

II CONVEGNO INTERNAZIONALE  
METODOLOGIE E MEZZI INNOVATIVI  
PER LA SPERIMENTAZIONE NEL  
SETTORE AUTOMOTORISTICO  
FIRENZE, 22-25 Novembre 1988

LIVELLO SONORO ALL' INTERNO  
DELL' ABITACOLO DEI MEZZI DI TRASPORTO  
IN PRESENZA DI RIVESTIMENTO FONOASSORBENTE (\*)

A. Farina, G. Pagliarini  
Istituto di Fisica Tecnica - Facoltà di Ingegneria  
Viale Risorgimento, 2 - BOLOGNA.

R. Pompoli  
Istituto di Scienze dell' Ingegneria - Facoltà di Ingegneria  
Via Massimo D'Azeglio, 85/A - PARMA.

Parola chiave: rumore nell' abitacolo dei mezzi di trasporto.

SOMMARIO

La memoria riferisce sui risultati della attività di ricerca svolta nell' ambito del Progetto Finalizzato Trasporti (P.F.T.) del C.N.R., tendente a studiare il campo acustico dell' abitacolo dei mezzi di trasporto mediante tecniche numeriche agli elementi finiti e modelli in scala.

ABSTRACT

The paper describes the results obtained by a research program, supported from then National Research Council (C.N.R.), devoted to study the acoustic field inside vehicle compartements using finite elements numerical methods and scale models.

(\*) Lavoro eseguito con finanziamenti del CNR,  
contratti n. 85.00176.93 e 86.01258.93

## 0. PREMESSA

Il presente lavoro riferisce sui risultati di una ricerca svolta nello ambito del Progetto Finalizzato Trasporti (P.F.T.) del C.N.R., avente come scopo lo studio del campo acustico all' interno dei mezzi di trasporto mediante tecniche numeriche e modelli fisici in scala. L' idea é di fornire al progettista un utile strumento di previsione, sin dalle prime fasi del progetto, del comportamento acustico futuro dell' abitacolo.

A tale scopo é stato predisposto un procedimento di calcolo, basato sul metodo degli elementi finiti, in grado di prevedere in ogni punto della cavità il livello sonoro prodotto dalle vibrazioni di una o piú superfici che delimitano l' abitacolo; le restanti superfici possono essere schematizzate con valori finiti dell' impedenza acustica.

E' stato inoltre costruito un modello in scala, rispettando i raggruppamenti adimensionali in modo da soddisfare le condizioni di similitudine acustica con il prototipo (la vettura sperimentale Fiat X1/75.5): esso ha consentito di verificare le previsioni teoriche ottenute mediante il procedimento di calcolo numerico, e nello stesso tempo costituisce, di per sé, uno strumento di progettazione utile per comprendere il comportamento acustico futuro dell' abitacolo.

Nel presente lavoro vengono descritti alcuni risultati ottenuti con il metodo numerico, posti a confronto con i risultati sperimentali ottenuti dal modello in scala. Vengono infine delineate le linee di sviluppo della ricerca.

## 1. IL PROCEDIMENTO DI CALCOLO NUMERICO AGLI ELEMENTI FINITI

E' stato impiegato un procedimento di calcolo numerico basato sulla tecnica degli elementi finiti, la cui messa a punto e validazione era stata effettuata nel corso della precedente fase della ricerca [1]. Esso consente la risoluzione dell' equazione di Helmholtz, con le opportune condizioni al contorno corrispondenti alle seguenti situazioni:

- 1) pareti mobili, con velocità  $w$  assegnata, che costituiscono le sorgenti sonore,
- 2) pareti rigide, ove la velocità é identicamente nulla,
- 3) pareti ad impedenza acustica finita  $Z$ , che rappresentano quelle parti della superficie di contorno ove si verificano fenomeni di fonoassorbimento.

Nell' ipotesi di segnali sinusoidali stazionari di pulsazione  $\omega$ , la equazione di Helmholtz e le relative condizioni al contorno possono essere così espresse:

$$\nabla^2 p + \frac{\omega^2}{c_0^2} \cdot p = 0 \quad (\text{eq. di Helmholtz}) \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial p}{\partial n} &= 0 && \text{(pareti rigide)} \\
 \frac{\partial p}{\partial n} &= -i\rho\omega \cdot \frac{p}{Z} && \text{(pareti assorbenti)} \\
 \frac{\partial p}{\partial n} &= -i\rho\omega \cdot w && \text{(pareti mobili)}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

La regione dello spazio in cui si vuole studiare il campo acustico viene suddivisa in elementi di forma prefissata, descrivendo all' interno di ciascuno di essi la pressione sonora  $p$  mediante una opportuna funzione, interpolante i valori che essa assume nei nodi del reticolo di suddivisione:

$$p(x,y,z) = \sum_i \phi_i(x,y,z) \cdot p_i
 \tag{3}$$

Sostituendo l' espressione (3) della pressione sonora nell' equazione di Helmholtz, essa non risulta in generale verificata, ma dá luogo ad un residuo  $R$ . La soluzione, costituita dai valori di pressione negli  $N$  nodi del reticolo, viene ricercata imponendo la ortogonalitá di tale residuo rispetto alle funzioni di interpolazione, secondo la tecnica di Galerkin [2]:

$$\int_V R \cdot \phi_i \, dV = 0 \quad (i=1,2,..N)
 \tag{4}$$

questa condizione puó venire cosí espressa, utilizzando il lemma di Green per eliminare l' integrale di volume contenente le derivate del secondo ordine e far apparire al suo posto l' integrale di superficie in cui vengono esplicitate le condizioni al contorno:

$$\int_V \nabla p \cdot \nabla \phi_i \, dV - \int_V \frac{\omega^2}{c_0^2} \cdot p \cdot \phi_i \, dV + \int_{S_1} i\rho\omega \cdot \frac{p}{Z} \cdot \phi_i \, dS = - \int_{S_2} i\rho\omega \cdot w \cdot \phi_i \, dS$$

$$(i = 1, 2, \dots, N)
 \tag{5}$$

Sostituendo la (3) nella (5), i valori incogniti di pressione  $p_i$  nei nodi possono essere portati fuori dagli integrali; si ottiene in tale modo un sistema di equazioni algebriche lineari del tipo:

$$\left[ [K] - \frac{\omega^2}{c_0^2} [M] + i\omega [D] \right] \cdot \{p\} = -i\omega [S] \cdot \{w\} \quad (6)$$

nella quale gli elementi delle matrici sono così esprimibili:

$$K_{ij} = \int_V \nabla \phi_j \cdot \nabla \phi_i \, dV$$

$$M_{ij} = \int_V \phi_j \cdot \phi_i \, dV$$

$$D_{ij} = \rho \cdot \int_{S_1} \frac{\phi_j \cdot \phi_i}{Z} \, dS$$

$$S_i = \rho \cdot \int_{S_2} \phi_i \, dS$$

$\{p\}$  = vettore incognito delle pressioni sonore;

$\{w\}$  = vettore noto delle velocità delle superfici mobili;

$i$  = unità immaginaria,  $\omega$  = pulsazione (rad/s);

$\rho$  = densità (kg/m<sup>3</sup>),  $Z$  = impedenza acustica (rayls).

Nel presente lavoro sono state utilizzate funzioni di interpolazione lineari (polinomi del 1° ordine), che hanno consentito una facile soluzione analitica degli integrali suddetti, eseguita separatamente per ogni elemento. La discretizzazione è stata effettuata mediante una semplificazione bidimensionale, considerando cioè una sezione longitudinale dell'abitacolo del veicolo studiato (prototipo FIAT X1/75.5). Gli elementi sono di forma triangolare, e la loro disposizione e numerazione sono tali da consentire lo studio di vari allestimenti dell'abitacolo, in particolare in presenza o meno dei sedili. In fig. 1.a e 1.b sono visibili i due tipi di reticolo adottati.

La zona del contorno supposta mobile (sorgente sonora  $S_2$ ) è stata indicata con un tratto nero marcato, mentre la zona fonoassorbente  $S_1$  è indicata con un tratteggio. Le restanti porzioni della superficie di contorno (finestrini, pianale) sono supposte rigide.

Per evidenziare l'effetto delle pareti fonoassorbenti è stata anche studiata la cavità delimitata da pareti tutte rigide, per cui complessivamente la previsione ha riguardato 4 diverse situazioni: con e senza sedili, ciascuna delle quali con e senza rivestimento fonoassorbente. In ciascun caso si è tenuto conto del livello sonoro in due punti caratteristici dello abitacolo, quelli cioè corrispondenti alle orecchie del passeggero posteriore (N. 75 del reticolo) e del conducente (N. 93).

La soluzione del sistema di equazioni algebriche lineari fornisce la

distribuzione del livello sonoro nell' abitacolo in funzione della sollecitazione assegnata: essa é stata definita come un moto solidale della parete mobile (moto a "pistone"), con regime sinusoidale di frequenza  $f$  e velocità  $w = 0.01$  m/s. Come già precedentemente trovato, la discretizzazione spaziale impone limiti precisi alla massima frequenza indagabile con il metodo proposto [1]: pertanto la frequenza  $f$  é stata fatta variare inizialmente fra 40 e 200 Hz, ed in seguito l' analisi é stata estesa fino a 400 Hz. In ciascuno dei due punti significativi é stato cosí costruito lo spettro sonoro.

Nella realtà il moto del pannello anteriore di un veicolo é piú complesso di quello imposto nel presente studio, e la velocità non é costante al variare della frequenza; l' effettiva applicazione del modello numerico durante la fase di progettazione di un veicolo richiede pertanto una preventiva analisi del comportamento vibrazionale della struttura, ottenibile anch' essa tramite tecniche numeriche [3], modelli vibrazionali in scala [4,5,6] o infine, piú semplicemente, tramite misure accelerometriche su prototipi della scocca.

## 2. IL MODELLO IN SCALA

Per verificare la soluzione ottenuta numericamente é stato impiegato il modello in scala 1:5 precedentemente realizzato per la ricerca delle frequenze di risonanza dell' abitacolo [7].

Il modello é stato modificato secondo le ipotesi del modello numerico, rendendo "mobile" la parte anteriore dell' abitacolo e rivestendo le pareti rigide dello stesso con materiale fonoassorbente. L' impedenza acustica del materiale fonoassorbente impiegato é stata misurata mediante apparato ad onde stazionarie (tubo di Kundt), e gli stessi valori di impedenza sono stati utilizzati nelle previsioni con modello numerico; nella fig. 2 sono riportati i valori dell' impedenza del materiale impiegato.

Nell' esecuzione delle misure, cosí come nella interpretazione dei risultati, si é dovuto tenere conto della diversa scala delle frequenze: infatti la condizione di similitudine acustica [8] impone che le frequenze del modello in scala siano moltiplicate per il fattore di scala stesso, e pertanto la frequenza di 2000 Hz relativa al modello in scala corrisponde a 400 Hz nell' abitacolo reale.

Le misure sono state eseguite eccitando il pistone rigido con un oscillatore elettromagnetico alimentato da rumore bianco, controllando la velocità dello stesso mediante un accelerometro dotato di un filtro integratore del primo ordine e misurando la pressione sonora con un microfono da 1/4 di pollice, posto nelle stesse due posizioni caratteristiche indicate nel paragrafo precedente. I segnali provenienti dall' accelerometro e dal microfono sono stati inviati ad un analizzatore FFT bicanale, che ha fornito la "Funzione di Trasferimento" fra essi. In tale modo sono stati ottenuti tracciati raffrontabili a quelli prodotti dalla previsione numerica, sia in termini di scala delle frequenze, sia di livelli in dB. Le curve che seguono riportano unicamente la indicazione della scala di frequenze relative al modello in scala, moltiplicate cioè per 5.

Nella fig. 3 é visibile una riproduzione fotografica del modello in scala, mentre in fig. 4 é riportato uno schema del sistema di misura.

### 3. RISULTATI OTTENUTI

La prima serie di misure é stata effettuata nell' intervallo 200 - 1000 Hz (cioé 40-200 Hz effettivi), ed alcuni tracciati ottenuti sono riportati nelle figure 5,6 e 7. L' accordo fra il tracciato sperimentale e quello numerico é in generale molto buono, anche se le configurazioni ad impedenza finita presentano differenze piú sensibili: ciò é sicuramente dovuto all' incertezza sul valore della impedenza stessa, determinata nel caso di onde piane ad incidenza normale. La natura fibrosa del materiale impiegato rende non molto accurata la sua schematizzazione come materiale localmente reagente, e pertanto l' impedenza varia al variare dell' angolo di incidenza dell' onda di pressione.

Sebbene il modello in scala sia tridimensionale, mentre la previsione numerica é solo bidimensionale, la presenza della risonanza trasversale dell' abitacolo non é apparsa significativamente su questi primi tracciati. Essa si verifica a circa 680 Hz, ma non é stata rilevata in quanto i microfoni erano posizionati esattamente sull' asse longitudinale dello abitacolo, ove si trova la superficie nodale della prima risonanza trasversale.

Quando in seguito l' analisi é stata estesa a 2000 Hz (cioé 400 Hz effettivi), sono comparse le risonanze trasversali di ordine superiore pari (la 2<sup>a</sup>, la 4<sup>a</sup>, etc.) poiché esse non danno luogo ad un nodo lungo il piano longitudinale dell' abitacolo su cui sono posizionati i microfoni. In effetti, nelle figure 8,9 e 10 si nota che nei tracciati sperimentali, oltre i 1000 Hz, compaiono dei picchi che il modello numerico non aveva previsto: essi possono essere in gran parte giustificati come risonanze trasversali, sebbene alle frequenze piú alte la discretizzazione del dominio spaziale sia tale da rendere l' analisi comunque poco attendibile, poiché la dimensione dei lati dei triangoli é comparabile alla lunghezza d'onda.

Tuttavia, un ulteriore raffittimento del reticolo non ha consentito di evidenziare tali picchi, confermando pertanto che essi sono relativi a risonanze trasversali della cavità, non prevedibili mediante il presente metodo numerico bidimensionale.

### 4. CONCLUSIONI

La sperimentazione eseguita ha consentito di verificare il procedimento di calcolo numerico agli elementi finiti in un caso concreto di interesse veicolistico. Come era previsto, il metodo ha dato ottimi risultati alle frequenze piú basse, mentre la precisione diminuisce notevolmente già a valori di frequenza superiori ai 200 Hz (effettivi).

La schematizzazione bidimensionale della cavità non consente di tenere conto delle risonanze trasversali della stessa; ciò non rappresentava un grave problema finché si tratta di determinare le frequenze di risonanza della cavità [7], mentre complica parecchio le cose quando, come in questo caso, si pretende di conoscere esattamente il livello di pressione sonora ad ogni frequenza. Pertanto il metodo proposto, applicabile sicuramente alle bassissime frequenze, richiede viceversa un ulteriore affinamento per poter essere impiegato con successo anche a frequenze piú alte.

Per superare queste difficoltà si potrebbero utilizzare elementi tridimensionali, producendo però un notevolissimo incremento delle

dimensioni delle matrici del sistema di equazioni lineari. Volendo mantenere una suddivisione non troppo dettagliata della cavità é dunque necessario abbandonare gli elementi triangolari con interpolazione lineare, per passare ad elementi piú complessi con funzioni di interpolazione di ordine piú elevato (ad esempio quadratiche): in tal modo é possibile descrivere adeguatamente la forma d'onda anche con lati degli elementi piú grandi in relazione alla lunghezza d'onda.

Dal punto di vista computazionale, si pensa di trasferire il codice di calcolo su un elaboratore vettoriale, molto piú efficiente nella risoluzione di sistemi di equazioni lineari, e di sfruttare le capacità di calcolo parallelo, onde operare simultaneamente la previsione su un elevato numero di frequenze, anziché su una per volta come accade attualmente. Verrá infine realizzato un sottoprogramma di preparazione dei dati in ingresso, poiché la costruzione manuale di reticoli tridimensionali é estremamente difficoltosa e porta facilmente ad errori o sviste.

Restano poi da affrontare i problemi relativi ai parametri fisici in ingresso del problema, cioè l'impedenza acustica delle superfici assorbenti e le velocità delle pareti mobili. Per la prima si sta mettendo a punto un sistema automatizzato di misura della impedenza, basato sulla determinazione della funzione di trasferimento, applicabile sia nel tubo di Kundt che in campo libero [9,10].

Per la determinazione delle velocità delle pareti si pensa invece sia di procedere a misure su prototipi, sia di realizzare semplici modelli vibrazionali in scala delle parti vibranti. Tramite le prime si possono determinare, in condizioni di utilizzo reale, gli spettri di velocità in punti caratteristici. Tramite le seconde é invece possibile studiare le deformate della struttura, al variare della frequenza. Combinando queste due serie di dati, dovrebbe essere possibile prevedere numericamente il livello sonoro effettivo al variare della frequenza, e confrontare le previsioni con rilievi eseguiti sul veicolo in marcia.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Farina, G. Pagliarini, R. Pompoli - "Determinazione delle prestazioni acustiche dell' abitacolo dei mezzi di trasporto: confronto fra tecniche numeriche e tecniche sperimentali su modelli in scala" - atti del 4° convegno PFT - CNR, Torino (1986).
- [3] O.C. Zienkiewich - "The finite element method" - Mc Graw Hill, Londra (1977).
- [3] J.A. Wolf, J. Rand, D.J. Nefske - "Nastran Modeling and Analysis of rigid and flexible walled acoustic cavities", Nasa TM-X 3278, 615-631, (1975).
- [4] A. Farina - "Previsione mediante modelli in scala dei campi acustici generati all' interno di strutture chiuse vibranti", Tesi di Laurea, Fac. di Ingegneria di Bologna, (A.A. 1981-82).
- [5] R. Pompoli - "Sound Radiation Prediction by Scale Models" - Ph.D. Thesis, University of Southampton (1983).
- [6] R. Pompoli, G. Pagliarini, B.L. Clarkson - "Sound prediction by scale models - Measurements on a tractor cab and its 1/5 scale model" - Proceedings of ICA, Lyon Symposium, (1983).
- [7] A. Farina, G. Pagliarini, R. Pompoli. - "Campo acustico generato allo interno dei mezzi di trasporto; confronto fra tecniche numeriche e tecniche sperimentali su modelli in scala" atti del 3° convegno PFT - CNR, Taormina (1985).
- [8] D.E. Hudson - "Scale models principles. Shock and Vibration Handbook", vol. II, McGraw Hill, New York (1961).
- [9] L. Franco, C. Guglielmone - "Metodi avanzati per la misura di impedenze acustiche di materiali in tubo ad onde piane" - Riv. It. di Acustica, vol. VIII, n.1 (1984).
- [10] J.F. Allard, B. Sieben - "Measurements of acoustic impedance in a free field with two microphones and a spectrum analyzer" - Journ. of Ac. Soc. of Am. 77(4), p. 1617 (1985).

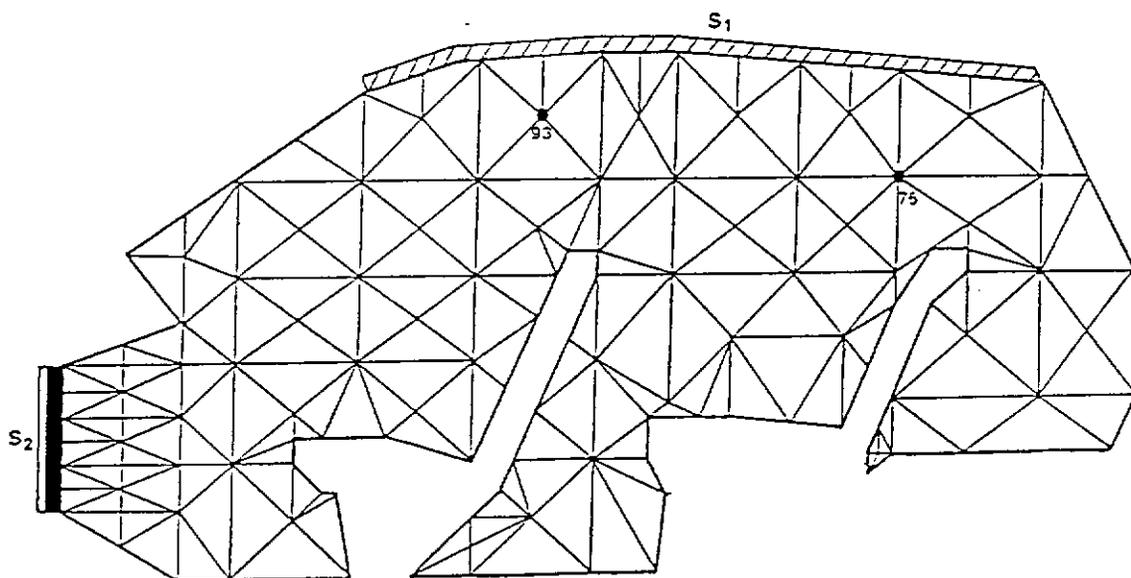
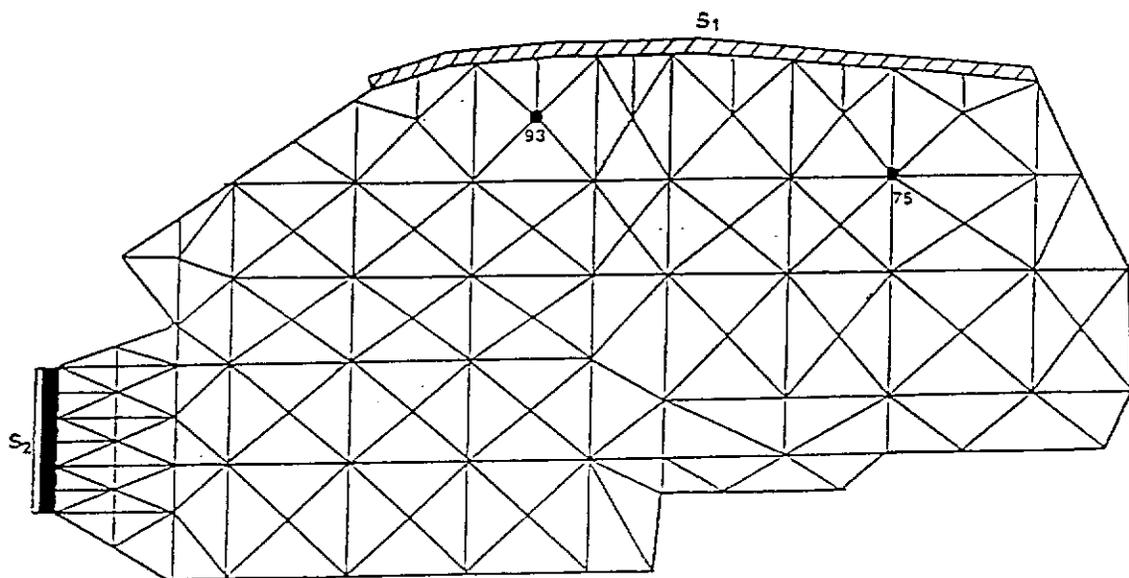


Fig. 1 - Reticoli di elementi finiti.

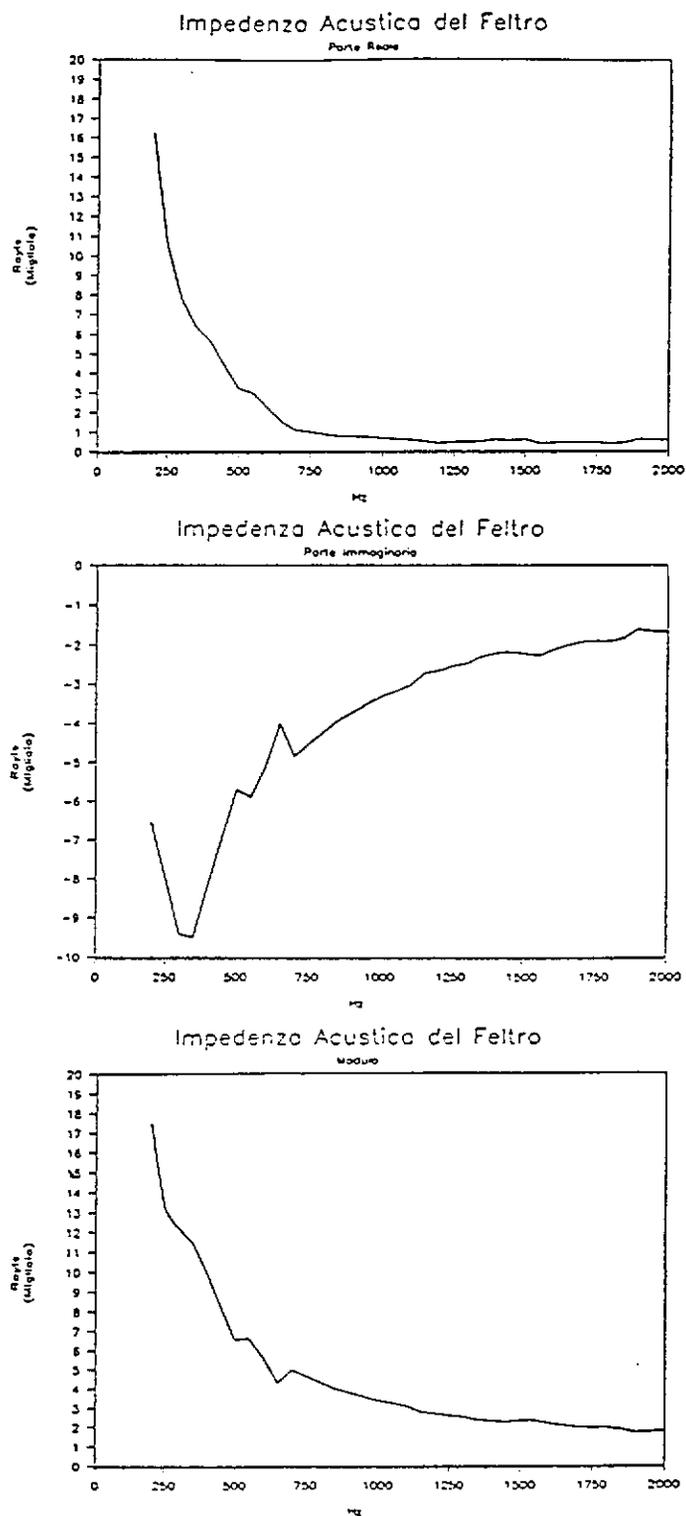


Fig. 2 - Impedenza acustica del materiale fonoassorbente.

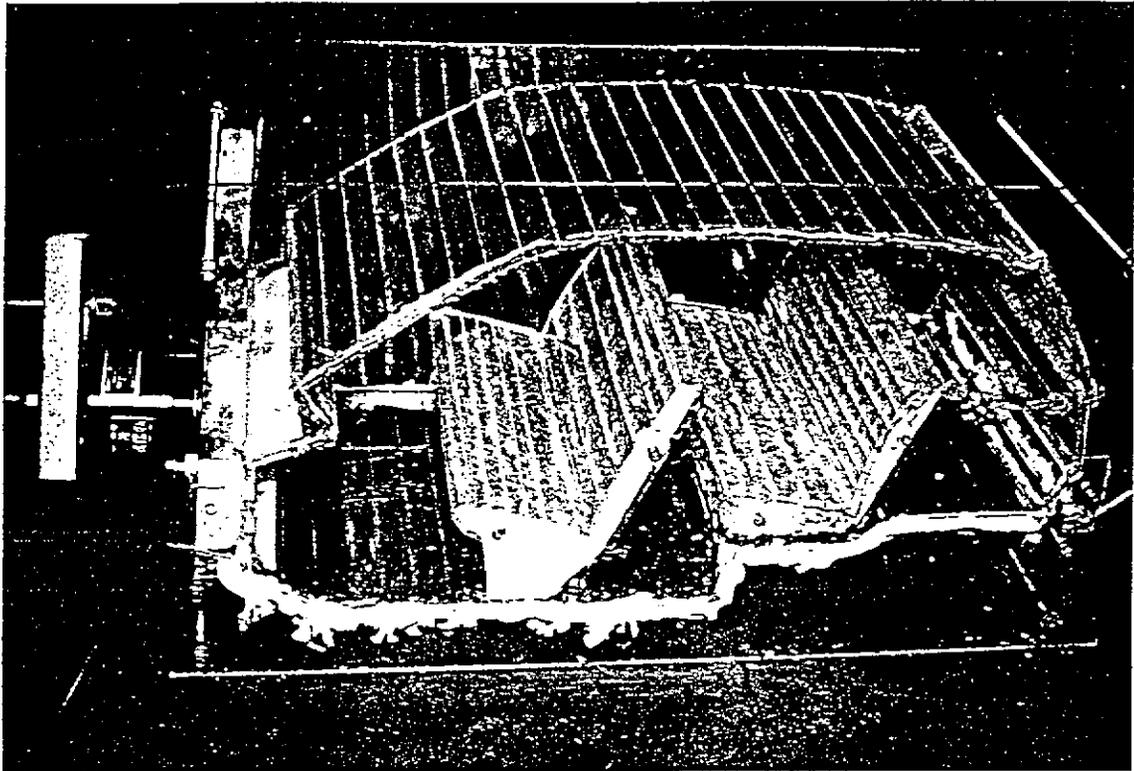


Fig. 3 - Modello in scala 1:5.

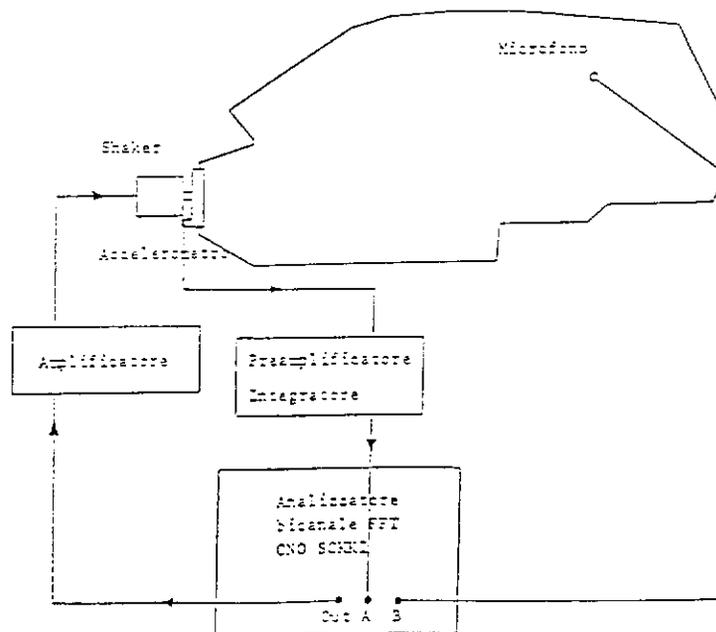
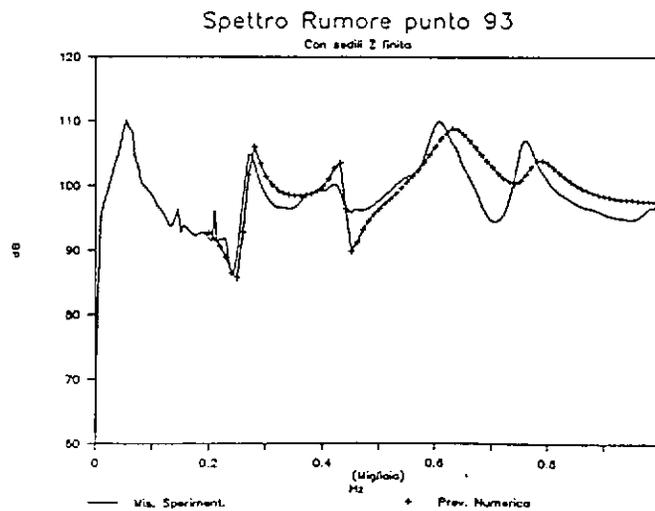
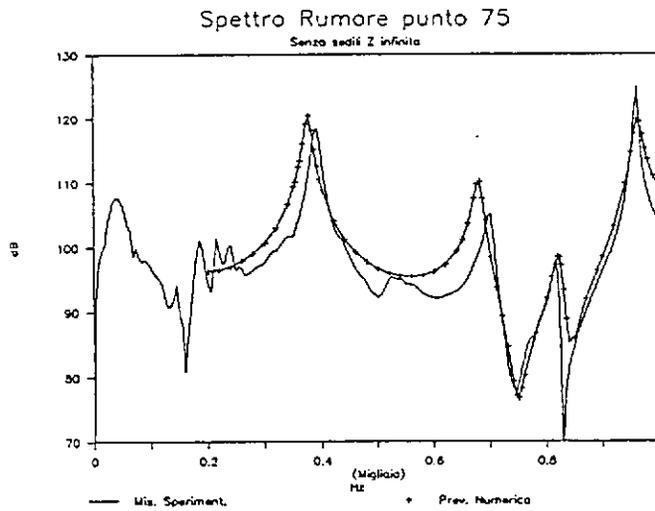
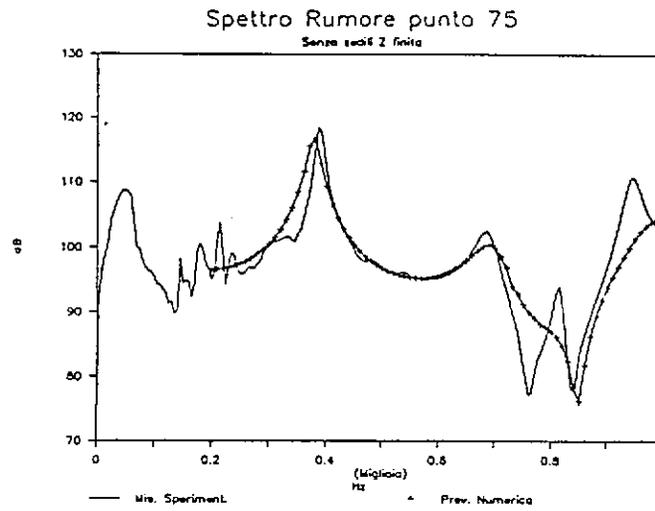
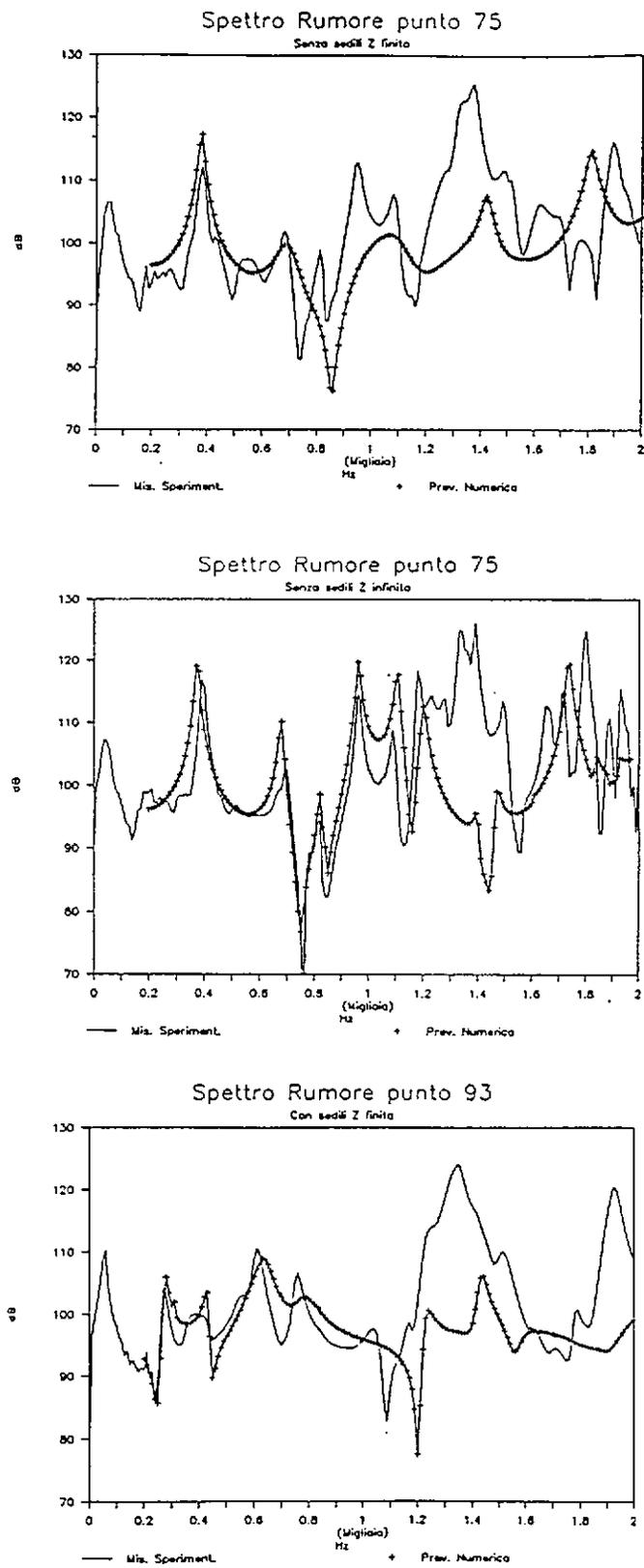


Fig. 4 - Schema del sistema di misura.



Figg. 5,6,7 - Confronto fra previsione numerica e misura sperimentale.



Figg. 8,9,10 - Confronto fra previsione numerica e misura sperimentale.