie trattate, nelle quali la ridotta emissione acustica è ottenuta mediante l'applicazione di uno smorzamento a strato vincolato mediante l'interposizione di un polimero viscoelastico fra il centro ruota ed un pannello di lamiera opportunamente sagomato.

La procedura proposta è basata esclusivamente sull'analisi delle ampiezze di vibrazione in condizioni di risonanza e non fa ricorso a misure acustiche particolarmente sconsigliabili in ambiente di produzione. Le frequenze alle quali condurre l'analisi sono scelte con una analisi della potenza sonora emessa dalla ruota in ambiente semianecoico e, parallelamente, con una analisi delle singole risposte in frequenza acustiche misurate durante la prova di tipo.

La metodologia, messa a punto su un insieme ridotto di ruote, ha mostrato una sufficiente sensibilità e si è pertanto dimostrata potenzialmente in grado di rilevare le eventuali variazioni nelle caratteristiche vibroacustiche derivanti dalla intrinseca ripetibilità dell'applicazione del pannello smorzante.

Abstract

In this paper a procedure for quality acceptance of low-noise railway wheels is presented. The low-noise feature is obtained by applying a constrained layer damping through the use of a viscoelastic polymer and a pre-formed constraining plate.

The proposed procedure is based on the analysis of the vibration amplitude in resonance conditions and does not use any acoustical measurement, whose use is particularly not advised in industrial workshops. Frequencies to be analysed have been chose with both an analysis of the sound power emitted by the wheel in an anechoic chamber and the analysis of each frequency response measured during type tests.

The methodology, tuned on a reduced set of damped wheels, has shown a sufficient sensibility and proved to be potentially able to highlight the changes in the vibroacoustics characteristics of wheels due to the intrinsic repeatability of the application of the damping panel.

Parole chiave: qualità, ruote ferroviarie, smorzamento, rumore

1. INTRODUZIONE

Il problema del rumore è divenuto, negli anni, centrale per il trasporto ferroviario, modalità che si caratterizza, peraltro, per il minimo impatto ambientale.

La sorgente di eccitazione per il rumore di rotolamento, certamente la componente più importante nel caso di trazione elettrica in un intervallo di velocità particolarmente esteso (all'incirca tra i 50 km/h ed

* Corresponding author: Tel.: +39 055 4796292; Fax.: +39 055 4796400; E-mail: andrea.bracciali@unifi.it

i 250 km/h), è derivante dalla rugosità combinata della ruota e della rotaia. Tale rugosità non è semplicemente la somma energetica delle rugosità della ruota e della rotaia considerate separatamente (e non correlate) ma risente del cosiddetto “filtro di contatto” che discende dal fatto che l’area di contatto ha dimensioni finite, riducendo in sostanza l’eccitazione alle frequenze più alte (ovverosia alle lunghezze d’onda più corte).

Come evidenziato anche a livello Comunitario, priorità massima riveste la riduzione della rugosità delle ruote ove essa sia dominante rispetto a quella della rotaia, ovverosia nel caso del trasporto merci con carri dotati di frenatura a ceppi in ghisa. Studi e simulazioni portano a stimare una riduzione del livello equivalente notturno di circa 8÷10 dB nel caso dell’impiego di ceppi in materiale sintetico o di modifica del carro per l’impiego di frenatura a dischi.

Nel caso del materiale rotabile viaggiatori, tale migrazione verso la frenatura a dischi, iniziata negli anni '70 del secolo scorso, può considerarsi ormai conclusa. Anche nei veicoli dotati di motori, quali le elettromotrici o EMU (Electrical Multiple Unit), l’utilizzo della frenatura a dischi è possibile grazie all’uso di dischi freno in cartella. La rugosità delle ruote, quindi, è già stata minimizzata grazie a provvedimenti presi per ridurre altri problemi legati alla frenatura ed al comportamento termomeccanico delle ruote.

In queste circostanze non è facile attribuire alla sola ruota od alla sola rotaia il rumore percepito a lato della linea. Studi generali e modelli validati nel corso degli anni dimostrano che l’importanza reciproca della ruota e della rotaia può variare anche notevolmente di caso in caso. Per quanto di competenza di un produttore di sale montate, Lucchini Sidermeccanica ha iniziato, a metà degli anni '90, una serie di attività che hanno permesso di sviluppare alcune soluzioni sia per il mercato delle ruote frenate a ceppi che per quello delle ruote frenate a dischi. Per quest’ultimo settore, di pertinenza nel presente lavoro, Lucchini Sidermeccanica ha sviluppato un trattamento, denominato *Syope*, consistente nell’applicazione di uno smorzamento a strato vincolato [1].

E’ infatti evidente che la generazione di rumore è derivante dalla vibrazione delle superfici di ruota e rotaia che vengono eccitate dalle elevatissime rigidità di contatto anche per rugosità della rotaia che sono decisamente non visibili ad occhio nudo. Lucchini Sidermeccanica, con il trattamento *Syope*, ha tentato di ridurre le vibrazioni delle ruote, e quindi il rumore emesso, *a parità di condizioni di eccitazione*.

Come mostrato in più occasioni, ad esempio nell’uso su ETR500 [2, 3], convogli della Circumvesuviana [4] o della Ferrovia Merano-Malles [5], tale trattamento si è dimostrato non solo sicuro e durevole in esercizio ma ha evidenziato *performances* acustiche di assoluto rilievo a fronte di un costo pressoché trascurabile nel ciclo di vita del rotabile e senza alcun onere manutentivo aggiuntivo. Inoltre, esso può essere applicato a qualunque ruota montata su una sala con frenatura a dischi in quanto è stato certificato che il trattamento non ha alcuna influenza strutturale.

Naturalmente, superata la fase di prototipazione, il trattamento è divenuto un prodotto di serie; esso è stato applicato, ad esempio, sui Pendolini per la Repubblica Ceca ed equipaggerà il Nuovo Pendolino delle società Cisalpino e Trenitalia nonché, come *retrofit*, tutto il parco circolante della Circumvesuviana.

L’applicazione del trattamento al centro ruota avviene per rullatura di un disco in acciaio che viene preventivamente ricoperto del polimero smorzante biadesivo e preformato. Naturalmente i risultati di questo processo di produzione variano, come quelli di qualsiasi altro processo, in modo statistico. Risultava quindi fondamentale garantire le caratteristiche di applicazione (uniformità di adesione del pannello) e le corrispondenti caratteristiche acustiche (riduzione del rumore) definendo una procedura di accettazione che rispondesse a criteri di semplicità, robustezza e significatività.

Il presente articolo mostra pertanto i risultati ottenuti mediante la definizione, la messa a punto e l'applicazione di una procedura di accettazione del prodotto "ruota *Syope*" da utilizzare in ambiente produttivo (e non in laboratorio).

2. CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

Durante la definizione della fornitura di una sala montata vengono, usualmente, definiti anche le prove meccaniche ed i criteri di accettazione. Naturalmente alcuni test vengono effettuati a campione (ad esempio analisi chimica della composizione della colata) o su un numero di campioni particolarmente ridotto nel caso di analisi complesse, lunghe o costose (ad esempio, le prove di fatica full-scale).

Nel campo vibroacustico, stante anche una perdurante assenza di normative specifiche, non sono state ancora definite procedure univoche di valutazione e di accettazione delle ruote trattate acusticamente o meno.

Ad esempio, Lucchini Sidermeccanica si è dotata, negli scorsi anni, di una camera semianecoica rispondente alla normativa ISO 3744 che, peraltro, non è richiesta da alcuna procedura di progettazione, costruzione ed esercizio di ruote ferroviarie. Lucchini, quindi, è forse l'unico produttore in grado di compiere una serie di valutazioni sulla "validità" acustica di un progetto di ruota in via sperimentale. Nel caso di forniture "pregiate", Lucchini valuta con una procedura interna la potenza sonora normalizzata emessa dalla ruota durante una prova di impatto con martello strumentato; tale potenza sonora consente di valutare i modi di vibrare maggiormente responsabili del rumore emesso in laboratorio.

E' importante sottolineare che il rotolamento introduce una ulteriore e spesso prevalente fonte di smorzamento, la cui entità non è nota al produttore di ruote; nondimeno, mediante tale prova, è possibile sincerarsi che le misure prese sulla ruota garantiscano uno smorzamento sufficiente e, sperabilmente, decisamente superiore al *rolling damping*.

D'altronde questa prova, da effettuarsi su un unico esemplare e quindi costituente una *prova di tipo*, per lunghezza, difficoltà e necessità di un ambiente particolare non è pensabile in produzione e quindi non si presta a descrivere la variabilità dei comportamenti ottenuti durante la normale produzione delle ruote smorzate con il trattamento *Syope*. Ecco che nasce l'esigenza di misurare le reali performance di una ruota dopo l'applicazione del trattamento insonorizzante mediante una *prova di accettazione* alla quale sottoporre o l'intero lotto o un numero di ruote sufficiente definito da un opportuno piano di campionamento.

Tale prova di accettazione deve rispondere ai requisiti tipici delle prove in ambiente produttivo: deve quindi essere relativamente insensibile ai fattori esterni, deve essere significativa per gli scopi richiesti, deve essere semplice da usare anche da parte di personale non particolarmente addestrato, deve fornire risultati semplici ed univoci.

Queste richieste hanno di fatto portato a scartare le prove che naturalmente avrebbero avuto la massima rilevanza, ossia quelle strettamente acustiche. Non è infatti pensabile avere in produzione un ambiente silenzioso, anecoico e sufficientemente pulito per l'uso prolungato di microfoni di misura. Si è quindi dovuti ricorrere a misure indirette del comportamento acustico ottenute mediante misure del comportamento vibrazionale, naturalmente garantendo la significatività dei risultati ottenuti.

3. DESCRIZIONE DELLE MISURE NECESSARIE ALL'APPLICAZIONE DELLA PROCEDURA

La misura ottimale, in quanto soddisfacente ai criteri descritti nel paragrafo precedente, è *una sola misura* di funzione di trasferimento accelerazione / forza. Questo tipo di misura vede coinvolti trasduttori sufficientemente robusti per l'uso aziendale, è relativamente insensibile, fatte salve alcune semplici precauzioni sui vincoli da dare alla ruota, alle condizioni dell'ambiente produttivo ed è

sufficientemente semplice per essere adottata con continuità su un numero notevole di ruote. Resta, evidentemente, da provarne la significatività da un punto di vista di sostituzione di analoghe prove acustiche.

La messa a punto della procedura individuata ha richiesto numerose prove preliminari che sono qui descritte con riferimento ad una ruota $d=890$ mm con cartella simmetrica (diritta); le conclusioni cui si giunge sono generali anche se i risultati ottenuti sono chiaramente rilevanti solo per questa ruota.

La ruota, illustrata in Figura 1, è supportata elasticamente ad asse verticale al fine di costituire un insieme cosiddetto *free-free*, ossia libero di vibrare e virtualmente “sospeso” in aria. Si è riscontrato come la più alta frequenza della ruota rigida sul supporto sia inferiore a circa 50 Hz, quindi ben al di sotto del campo di rumore emesso dalla ruota.

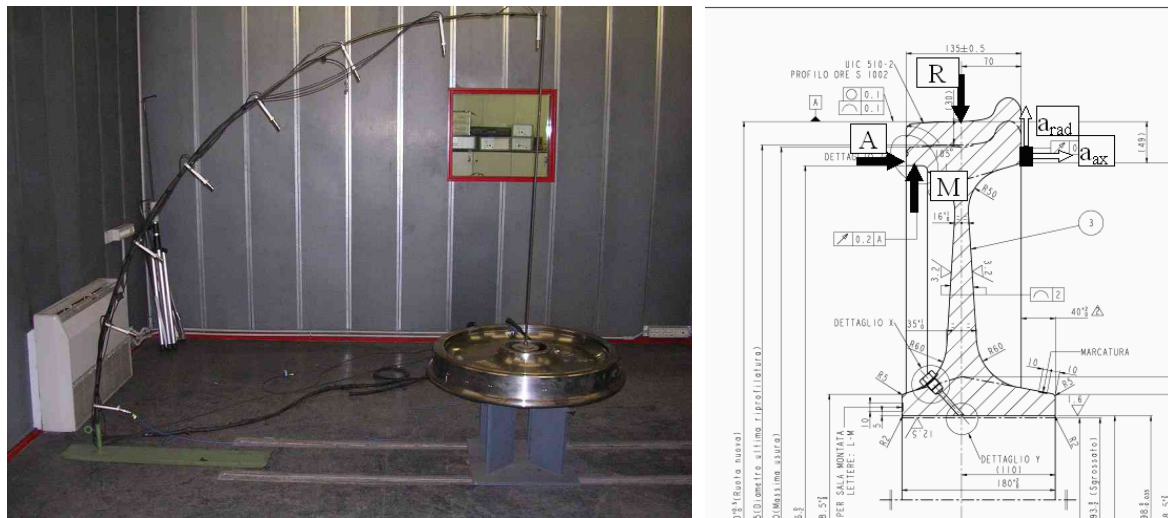


Figura 1: Setup di misura della potenza sonora in camera semianecoica (a sinistra). Insieme dei punti di misura di eccitazione e risposta (a destra)

La ruota è stata eccitata con martello strumentato variando la posizione angolare relativa fra un arco di 7 microfoni di misura, equamente distribuiti su 90° di arco e numerati a partire da quello sull'asse della ruota, e la sezione di eccitazione. Si sono considerati angoli di sfasamento fra martello ed arco di 0°, 30°, 45°, 60°, 90°, 150°. Questa scelta è stata determinata dall'analisi di un set preliminare di misure per verificare le condizioni di eccitabilità e di risposta acustica della ruota, incluse le eventuali condizioni di simmetria / antisimmetria del campo acustico e della risposta vibrazionale della ruota.

Sempre con riferimento alla Figura 1, sono state considerate diverse posizioni di eccitazione, cioè radiale a centro tavola di rotolamento (R), assiale al di sotto della gola di massima usura (A) e nell'area utilizzata per il trascinamento da parte dei cani del mandrino del tornio per la lavorazione (M). Per quanto riguarda la risposta sono state considerate le pressioni sonore, misurate nei punti anzidetti, e le accelerazioni misurate in direzione radiale a_{rad} ed in direzione assiale a_{ax} , dato che la direzione circonferenziale non viene eccitata e, comunque, in letteratura viene considerata poco importante ai fini del rumore emesso.

Per motivi legati alla disponibilità di numero di canali (otto), le prove sono state effettuate con in due tempi:

- a) eccitazione con martello strumentato e risposta con 7 microfoni di misura e preselezione dei microfoni maggiormente significativi;
- b) successivamente, eccitazione con martello strumentato e risposta con accelerometro triassiale + 4 microfoni definiti al punto precedente.

Ovviamente nel caso di disponibilità di un più elevato numero di trasduttori e di canali è possibile effettuare le misure contemporaneamente; in tal caso sarebbero necessari 20 canali (1 per il martello, 7 per i microfoni, 12 per gli accelerometri assiali/radiali). L'insieme delle funzioni di risposta in frequenza (FRF) ottenuto è comunque significativo in quanto normalizzato all'ingresso che viene misurato.

4. DESCRIZIONE ED APPLICAZIONE DELLA PROCEDURA

La procedura di misura è stata formalizzata in un documento consegnato a Lucchini Sidermeccanica comprendente una breve descrizione operativa. Qui si preferisce, anziché riportare il protocollo di misura in maniera sintetica, definirne i passi e fornire al contempo i risultati ottenuti sul caso pratico che è servito a mettere a punto la procedura.

4.1. Determinazione della direzione di eccitazione

Sebbene a livello di prova di tipo sia pensabile utilizzare *tutte* le direzioni di eccitazione citate al paragrafo precedente, ed anche altre ad angoli diversi su elementi caratteristici della ruota (smussi, spallamenti, etc.), è chiaro che la procedura di accettazione potrà essere effettuata solo con una eccitazione impulsiva monoassiale.

Nel caso qui illustrato, la sezione della ruota, con vela dritta, ha fatto sì che le direzioni maggiormente significative risultassero quella assiale (A) e quella nella zona del mandrino (M). In particolare, la direzione assiale è stata scelta all'interno della gola di massima usura in quanto questa zona è comunque disponibile anche a fine vita della ruota, consentendo un eventuale controllo a posteriori dell'efficacia del trattamento insonorizzante.

La geometria della zona del cerchione fa sì, chiaramente, che sia l'eccitazione (A) che l'eccitazione (M) riescano ad eccitare i modi flessio-torsionali del cerchione, mentre l'eccitazione (A) riesca ad eccitare maggiormente i modi globali flessionali del complesso cerchione / centro ruota / mozzo.

A seguito di queste considerazioni si è deciso di utilizzare l'eccitazione (A) come unica eccitazione con la quale condurre le successive analisi. Ovviamente quanto detto deve essere rivisto di caso in caso, sulla base della geometria e delle particolarità della risposta vibroacustica della ruota soggetta alla procedura.

4.2. Raccolta di un sufficiente numero di FRF vibroacustiche

Sebbene, come già accennato, sia possibile acquisire tutto il set di misura contemporaneamente, da un punto di vista logico (oltretutto per le citate limitazioni nella strumentazione) è preferibile analizzare preliminarmente le risposte microfoniche.

La scelta del set di misure è dettata da considerazioni di praticità nell'elaborazione e di significatività (diversità) delle misure. Anzitutto (Figura 2), è necessario osservare come le FRF microfoniche siano in generale affette da un notevole rumore di fondo rispetto alle corrispondenti FRF accelerometriche. Questo è dovuto sia alla scarsa emissività della ruota in alcune direzioni sia alla posizione della camera semianecoica che, pur se adeguatamente insonorizzata, è posta vicina a reparti produttivi. Ciò implica che cercare un livello di dettaglio di molto superiore ai 7 microfoni equispaziati di 90° (passo angolare di 15°) può risultare illusorio.

Per quanto riguarda il numero di posizioni di eccitazione sulla circonferenza della ruota da utilizzare per una completa caratterizzazione dell'emissione sonora, si può nel caso in oggetto far ricorso alle condizioni di simmetria della ruota. In alcune analisi preliminari si sono ad esempio utilizzate ad esempio due posizioni geometricamente simmetriche (una a 90° e l'altra a 270° rispetto all'arco dei microfoni); verificata l'effettiva simmetria della risposta, tale duplicazione è stata successivamente rimossa introducendo altri punti non precedentemente considerati.

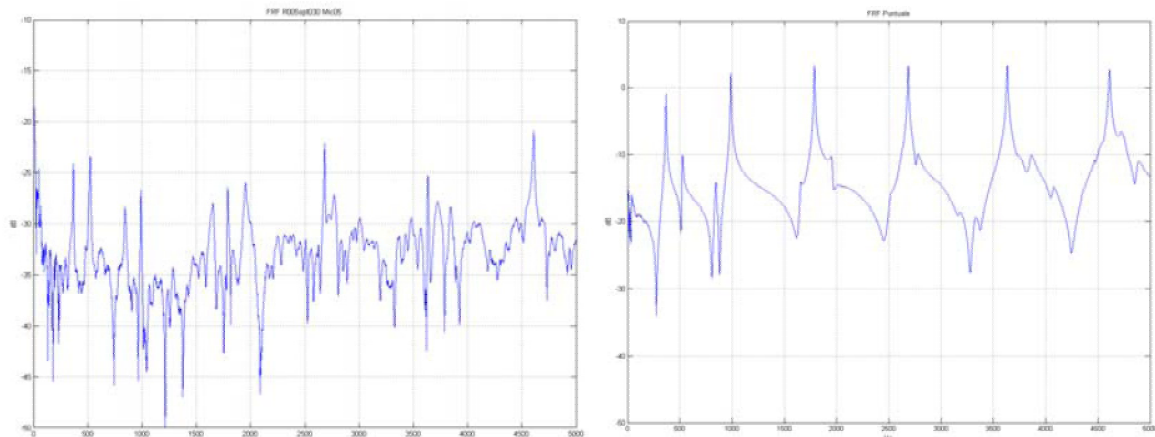


Figura 2: A sinistra: FRF microfono/martello per eccitazione assiale ed angolo relativo pari a 0°. Microfono n° 5, posto a 60° rispetto alla verticale. A destra: FRF puntuale assiale.

4.3. Individuazione delle frequenze di maggior interesse e della risposta ottima

La risposta vibrazionale della ruota è dominata, chiaramente, dal comportamento modale della stessa. La risposta acustica, pur essendo da essa derivante, risente dell'accoppiamento fluido-struttura e dalla conseguente combinazione dei campi di pressione sonora derivanti dalle diverse porzioni di ruota che vibrano. A titolo di esempio, nella ruota in oggetto il microfono posto sull'asse della ruota (microfono 1) ha mostrato sempre livelli decisamente più bassi rispetto agli altri e, sulla base delle considerazioni suddette, è stato scartato in quanto affetto da notevoli problemi di rapporto segnale/rumore.

Ovviamente le frequenze di interesse sono tutte quelle che, in qualche modo, possono contribuire a determinare eventuali non conformità nell'applicazione del trattamento insonorizzante. Come si può chiaramente intuire dalla Figura 2, il numero di modi estraibili dalle FRF vibrazionali è molto elevato (superiore a 25) ma alcuni di essi, oltre ad essere poco significativi come contributo alla risposta acustica globale, hanno livelli decisamente critici per la loro individuazione durante un controllo di accettazione e rischiano di essere relativi a condizioni locali poco rappresentative del comportamento in esercizio della ruota.

Si è fatto pertanto ricorso, per l'individuazione delle frequenze di maggior interesse, ad un approccio combinato basato sulle sole FRF microfoniche ed articolato nei seguenti due passi:

- a) utilizzo della potenza sonora normalizzata totale (data dalla somma delle $|FRF|^2$ moltiplicate per le aree rispettive), individuando le frequenze corrispondenti ai picchi nella funzione potenza sonora che contribuiscono al raggiungimento di una quota parte prevalente (90%÷95%) della potenza normalizzata rispetto ad un ingresso unitario;
- b) utilizzo viceversa dell'insieme delle singole FRF microfoniche come segue:
 1. individuazione dei picchi delle risposte in frequenza che corrispondono alle frequenze proprie e le relative ampiezze in condizioni di risonanza. In caso di risposte molto smorzate (praticamente sempre), è consigliabile ai fini dell'individuazione dei modi prevalenti utilizzare un criterio energetico comprendente solo i picchi che contribuiscono al raggiungimento di una quota parte prevalente (90%÷95%) dell'energia della risposta acustica in caso di eccitazione a spettro piatto;
 2. compilazione di una matrice contenente le ampiezze di tutti i modi evidenziate per ciascuna funzione di risposta in frequenza;
 3. riduzione della matrice trovata scartando i valori che sono presenti solo *in alcune* FRF e conservando viceversa le frequenze che compaiono *in tutte* le FRF. Al termine della riduzione risulta individuato l'insieme delle frequenze da considerare.

L'insieme delle frequenze sulle quali applicare la parte rimanente della procedura è ottenuta come unione degli insiemi di frequenze determinati ai punti a) e b3). Nel caso in cui le frequenze ottenute al punto b3) non siano completamente contenute nelle frequenze al punto a), reintegrare la matrice ridotta di cui al punto b3) reinserendo le corrispondenti frequenze.

Il vantaggio della combinazione dei metodi a) e b) è che con il primo si prende in considerazione la risposta globale, garantendo quindi la massima significatività fisica, mentre con il secondo si possono osservare i comportamenti alle singole frequenze. E' infatti possibile, ad esempio, che vengano persi picchi con buona ampiezza nelle singole risposte ma che si cancellano poi per motivi di fase nella potenza sonora globale.

A titolo di esempio viene mostrata in Figura 3 la potenza sonora normalizzata per la ruota considerata quale esempio di applicazione ed un esempio di individuazione dei picchi su una FRF microfonica. La tabella illustrata in Figura 4 mostra parte della matrice compilata con i risultati dell'estrazione automatica dei picchi rispondenti al criterio del 95% di energia per l'intero insieme di risposte in frequenza microfoniche. E' evidente come alcune frequenze abbiano maggiore rappresentatività sia in termini di numerosità che in termini di ampiezza relativa dei picchi alle varie frequenze, il che implica che la risposta non è dominata da alcun modo ma che, viceversa, tutti i modi sono pressoché ugualmente rappresentati nella risposta.

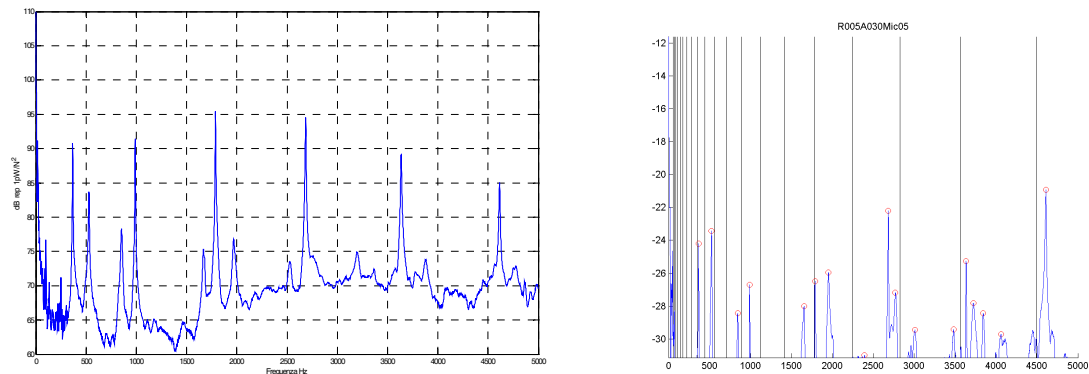


Figura 3: A sinistra: potenza sonora normalizzata emessa per eccitazione assiale. A destra: esempio di individuazione automatica dei picchi su una FRF microfonica (eccitazione assiale a 30°, microfono 5 a 60° sulla verticale) utilizzando il criterio del 95% di energia.

Frequenze Modali [Hz]	365	508	875	988	1658	1787	1956	2514	2591	2659	2684	2734	2949	3175	3271	3296	3366	3631	3729	3774	3875	3876	3953	4242	4493	4611	4691	4724	STD	IF Vuoti	
Ampiezze [dB]																															
R005A000Accx						0.0					3.6							3.9								4.9	0.2	2.3	23		
R005A000Accy					-0.9	1.4					2.0						-5.5	3.9			-4.4					1.8	-4.8	3.0	10		
R005A000Accz						0.8					3.2							3.3								2.3	1.1	24			
R005A000Mic-02	-22.3										-16.9							-16.7								-22.8	3.3	24			
R005A000Mic-03	-25.0	-20.4	-20.3	-20.0	-31.0	-30.4	-29.1	-29.1			-23.1	-30.9	-30.5	-31.0	-20.9	-20.9	-22.0		-29.3	-29.1	-29.1	-30.0				-21.0		3.0	0		
R005A000Mic-04	-30.1	-22.9	-26.5	-22.8	-27.1	-23.6	-26.1	-26.5	-27.8		-21.0	-30.0	-29.0	-29.5		-29.6	-20.7	-28.2		-30.9	-30.9					-27.4	-30.1	3.3	8		
R005A000Mic-05	-24.4	-24.2	-20.2	-25.2	-29.5	-23.7	-25.4	-29.9	-26.6		-20.3	-30.0	-29.8	-29.8		-29.7	-23.9	-27.9				-30.1				-20.9	-30.2	3.3	9		
R005A030Accx			-0.2		2.2						4.8							3.2			0.8	0.8				5.0	4.2	2.1	20		
R005A030Accy											5.3							2.6								2.6	0.6	1.9	24		
R005A030Accz	-0.9			2.2		3.4					3.3							3.3								2.8		1.7	22		
R005A030Mic-02	-23.0	-27.6		-24.1	-27.0	-27.5	-25.4	-27.3			-16.0					-27.6	-27.6	-16.6							-27.2	-23.7	-27.4	-27.4	3.7	13	
R005A030Mic-03	-24.9	-25.6	-28.3	-25.2		-27.8	-28.9	-28.9			-20.7			-28.0	-28.0	-28.4	-28.4	-20.6		-28.2		-28.4		-29.0		-21.0	-28.2	3.0	10		
R005A030Mic-04	-28.1	-23.1	-26.8	-25.8	-26.3	-25.5	-25.3	-28.0	-28.0		-22.2		-30.6	-28.6	-28.6		-28.0	-20.1		-28.6								2.7	12		
R005A030Mic-05	-21.2	-23.4	-28.4	-26.7	-28.0	-26.5	-26.0	-31.0			-22.2	-27.2	-29.4				-29.4	-25.3	-27.8		-28.4	-28.4	-29.7	-29.7		-20.9		2.7	9		
R005A045Accx			-1.1		3.7	0.5					2.2							2.6			-1.5	-1.5				5.8	1.6	2.5	19		
R005A045Accy				-1.5	5.1	0.2					-0.8							0.0			-3.2	-3.2				3.6	-0.4	2.8	19		
R005A045Accz	-1.4	-10.1		0.9		1.1					-1.8							-5.6								-4.7		4.1	21		
R005A045Mic-02	-23.4		-24.2	-20.7	-25.4	-25.0					-17.1							-10.5									-23.2		3.9	20	
R005A045Mic-03	-25.2	-25.7	-28.5	-24.7		-26.9	-28.3	-28.3			-19.9	-28.5	-29.7	-30.1				-20.7	-27.3						-27.6	-21.0	-29.3	3.3	12		
R005A045Mic-04	-27.8	-23.3	-27.6	-26.2	-26.4	-23.9	-26.1	-26.4	-28.2		-23.2		-29.5					-29.4	-20.5	-28.1		-29.9		-29.6		-25.5	-30.8		2.8	10	
R005A045Mic-05	-24.0	-24.0	-27.7	-25.0	-20.0	-27.4	-20.2	-30.2			-23.3	-27.0						-26.5		-29.4		-29.0	-29.0				-30.1	2.5	12		
R005A060Accx						-1.7	-0.7				0.4							1.9								-4.0	0.4	0.9	1.8	21	
R005A060Accy						1.4	-3.9				3.5							3.7								-0.7		-0.4	2.6	21	
R005A060Accz						0.2					2.7							0.3									2.2		1.2	24	
R005A060Mic-02	-23.5		-24.7	-26.9	-26.7	-25.1					-17.7							-27.3	-16.7		-27.0					-27.0	-27.4		3.8	17	
R005A060Mic-03	-25.0	-25.4	-28.5	-25.5		-25.2	-28.4	-28.4			-20.2		-29.0					-21.4							-29.1	-27.5	-20.2	-28.0	3.2	14	
R005A060Mic-04	-22.7	-23.4	-27.6	-28.3	-26.0	-27.5	-26.3	-28.5	-28.5		-25.7		-20.0					-28.0	-20.5		-30.4	-30.1				-25.6	-20.1	-30.0	2.5	10	
R005A060Mic-05	-23.8	-23.9	-27.7	-25.9	-28.0	-27.1	-25.1				-24.2	-27.5						-29.5	-27.8	-27.8	-28.0	-29.7		-30.4	-30.0	-21.8	-29.8	2.5	10		
R005A070Accx						-0.3					1.3							5.2			0.9	0.9					2.0	2.1	1.8	20	
R005A070Accy							2.5				7.5																		3.5	26	
R005A070Accz											0.5																		1.5	23	
R005A070Mic-02	-22.4			-26.8	-26.7	-27.2	-25.1	-27.9			-18.4							-17.0								-27.7	-23.9	-27.8	3.8	17	
R005A070Mic-03	-24.8	-25.4	-28.4	-25.6	-30.6	-28.1	-29.4	-29.4	-28.8		-22.3		-28.6					-28.5	-28.5	-22.1		-20.2	-20.1	-20.1	-30.3	-30.1	-28.3	-20.1	-28.4	2.8	5
R005A070Mic-04	-28.0	-23.0	-28.9	-24.7	-26.8	-25.8	-26.6	-27.2	-27.0		-23.2		-28.3	-28.3				-28.8	-27.4	-20.8	-28.8						-25.0	-28.1	2.5	10	
R005A070Mic-05	-24.6	-24.0	-29.4	-24.5	-29.3	-24.7	-25.0	-29.5	-29.2		-25.2	-27.8	-29.1		-30.8			-30.4	-27.8	-28.8	-29.4	-30.3			-30.4	-23.2	-29.0	2.5	7		
R005A270Accx						-0.2					-2.3	-3.3						3.2			-0.7	-0.7				-3.1	-0.1	1.6	2.0	18	
R005A270Accy							1.9				4.5							4.1										0.6	-2.6	2.8	21
R005A270Accz											6.0							3.4			-1.3	-1.3					6.4		-2.6	4.4	22

Figura 4: Matrice delle ampiezze per ciascuna frequenza di risonanza nell'insieme delle FRF microfoniche. Nelle colonne a destra sono riportati la deviazione standard (dei dati in dB) ed il numero di frequenze mancanti ("vuoti")

La matrice viene quindi ridotta, utilizzando criteri di numerosità delle frequenze ed uniformità delle ampiezze, conducendo alla versione finale mostrata in Figura 5.

Frequenze Modali [Hz]	365	508	988	1787	2684	3631	4611	STD	H° Vuoti	Media
Ampiezze [dB]										
R005A000Accx				0.0	3.6	3.9	4.9	2.2	3	3.1
R005A000Accy			-0.9	1.4	2.0	3.9	1.9	1.8	2	1.8
R005A000Accz				0.8	3.2	3.3	2.3	1.1	3	2.4
R005A000Mic02	-22.3				-16.9	-16.7	-22.0	3.3	3	-19.7
R005A000Mic03	-20.8	-25.7	-17.0	-21.2	-23.1	-22.0	-21.0	2.6	0	-21.6
R005A000Mic04	-30.1	-22.9	-22.8	-23.6	-21.0	-20.7	-27.4	3.4	0	-24.1
R005A000Mic05	-24.4	-24.2	-25.2	-23.7	-20.3	-23.9	-20.9	1.9	0	-23.2
R005A030Accx			-0.2	2.2	4.9	3.3	5.6	2.3	2	3.2
R005A030Accy					5.3	2.8	2.6	1.5	4	3.6
R005A030Accz	-11.9		2.2	3.4	3.3	3.3	2.8	1.7	1	2.4
R005A030Mic02	-23.0	-27.6	-24.1	-27.5	-16.9	-16.6	-23.7	4.5	0	-22.8
R005A030Mic03	-24.9	-25.6	-25.2	-27.0	-20.7	-20.6	-21.0	2.9	0	-23.7
R005A030Mic04	-28.1	-23.1	-25.8	-25.5	-22.2	-20.1	-24.4	2.6	0	-24.2
R005A030Mic05	-24.2	-23.4	-26.7	-26.5	-22.2	-25.3	-20.9	2.2	0	-24.2
R005A045Accx			-1.1	3.7	2.2	2.6	5.8	2.5	2	2.6
R005A045Accy			-1.5	5.1	-0.6	0.0	3.0	2.9	2	1.4
R005A045Accz	-1.4	-10.1	0.9	1.1	-1.8	-5.6	-6.2	4.1	0	-3.3
R005A045Mic02	-23.4		-24.2	-25.4	-17.1	-16.5	-23.2	3.8	1	-21.7
R005A045Mic03	-26.2	-25.7	-17.8	-21.0	-19.9	-20.7	-21.0	2.8	0	-21.6
R005A045Mic04	-27.0	-23.3	-26.2	-23.9	-23.2	-20.5	-25.5	2.3	0	-24.3
R005A045Mic05	-24.0	-24.0	-25.6	-27.4	-23.3	-28.2	-22.8	2.1	0	-25.0
R005A060Accx			-1.7	-0.4	1.9	0.4	1.5	3	0	0.0
R005A060Accy			-0.8	1.4	3.5	3.2	-0.7	2.1	2	1.3
R005A060Accz			0.2	2.7	3.3	2.2	1.3	3	2.1	
R005A060Mic02	-23.5		-24.7	-26.7	-17.7	-16.7	-22.4	3.9	1	-22.0
R005A060Mic03	-25.0	-25.4	-25.5	-25.2	-20.2	-21.4	-20.2	2.5	0	-23.3
R005A060Mic04	-27.2	-23.4	-28.3	-27.5	-25.7	-20.5	-25.6	2.7	0	-25.4
R005A060Mic05	-23.0	-23.9	-25.9	-27.1	-24.2	-27.0	-21.0	2.1	0	-24.9
R005A090Accx			-0.3	-0.8	1.3	5.2	2.0	2.4	2	1.5
R005A090Accy				2.5	7.5			3.5	5	5.0
R005A090Accz			2.1	0.6	0.5	3.3	-0.5	1.5	2	1.2
R005A090Mic02	-22.4		-26.0	-27.2	-10.4	-17.0	-23.9	4.2	1	-22.6
R005A090Mic03	-24.8	-25.4	-25.6	-28.1	-22.3	-22.1	-20.1	2.7	0	-24.0
R005A090Mic04	-28.0	-23.0	-24.7	-25.6	-23.2	-20.8	-25.0	2.3	0	-24.3
R005A090Mic05	-24.6	-24.0	-24.5	-24.7	-25.2	-27.8	-23.2	1.5	0	-24.9
R005A270Accx			-0.2	-0.4	-2.3	3.2	-0.1	2.0	2	0.0
R005A270Accy				1.9	4.5	4.1	0.5	1.8	3	2.8
R005A270Accz			2.4	0.9	0.3	2.4	0.4	4.4	3	4.3

Figura 5: Matrice ridotta delle ampiezze per ciascuna frequenza di risonanza nell'insieme delle FRF microfoniche. Nelle colonne a destra sono riportati la deviazione standard (dei dati in dB) ed il numero di frequenze mancanti ("vuoti")

La FRF microfonica che contiene tutte le frequenze identificate come importanti, che ha il massimo valor medio e la minima dispersione dei valori di ampiezza viene definita come "ottimale" e rappresenta la funzione di trasferimento forza-pressione sonora che viene individuata come quella maggiormente rappresentativa del comportamento vibroacustico della ruota. Nel caso in oggetto la funzione ottima è quella mostrata in Figura 3, nella quale si evidenzia la presenza di praticamente tutti i picchi in un range di ampiezza particolarmente ristretto.

Sebbene questo risultato non venga direttamente implementato nel protocollo di accettazione, esso è risultato fondamentale per la scelta delle frequenze di interesse e può tornare di aiuto nel caso in cui si voglia, con una sola misura microfonica, controllare *globalmente* l'efficacia del trattamento. Naturalmente, ciò richiede un ambiente particolare, non compatibile con i normali reparti produttivi, e quindi è stato preferito il criterio basato esclusivamente sull'accelerazione mostrato al paragrafo seguente. Nondimeno, la posizione nella quale piazzare l'accelerometro nelle prove vibrazionali è proprio quella corrispondente all'eccitazione "ottima". Utilizzando infatti la FRF puntuale ed i relativi trasferimenti, è possibile determinare il contributo dell'ingresso in qualsiasi punto alla risposta "ottima".

Quale conferma della validità dell'approccio seguito, l'applicazione del criterio della potenza sonora normalizzata ha portato alla determinazione di 5 frequenze importanti, mentre l'estensione all'analisi dell'insieme delle FRF ha portato alla reintroduzione di altre due frequenze importanti (a 508 Hz e 4611 Hz rispettivamente) che non erano evidenti nella potenza sonora normalizzata.

4.4. Determinazione della prove vibrazionale equivalente

Posizionato il microfono nel punto descritto al paragrafo precedente, è possibile raccogliere le FRF vibrazionali impartendo le eccitazioni sui punti utilizzati per la caratterizzazione vibroacustica, ottenendo un insieme di ampiezze in condizioni di risonanza alle frequenze individuate al paragrafo

precedente. Nel caso in oggetto le FRF misurate sperimentalmente hanno l'andamento mostrato in Figura 6, nella quale vengono confrontate due ruote non smorzate, cinque ruote smorzate ed una con l'applicazione del pannello da un solo lato.

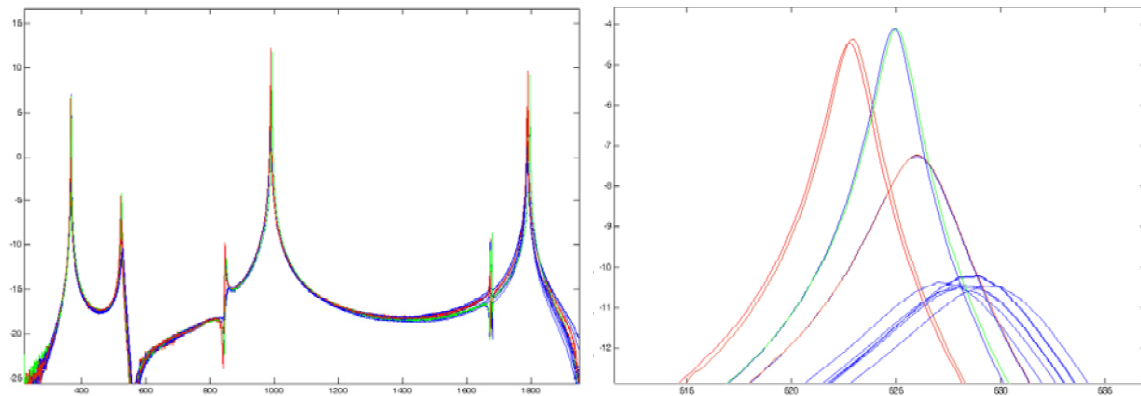


Figura 6: FRF vibrazionali per la ruota in studio (a sinistra) ed ingrandimento del picco a 525 Hz (a destra). Le varie famiglie di curve sono relative a due ruote nuove di diversi lotti di produzione (curve di massima ampiezza), ad una ruota con un solo pannello (ampiezza intermedia) ed a 5 ruote con trattamento completo (ampiezza inferiore). Alcune curve sono doppie in quanto le prove sono state ripetute per verificare la ripetibilità della misura.

Con le ampiezze in condizioni di risonanza è possibile tracciare dei grafici del tipo di quelli riportati in Figura 7. Si nota come i valori ottenuti sono particolarmente ripetibili per la puntuale (angolo con i microfoni 30°), con l'eccezione di una ruota non trattata che aveva alcune particolarità geometriche che hanno influenzato i risultati ad alta frequenza.

Per quanto riguarda i risultati per un angolo martello/accelerometro di 15° si hanno grandi dispersioni a 2684 Hz (Figura 8), mentre per un angolo di 30° le dispersioni sono a 988 Hz (Figura 9). Queste dispersioni sono facilmente giustificabili dalle deformate modali delle ruote alle frequenze corrispondenti che suggeriscono, per eventuali prove future, di non posizionare gli accelerometri in posizioni che siano frazioni intere della circonferenza.

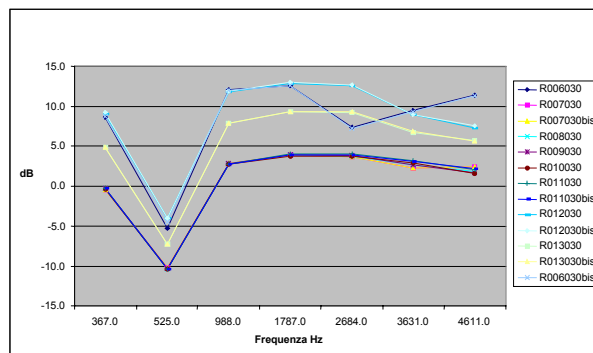


Figura 7: ampiezza dei picchi nelle FRF puntuali per ruote non trattate, con un singolo pannello, con due pannelli (in ordine decrescente di ampiezza).

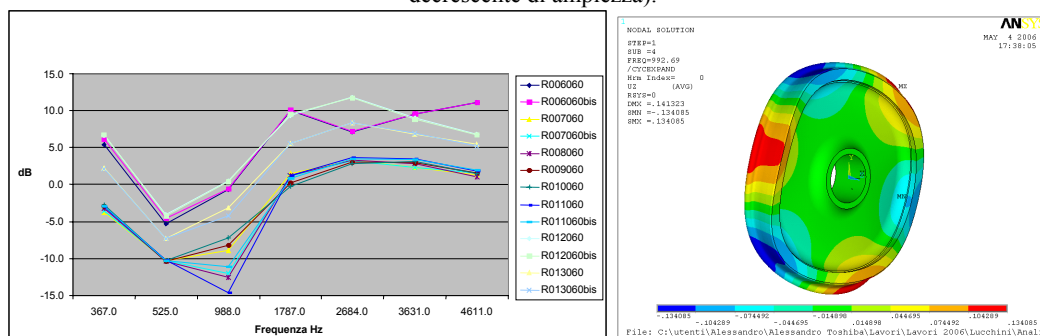


Figura 8: ampiezza dei picchi nelle FRF con un angolo martello/accelerometro di 30° (a sinistra). Modo proprio non smorzato a 992 Hz calcolato con FEM (a destra).

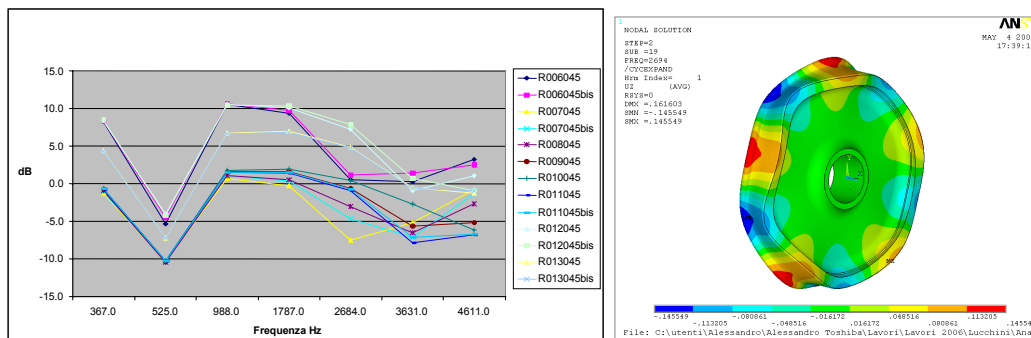


Figura 9: ampiezza dei picchi nelle FRF con un angolo martello/accelerometro di 15° (a sinistra). Modo proprio non smorzato a 2694 Hz calcolato con FEM (a destra).

5. CONCLUSIONI ED ULTERIORI SVILUPPI

E' stata messa a punto una metodologia per l'effettuazione di prove vibrazionali volte all'accettazione di ruote trattate acusticamente. Si è dimostrato che, facendo opportuno ricorso a prove di tipo in camera semianecoica, non è strettamente necessario effettuare prove acustiche ma che una semplice prova vibrazionale può fornire le informazioni sufficienti a garantire la qualità di applicazione del trattamento insonorizzante.

Non è al momento possibile definire completamente i criteri di accettabilità, che dovranno essere valutati sulla base di quanto segue:

- 1) le ampiezze in condizioni di risonanza dovrebbero variare poco da ruota a ruota, almeno nelle frequenze selezionate in via definitiva;
- 2) può essere interessante effettuare verifiche su alcune frequenze proprie presenti nella ruota non smorzata che vengono completamente abbattute dallo smorzamento, in quanto queste frequenze, che non compaiono nell'analisi della ruota smorzata, potrebbero essere particolarmente indicative della qualità dell'applicazione del trattamento;
- 3) è probabilmente il caso di definire una funzione di pesatura che, oltre alle differenze rispetto alla funzione media, tenga anche conto dei valori medi (in maniera eventualmente inversamente proporzionale);
- 4) sia i valori medi che i livelli di accettabilità saranno definiti in maniera dinamica, verranno cioè aggiornati sulla base dei valori storici ottenuti.

BIBLOGRAFIA

- [1] Cervello, S., "Syope promises quieter running", Railway Gazette International, September 2002, 571-575.
- [2] Bracciali, A., Bianchi, M., "Lucchini CRS *Syope*[®] damped wheels noise qualification", 13th International Wheelset Congress, Roma, Italy, 17-21.9.2001 (on CD).
- [3] Bracciali, A., "Damped Wheels as an Efficient Measure to Reduce Railway Noise", Euronoise 2003, Napoli (on CD). Reprinted on Acta Acustica (Stuttgart), v 89, n SUPP., May/June, 2003, p S75.
- [4] Borrelli, A., Cervello, S., "*Syope*. La nuova ruote a ridotta emissione acustica sviluppata e prodotta da Lucchini Sidermeccanica", Ingegneria Ferroviaria, 5/2003, 463-473.
- [5] Bracciali, A., "Qualificazione acustica dei treni della Val Venosta", Atti del Convegno CIFI "La ricostruzione della ferrovia Merano-Malles", Firenze 24.1.2006 (su CD), www.cifi.it.
- [6] Cervello, S. and Bracciali, A., "Development of a Vibro-Acoustical Methodology for the Design of Low Noise Railway Wheels", Proceedings of the World Congress on Railway Research, WCRR '97, vol. E, 157-163, Firenze, Italy, 1997.