714 自動車用シート構造の構造・音響連成特性の実験解析

Experimental Analysis of Vibro-acoustic Characteristics of Automotive Seat Structures Having Porous Materials

○ 福島 亨(群大院) 正 山口 誉夫(群馬大) 正 山本 崇史(日産自) 正 丸山 新一(日産自)
藤本 雅士(群大院) 城田 育夫(群大院) 堀 裕一(群馬大)

Toru FUKUSHIMA, Graduate school of Gunma University, Tenjincho 1-5-1, Kiryu, Gunma
Takao YAMAGUCHI, Gunma University, Tenjincho 1-5-1, Kiryu, Gunma
Takashi YAMAMOTO, NISSAN Motors, Okatsukoku 560-2, Atsugi, Kanagawa
Shinichi MARUYAMA, NISSAN Motors, Okatsukoku 560-2, Atsugi, Kanagawa
Masashi FUJIMOTO, Graduate school of Gunma University, Tenjincho 1-5-1, Kiryu, Gunma
Ikuo SHIROTA, Graduate school of Gunma University, Tenjincho 1-5-1, Kiryu, Gunma
Yuichi HORI, Gunma University, Tenjincho 1-5-1, Kiryu, Gunma

Automotive seat structures mainly include metal frames, porous materials and surface materials. There are two media (i.e. internal air and resin block) in the porous materials. By carrying out our model test, the porous materials had sound absorption for cavity resonance. And they also had damping effects for the structural resonance of the metal frame. Under an acoustic excitation, vibration amplitudes of the metal frame increased by attaching the porous materials. It's "an effect of a sail" of the resin block in the porous material, which increases vibration level of the seat metal frame by receiving sound pressure. We also observed the similar phenomena when a thin leather sheet is covered on the foam with the metal frame.

Key Words: Noise, Vibration, Seat / Damping, Sound Absorption, Vibro-acoustic

A1. ま え が き

自動車用内装構造の中で、シートは大きな表面積を占めており、従来から車内の音響特性に影響があることが知られている。本報告では、図A1(a)のような前席シート構造の簡易モデルと(b)のような後席シート構造の簡易モデルについて、フレームやパネルのみの場合とそれにフォームと取り付けた場合、さらに本皮をフォームに取り付けた場合の条件でハンマリング加振実験と音響加振実験を行い、シート構造の振動音響連成特性を調べた。

A2. 実 験 方 法

ハンマリング加振実験は、それぞれ図A1に示してある加振点に圧電体力変換子を内蔵したインパクトハンマーで加振し、観測点に加速度ピックアップを設置し加速度を計測した。これによりフレームの構造振動に及ぼすフォームの影響を調べた。音響加振実験の実験装置の概要は、図A2のようになっている(前席の例)。右側の大きなボックスは車内空間を模擬した閉空間となっており、その中央付近にシート構造の簡易モデルが設置してある。左のスピーカーボックスからパイプを通してホワイトノイズで音響加振を行った。

A3. 結 論

ハンマリング実験から、シートフォームは金属フレームやパネルの振動への制振効果を持つことが確認できた。音響加振実験から、フォームが存在すると閉空間の共鳴は吸音されることが確認できた。前席シート構造ではフォームが存在すると「帆の働き」により金属フレームの振動がなんと増加した。前席シート構造では、本革をフォームの全表面に接着した条件でも同様な現象が現れた。金属パネルを用いた後席シート構造では、このような現象は現れなかった。

(a) Front seat structure

(b) Rear seat structure

Fig.A1 Specimen for a front and rear seat structure

Fig.A2 Experiment setup of acoustic excitation test for a front seat structure

1. ま え が き

自動車用内装構造の中で、シートは大きな表面積を占めており、従来から車内の音響特性に影響があることが知られている。車内音の低周波数域においては、シートによる車室の共鳴周波数の変化と、音響インピーダンスの変化が報告されている^{(2), (3), (4)}。車内音の高周波数域ではシートが多孔質吸音材の役割を持つことが報告されている⁽⁵⁾。

自動車の前席シートの構造は、主に金属製フレームと多孔質材のフォームと表皮材から構成されている。一方、後席シートの構造では、金属製パネルにフォームと表皮材が積層されている。実際にはその他に電動装置などが装備されており複雑な構成となっている。

シートに用いられるフォームは、ミクロで考えると、連続した細孔内の空気と樹脂の骨格からなっている。それぞれが音波や振動を伝達できる媒質となりうる。さらに両者を伝達する波動が連成することが考えられる。このような特性を有する自動車用シートのフォームと金属製フレームや金属製パネルとの振動音響連成を検討した報告はない。

本報告では、拡散場とはみなせない低中周波数領域に着目し、前席および後席の自動車用シート構造を簡易モデル化してハンマリング加振実験と音響加振実験を行い、シート構造の振動音響連成特性を調べた。

Fig.1 Specimen of a frame for a front seat structure

2. 前席シート構造の加振実験

2. 1 前席シート構造の簡易モデル

図1に前席シート構造の簡易モデルの外観を示す。図1に示すような「月」の字状のフレームの下部を、治具を介して固定した。図1に示す寸法のフレームを用いた。フレームの断面は10mm×10mmの正方形である。フレームはアルミニウム製であり、接合部がなく一体構造としてある。フレームは、高さ20mm幅230mm奥行き180mmの治具にボルトで接合した。

このフレームに、自動車シート用のウレタンフォームのブロックを、両面テープで接着した。フォームの寸法は、高さ213mm幅150mm厚さ50mmで、フレームに図2のような位置に両面テープを用いて接着した。ここで用いたウレタンフォームのブロックは、大きなブロックをスライスして作成しており、表面には皮膜などが無い条件にしてある。

さらに、フレームに取り付けたウレタンフォームに底面とフレームとの接着部分を除いた全面にシートの表皮材として厚さ1.5mmの本革を両面テープで接着した。

このフレーム、フォーム、本革からなる前席シート構造の簡易モデルを、定盤に固定してハンマリング加振実験を行った。さらに簡易モデルを、車内空間を模擬した閉空間中に設置し、音響加振実験を行った。

Fig.2 Specimen of a frame with foam for a front seat structure

2.2. 前席シート構造のハンマリング加振実験

圧電体力変換子を内蔵したインパクトハンマーによる衝撃加振実験を行い、まず、フレームの構造振動におよぼすフォームの影響を調べた。図1に示すフレームの一点を加振し、力変換子から入力 F を計測した。フレームの他点に加速度ピックアップを設置し、加速度 A を計測した。FFTにより周波数応答（イナータンス伝達関数 A/F ）を求めた。フレームは治具を介して定盤に固定してあり、加振方向と観測方向は、いずれも図中の x 方向である。ハンマリングで得られたイナータンス伝達関数(加速度 A /力 F)のゲインを図3に示す。図3には三個の大きなピークが現れている。フレームのみの条件で現れた112Hzのピークは、フレームを片持ちはりとする x 方向の1次曲げ変形モードであり、379Hzのピークは z 軸まわりのフレームの1次ねじり変形モード、638Hzのピークはフレームを片持ちはりとする x 方向の2次曲げ変形モードである。フレームのみの場合とフォームを接着した場合のゲインのピークを比べると、フォームがある場合のピークの振幅が減少している。さらに、本革を接着するとゲインのピークが全体的に小さくなっている。

Fig. 3 Inertance of a front seat structure from the hammering test

イナータンス(加速度/力)のゲインをブーミングし、半値幅法で各共振ピークにおける減衰値(モード減衰比)を求めた。図4に測定結果を示す。横軸は共振周波数[Hz]であり縦軸はモード減衰比[-]である。図4からフォームがある場合のほうが、フレームのみの場合に比べ、モード減衰比がいずれの共振においても増加しており、制振効果が確認できる。また、本革をフォーム表面に接着した場合も、フレームのみの場合に比べてモード減衰比が増大している。 x 方向の1次と2次の曲げ変形モードにおいては、本革の接着によりモード減衰比が大きくなっている。

2.3. 前席シート構造の音響加振実験

図5は音響加振実験の実験装置の概要である。図5の左側の小さなボックスにはスピーカーが内蔵され

Fig. 4 Resonant frequencies and modal loss factors of a front seat structure

ている。図の右側の大きなボックスは、車室を模擬した閉空間の内部である。この閉空間用のボックスの中央付近に前席シート構造を設置した。スピーカーボックスと閉空間用のボックスをパイプで連結し、閉空間をホワイトノイズで音響加振した。床からの振動伝達を避けるためにボックスの下には防振ゴムマットを敷いた。図1で示したシートモデルの底面を、図5の位置に閉空間用ボックスにボルトで固定しCh.1(連結パイプ部音圧 P_1)、Ch.2(閉空間内部音圧 P_2)の位置にそれぞれマイクロフォンを設置した。図5の左端のボックスよりスピーカーを用いて音圧加振し、Ch.1、Ch.2間の伝達関数 P_2/P_1 を求めた。これよりシートによる音場の吸音特性を調べた。さらにハ

Fig.5 Experiment setup of acoustic excitation test for a front seat structure

ハンマリング加振実験の時と同様に前席シート構造のフレームに加速度計 Ch. 3 (シート部の加速度 A_3) を設置し, Ch. 1 (連結パイプ部音圧 P_1) との間の伝達関数 (A_3/P_1) を計測した。

Fig.6 Sound pressure in the closed space with a front seat structure

音響加振の場合、伝達関数の基準はスピーカーが発生する体積速度とすべきである。音圧を基準とすると、マイクロフォンの位置が音響モードの節と一致した周波数の近傍で伝達関数がピークとなるため、振動の伝達関数のピークと周波数が一致しないという問題が出る。しかし、今回実験を行った周波数域では、スピーカーと閉空間ボックスを接続する連結パイプ部が音響モードの節となることがないため、測定が容易なパイプ部の音圧を伝達関数の基準とした。

図6は、スピーカーで音響加振を行い閉空間内の一点の音圧 P_2 を測定し、連結パイプ部の音圧 P_1 との伝達関数のゲイン $|P_2/P_1|$ を求めた結果である。図6中の169Hz, 347Hz, 508Hzのピークは、それぞれボックスの内部閉空間の x 方向1次, x 方向2次, x 方向3次共鳴である。いずれもフォームが有る場合のピークの高さが、フォームがない場合に比べて下がっている。フレームのみの場合のピークは、鋭く尖っておりフォームを有することにより、空間の共鳴を減衰させる吸音効果が確認できる。特に x 方向1次共鳴は、169Hz と低周波数であるが、モード減衰比はフレームのみ条件では0.0037であったのが、フォームがある条件で0.016へと約4倍に増加しており、吸音効果が現れている。これは x 方向1次共鳴における粒子速度分布の腹の位置(閉空間の x 方向の中央付近)に、前席シート構造が設置されているためである。本革がある条件ではモード減衰比は0.011となりフォームのみの条件よりも値が小さくなり吸音効果が低下した。通気性がない本革によりフォーム内部への音波透過が少なくなったためである。

スピーカー加振でフレームの加速度 A_3 を求め、連結パイプ部音圧 P_1 との伝達関数のゲイン $|A_3/P_1|$ を計測した結果を図7に示す。フォームがない条件での112Hzのピークは、フレームを片持ちはりとする x 方向の1次曲げ変形モー

Fig.7 Acceleration of a front seat structure under acoustic excitation

ドであり、図3のハンマリングでも現れた共振である。フォームをフレームに接着すると、このピークの振幅は、図3のハンマリングとは異なり、なんと上昇した。しかし、このピークはフォーム接着により先鋭度が下がっている。モード減衰比は、フォームが無い条件では0.0036であったのが、フォームがある条件では0.013へと増加しており、減衰そのものは増えているが加速度は増大している。この時、フォーム接着により共振周波数は91.3Hzに低下しているが、これはハンマリングでの結果どおりである。本革がある場合も、フレームのみの条件からモード減衰比は0.0036から0.014と増大したが、加速度は増大した。

図7でフォームが無い場合の169Hz近傍のピークは、図6でも現れた閉空間の x 方向1次共鳴である。このピークも、フォームをフレームに接着した場合のほうが、フレームのみに比べて、なんと振幅が増大した。しかし、フォームがある場合のピークの形状は丸くなった。この時もモード減衰比は、フォームが無い条件の0.0037からフォームのみ取り付け付けた場合の0.016へと増大した。すなわち、この場合も減衰は増加しているが、加速度が増大した。また、本革がある条件でも、フレームのみの条件に比べ、モード減衰比は0.0037から0.011へと増大するが、加速度は増大してしまっている。

同様に、フォームの有無で図7の応答全体を比較すると、フォームが有る方の応答レベルが、全体的に大きい。これは、フォームが「帆の役割」を果たし、フレームの振動を増大させてしまうと考えられる。フレームのみに比べてフォームがある場合の方が音圧を受ける表面積が、増大すること起因すると考えられる。本革がある場合も同様な現象が起こっていると考えられる。

なお、図7でフォームが無い場合の169Hz近傍のピークに対応する閉空間 x 方向1次共鳴について、本革がある場合のモード減衰比は、フォームのみの場合よりも0.016から0.011へと低下しているが、これは、本革に通気性がないため、フォーム内部への音波の侵入が減り吸音効果が減少した。

3. 後席シート構造の加振実験

3.1. 後席シート構造の簡易モデル

後席シート構造を模擬するために、図8のように高さ220mm、幅150mm、厚さ0.8mmの鋼板に、前席シート構造で用いたウレタンフォームのブロックを両面テープで、板全面をおおるように接着した。さらに、ウレタンフォームの前面に厚1.5mmの本革を両面テープで接着した。この鋼板の全周縁を治具にボルトで固定した。

Fig.8 Specimen of a steel frame with foam
for a rear seat structure

Fig.9 Inertance of a rear seat structure from
the hammering test

3.2. 後席シート構造のハンマリング加振実験結果

ハンマリング加振実験で得られたイナータンス伝達関数(加速度 A / 力 F)のゲインを図9に示す。観測点と加振点を図8に示す。図9のパネルのみの条件での低い周波数から1, 2番目のピークはそれぞれ鋼製パネルの(1,1), (1,2)の曲げ共振モードである。ただし、(a, b)は、それぞれ板の短辺方向(y方向)と長辺方向(z方向)の半波長の波数である。パネルのみの場合とパネルにフォームを接着した場合のゲインのピークを比較すると、フォームがある場合のピークの振幅が減少し制振されていることが確認できる。

3.3. 後席シート構造の音響加振実験結果

図8の後席シート構造の簡易モデルを、図5と同様に閉空

間内の中央付近に図10のように設置した。これにより閉空間は二つの部屋に分割される。これで実車の車室とトランクルームの間に後席シート構造が設置される状況を反映させた。スピーカーで音響加振し、前席と同様に Ch.1 として連結パイプ部の音圧 P_1 , Ch.2 として閉空間内部音圧 P_2 を測定し、両者の音圧の伝達関数 P_2/P_1 のゲインを求めた。結果を図11に示す。フォームがない条件の212Hzの小さなピークは、パネルの(1,1)曲げ共振であり、ハンマリングの図9に現れていた共振である。図11で324Hzの大きなピークはCh.3のマイクが設置してある側の閉空間内のx方向の一次共鳴である。このピークはフォームがある場合にほぼ消失しており、シートのフォームによる吸音効果が確認できる。本革を取り付けた条件ではフォームのみの条件比べるとグラフに大きな変化は見られない。

Fig.10 Experiment setup of a rear seat structure
for acoustic excitation

Fig.11. Sound pressure in the closed space having a panel
with a foam (rear seat structure)

後席シート構造の鋼板に加速度計 Ch.3(シート部の加速度 A_3)を設置し、Ch1 のパイプ部の音圧との間の伝達関数 (A_3/P_1)を計測した。結果を図12に示す。加速度の観測点は図8と同じ位置である。フォームが無い場合の223Hzのピークはパネルの(1,1)曲げ共振であり、ハンマリングの図9にも現れていた共振である。フォームがあると、このピークの振幅は小さくなりピークも丸くなっているの、ハンマリングと同様に制振されている。フォームが無い場合の323Hzのピークは、図11にも現れた閉空間の共鳴でパネルが加振されて出現したピークである。このピークは、フォームがあると図11と同様に吸音で消失するので、パネルの加速度も小さくなっている。本革がある場合には2つのピークとも少しではあるが振幅が減少している。

図12の結果をフォームの有無で全体的に比較すると、前席モデルで現れたようなフォーム接着による鋼製パネルの振動振幅の増大は現れず、逆に制振されている。後席シート構造ではパネルのみの場合とパネルにフォームを接着した場合で、音圧を受ける表面積が、前席と異なり大きく変わらない。したがって、制振効果や吸音効果の影響が、そのまま音響加振におけるパネルの加速度に現れたと考えられる。本革がある条件でも同様な現象が現れた。

Fig.12 Acceleration of a panel with a foam under acoustic excitation (rear seat structure)

4. 結 言

自動車用のシート構造の振動音響特性を、簡易モデルを用いて、実験解析を行った。前席を模擬した金属製フレームと後席を模擬した金属製パネルにシートのフォーム、本革を接着し、振動音響連成特性を評価した。ハンマリングによる加振実験から、シートのフォームには金属フレームあるいは金属製パネルの振動を制振する効果が確認できた。また、シートの本革にも振動の制振効果が確認できたが、フォームほどの効果はない。音響加振実験から、シートのフォームが存在すると閉空間内部の音の共鳴は吸音されることが確認できた。

本革による吸音効果は余り確認できなかった。さらに音響加振実験から、シートのフォームがあることにより金属製フレームの振動を増大させるという、『帆のはたらき』が観測された。フレームのみの場合に比べフォームがある場合の方が音圧を受ける表面積が、増大することに起因する。本革がある条件でも同様な現象が現れた。

一方、同様な音響加振実験を、フォームを接着した金属製パネルで実施すると、金属製パネルの振動は増大せずに、制振された。後席シート構造ではパネルのみの場合とパネルにフォームを接着した場合で、音圧を受ける表面積が、前席と異なり大きく変わらないことに起因する。

5. あ と が き

本報告の作成で群馬大学院工学研究科機械システム工学専攻 金井智幸君、群馬大学工学部機械システム工学科 上田啓介君にご協力を頂きました。謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) T. Yamamoto, S. Maruyama and T. Yamaguchi : Characterization of Passenger Seats for Noise and Vibration Using Poroelastic Element (Second Report), *Proceedings of Society of Automotive Engineering of Japan Annual Congress (Spring)*, 2010.
- (2) M. A. Sanderson and T. Onsay, CAE interior cavity model validation using acoustic modal analysis, *SAE paper*, 2007-01-2167.
- (3) H. Tada, Y. Kamiyama, F. Ide, K. Misaji, K. Hirose, H. Nakagawa, M. Kon and A. Yamamoto : FE modeling scheme using experimentally measured acoustic impedance for sound proof package, *SAE paper*, 2009-01-0608.
- (4) D. J. Nefske and S. H. Sung : An equivalent-acoustic finite element method for modeling sound absorbing materials, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 123, P.3570, 2008.
- (5) P. Chen and G. Ebbitt : Noise Absorption of Automotive Seats. *SAE paper*, 980659, P.117, 1998.