

Consiglio Nazionale delle Ricerche
Progetto Finalizzato Trasporti

3° CONVEGNO NAZIONALE

Pre-prints
2° volume

Taormina, 23 - 25 maggio 1985
Hotel Capotaormina

CAMPO ACUSTICO GENERATO ALL'INTERNO DELL'ABITACOLO
DEI MEZZI DI TRASPORTO; CONFRONTO FRA TECNICHE NUMERICHE
E TECNICHE SPERIMENTALI SU MODELLI IN SCALA

Angelo Farina, Giorgio Pagliarini, Roberto Pompoli

Unità operativa: Istituto di Fisica Tecnica, Facoltà di Ingegneria
Viale Risorgimento, 2 - 40136 Bologna

SOTTOPROGETTO IV: Trasporto su Strada

RIASSUNTO

Con lo scopo di studiare il campo acustico all'interno dell'abitacolo dei mezzi di trasporto è stato utilizzato un procedimento di calcolo numerico che impiega il metodo degli elementi finiti. Sono state esaminate varie configurazioni della cavità delimitata da pareti rigide: abitacolo vuoto; con due o quattro sedili, occupati o no dai passeggeri. Per ciascuna di esse sono state calcolate le prime frequenze di risonanza ed i relativi modi di vibrare della cavità.

contemporaneamente è stato realizzato, in materiale acrilico, un modello in scala 1 : 5 dello stesso abitacolo: sperimentalmente sono state misurate le frequenze di risonanza della cavità in corrispondenza degli stessi allestimenti descritti precedentemente.

Il buon accordo dei risultati ottenuti fa pensare che tecniche numeriche e tecniche sperimentali su modelli possano essere in futuro strumenti efficaci di indagine e di previsione del campo acustico all'interno dell'abitacolo dei mezzi di trasporto sin dall'inizio della progettazione del veicolo.

ABSTRACT

A finite element numerical model has been employed to study the acoustic field within a vehicle compartment. Some different conditions of the cavity with rigid walls have been simulated; empty, with or without seats and with or without passengers. In each condition the lower resonance frequencies and the correspondent shape modes have been computed.

An Acrylic model of the same compartment has been constructed in a scale ratio 1 : 5; its resonance frequencies have been measured, in the same conditions described above.

The good agreement between experimental and theoretical results suggests that numerical and on-scale modelling techniques can be in future suitable methods to predict the acoustic field inside the vehicle compartment, also from the beginning of the design.

1. INTRODUZIONE

L'evoluzione dell'organizzazione produttiva in campo automobilistico punta alla riduzione dei costi di progettazione dei nuovi modelli, tendenzialmente sempre crescenti, mediante il potenziamento e l'estensione delle tecniche di previsione del comportamento della vettura; tanto più precoce ed accurata è la previsione, tanto maggiori sono i risparmi in tempo e in costo per la sperimentazione successiva sui veicoli di prova.

Procedimenti di simulazione sono stati adottati via via per vari aspetti della progettazione: si è passati dai modelli aerodinamici e strutturali fino ai più recenti sistemi di simulazione del comportamento su strada e della resistenza all'impatto dei veicoli. In tutti i casi c'è stato un continuo travaso di esperienze fra i vari settori dei trasporti, ma spesso il ruolo trainante è stato svolto dalla industria aeronautica. Si è assistito in questo processo al progressivo affermarsi dei modelli di simulazione numerica sui modelli fisici in scala, e questo grazie al moltiplicarsi delle prestazioni degli elaboratori elettronici. In certi casi tuttavia il ricorso a modelli fisici è pur sempre preferibile o più economico, come nel caso degli studi aerodinamici.

Nel settore acustico sono stati realizzati modelli numerici per la ricerca dei modi propri di risonanza dell'abitacolo dei veicoli schematizzati con pareti rigide [1, 2, 3], ed è stata verificata la attendibilità dei risultati così ottenuti tramite modelli in scala [4]; più di recente è stata sviluppata l'analisi del comportamento acustico globale del veicolo, utilizzando modelli numerici di simulazione strutturale accoppiati con modelli pure numerici di simulazione del campo di pressione sonora in cavità con pareti mobili [5, 6, 7, 8, 9].

Modelli in scala in materiale plastico sono stati realizzati per lo studio delle vibrazioni di strutture complesse [10, 11, 12], per lo studio dell'emissione acustica di componenti dell'industria aeronautica [13, 14] e nucleare [15, 16].

Gli autori hanno sviluppato un modello fisico in scala della cabina di un trattore agricolo, con simulazione dei movimenti strutturali e dello accoppiamento fra pareti e campo acustico [17, 18, 19]; esso è stato confrontato con il veicolo reale, mostrando un buon accordo con il prototipo.

La sperimentazione attualmente in corso si inserisce in un programma, di ricerca che si propone di realizzare modelli numerici e fisici dell'abitacolo di veicoli ancora in progettazione, con simulazione del comportamento acustico della cavità, del comportamento dinamico della struttura e dell'accoppiamento acustico-strutturale: questi modelli consentirebbero la previsione diretta del campo acustico generato all'interno di strutture chiuse, prodotto da assegnate sollecitazioni meccaniche esterne.

Nel presente lavoro viene descritto un modello numerico agli elementi finiti dell'abitacolo di un autoveicolo, per la ricerca dei modi propri e delle frequenze di risonanza della cavità, racchiusa da pareti supposte perfettamente rigide. Esso è stato sottoposto a verifica mediante il confronto con un modello in scala della stessa cavità, realizzato usando materiale acrilico per riprodurre le pareti rigide.

Successivamente il modello numerico verrà perfezionato, in modo da simulare il comportamento acustico di cavità con pareti in parte mobili, in parte fonoassorbenti. Il modello fisico in scala, con opportune modifiche, verrà utilizzato ancora per controllare l'attendibilità del modello numerico. Seguirà poi la realizzazione di un modello fisico in scala.

con la completa simulazione del comportamento dinamico ed acustico dell'abitacolo.

E' prevista una serie di esperimenti collaterali, volti a individuare particolari disposizioni degli arredi interni, tali da ridurre il livello di pressione sonora nei casi di maggior disturbo ai passeggeri.

2. FORMULAZIONE MATEMATICA E RISOLUZIONE APPROSSIMATA

All'interno di una cavità V delimitata dalla superficie di contorno S il campo acustico è descritto, in regime quasi stazionario, dalla equazione di Helmholtz:

$$\nabla^2 p + (\omega/c_0)^2 p = 0 \quad (1)$$

che verifica la condizione al contorno:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \omega^2 w \quad (2)$$

La relazione (2) esprime la condizione di uguaglianza delle componenti di velocità, in direzione normale alla superficie di contorno n , della superficie stessa (w) e del fluido con questa in contatto; c_0 e ρ_0 sono rispettivamente velocità del suono e densità media del fluido all'interno della cavità, mentre ω è la pulsazione. Nel caso particolare qui considerato, la superficie di contorno è ovunque rigida e pertanto la (2) si riduce alla condizione di annullamento del gradiente di pressione in direzione normale alla superficie S :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (2')$$

Soluzione del problema omogeneo espresso dalla (1) e (2) sono i modi propri della cavità e le corrispondenti frequenze di risonanza. L'equazione differenziale alle derivate parziali (1) non è risolvibile analiticamente, se non in casi particolarmente semplici.

In generale, dunque, è necessario ricorrere a metodi di risoluzione approssimata. Fra questi sono di particolare interesse il metodo di Rayleigh-Ritz applicato al problema formulato in forma variazionale ed il metodo dei residui pesati nella formulazione di Galerkin. Nel caso qui considerato entrambi i metodi conducono alle stesse equazioni risolutive del problema; verrà tuttavia fatto esplicito riferimento al secondo, in quanto di applicabilità più generale.

La soluzione della (1) con la condizione (2') viene posta nella forma approssimata:

$$\bar{p}(x, y, z) = \sum_{i=1}^N V_i(x, y, z) C_i \quad (3)$$

dove C_i sono N parametri incogniti e $V_i(x, y, z)$ sono N funzioni prefissate che nella formulazione originale di Galerkin verificano le condizioni al contorno; quest'ultima ipotesi viene qui abbandonata.

In generale la (3) non verifica dunque le equazioni (1) e (2') e la sua sostituzione in

queste dà luogo a dei residui diversi da zero. Imponendo che la media di questi, pesata con le funzioni note V_i , sia nulla si perviene ad un sistema di equazioni algebriche risolubile in termini dei parametri incogniti C_i :

$$\int_V [\nabla^2 \bar{p} + \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 \cdot \bar{p}] V_i dV - \int_S \frac{\partial \bar{p}}{\partial n} \cdot V_i \cdot dS = 0 \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

L'individuazione delle opportune funzioni approssimanti V_i è tuttavia difficoltosa quando la geometria del dominio di integrazione diventa complessa, come solitamente si verifica nella pratica. Al fine di superare tale difficoltà può essere utilmente impiegato il metodo degli elementi finiti, che fornisce un procedimento automatico per la costruzione di tali funzioni approssimanti. Il metodo consiste nel suddividere il dominio di integrazione in sottodomini di opportuna forma geometrica. All'interno di ciascuno di questi la funzione incognita viene approssimata da una funzione del tipo della (3), precisamente:

$$\bar{p}(x, y, z) = \sum_{k=1}^M N_k^e(x, y, z) p_k \quad (5)$$

in cui le N^e sono funzioni note, dette funzioni di interpolazione, p_k sono i valori incogniti che la \bar{p} assume in M prefissati punti dell'elemento, detti nodi.

Imponendo per l'intero dominio di integrazione le condizioni (4), in cui sono state sostituite le espressioni (5) relative a ciascun elemento e . ovviamente, $V_i = N_k^e$, si perviene infine al sistema:

$$[K_a - \omega^2 M_a] \{p\} = 0 \quad (6)$$

la cui risoluzione consente di determinare gli autovalori ed i relativi autovettori, ovvero le frequenze di risonanza ed i corrispondenti modi propri della cavità.

Nel caso geometricamente favorevole di cavità con una dimensione pressochè uniforme, è possibile ridurre lo studio del campo di pressione ad un dominio bidimensionale; ciascun elemento sarà dunque una figura piana, dotata di una certa area. In queste ipotesi, gli elementi generici delle matrici K_a e M_a possono essere espressioni come:

$$K_{a,i,j} = \sum_e \int_{A_e} \left(\frac{\partial N_i^e}{\partial x} \cdot \frac{\partial N_j^e}{\partial x} + \frac{\partial N_i^e}{\partial y} \cdot \frac{\partial N_j^e}{\partial y} \right) dA_e \quad (7)$$

$$M_{a,i,j} = \frac{1}{c_0^2} \sum_e \int_{A_e} N_i^e N_j^e dA_e \quad (7')$$

Le sommatorie esprimono i contributi degli elementi, di aree A_e , a cui appartiene il nodo i -esimo [20].

3. MODELLI FISICI IN SCALA

La realizzazione di modelli in scala deve avvenire nel rispetto delle condizioni di similitudine fornite dall'analisi dimensionale [21, 22, 23]. Per i modelli acustici a pareti rigide è sufficiente imporre che venga rispettata l'equazione di Helmholtz (1), essendo la relativa condizione al contorno (2') identicamente soddisfatta, per le ipotesi fatte.

Sostituendo alle variabili dimensionate delle opportune variabili adimensionali, ed imponendo che l'equazione (1) sia soddisfatta indipendentemente dal fattore di scala, si ottiene la condizione di similitudine:

$$\frac{\omega L}{c_0} = \text{cost.} \quad (8)$$

nel quale L è una lunghezza caratteristica della geometria studiata. Nel caso più frequente di modello e prototipo entrambi immersi in aria, la velocità del suono rimane la stessa; si ottiene quindi il noto teorema di Savart, che afferma la proporzionalità inversa fra le frequenze e le lunghezze.

Un modello in scala presenterà pertanto la necessità di indagare in un campo più esteso di frequenze. Nel caso dei mezzi di trasporto va considerato tuttavia che il fenomeno delle risonanze della cavità è molto evidente, e pertanto fastidioso, solo alle frequenze più basse, cui corrispondono onde stazionarie con lunghezza d'onda confrontabile con le misure dell'abitacolo. Nel caso degli autoveicoli vengono prese in esame usualmente le frequenze inferiori ai 500 Hz.

Volendo realizzare modelli con simulazione dei movimenti della struttura, occorre rispettare numerose altre condizioni di progetto, che possono essere ottenute dalle equazioni del moto delle parti strutturali e dalle rispettive condizioni al contorno, mediante il procedimento di adimensionalizzazione [17, 18, 19].

A meno che si utilizzino rigorosamente gli stessi materiali del veicolo reale, non è possibile in questo secondo caso rispettare tutte le condizioni, ed alcune di esse andranno trascurate, in dipendenza del particolare aspetto del problema in esame. E' stato tuttavia mostrato come una accurata scelta dei materiali, nonché l'uso di mezzi acustici diversi dall'aria, consentano un migliore rispetto delle condizioni di progetto [24].

4. APPLICAZIONE AD UN VEICOLO REALE

Il presente studio ha avuto come oggetto un veicolo sperimentale FIAT per il trasporto economico di persone, denominato X1/75.5. Nella fig. 1 è possibile vedere la scocca della vettura, in un prototipo realizzato per altri scopi. L'intera messa a punto dei modelli di previsione è stata comunque fatta in base ai soli disegni tecnici del veicolo, in assenza di specifiche previsioni sulla dislocazione e sulla qualità dei componenti dell'arredo interno; in effetti uno degli scopi della simulazione è quello di verificare il comportamento della cavità in presenza di differenti condizioni di arredo della stessa.

Come per la maggior parte dei compartimenti dei veicoli passeggeri, l'abitacolo presenta una spiccata caratteristica bidimensionale, essendo tutte le sezioni longitudinali-verticali pressochè equivalenti; ciò ha consentito semplificazioni nella progettazione dei modelli.

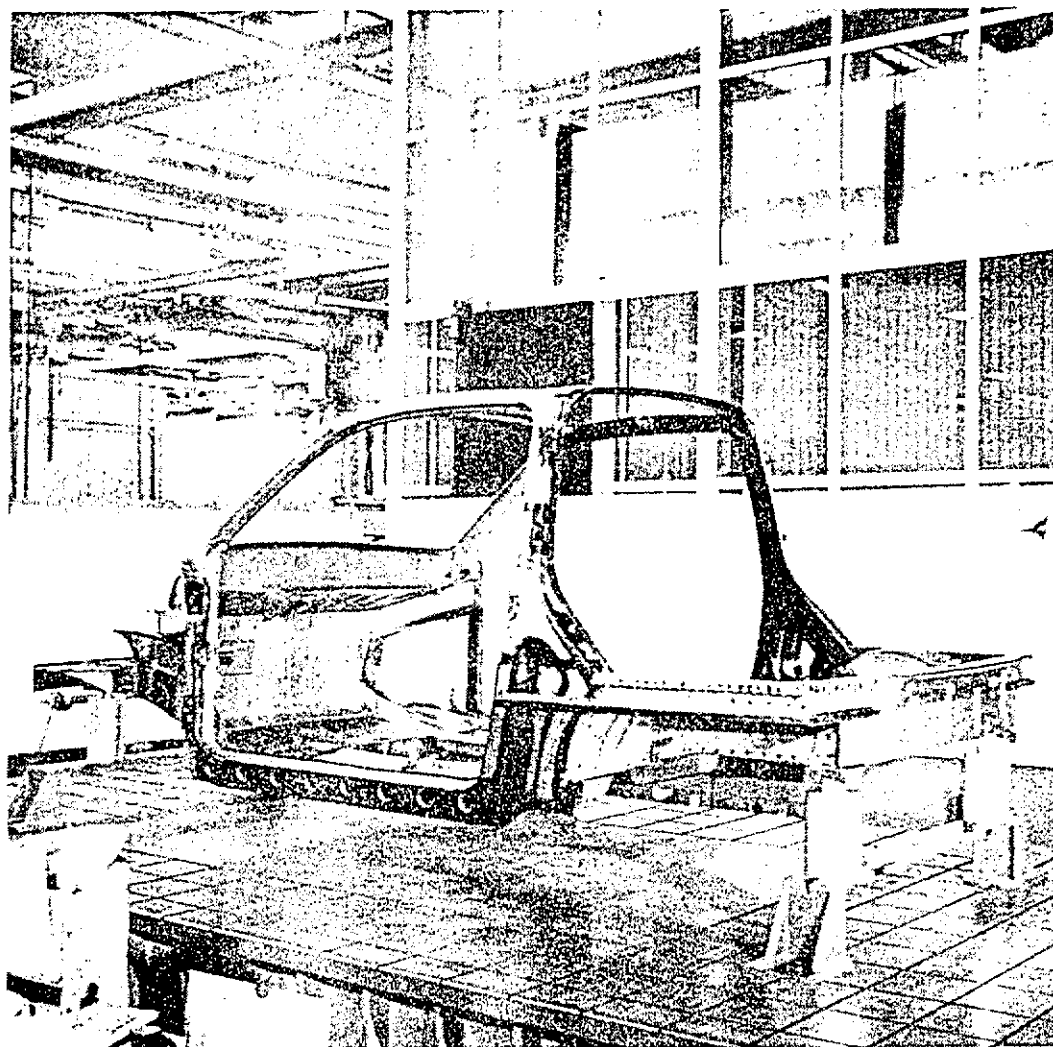


Figura 1

4.1. Modello numerico

Il modello si basa sulla tecnica numerica degli elementi finiti: è stata adottata una schematizzazione bidimensionale, con un reticolo piano di elementi triangolari, con funzioni di interpolazione lineari. La discretizzazione della sezione è rappresentata nella fig. 2. Nella fig. 3 si possono osservare le sezioni delle 6 condizioni esaminate; le ultime tre, per la presenza dei passeggeri, sono tali da rendere meno accurate le ipotesi di bidimensionalità della cavità.

La scelta di elementi triangolari con interpolazione lineare, se da un lato rende semplice la programmazione dell'algoritmo sul calcolatore, dall'altro richiede l'utilizzo di reticoli con elevato numero di nodi, onde garantire adeguata precisione al crescere del numero dei modi propri studiati.

La ricerca delle frequenze di risonanza e dei corrispondenti modi propri è stata limitata all'intervallo 0,2000 Hz, che corrisponde ad una frequenza massima reale di 400 Hz.

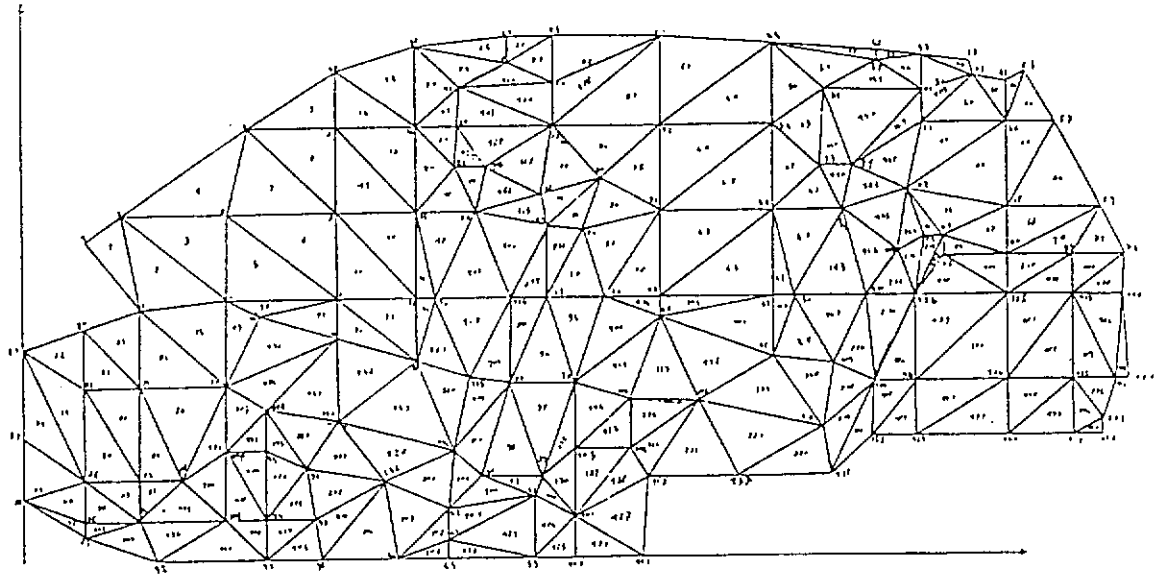


Figura 2

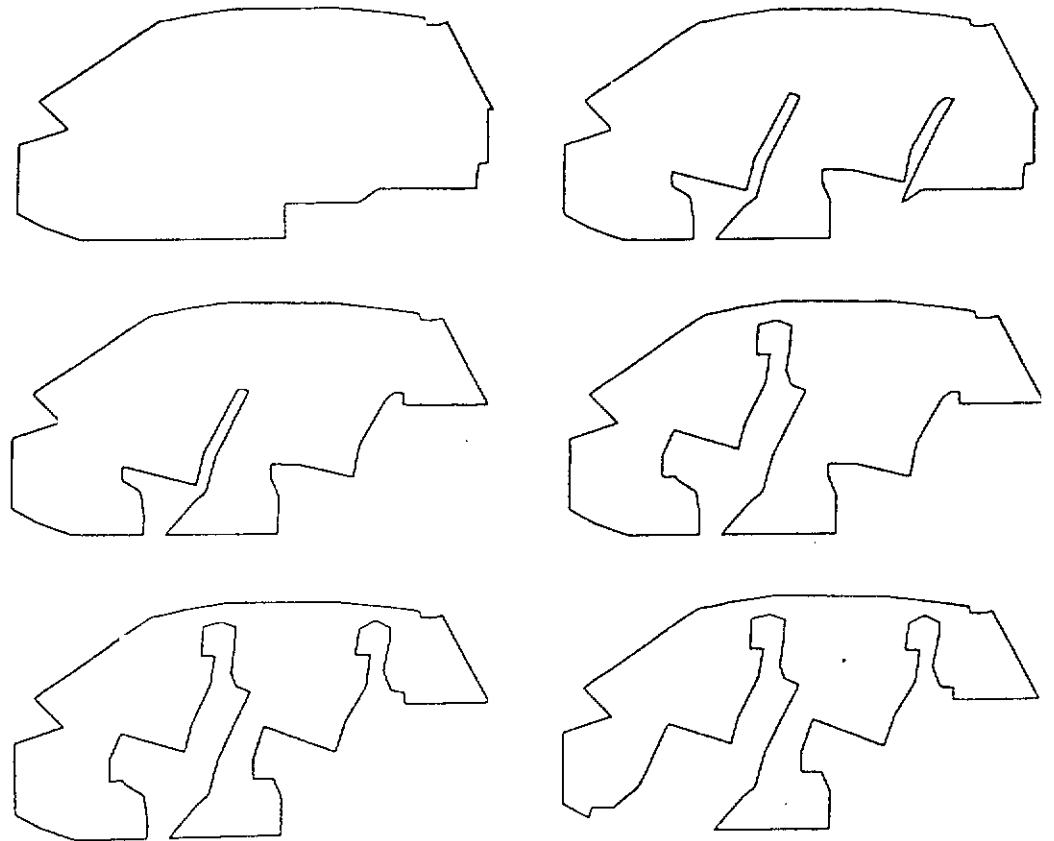


Figura 3

La distribuzione della pressione sonora all'interno dell'abitacolo, per ogni frequenza di risonanza, viene riportata nella forma di tabulato semigrafico (fig. 6). Mediante l'uso di 5 diversi caratteri viene indicato il variare della pressione sonora nell'intervallo convenzionale $(-1,1)$, così da evidenziare la posizione delle linee nodali, ove la pressione si annulla (linee tratteggiate in fig. 6).

4.2. Modello fisico in scala

Per la realizzazione del modello fisico in scala, nell'ipotesi di pareti rigide, è stato scelto un materiale acrilico (Plexiglass), in considerazione della facilità di lavorazione, economicità e trasparenza. È stato adottato uno spessore di 5 mm, sufficientemente elevato da poter simulare con accuratezza la rigidità delle pareti.

Anche il modello fisico è stato realizzato con approssimazione bidimensionale, realizzando cioè una cavità prismatica avente come basi le pareti laterali piane. La tecnica costruttiva è molto semplice: nelle due lastre laterali, di forma rettangolare, è stata ritagliata la sagoma dell'abitacolo; le due cornici risultanti sono state fissate a distanza opportuna mediante 8 barrette filettate, e lungo le generatrici sono stati incollati listelli in Plexiglass spessi sempre 5 mm e larghi 20 mm, in modo da seguire accuratamente il profilo della ca-

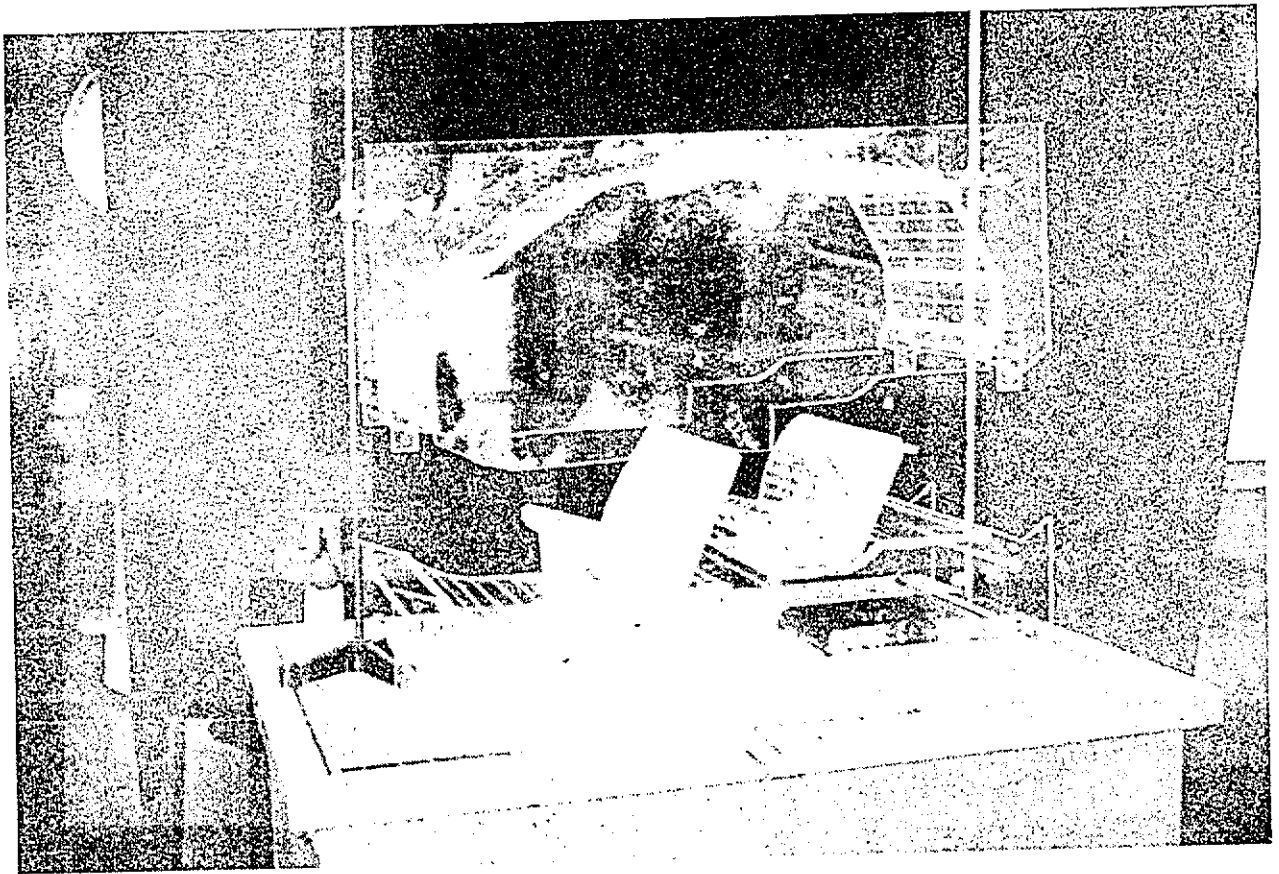


Figura 4

bina. Infine le due maschere risultanti dal ritaglio sono state incollate ai lati; è stato praticato un taglio orizzontale in modo da poter aprire il modello con facilità. Le due parti, e gli elementi dell'arredo, sono fissati l'un l'altro mediante viti inserite in fori filettati nel Plexiglass. Tutte le fessure sono state accuratamente sigillate, dopo ogni apertura, mediante stucco per vetri. In fig. 4 è visibile il modello in Plexiglass, aperto per il montaggio dei sedili.

La cavità così ottenuta è stata eccitata acusticamente mediante un piccolo altoparlante di 20 mm di diametro inserito all'interno; esso è stato alimentato sia con segnali sinusoidali puri che con rumore bianco. Il campo di pressione sonora così generato è stato rilevato mediante un piccolo microfono di 5 mm di diametro, collegato ad un analizzatore di frequenza a banda stretta e ad un registratore grafico. Nella fig. 5 è schematizzata la catena di misura analogica, basata su strumenti Bruel & Kjaer.

La ricerca delle frequenze di risonanza è stata svolta manualmente, in modo da individuare con precisione i valori in Hz delle stesse, mediante un frequenzimetro digitale collegato al generatore di toni puri. E' risultata determinante, in questa fase, la perfetta sigillatura delle fessure, poichè in presenza di aperture anche piccole si riscontrano innalzamenti significativi di tutte le frequenze di risonanza della cavità. Molto meno influente si è dimostrata invece la posizione del microfono e dell'altoparlante.

Una volta individuata la risonanza, si è proceduto alla campionatura della pressione sonora all'interno dell'abitacolo, spostando il microfono fino ad individuare con esattezza la posizione delle linee nodali.

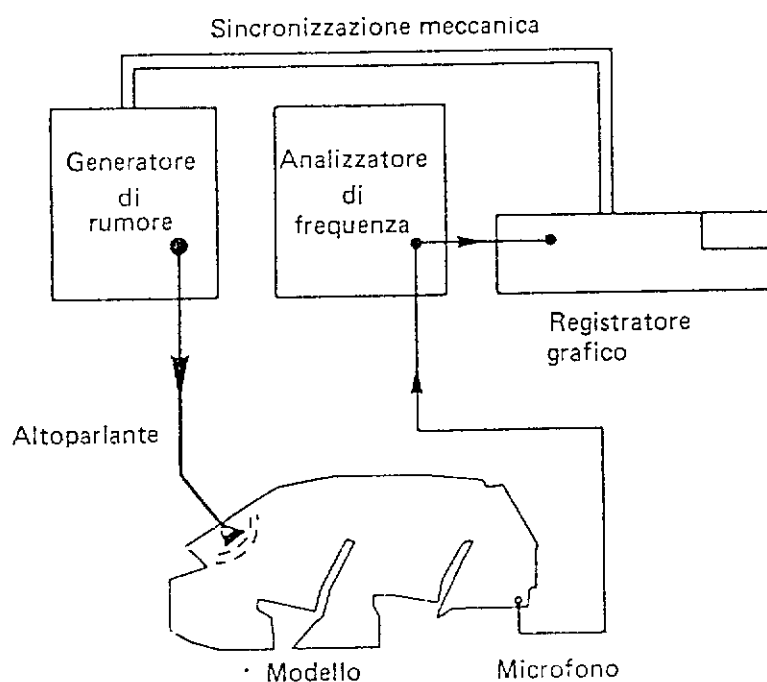
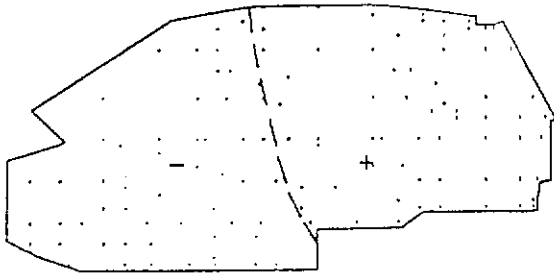
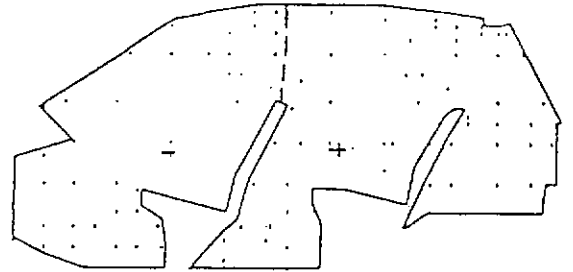


Figura 5

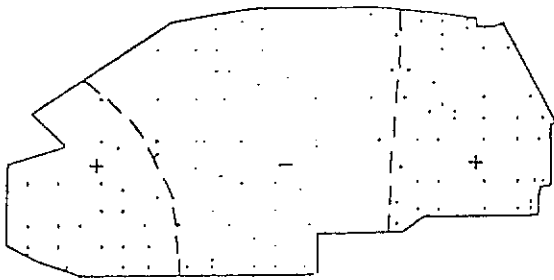
Freq. Teor. 376 Hz
 Freq. Sper. 378 Hz



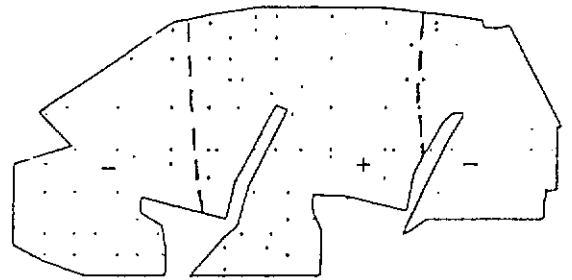
Freq. Teor. 273 Hz
 Freq. Sper. 265 Hz



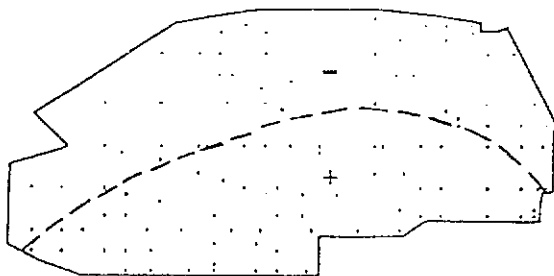
Freq. Teor. 685 Hz
 Freq. Sper. 684 Hz



Freq. Teor. 435 Hz
 Freq. Sper. 409 Hz



Freq. Teor. 830 Hz
 Freq. Sper. 818 Hz



Freq. Teor. 644 Hz
 Freq. Sper. 609 Hz

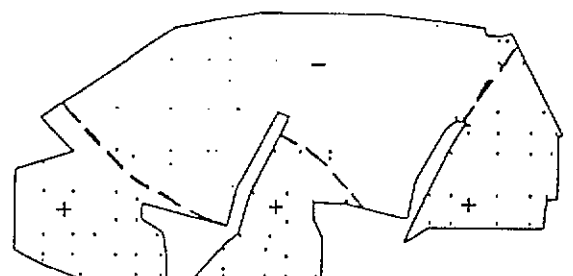


Figura 6

5. RISULTATI E CONFRONTI

Scopo dell'indagine era la verifica della attendibilità del modello numerico; pertanto i risultati ottenuti con il procedimento di calcolo sono stati confrontati con i corrispondenti ottenuti sperimentalmente sul modello in scala. Nella fig. 6 sono visibili le prime 3 risonanze della cavità nelle condizioni "A" e "B", con l'indicazione dei valori di frequenza teorici e sperimentali. Entrambi i valori sono riferiti alle dimensioni in scala 1 : 5; la forma dell'onda stazionaria è risultata sempre coincidente con quella prevista, e pertanto non è stato separato nella figura il risultato teorico da quello sperimentale.

Gli spostamenti in frequenza, come si può vedere, sono modesti, e rientrano nel grado di incertezza di misure di questo tipo. La risonanza trasversale dell'abitacolo non ha influito, poichè sia il microfono che l'altoparlante erano collocati sulla mezzeria del modello, ove si trova evidentemente anche il piano nodale della prima onda stazionaria trasversale.

E' comunque sempre possibile calcolare teoricamente la frequenza delle risonanze trasversali del veicolo, vista la misura pressochè uniforme della larghezza dell'abitacolo: la prima frequenza di risonanza è di circa 650 Hz, indipendentemente dalla configurazione dell'arredo interno.

6. CONCLUSIONI

Nell'ambito di un programma di ricerca che si propone di realizzare modelli fisici e numerici per lo studio del comportamento acustico e dinamico dell'abitacolo degli autoveicoli, nella presente nota sono riportati i risultati ottenuti in una fase intermedia del progetto di ricerca.

In particolare è stato descritto il procedimento di calcolo che permette di ottenere modi propri e frequenze di risonanza della cavità racchiusa da pareti supposte perfettamente rigide. E' stato inoltre costruito un modello in scala 1 : 5 della stessa cavità e sono stati misurati i valori delle frequenze di risonanza.

Il buon accordo delle previsioni teoriche con i risultati sperimentali ha permesso di verificare la correttezza della modellizzazione numerica, e quindi la possibilità di procedere ad una estensione della capacità di previsione del programma numerico al caso di cavità con pareti in parte mobili ed in parte fonoassorbenti. Anche il modello fisico in scala subirà sostanziali modifiche per poter essere impiegato nello studio non solo del comportamento acustico della cavità, ma anche di quello dinamico della struttura che la racchiude.

BIBLIOGRAFIA

- [1] GLADWELL G.M.L. "A finite element method for acoustics" Proc. of 5th. Int. Congress on Acoustics, (1972).
- [2] GRAGGS A. "The use of simple Three-dimensional acoustic finite elements for determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures" — J. Sound Vib. 23, 331 - 339 (1972).
- [3] SHUKU T., ISHIHARA K. "The analysis of the acoustic field in irregularly shaped rooms by the finite elements method" — J. Sound Vib. 29, 67 - 76 (1973).

- [23] LANGHAAR, H.L. "Dimensional Analysis and Theory of Models" John Wiley & Sons, New York (1951).
- [24] PAGLIARINI G., POMPOLI R. "The sound pressure level within a cylindrical chamber with a sinusoidally driven end wall" Proc. of Int. Conf. on Recent Advances in Structural Dynamics. vol. 2^o, 457 - 476 - Southampton (July 7 - 11 1980).