

Sviluppo di un'attrezzatura per la misura del rumore laterale emesso da una rotaia UIC 60

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

SOMMARIO – Nel presente lavoro viene illustrato lo sviluppo, la calibrazione e l'applicazione di un dispositivo portatile per la misura del rumore laterale emesso da una rotaia UIC 60. Esso è costituito da tre condotti convergenti, paralleli fra loro, che terminano in tre condotti a sezione quadrata con una terminazione anecoica. In questi condotti sono inseriti tre microfoni che consentono di misurare separatamente il contenuto energetico del rumore emesso dal piede, dall'anima e dalla testa della rotaia. Sono descritti lo sviluppo ed i risultati delle prime applicazioni del dispositivo, con riferimento al passaggio di ruote difettate e non, evidenziandone le possibili applicazioni pratiche.

1. Introduzione

Il rumore è il principale problema dell'inquinamento ambientale da parte delle ferrovie. La difesa dei cittadini dal rischio rumore comporta l'utilizzazione di tecniche di riduzione ancora non del tutto identificate e comunque dal costo non indifferente.

Nella progettazione di una nuova linea occorre preliminarmente valutare il rumore emesso dai convogli in transito. Ogni problema di rumore coinvolge lo studio della sorgente e del meccanismo di propagazione. Nonostante quest'ultimo sia ormai relativamente assodato, il problema resta quello della caratterizzazione della sorgente, costituita dall'emissione della rotaia e della ruota in contatto durante il rotolamento.

Le metodologie per la misura del rumore attualmente disponibili fanno uso di *array* di microfoni che, con tecniche di "inseguimento", tentano di prolungare il tempo di acquisizione di un fenomeno che è per natura non stazionario e che quindi risente dei problemi di affidabilità statistica di tutte le misure di grandezze transitorie.

Queste metodologie, introdotte negli anni '80 [1] e tuttora in fase di sviluppo e di affinamento, sono decisamente complesse sia in termini di *hardware* (si richiedono diverse decine di microfoni) che di elaborazione, nel tentativo di separare i contributi relativi di ruota e rotaia.

Il presente lavoro illustra un approccio diverso, basato sulla filosofia della creazione di strumenti semplici ed affidabili per la misura di prima approssimazione che ha portato gli autori a sviluppare in passato un'attrezzatura per la misura del rumore in boccola [2, 3, 4].

L'attrezzatura descritta nel presente lavoro può essere definita un "collettore" di rumore, ossia un organo capace

di convogliare le onde di pressione sonora verso una zona nella quale, grazie ad opportuni accorgimenti, sia possibile misurare efficacemente il contenuto energetico del rumore. Come sempre all'atto della progettazione di un nuovo strumento di misura, fondamentale è la verifica delle effettive possibilità dello strumento, ed è per questo che vengono descritti l'approccio teorico, del tutto generale, al problema della misura del rumore con apparecchiature di questo tipo nonché la fase di costruzione e di validazione dello strumento e l'applicazione alla misura della rotaia UIC 60.

2. La misura del rumore emesso da una superficie vibrante

La misura della potenza sonora emessa da un macchinario viene effettuata secondo le normative ISO 3740 e successive o, più modernamente, facendo ricorso a misure intensimetriche secondo la ISO 9614-1 e 2. Purtroppo la prima serie di norme non è in grado di operare alcuna distinzione fra le varie sorgenti che compongono il rumore globale, mentre la seconda serie di norme non può essere utilizzata, per motivi di stabilità inerenti la misura dell'intensità acustica, per sorgenti con emissione transitoria o addirittura impulsiva.

Per questi casi, come ad esempio per la misura del rumore emesso dalla sola rotaia al passaggio di un treno, è stata messa a punto un'attrezzatura specifica che consente di raccogliere il rumore emesso da una superficie vibrante in maniera indipendente dalle altre sorgenti eventualmente presenti.

L'attrezzatura è costituita da un condotto convergente e quindi da un tubo diritto con superfici interne altamente riflettenti. Sul tubo diritto è stato montato un microfono di misura a filo con la parete interna, mentre l'estremità è stata resa praticamente anecoica con una opportuna

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

stratificazione ottimizzata di materiali fonoassorbenti, descritta nel seguito. L'intera attrezzatura è stata resa insensibile al rumore esterno eventualmente presente per renderla atta ad operare in ambienti molto rumorosi.

2.1. Richiami sull'acustica degli horn

La propagazione delle onde piane lungo un condotto cilindrico con area variabile gradualmente (cosiddetto *horn*) è descritta dalle equazioni di continuità, di conservazione dell'energia e dal tipo di trasformazione termodinamica scelta (normalmente una isoentropica). L'equazione differenziale risultante può essere risolta solo per alcuni tipi di forma descrivibili da equazioni matematiche particolarmente semplici, quali un condotto conico od un condotto esponenziale [5, 6]. Per quest'ultimo, la cui generica sezione in funzione della coordinata assiale *z* segue la legge $S=S_0e^{mz}$ con S_0 area della sezione di ingresso, può essere determinata l'impedenza in funzione della frequenza

$$Z = \frac{\rho c}{S_0} \left(\sqrt{1 - \frac{m^2}{4k^2}} + j \frac{m}{2k} \right)$$

con $k=\omega/c$, e *c* velocità del suono nell'aria, da cui risulta definita una frequenza di cut-off $f_c=mc/4\pi$ al di sotto della quale non viene trasmessa potenza lungo l'*horn*. In questo caso, infatti, l'impedenza acustica per tutte le posizioni lungo l'*horn* è puramente reattiva per un'onda piana progressiva e quindi un altoparlante posto nella sezione di ingresso non sarebbe in grado di irradiare potenza al termine dell'*horn* esponenziale.

Relazioni analitiche generali per situazioni nelle quali l'*horn* si deve comportare da collettore di energia (e non da diffusore) per onda non piana ma con fronte di tipo generico non sono state riscontrate in letteratura per alcun tipo di geometria. L'utilizzo di *horn* a simmetria non cilindrica è ancora più raro, dato che una sezione circolare variabile esponenzialmente è la forma che consente di massimizzare, ovviamente al di sopra della frequenza di *cut-off* suddetta, la potenza sonora trasmessa dall'*horn* stesso. La simmetria cilindrica consente inoltre lo sviluppo di uno studio monodimensionale; al contrario forme che non consentono tale semplificazione conducono a problemi matematici difficilmente risolvibili in forma chiusa.

Per gli scopi del presente lavoro risulta utile un convogliatore a sezione rettangolare ad altezza costante, ossia nel quale la diminuzione di sezione venga ottenuta solamente avvicinando due superfici contrapposte. Per poter applicare, almeno a livello di primo tentativo, la teoria sviluppata per sezioni circolari, è necessario considerare un diametro fittizio imponendo una equivalenza di superfici. In fig. 1 viene riportata l'impedenza vista da un'onda piana all'ingresso di un convogliatore circolare con aree equivalenti ad un convogliatore rettangolare con larghezza costante di 5 cm, lunghezza di 35 cm ed altezza

variabile esponenzialmente da 30 cm a 5 cm. L'impedenza aumenta drasticamente al di sotto dei 100 Hz, frequenza considerata come limite inferiore sufficiente per il presente lavoro, per cui tali dimensioni paiono essere ragionevoli. La scelta di una sezione terminale quadrata di 5 cm per lato fa presupporre lo sviluppo di un'onda piana nel condotto fino a 3400 Hz, frequenza alla quale si possono innescare risonanze trasversali.

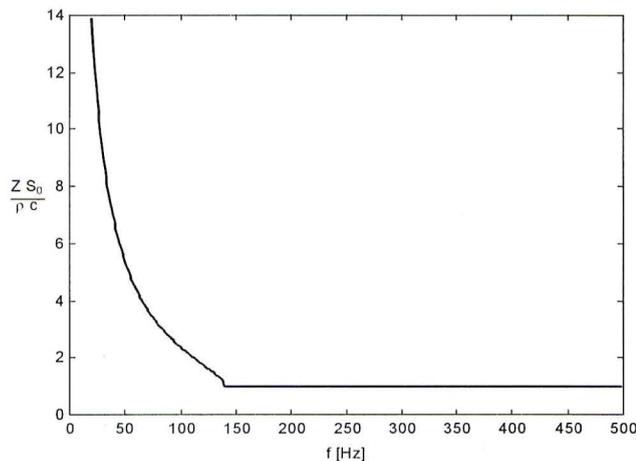


Fig. 1 – Impedenza vista da un'onda piana che entra dalla bocca più grande in un convogliatore a sezione circolare variabile con andamento esponenziale (r_{min}=2.5 cm, r_{max}=15 cm, l=35 cm).

2.2. Progettazione del convogliatore semplice

All'atto della progettazione del convogliatore è stato necessario definire la forma da dare alle sue pareti per ottenere la massima efficienza nella raccolta del rumore. A questo scopo, sono state eseguite simulazioni agli elementi finiti in campo acustico, dato che la forma esponenziale ha un ottimo comportamento solo in presenza di onde piane, ipotesi limitativa inaccettabile dato che il fronte d'onda generato da una superficie vibrante ha forma qualsiasi. Le dimensioni iniziali per la valutazione delle varie geometrie sono quelle mostrate al paragrafo precedente; le simulazioni sono state condotte utilizzando il codice ANSYS® rel. 5.3 [7], valutando il comportamento al variare della frequenza di un convogliatore a sezione rettangolare con andamenti convergenti delle pareti esponenziale, lineare e cubico (fig. 2).

La geometria complessiva dello strumento nella configurazione con andamento lineare delle superfici laterali è riportata in fig. 3; al condotto a sezione costante va aggiunta la terminazione anecoica, descritta nel seguito, che non è stata inclusa nel modello FEM.

La simulazione è stata eseguita con un modello bidimensionale che rappresenta una sezione del convogliatore (fig. 4) con le ovvie condizioni di simmetria; questa schematizzazione è accettabile nel campo di frequenze investigato essendo lo spessore (5 cm) piccolo rispetto alle

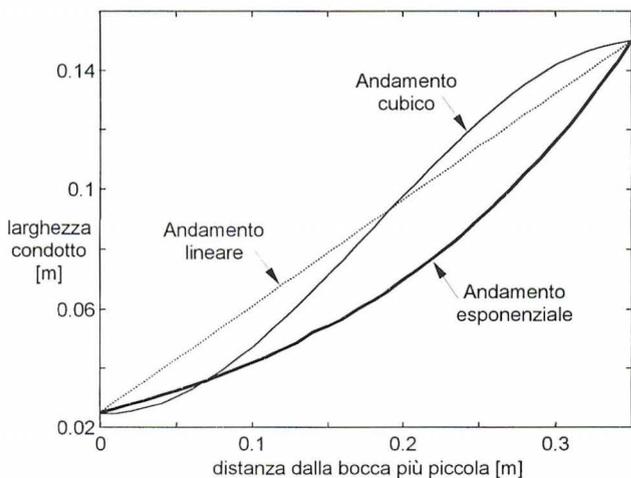


Fig. 2 – Forme delle superfici laterali del convogliatore utilizzate per la simulazione numerica.

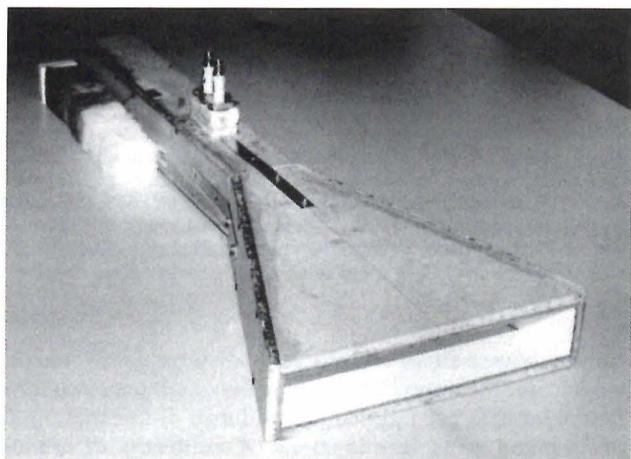
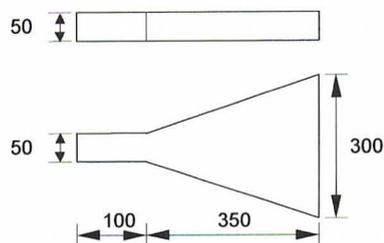


Fig. 3 – Volume definito per la modellazione FEM del convogliatore con superfici laterali ad andamento lineare (in alto) e prototipo in legno con microfoni e materiali fonoassorbenti per la realizzazione della terminazione (in basso). Dimensioni in mm.

altre dimensioni. Si sono usati elementi fluidi a quattro nodi con comportamento lineare, imponendo densità e velocità del suono nel mezzo. Gli elementi al contorno

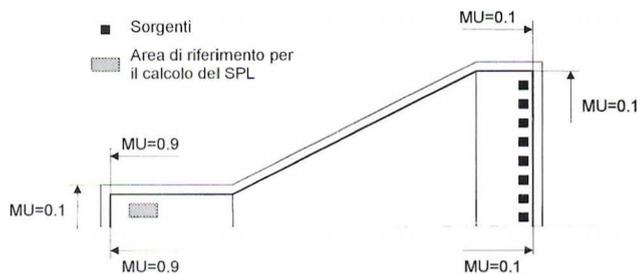


Fig. 4 – Modello FEM 2-D e condizioni al contorno per il convogliatore con profilo lineare.

sono stati opportunamente “attivati” ed è stato loro assegnato un coefficiente di assorbimento ($0 \leq MU \leq 1$); la superficie vibrante e le pareti interne del convogliatore sono state simulate con $MU=0.1$, mentre l'estremità opposta è stata simulata con $MU=0.9$ nell'ipotesi di avere una terminazione sufficientemente anecoica. Il condotto a sezione costante viene simulato solamente per una parte iniziale di lunghezza pari a due volte le dimensioni laterali (10 cm), sufficiente per formare un fronte d'onda piana.

I valori di impedenza alle pareti ed alla terminazione anecoica sono stati imposti su strisce di elementi ausiliari, esterni alla geometria studiata, al fine di ottenere una modellazione efficace anche sui bordi dello strumento; questo artificio è stato provato con numerose simulazioni di sistemi dal comportamento noto, riscontrando un sensibile miglioramento dei risultati sugli elementi esterni del dominio analizzato.

Le sorgenti di rumore puntiformi, con modulo variabile casualmente in un intervallo di 113 ± 2 dB (rif. $20 \mu Pa$) e fase casuale, sono state poste a 30 mm dalla superficie di ingresso del convogliatore. Particolare attenzione è stata posta nella scelta delle dimensioni degli elementi acustici usati, dato che i risultati del modello sono stabili solo utilizzando $20+30$ elementi per lunghezza d'onda, condizione particolarmente gravosa alle frequenze più alte.

Il comportamento dei tre diversi profili di convergente è stato simulato per tutte le frequenze pari ai centri banda dei $1/12$ di ottava nel range $125 \text{ Hz} \div 4 \text{ kHz}$; a parità di condizioni al contorno e di valori di ampiezza e fase delle sorgenti, le differenze sono risultate pressoché inesistenti. Questo comportamento, che nega la superiorità del profilo esponenziale, è spiegabile per l'irregolarità del fronte d'onda (non piano) e per la funzione dell'attrezzatura (convogliatore e non diffusore). I risultati, ovvero la pressione sonora valutata nell'area di riferimento, mostrano (fig. 5) come l'andamento del livello di rumore raccolto sia decisamente piatto al variare della frequenza ad eccezione delle frequenze superiori a 3.4 kHz per le quali assumono importanza le risonanze trasversali all'interno del condotto terminale.

Ulteriori simulazioni sono state condotte per verificare le variazioni di SPL in funzione della lunghezza del

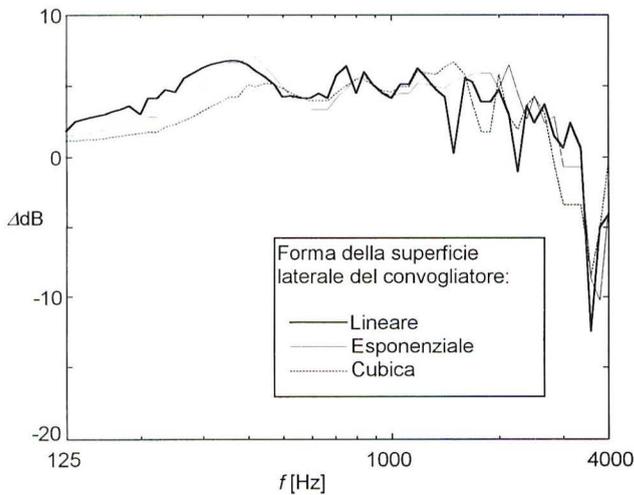


Fig. 5 – Livelli di pressione sonora nella zona di riferimento per le diverse forme del convogliatore. I valori sono stati normalizzati rispetto al valore medio di SPL all'ingresso del convergente.

convogliatore, ma nessuna soluzione ha dato risultati significativamente migliori della configurazione già illustrata. Si è scelta, per evidenti motivi di realizzazione pratica, la soluzione con andamento lineare delle superfici laterali che è stata simulata nei centri banda di in 1/12 di ottava. Si è infine realizzata una simulazione 3D con analoga modellazione dei bordi e definizione delle sorgenti; essendo questa elaborazione di gran lunga più onerosa in termini di tempi di calcolo, si è limitata l'analisi armonica alle frequenze corrispondenti ai centri banda di ottava. I risultati mostrano una perfetta coincidenza con le simulazioni 2D, per cui si possono ritenere valide le ipotesi di bidimensionalità del problema (fig. 6).

In fig. 7 si riportano alcuni risultati dell'analisi armonica FEM relativi ai modelli 2D e 3D che evidenziano tre diversi tipi di andamento delle isolivello dell'SPL.

2.3. Validazione sperimentale dello strumento base

Per ovvie ragioni di semplicità di lavorazione il prototipo del convogliatore è stato realizzato in truciolare nobilitato per conferire alle pareti interne dello strumento un coefficiente di riflessione molto alto. Per la terminazione anecoica si è fatto ricorso alle tecniche descritte nel seguito, che hanno permesso la realizzazione di una soluzione di dimensioni particolarmente ridotte.

L'attrezzatura è stata validata misurando anzitutto la funzione di trasferimento fra due microfoni, uno all'interno della terminazione e l'altro lateralmente alla bocca del convogliatore, in posizione tale da non risentire dell'effetto di quest'ultimo, per misurare la pressione sonora all'ingresso. Le misure sono state realizzate in campo libero utilizzando come sorgente un altoparlante pilotato con

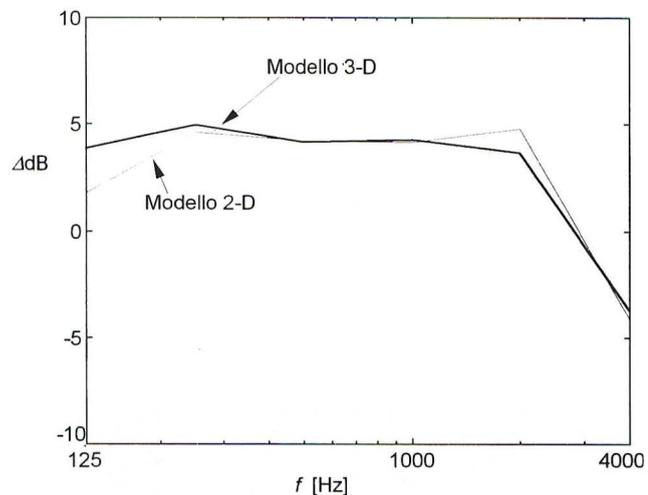
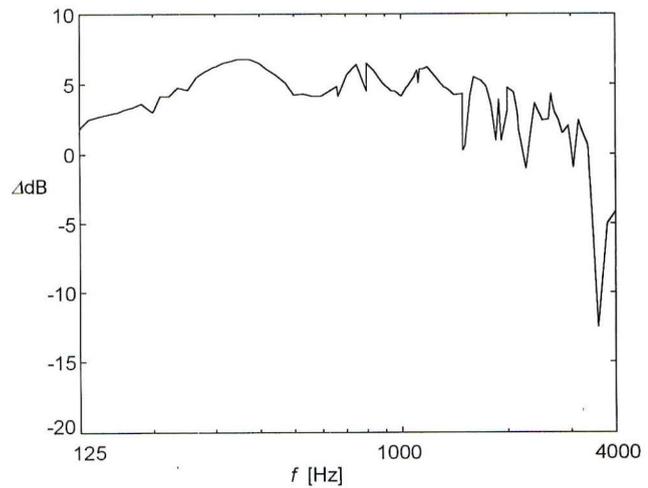


Fig. 6 – Livelli di pressione sonora nei centri banda di 1/12 di ottava nella zona di riferimento con il convogliatore conico. I valori sono stati normalizzati rispetto al valore medio di SPL all'ingresso del convergente (in alto). Differenza fra i livelli di pressione sonora nella zona di riferimento per simulazioni 2D e 3D ed i corrispondenti valori medi di SPL delle sorgenti (in basso).

rumore bianco situato a sufficiente distanza (6 m) dal convogliatore. Il campo di frequenze investigato è stato limitato a 3.2 kHz per i già enunciati limiti di formazione di onda piana nella terminazione. A conferma di quanto ottenuto con l'analisi FEM, il modulo della funzione di trasferimento fra i due microfoni ha una dinamica particolarmente ristretta (5 dB) nel campo di frequenze analizzato (fig. 8).

Per la valutazione dell'efficienza del convogliatore, occorre premettere alcune considerazioni. Com'è noto, nella propagazione di un'onda sonora sferica in campo libero si ha un abbassamento del livello di pressione pari a 6 dB per ogni raddoppio di distanza dalla sorgente,

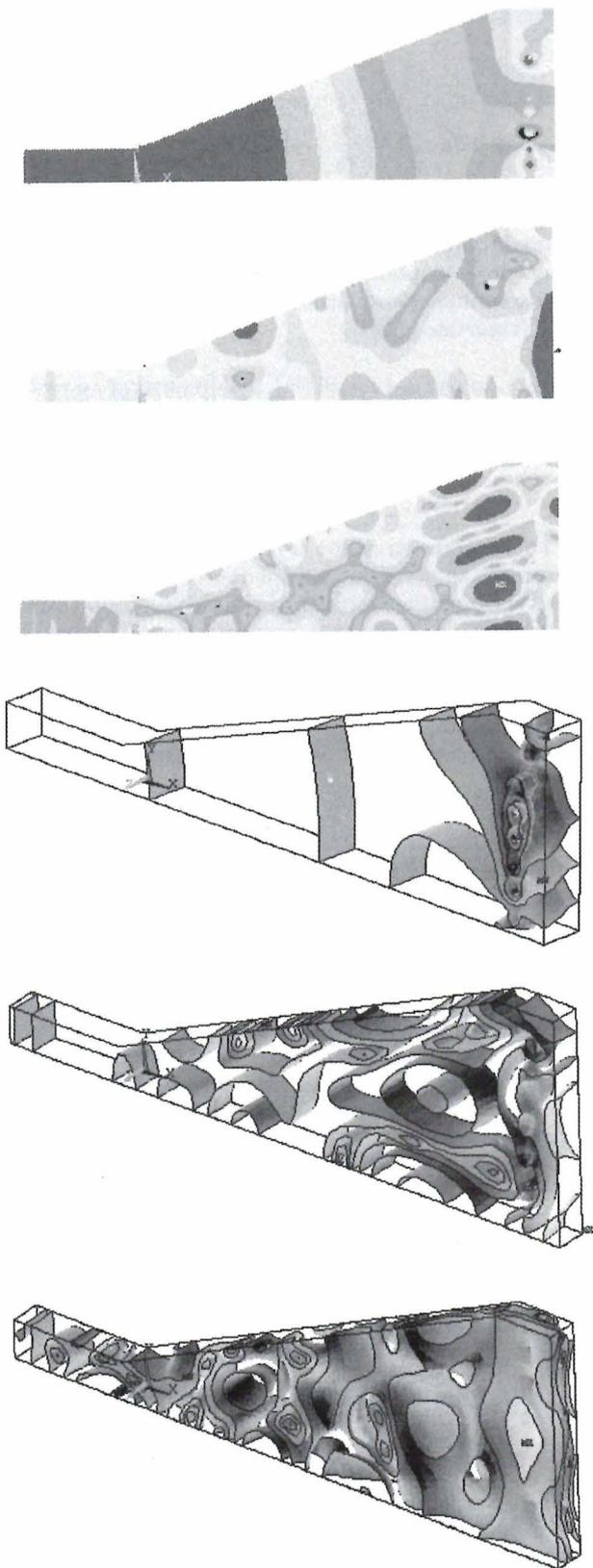


Fig. 7 - Analisi armoniche 2D e 3D. Livelli e superfici isolivello di SPL all'interno dello strumento ad $f=500$ Hz (in alto), $f=2920$ Hz (al centro) ed $f=5000$ Hz (in basso). Alle basse frequenze si ha un'onda piana nell'intero convogliatore; all'aumentare della frequenza si ha la formazione di risonanze nel convergente; nel condotto a sezione costante si ristabilisce l'onda piana fino a 3,4 kHz; superato tale limite le risonanze permangono anche in prossimità della sezione di misura.

ovvero la pressione sonora decade di $\sqrt{2}$ ogni raddoppio di area. Nel caso del convogliatore presentato in questa sede il rapporto tra i valori della superficie di imbocco e di quella di gola è pari a 6; pertanto si attende un aumento di pressione pari a 9 dB nell'ipotesi di perfetto funzionamento dello strumento. Il confronto fra i livelli di pressione sonora in 1/3 di ottava misurati dai due microfoni tenendo conto del guadagno fornito dal restringimento di sezione mostra (fig. 8) un'ottima corrispondenza fra il valore effettivamente rilevato dallo strumento e quello determinato per via teorica.

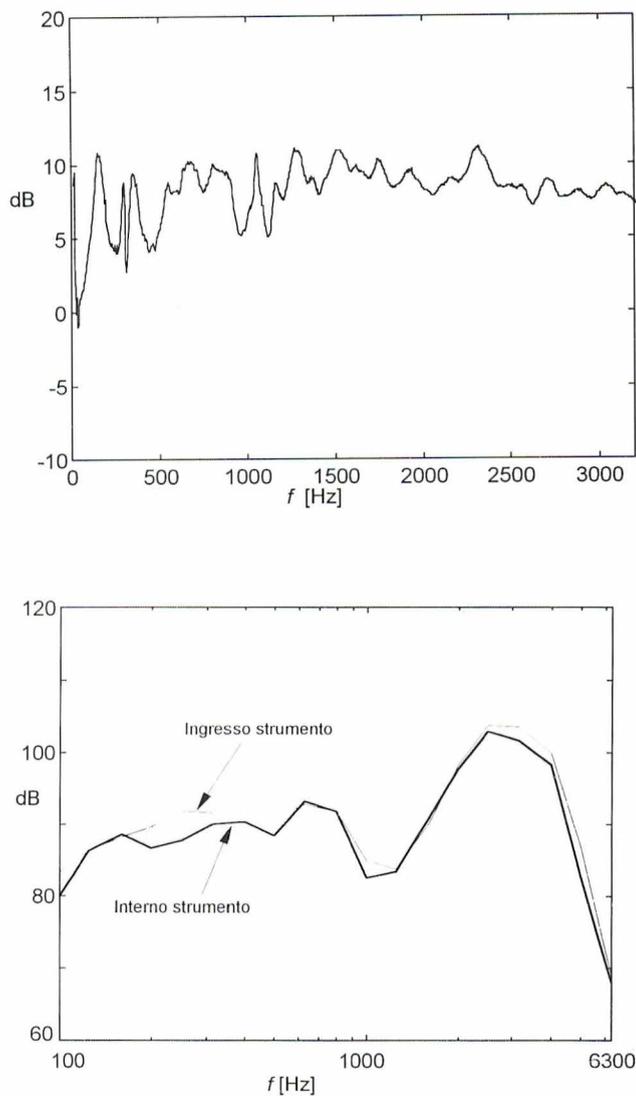


Fig. 8 - Modulo della funzione di trasferimento fra un microfono nella terminazione ed uno all'esterno dell'attrezzatura (in alto). Confronto tra il valore di SPL misurato all'interno dello strumento e quello ottenuto aumentando del guadagno teorico del convergente (+9 dB) la misura realizzata alla bocca dello strumento stesso (in basso).

Lo strumento realizzato svolge correttamente il compito di convogliare il rumore emesso dalla superficie oggetto della misura, isolandolo da quello emesso da eventuali sorgenti adiacenti. La validazione sperimentale ha mostrato la quasi assoluta neutralità del convogliatore in tutto il campo di frequenze per cui è stato progettato.

3. Sviluppo della terminazione anecoica

Nel corso dello sviluppo dell'attrezzatura è emersa, come più volte accennato, la necessità di approntare una terminazione anecoica che, per esigenze di trasportabilità, risultasse la più leggera ed efficiente possibile. Una terminazione puramente anecoica ha coefficiente di assorbimento $\alpha=1$ a tutte le frequenze, mentre in generale le soluzioni reali hanno α inferiori alle basse frequenze e tendenti ad 1 al crescere della frequenza.

Le soluzioni normalmente adottate per le camere anecoiche, ossia l'uso di pannelli fonoassorbenti con camera d'aria di spessore $\lambda/4$ o pannelli con cuspidi pronunciate, non garantiscono un buon comportamento ($\alpha>0.8$) alle basse frequenze se lo spazio a disposizione per lo strato d'aria è ridotto. Una camera anecoica inoltre funziona, per definizione, in modo *omnidirezionale*, mentre nel caso dell'attrezzatura il fronte d'onda è piano, per cui l'unica possibilità è il ricorso a stratificazioni di materiali fonoassorbenti con proprietà opportunamente scelte.

Anche se la modellazione corretta del comportamento acustico dei materiali fonoassorbenti può essere fatta con gradi di approssimazione diversi, è stato utilizzato il modello di DELANY e BAZLEY [6] che, pur essendo relativamente semplice, si è mostrato sufficientemente efficace nel range di densità e di resistenza al flusso dei materiali che sono stati utilizzati per la realizzazione finale della terminazione anecoica.

La scelta dei materiali è stata effettuata con l'uso di procedure di ottimizzazione. Sulla base di alcuni vincoli forniti (massimo tre strati di materiale diverso, lunghezza massima 300 mm) un programma di ottimizzazione scritto in MATLAB ha consentito di identificare la resistenza al flusso e lo spessore dei materiali che soddisfano i criteri scelti (massimo valore del coefficiente di assorbimento ad alcune frequenze predefinite).

In seconda battuta è stata effettuata la misura delle caratteristiche acustiche di materiali fonoassorbenti in commercio che rientrassero nei ranges ottenuti con la simulazione precedente.

Il terzo step è stato la realizzazione della terminazione con i materiali effettivamente a disposizione, la misura della sua effettiva anecoicità e quindi, indirettamente, anche la validazione della procedura di simulazione.

3.1. Richiami di acustica dei materiali fonoassorbenti

L'impedenza acustica è definita come il rapporto fra la pressione sonora e la velocità della particella secondo la relazione $Z=p(x,t):u(x,t)$. Come è noto, per l'aria $Z_{aria}=\rho c$, dove ρ è la densità dell'aria e c è la velocità del suono nell'aria. Per un materiale fonoassorbente, le grandezze che ne definiscono il comportamento acustico sono la costante di propagazione γ e l'impedenza Z che è funzione dell'impedenza caratteristica del mezzo Z_0 con le relazioni

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{k}{\gamma_0}\right)^2 \sin^2(\beta)}; Z = Z_0 \cdot \frac{\gamma_0}{\gamma} \tag{1}$$

dove β è l'angolo di incidenza dell'onda sul materiale fonoassorbente, k è il numero d'onda e γ_0 è la costante di propagazione valutata per $\beta=0$. Per le grandezze Z_0 e γ_0 vengono comunemente utilizzate le relazioni di DELANY e BAZLEY (riportate in [6])

$$Z_0 = \rho c \left[1 + 0.0571(\rho f / R)^{-0.754} \right] - j\rho c \left[0.0870(\rho f / R)^{-0.732} \right]$$

$$\gamma_0 = k \left[0.189(\rho f / R)^{-0.595} \right] + jk \left[1 + 0.0978(\rho f / R)^{-0.700} \right]$$

(2') e (2'')

dove f è la frequenza ed R è la resistenza al flusso, ovvero la differenza di pressione ai capi di un elemento di materiale di spessore unitario attraversato da un flusso avente una velocità di 1 m/s. Nel presente lavoro i materiali fonoassorbenti usati sono sempre interessati da un'onda piana con incidenza normale ($\beta=0$) per cui $Z=Z_0$ e $\gamma=\gamma_0$.

Le grandezze acustiche in due sezioni i ed $i+1$ di un generico condotto possono essere descritte con la relazione generale

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{i+1} \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} p_{i+1} \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} \tag{3}$$

nella quale la matrice di trasferimento T lega le grandezze a monte ed a valle del tratto del condotto considerato.

Nell'ipotesi di realizzare una stratificazione con N materiali con caratteristiche fonoassorbenti diverse fra loro (fig. 9), è possibile esprimere in termini matriciali la relazione che lega le grandezze acustiche (p,u) a monte ed a valle di ciascuno strato i di spessore l_i con la (3) scritta per elementi acustici con impedenza distribuita

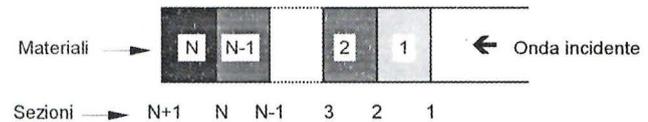


Fig. 9 – Schema della disposizione dei materiali fonoassorbenti e numerazione degli strati e delle sezioni.

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma_i l_i) & Z_i \sinh(\gamma_i l_i) \\ \frac{1}{Z_i} \sinh(\gamma_i l_i) & \cosh(\gamma_i l_i) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{i+1} \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} = [T]_i \begin{Bmatrix} p_{i+1} \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} \tag{4}$$

La matrice di trasferimento complessiva per gli N strati considerati vale ovviamente

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} = \prod_{i=1}^N [T]_i \begin{Bmatrix} p_{N+1} \\ u_{N+1} \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} p_{N+1} \\ u_{N+1} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

L'impedenza nella sezione iniziale di una qualunque stratificazione di N materiali fonoassorbenti può essere ottenuta ponendo la stratificazione stessa in un condotto con una terminazione rigida. In tal caso, infatti, $u_{N+1}=0$ per cui

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{N+1} \\ 0 \end{Bmatrix} \Rightarrow Z_1 = \frac{p_1}{u_1} = \frac{T_{11}}{T_{21}} \quad (6)$$

Richiamiamo anche le definizioni di coefficiente di riflessione r_1 e di coefficiente di assorbimento α_1 espressi per la sezione di ingresso della terminazione anecoica:

$$r_1 = \frac{Z_1 - \rho c}{Z_1 + \rho c}; \alpha_1 = 1 - |r_1|^2 \quad (7)$$

3.2. Caratterizzazione dei materiali fonoassorbenti

La misura del coefficiente di assorbimento è fondamentale per caratterizzare i materiali disponibili commercialmente per la realizzazione della terminazione anecoica e per verificare le caratteristiche effettive di quest'ultima. Il metodo utilizzato fa riferimento alla procedura indicata dalla norma ASTM 1050-86 [4] ed è effettuata con l'attrezzatura indicata in fig. 10.

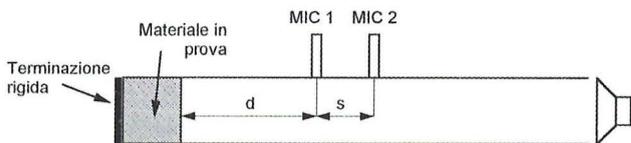


Fig. 10 – Schema dell'attrezzatura di misura per la determinazione del coefficiente di riflessione di un campione di materiale fonoassorbente.

Misurata la funzione di risposta in frequenza $h(f)$ fra i due microfoni preventivamente tarati in modulo e corretti in fase, si può dimostrare che il coefficiente di riflessione visto all'inizio del materiale fonoassorbente è pari a

$$r = \frac{e^{j2kd} \cdot (e^{jks} - h)}{h - e^{-jks}} \quad (8)$$

Il diametro del tubo utilizzato è tale per cui la condizione di onda piana, quindi esente da risonanze trasversali, è assicurata fino a circa 2500 Hz, frequenza misurabile data la ridotta spaziatura ($s=31$ mm) fra i microfoni. La strumentazione è stata verificata misurando il coefficiente

di riflessione ed il corrispondente coefficiente di assorbimento per una terminazione rigida.

Le misure effettuate con materiali fonoassorbenti di caratteristiche note risultano assolutamente stabili per un range di pressioni sonore di oltre 30 dB. Numerosi materiali fonoassorbenti di origine commerciale sono stati testati per determinare i valori di resistenza al flusso R che danno la migliore stima con le (2). Alcuni esempi sono riportati nella fig. 11.

Come passo preliminare alla procedura numerica di ottimizzazione occorre verificare la capacità previsionale del modello per stratificazioni complesse e sufficientemente spesse, dato che nessuno dei materiali testati ha, da solo e per spessori limitati, un coefficiente di assorbimento sufficientemente alto alle basse frequenze. Il comportamento tipico di un singolo materiale fonoassorbente è riportato in fig. 12; l'andamento di α misurato e stimato

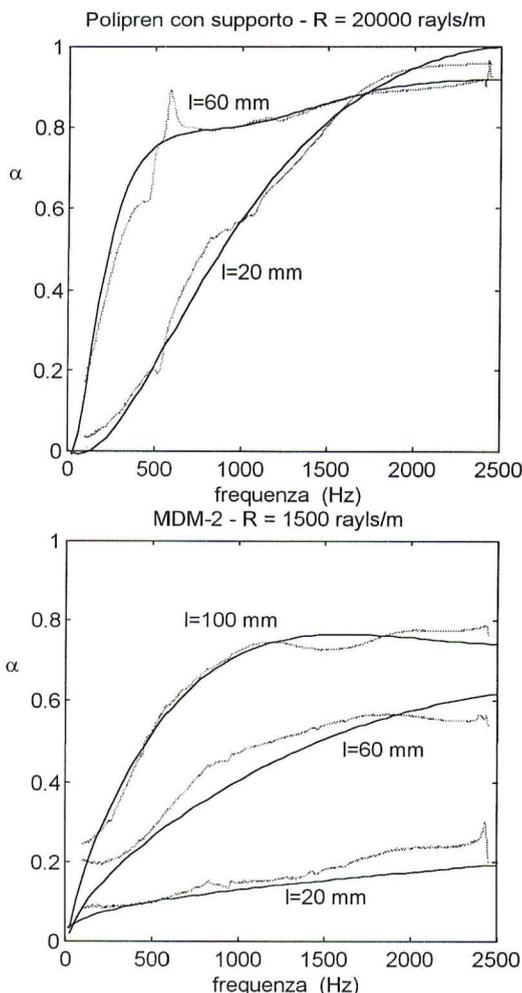


Fig. 11 – Dati sperimentali (---) e curve teoriche ottimizzate (—) per il coefficiente di assorbimento per Polipren con supporto (in alto) ed MDM-2 (in basso) in vari spessori.

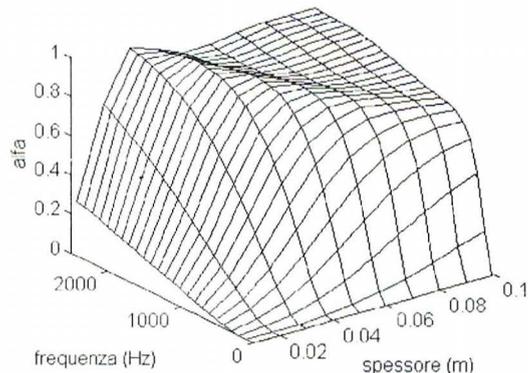
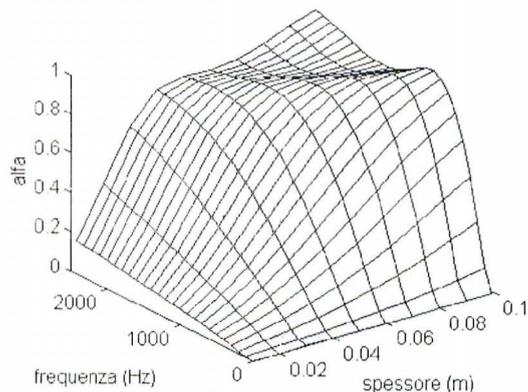
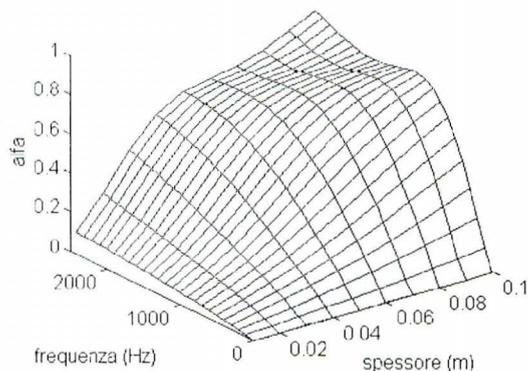
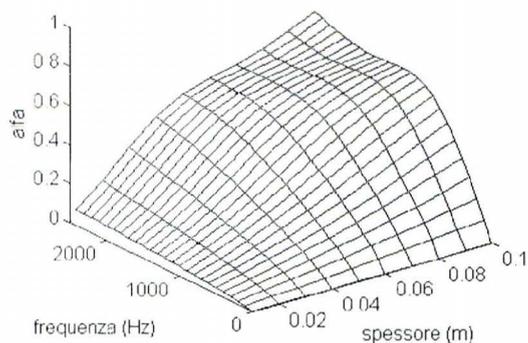


Fig. 12 – Andamento stimato del coefficiente di assorbimento α di un singolo materiale fonoassorbente al variare della frequenza e dello spessore per diverse resistenze al flusso.

per una stratificazione di esempio con tre materiali diversi è mostrato in fig. 13.

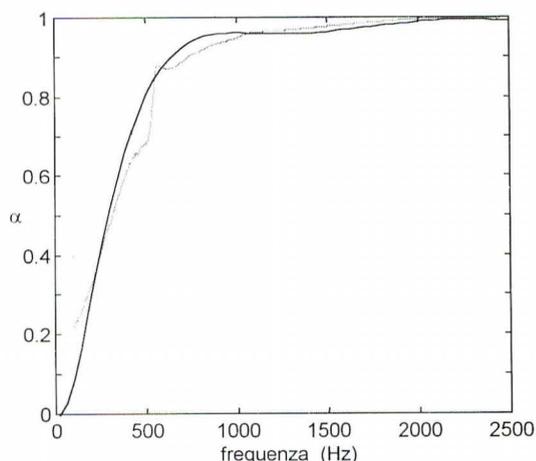


Fig. 13 – Coefficiente di assorbimento α misurato (---) e simulato (—). Configurazione usata: Fiberform62 (40 mm, 5000 rays/m), fibra di vetro (40 mm, 6000 rays/m), Polipren T-1 L-G (20 mm, 80000 rays/m).

3.3. La procedura di ottimizzazione

Dato che il coefficiente di assorbimento α dipende dal modulo del coefficiente di riflessione r , massimizzare α significa rendere minima la prima delle (7), ovvero si dovrebbero essere contemporaneamente $\text{Re}(Z)=\rho c$ ed $\text{Im}(Z)=0$. Dalla (6) e, soprattutto, dalla (4) risulta evidente la difficoltà di ottenere una relazione analitica generale dell'espressione della resistenza al flusso R che massimizzi α in funzione dell'ascissa x lungo il condotto; questa relazione avrebbe peraltro scarso significato pratico data l'impossibilità di realizzare materiali fonoassorbenti con R variabile con continuità su grandi spessori.

La fisica del sistema suggerisce una disposizione degli strati di materiale fonoassorbente tale da presentare una resistenza al flusso via via crescente: da una parte si impone un primo strato poco resistente per minimizzare la riflessione delle onde in ingresso alla terminazione anecoica; dall'altra, è necessario che l'ultimo sia molto resistente affinché l'onda non "veda" l'estremità aperta o chiusa del condotto e ne venga, di conseguenza, riflessa. Ovviamente materiali con spessori ed R discreti introducono variazioni improvvise di impedenza nel condotto per cui non è in generale possibile, con un numero finito di strati di lunghezza finita, ottenere la perfetta anecoicità della terminazione.

La procedura di ottimizzazione prevede la definizione di una funzione obiettivo e dei vincoli relativi. Occorre fare alcune scelte a priori; nel prosieguo del lavoro si sono imposti l'uso di tre soli materiali diversi, per motivi di reperibilità sul mercato e di realizzazione pratica, ed una lunghezza complessiva dell'ordine di 300÷400 mm, compatibile con l'applicazione finale del dispositivo.

Come si nota anche dai grafici di fig. 12, $\alpha(f)$ per un dato materiale ed un determinato spessore non è una funzione monotona ma può presentare, dopo un massimo relativo, una serie di ondulazioni. Questo può verificarsi anche per una stratificazione, per cui imporre come funzione obietti-

vo il massimo di α ad una sola frequenza, porta ai risultati di fig. 14 (in alto).

Particolare importanza riveste la definizione delle variabili e dei vincoli. Questi ultimi sono stati definiti come segue:

- spessore dei singoli strati $20 < s_i < l_{tot}$ (si è ritenuta priva di senso l'introduzione di uno strato di spessore inferiore ai 20 mm);
- somma degli spessori $s_1 + s_2 + s_3 = l_{tot}$ (con l_{tot} dell'ordine di 300÷400 mm);
- resistenze al flusso $1000 < R_i < 80000$ (campo di variabilità pratica di R).

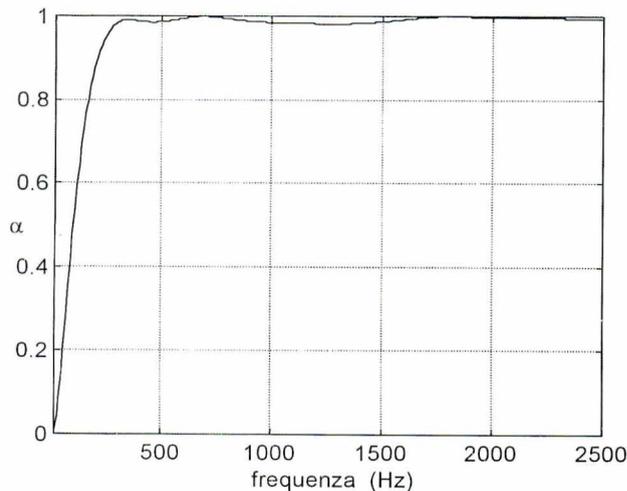
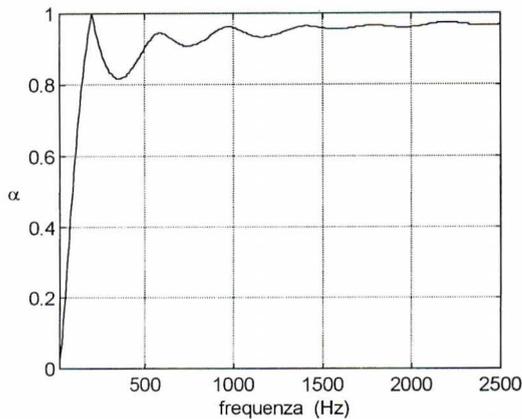


Fig. 14 – Coefficiente di assorbimento per tre strati di materiale fonoassorbente posti in serie con spessori e resistenze al flusso pari a $s_1=260$ mm, $R_1=1400$ rayls/m, $s_2=76$ mm, $R_2=3200$ rayls/m, $s_3=63$ mm, $R_3=6000$ rayls/m. Ottimizzazione eseguita per la singola frequenza $f=200$ Hz con vincoli $20 < s_i < 400$ mm ed $1000 < R_i < 60000$ rayls/m ed $l_{tot}=400$ mm (in alto). Simulazione per tre strati in serie con $s_1=130$ mm, $R_1=1000$ rayls/m, $s_2=100$ mm, $R_2=4400$ rayls/m, $s_3=70$ mm, $R_3=15000$ rayls/m. Ottimizzazione eseguita per le frequenze 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800 Hz con vincoli $20 < s_i < 300$ mm ed $1000 < R_i < 60000$ rayls/m ed $l_{tot}=300$ mm (in basso).

Le grandezze da determinare sono sei (s_i ed R_i) con il vincolo sulla lunghezza totale, per cui le variabili utilizzate risultano essere cinque.

La funzione obiettivo è stata definita come $f(s_i, R_i) = \max(\Sigma \alpha(f))$, dove f è un vettore di frequenze stabilite a priori. Un esempio dei risultati di questa procedura di ottimizzazione, al termine della quale si hanno i valori di s_i ed R_i determinati come ottimali, è riportato in fig. 14 (in basso).

Da questa simulazione, completamente teorica, si ha un'indicazione dei valori di R da utilizzare nella pratica. Per la successiva realizzazione sono stati scelti quei materiali che hanno una resistenza al flusso paragonabile a quanto ottenuto con le simulazioni precedenti. La procedura di ottimizzazione è stata quindi ripetuta lasciando come sole variabili le lunghezze dei singoli strati, mantenendo il vincolo sulla lunghezza totale. Nel caso in oggetto, per tre strati, il numero di variabili è quindi pari a due.

I risultati numerici per la soluzione ottima sono riportati in fig. 15. I valori di coefficiente di assorbimento sono di tutto rispetto, in quanto già a 125 Hz si ha $\alpha > 0.8$ mentre $\alpha > 0.95$ per $f > 210$ Hz.

La stratificazione ottima individuata dalla simulazione numerica è stata realizzata e testata con la metodologia descritta al paragrafo precedente: la corrispondenza è ottima (fig. 15), validando pienamente il modello e la procedura di ottimizzazione implementata.

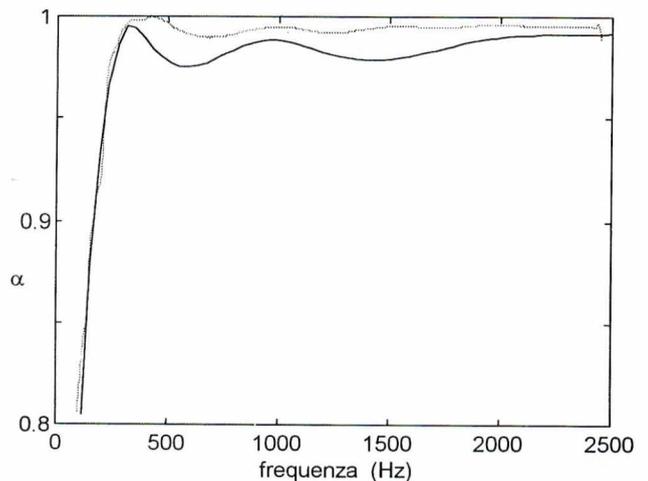


Fig. 15 – Coefficiente di assorbimento misurato (---) e simulato (—) per la configurazione ottima con MDM-2 (140 mm, 1500 rayls/m), lana di vetro (100 mm, 3500 rayls/m), Polipren con supporto (60 mm, 20000 rayls/m).

La procedura numerica e sperimentale messa a punto per la progettazione di una terminazione anecoica costituita da una stratificazione ottimizzata di materiali fonoassorbenti ha consentito di ottenere coefficienti di assorbimento particolarmente elevati anche alle basse frequenze con

spessori assai ridotti rispetto alle soluzioni tradizionali. Il maggior costo e complicazione costruttiva sono quindi ampiamente compensati in quelle applicazioni nelle quali gli ingombri devono essere minimi.

4. L'attrezzatura per la rotaia UIC 60

Nei paragrafi precedenti è stato mostrato l'approccio teorico, numerico e sperimentale per lo sviluppo di un'attrezzatura in grado di misurare il rumore emesso da una superficie piana vibrante con qualunque distribuzione di velocità superficiale. La raccolta del rumore porta all'inevitabile conseguenza della perdita delle informazioni di fase presenti nel segnale di pressione sonora raccolto, poiché il convogliatore miscela tutte le componenti. I valori misurati hanno quindi informazioni solamente sul contenuto energetico medio emesso dalla superficie; nonostante questo, l'applicazione alla misura del rumore emesso da una rotaia è particolarmente importante per i seguenti motivi:

- l'attrezzatura finale, descritta nei paragrafi successivi, consente di misurare il rumore emesso dalle varie porzioni della rotaia, consentendo di individuare quelle più importanti ai fini dell'emissione e quindi di un eventuale trattamento;

- il segnale viene raccolto su una lunghezza che è pari a metà campata fra due traverse e, quindi, è abbastanza significativo;

- la raccolta di segnale da un tratto relativamente lungo consente di avere una migliore correlazione rispetto a misure di rumore indirette (stimando ad esempio il rumore dall'accelerazione di un punto della rotaia);

- la semplicità e la portabilità dell'oggetto consentono indagini mirate (il tempo di montaggio è inferiore a cinque minuti);

- è facile verificare l'effetto sull'emissione della rotaia di modifiche ai veicoli (applicazione di ruote insonorizzate con elementi elastici e quindi con inerzia ridotta) ed alla via (uso di *railpads* di minor rigidità, traverse con rigidità ottimizzata,...);

- anche la validazione di rotaie insonorizzate (con elementi in gomma o con smorzatori dinamici) è particolarmente veloce e pratica;

- lo strumento si presta ottimamente ad analisi utili per la determinazione di ruote difettate, potendo effettuare analisi in frequenza con affidabilità decisamente migliorata rispetto a misure accelerometriche puntuali o microfoniche in campo vicino.

Riguardo a quest'ultimo punto, si ricorda che, per sorgenti puramente *random*, e con buona approssimazione anche per sorgenti a larga banda come la rotaia, occorre che il prodotto fra la larghezza di banda del filtro (analogico o digitale) B e del tempo di acquisizione T sia tale che $BT > 1$. Volendo compiere analisi in banda d'ottava o, ancor

peggio, in terzi di ottava, occorre prolungare il tempo di acquisizione T per mantener valido il criterio enunciato. La misura del rumore emesso da una porzione finita di rotaia contribuisce ad allungare T migliorando quindi l'affidabilità statistica della misura.

4.1. Descrizione dell'attrezzatura

Il progetto dell'attrezzatura da applicare alla rotaia UIC 60 ha richiesto alcune precauzioni:

- anzitutto occorre affiancare tre condotti, e questo impone la scelta di un materiale facilmente lavorabile e di basso spessore per evitare di ridurre troppo l'area utile di misura;

- dato che il rumore proveniente dall'esterno, in questo caso dalle ruote in transito, è decisamente elevato, occorre utilizzare materiali che limitino al massimo l'influenza del rumore esterno sul rumore misurato nei condotti;

- non essendo possibile prevedere a priori l'emissione delle varie porzioni della rotaia, è fondamentale che i fenomeni di interferenza (*cross-talk*) tra i vari condotti siano estremamente ridotti (di almeno 15 dB) fra condotti adiacenti;

- l'attrezzatura deve essere opportunamente prolungata per copiare il profilo laterale della rotaia UIC 60 e deve essere fissata a questa in maniera elastica, che limiti al massimo le vibrazioni trasmesse e che sigilli in maniera ottimale il contorno, pur consentendo deformazioni notevoli (derivanti dalla deformata quasi-statica del binario);

- per limitare l'effetto delle inevitabili vibrazioni indotte sull'attrezzatura dalla rotaia, occorre che il materiale utilizzato abbia il massimo smorzamento interno per limitare la generazione di rumore da parte delle superfici vibranti.

La soluzione finale adottata è mostrata in fig. 16. La rotaia UIC 60 è alta 172 mm; i tre condotti sono realizzati con "acciaio silenzioso", cioè una lamiera composta da due fogli di acciaio con interposto un materiale viscoelastico incollato. Sebbene questo da solo sia sufficiente ad eliminare praticamente la generazione di rumore da parte delle superfici vibranti, per limitare i fenomeni di *cross-talk* e per ridurre al massimo l'influenza del rumore esterno è stato utilizzato un doppio strato di lamiera di acciaio silenzioso da 2 mm, raggiungendo, con l'altezza dei condotti di 50 mm, un'altezza totale di 174 mm. La sezione di ingresso è stata opportunamente sagomata per copiare la rotaia UIC 60, e la sigillatura è stata realizzata con stucco da vetrai, una soluzione classica nell'acustica sperimentale che si è rivelata estremamente veloce e di ottimo comportamento, dato che il rimodellamento dello stucco non si è rivelato necessario neanche dopo numerosi passaggi.

Nelle figure 17 e 18 sono mostrate due applicazioni nel corso di campagne prova diverse, in ambedue i casi effettuate su binario armato con traverse in c.a.p., in rettilineo e con rotaie esenti da difetti macroscopici della superficie e comunque lontano da giunti, scambi, saldature o da qualunque altra irregolarità.

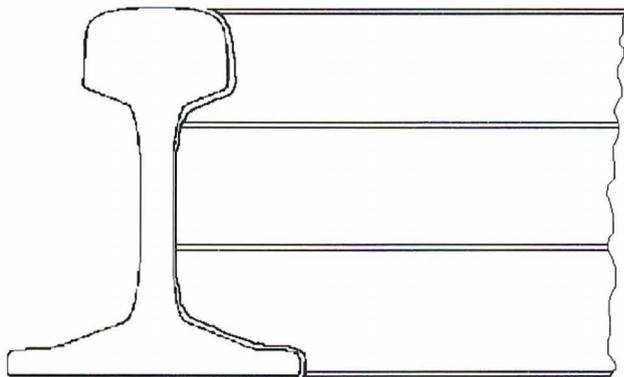


Fig. 16 – Schema del montaggio dell'attrezzatura alla rotaia UIC 60.



Fig. 17 – Montaggio durante la campagna prove di aprile 1997 (Stazione di Le Sieci).

Il livello di pressione sonora raggiunto nel corso della prima campagna ha superato i livelli in ingresso della strumentazione, per cui nel corso della seconda campagna prove, l'unica delle quali vengano riportati i risultati, si è dovuti ricorrere all'uso di attenuatori (-20 dB) applicati direttamente ai microfoni. Questo, sebbene non comporti difficoltà dato che i microfoni terminano all'esterno dell'attrezzatura, fa capire quanto alti siano i contenuti energetici dei segnali registrati, ed impone appunto l'uso

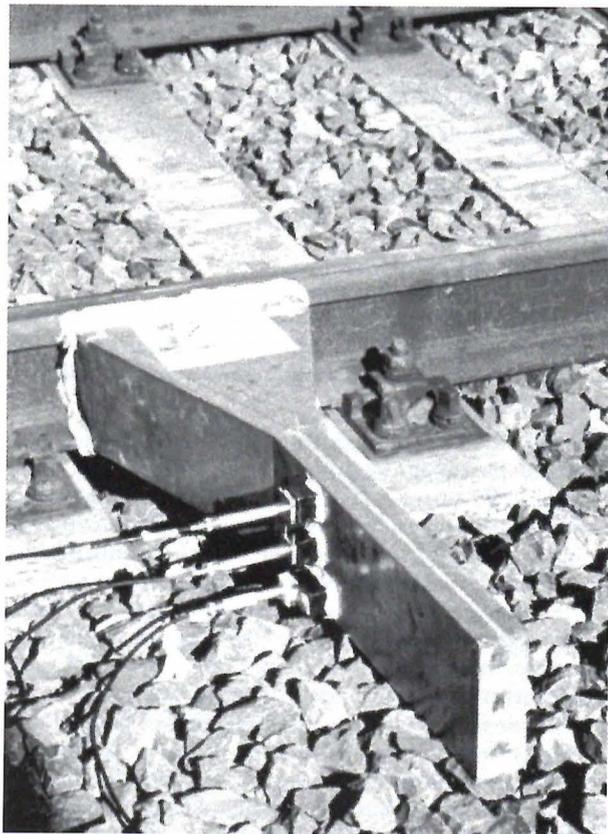


Fig. 18 – Montaggio durante la campagna prove di febbraio 1998 (P.L. via Vittorio Emanuele, Firenze SMN – Firenze Campo Marte). Si notino gli attenuatori microfonici (-20 dB).

di attenuatori, di microfoni a bassa sensibilità o di strumentazione con livelli di ingresso in tensione elevati.

4.2. Strumentazione utilizzata

Il sistema di acquisizione dati comprende un calcolatore (PC) equipaggiato con due schede con quattro canali in ingresso National Instruments® AT-A2150 in configurazione *master-slave*. Il software di acquisizione, scritto appositamente in linguaggio LabVIEW®, comprende un registratore digitale in formato binario ed un convertitore dei files registrati in formato ASCII. Si sono utilizzati microfoni Brüel & Kjær 4189 da 50 mV/Pa, sensibilità troppo elevata per il range in ingresso delle schede di acquisizione utilizzate ($\pm 2.83V$) e che ha costretto all'uso degli attenuatori Brüel & Kjær 4155 (-20 dB). I microfoni sono montati a filo dell'interno del condotto, nella classica disposizione per le misure di pressione sonora in presenza di onde piane.

Le schede acquisizione dati hanno convertitore A/D a 16 bit e filtri antialiasing incorporati; l'acquisizione è stata effettuata con una frequenza di campionamento di 12800 Hz, per cui la frequenza utile è di 5000 Hz, abbondantemente superiore alle potenzialità dell'attrezzatura, il cui

limite superiore in frequenza è, come detto, di 3000 Hz. I canali in ingresso sono stati utilizzati per i tre microfoni, un pedale conta-assi di produzione SIL-E-I® ed altri trasduttori non interessanti al presente lavoro.

I segnali sono stati registrati direttamente su *hard disk*, e le elaborazioni sono state eseguite con programmi MATLAB® appositamente scritti.

5. Analisi dei risultati

I segnali acquisiti durante la campagna prove di febbraio 1998 sono relativi a convogli viaggiatori assai rappresentativi del parco FS, transanti a velocità nell'intervallo 10-25 m/s.

Il software di elaborazione considera l'emissione derivante dal passaggio su un tratto di linea lungo 1.2 m centrato sulla sezione di applicazione del convogliatore. Questa scelta deriva dall'osservazione della forma dei segnali sperimentali che risultano maggiormente evidenti appunto in tale intervallo. Sono ovviamente state apportate le necessarie correzioni per stimare correttamente l'energia in funzione della velocità. L'elaborazione consiste nel calcolo dei livelli di pressione sonora SPL (*Sound Pressure Level*), corretta con la funzione di trasferimento geometrica prima descritta, e nel calcolo degli spettri di potenza in 1/3 di ottava per ciascuna ruota in transito. Il software, nota la composizione del treno o, se nota da altra fonte, la sua velocità, elabora automaticamente i segnali, isolando le singole ruote, effettuando i calcoli e generando un report del quale viene riportato di seguito un estratto.

La fig. 19 mostra il rumore misurato dalle varie porzioni della rotaia (*Head*=testa, *Web*=anima, *Foot*=piede) al variare della velocità, che è considerata costante per ogni treno. Dall'analisi dettagliata di questi risultati è stato confermato comè il rumore aumenti con la velocità ed è

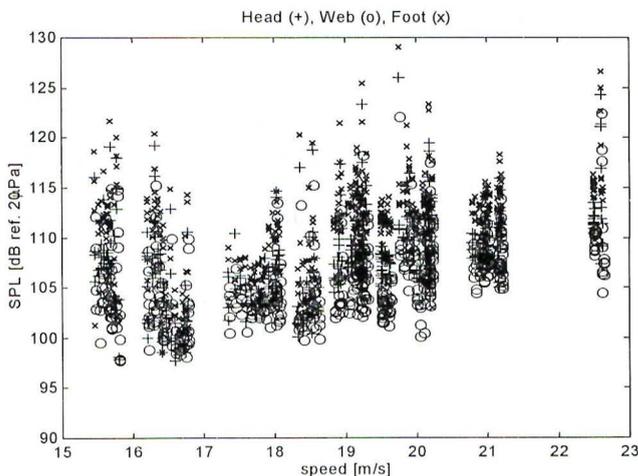


Fig. 19 – Valori corretti di SPL all'ingresso del convogliatore per tutti i convogli transanti durante la campagna prove di febbraio 1998.

emerso come l'anima sia la parte meno emissiva, mentre più alto è il contributo della testa ed ancora maggiore è quello del piede. Come nota generale, la rumorosità delle varie ruote di alcuni treni presenta una dispersione abbastanza elevata, anche se un'analisi più accurata consente di assegnare valori di emissione diversa a veicoli di tipo diverso, ad esempio classificati in base al tipo di frenatura (a ceppi o a dischi).

L'analisi condotta su treni marcianti alla medesima velocità ha permesso di evidenziare come convogli moderni ed omogenei (es. ETR460 o ETR500) abbiano dispersione decisamente ridotta rispetto a convogli eterogenei o con materiale con caratteristiche di usura diverse e come i segnali rilevati nelle varie porzioni della rotaia siano in generale congruenti fra loro (fig. 20). Il rumore emesso

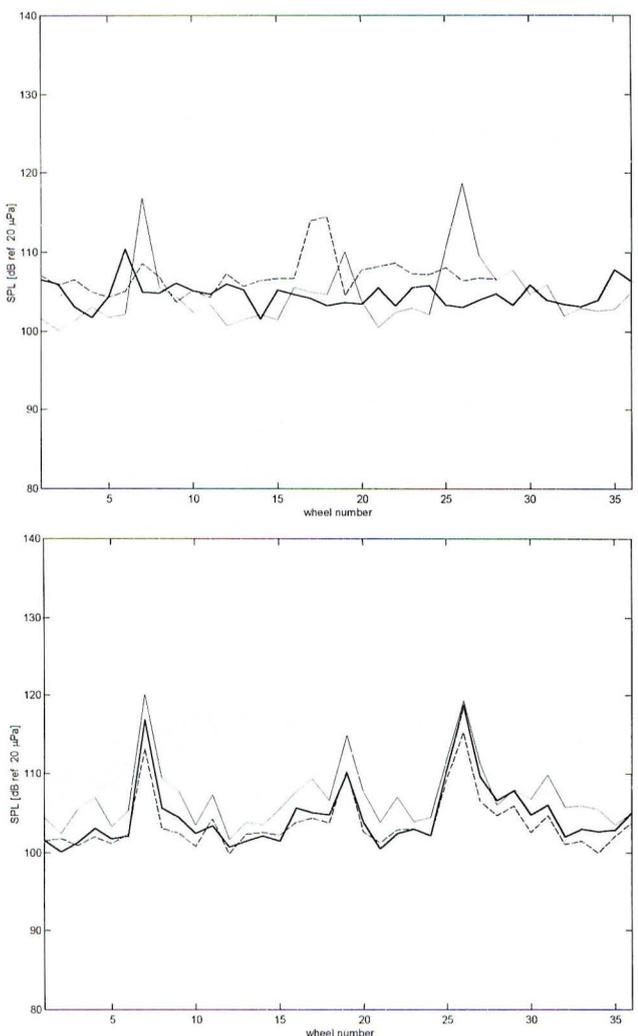


Fig. 20 – SPL misurata sulla testa della rotaia per tre treni marcianti a 18 m/s circa: linea marcata ETR460, linea sottile 8 MDVC+ bagagliaio+E652 (locomotiva non mostrata), linea tratteggiata E646+ 7 PR (in alto). SPL misurato per il treno 8 MDVC+ bagagliaio+E652 (locomotiva non mostrata): linea marcata testa della rotaia, linea fine piede, linea tratteggiata anima (in basso).

dalla testa è superiore a quello emesso dall'anima ed inferiore a quello emesso dal piede, e sono ben evidenti le ruote difettate per le quali, in funzione dell'ampiezza e della posizione del difetto, può essere alto (ruota n° 26), piccolo (ruota n° 19) o medio (ruota n° 7). Questo comportamento è confermato anche dall'analisi di tutte le ruote difettate presenti nei vari treni.

È stata effettuata l'analisi in banda percentuale costante (risoluzione di 1/3 di ottava) per due convogli diversi marcianti alla stessa velocità (fig.21). Il rumore emesso dai due convogli è simile alle alte frequenze, ma alle frequenze inferiori a 400 Hz il rumore dell'ETR460 è inferiore, probabilmente a causa di una minore rugosità delle ruote.

L'analisi del rumore proveniente dal passaggio di ruote difettate localmente (sfaccettature) mostra (fig. 22) che non tutte le parti della rotaia sono ugualmente sensibili agli impatti dati da questo tipo di difetti. Inoltre alcune bande risultano praticamente non influenzate (ad esempio il range 630-1600 Hz) mentre altre aumentano di oltre 20 dB. Tra queste ultime risulta particolarmente sensibile la banda di 1/3 di ottava con frequenza di centro banda 250 Hz, alla quale tutte le porzioni di rotaia hanno un SPL aumentato di circa 15 dB.

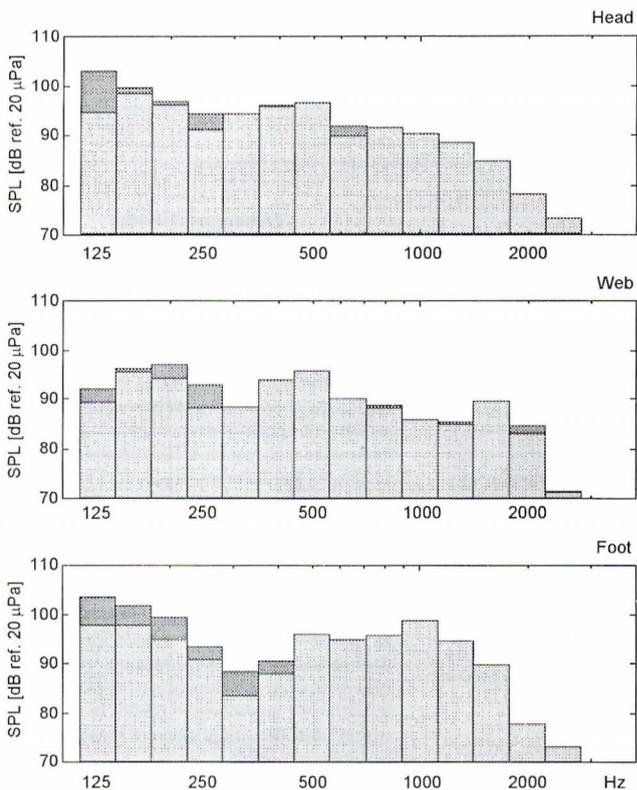


Fig. 21 – SPL medio in 1/3 di ottava per ETR460 (chiaro) e 8 MDVC+bagagliaio+E652 (scuro) per le tre porzioni di rotaia investigate.

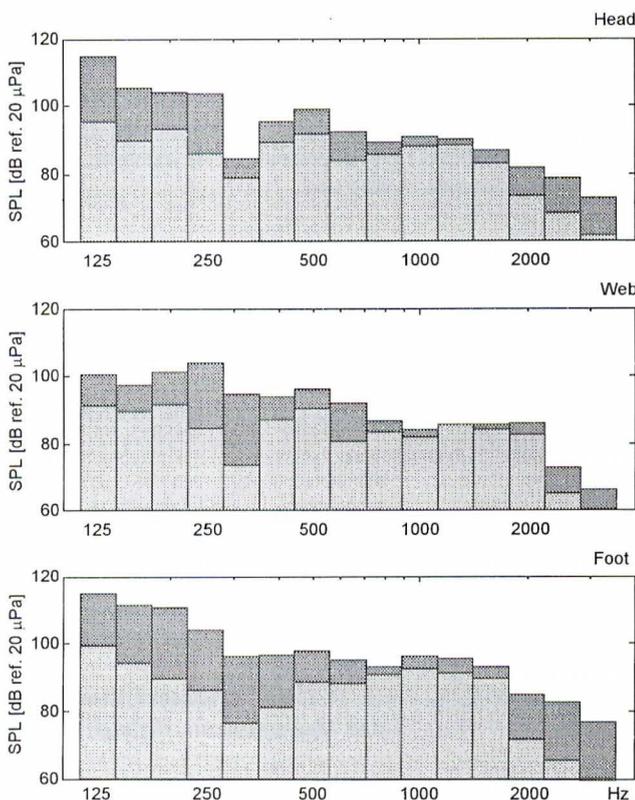


Fig. 22 – SPL medio in 1/3 di ottava per la ruota n° 6 (non difettata - chiaro) e n° 7 (difettata - scuro) per il treno 8 MDVC+ bagagliaio+E652 per le tre porzioni di rotaia investigate.

6. Conclusioni e sviluppi futuri

L'attrezzatura sviluppata, dopo un'accurata fase di verifica numerica e di laboratorio, ha confermato la sua pratica applicabilità alla misura del rumore emesso da una rotaia UIC 60 al passaggio di convogli in un esteso range di velocità. Particolarmente vantaggiose si sono rilevate due caratteristiche peculiari dell'attrezzatura, cioè la portabilità e la velocità di montaggio, che rendono questo tipo di misura praticamente possibile ogni volta che sia possibile accedere al binario.

Quali possibili sviluppi dell'attività si possono citare, a puro titolo di esempio:

- estensione del range di velocità misurate, applicando l'attrezzatura in piena linea;
- utilizzo combinato dell'attrezzatura qui presentata e dell'attrezzatura per la rilevazione del rumore in boccia [2, 3, 4] per la contemporanea rilevazione del rumore emesso dalla ruota e dalla rotaia con estrema velocità e semplicità;
- valutazione dell'efficacia di sistemi di armamento innovativi (ruote e rotaie silenziate, supporti con elasticità e

smorzamento ottimizzati) con l'unica necessità di dover riadattare, se necessario, la forma della sezione di imbocco;

- verifica della possibilità di utilizzo come strumentazione diagnostica in sito protetto atmosfericamente (ad esempio in galleria) per la detezione di irregolarità nelle ruote dei convogli in transito.

Ringraziamenti

Gli autori desiderano ringraziare la SIL-E-I S.p.A. di Firenze che ha messo gentilmente a disposizione un pedale del BCA (blocco contaassi) per la rilevazione della posizione esatta della ruote. Ricerca parzialmente finanziata con fondi MURST e CNR.

BIBLIOGRAFIA

- [1] B. BARSIKOW, W. F. KING III, E. PFIZENMAIER, *Wheel-rail noise generated by a high-speed train investigated with a line array of microphones*, Journal of Sound and Vibration, 118(1), 1987, 190-196.
- [2] A. BRACCIALI, L. CIUFFI, R. CIUFFI, P. RISSONE, *Continuous External Train Noise Measurements through an On-board Device*, Journal of Rail and Rapid Transit, 208, 1994, 23-31.
- [3] A. BRACCIALI, L. CIUFFI, R. CIUFFI, *Metodo Innovativo per la Misura della Rumorosità Esterna dei Convogli Ferroviari*, Ingegneria Ferroviaria 6, 1994, 317-332.
- [4] A. BRACCIALI, L. CIUFFI, R. CIUFFI, *Calibration of an On-Board Noise Measuring Device by Simultaneous Measurement of Trackside Noise of Three Different Wheelsets for the ETR500 FS Train*, Journal of Rail and Rapid Transit, 211, 1997, 41-49.
- [5] L. KINSLER, A. R. FREY, *Fundamentals of acoustics*, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [6] L. L. BERANEK, *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, New York, 1971.
- [7] ANSYS, *Acoustic and Fluid-Structure Interaction Manuals*, Swanson Analysis System Inc., Houston, PA, 1995.
- [8] American Society for Testing Materials, *Standard test method for Impedance and Absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital frequency analysis system*, Norm ASTM E 1050-86.
- [9] C. BRACCESI, A. BRACCIALI, *Least Squares Estimation of Main Properties of Sound Absorbing Materials Through Acoustical Measurements*, Applied Acoustics, 54(1), 1998, 59-70.

Sommaire

DEVELOPPEMENT D'UN EQUIPEMENT POUR LA MESURE DU BRUIT LATERAL EMIS PAR UN RAIL UIC 60

Dans ce travail on illustre le développement, le calibrage et l'application d'un dispositif portable pour la mesure du bruit latéral émis par un rail UIC 60. Ce dispositif est constitué par trois conduits convergents, parallèles entre eux, qui se terminent en trois conduits à section carrée avec une terminaison anéchoïque. Dans ces conduits on introduit trois microphones qui permettent de mesurer séparément le contenu énergétique du bruit émis par le pied, l'âme et la tête du rail. On décrit le développement et les résultats des premières applications du dispositif, avec référence au passage de roues défectueuses et non, en mettant en évidence les applications pratiques possibles.

Summary

DEVELOPMENT OF A DEVICE FOR THE MEASUREMENT OF THE SIDE NOISE UTTERED BY A UIC 60 RAIL

The present work illustrates the development, gauging and application of a portable device for the measurement of the side noise uttered by a UIC 60 rail. It is made of three parallel ducts ending in three square section ducts having an anechoic termination.

These conduits are equipped with three microphones that make possible to measure separately the noise uttered by the bottom, the web and the head of the rail. The development and the results of the first applications of the device are described here, making reference to the transit of defective and non defective wheels; some possible practical applications are finally outlined.

Zusammenfassung

ENTWICKLUNG EINER MESSEINRICHTUNG FÜR DEN SEITENLÄRM EINER SCHIENE UIC 60

In vorliegender Arbeit wird die Entwicklung und Anwendung eines tragbaren Geräts zur Messung des seitlich von einer Schiene UIC 60 abgestrahlten Lärms beschrieben. Es besteht aus drei parallel verlaufenden, sich verjüngenden Röhren, die in drei Kanäle von quadratischem Querschnitt mit einem schallschluckenden Endstück münden. In diesen Röhren sind drei Mikrofone untergebracht, die es gestatten, den Energiegehalt des vom Schienenfuß, Schienensteg und Schienenkopf ausgehenden Schalls getrennt zu messen. Ausser der Entwicklung dieses Geräts werden die Ergebnisse seiner ersten Anwendungen mit Bezug auf die Durchfahrt schadhafter sowie guter Räder beschrieben, wobei auf die möglichen Einsatzbereiche hingewiesen wird.