

車室 内部騒音의 特性과 低減에 關한 實驗的 考察 (上)

An Experimental Investigation on the Characteristics of Sound and It's Reduction in a Passenger Car

鄭 甫 和*

Summary

The nature and the sources of sound in cars is discussed in the light of many previous works, and the importance of the system resonances inside cars is suggested.

An investigation of a 'boom' problem in a small size passenger car is described. It was established that the 'boom' frequencies coincided with engine firing frequency and also with several system resonances. To find out main transmission path of the noise to the car interior, various possible sources were eliminated from the investigation by means of simple modification to the vehicle.

Data on the structural modes of the body, and the acoustic modes of the passenger compartment at various forcing cases were obtained to provide better understanding of the problem. It was found that the acoustic resonance responsible for the boom was controlled largely the bending motion of the floor.

To investigate the effect of the structural modification to the acoustic response, center floor of the car was reinforced. A great reduction of the noise inside the car especially at the offending speed range, was achieved by this modification.

1. 緒 論

1.1 背 景

自動車에 있어서 室内騒音의 水準은 그 製品性能의 評價에 重要한 몫을 차지한다. 이와같은 室内騒音은 주로 車室 内部를 싸고 있는 車體 表面으로부터 發生되며, 따라서 室内騒音의 側面에서 볼때 車體는 매우 重要한 要素이다.

특히 一體型 車體(Rigid sheet metal uniconstruction body) 승용차의 경우, 비록 輕量化와 우

수한 energy 吸收能으로 훌륭한 性能을 가지지만, 特定 速度 領域에서 심각한 騒音水準을 나타내는 경우가 많다. 이런 現狀은 車體가 可用 速度內에서 發生되는 여러 周波數에서 共振하기 때문이며, 所謂 車室共鳴(cavity resonance)이라는 空氣의 振動 現狀이 特定 周波數에서의 騒音을 증폭시키는 역할을 하기때문이다.

車輛의 室内騒音中 booming noise 라고 代表되는 低周波 音이 위에서 언급된 바와같은 車體 共振 및 車室共鳴 現狀에 依하여 지배되기 때문에,

* 現代自動車株式會社 常務理事

小型 및 中型級의 승용차 設計에 있어서 극복하기 어려운 課題로 남아있다.

1.2 車室 内部騒音의 特性 및 根源

現在까지 自動車의 室内騒音에 관한 많은 實驗的 研究가 수행되어 왔으며 그들 結果에 依하면 車室 内部騒音의 水準은 一般的으로 약100dB (Lin)에 이르지만, 그 증가율은 全 可用速度 범위에서 約 5dB정도에 불과하다.

Fig. 1은 Jha에 의해 제시된 室内騒音의 代表的 周波數 特性으로, 20Hz 이하의 높은 random noise와, wheel 및 engine의 回轉數와 관련된 몇 개의 不連續性 周波數 成分 (discrete frequency components)들이 지배적이며, 이와 같은 不連續性 成分中 가장 큰 要素는 engine회전 速度의 第二 高調波 즉 점화 週期와 一致한다.

이와같은 車室 内部騒音의 一般的인 特性은 騒音 發生系統의 同一性을 立證하고 있으며, 많은 實驗的 結果에 의하면 그 根源은 다음의 基本的 形態로 大別된다.

- 1) Engine 및 驅動系統의 振動, 騒音
- 2) 路面 加振 (road noise)
- 3) 風切音 (wind noise)

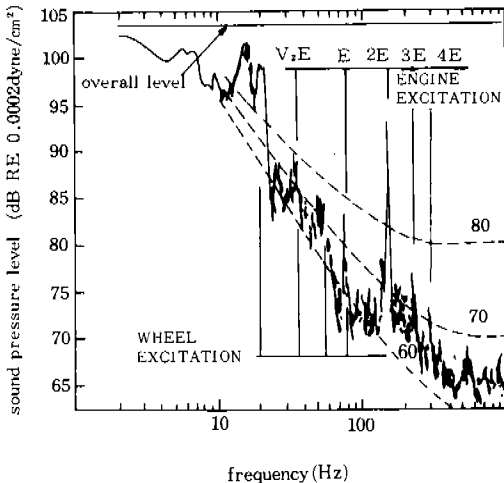


Fig. 1. Jha's spectrum of interior car noise Equal loudness contours

勿論 이들 根源을 더욱 細分하면 排氣, 吸氣騒音 등 많은 要素들이 포함될 수 있다.

모든 車室 内部騒音의 진과되는 形態는 그들의 根源이 무엇이든 간에 空氣 傳達 (air borne) 또는 固體 傳達 (structure borne)의 두가지에 해당되며, 空氣 轉送의 경우 車室의 밀폐성에 주로 依存하기 때문에 車體의 構造의 側面에 대해 研究하는 技術者들에 있어서의 關心事는 固體 傳達의 方向이다.

한편, 車室 内部騒音의 지배적 要素인 約 300 Hz 이하의 경우 주로 固體 傳達에 기인하며, Table 1 과 같은 몇몇 基本的 system의 共振(鳴) 때문에 높은 水準을 形成시키는 것으로 밝혀져 있다.

이들 共振(鳴) 現狀에 대해서는 지금까지 많은 研究가 수행되어 왔으며, 이중에서도 특히 50 Hz 以上の 周波數 領域을 차지하는 車體의 ring mode 振動과 車室 共鳴에 대해서는 實驗的, 理論的 側面에서 共히 연구대상의 核心을 점하여 왔다. 이는 앞에서 論議된 바와 같이 室内騒音의 주된 加振源이 engine회전 速度의 第二 高調波에 해당되고 따라서 通常 走行速度 범위에서의 engine회전 速度를 고려하면 約 50Hz 以上 비교적 높은 周波數 領域이 問題되기 때문이다.

Table 1. Basic System Resonances

Frequency	System Resonances
0.5-10Hz	현가계통상 車體의 振動
11-17	engine의 6 方向 振動
25-40	車體의 굽힘 및 비틀림 振動
50以上	車體의 ring mode 振動 drive line의 굽힘 振動
90以上	車室 内部의 音響 共鳴

現在까지 車體 振動과 室内 音響共鳴에 대한 個別的인 혹은 相互 關聯的인 研究가 지속되어 왔으며, Richards에 의하여 좀더 具體的인 相關關係가 얻어졌다. 즉 그는 車體 表面의 振動에 대한 車室内部 임의의 位置에서의 音響應答을 理論적으로 關聯 시켰으며, 그 結果 構造物에 引 加하는 動的 外力이나 内部의 測定 位置에 영향

받지 않는 係數를 유도하였다.

한편, 이 係數는 단지

- 1) 構造物의 振動 mode와 室内音響의 mode 形狀
- 2) 構造의 共振 및 室内音響의 共鳴 周波數들의 近接 特性

에만 지배되기 때문에 이 두가지 만으로서도 車室 内部騒音의 基本的 特性과 問題 領域의 發見은 勿論, 나아가 booming noise의 低減 대책 수림이 可能하다.

本 研究에서는 이와같은 構造的 振動과 音響 共鳴에 의해 야기되는 車室 内部 騒音의 特性을 주어진 대상 車輛에 대해 관찰하고, 問題 領域에서의 車體의 振動 特性, 車室 内部의 音響 共鳴 現狀을 測定 分析함으로써 實際 車輛에서의 이 두 要素의 存在 및 重要性에 대해 考察하였으며, 나아가 앞서의 研究結果들에 根據한 實際的 車室内部 騒音의 低減이 可能한가를 確認하기 위해 車體의 構造的 變更에 대한 室内 騒音 減小 效果를 分析하였다.

2. 實驗의 方法

2.1 實驗 對象 車輛

本 實驗에 使用된 對象 車輛은 4-Door Saloon 型으로 4-cylinder in-line engine을 탑재한 排氣量 1400cc級의 小型 승용차이다.

車輛은 F.R. 駆動方式으로 前進 4단의 Transmission을 탑재하였으며 최고단 기어 狀態의 減速比는 engine 回轉速度 1000R.P.M. 당 23.9km/h의 車輛 速度가 얻어지도록 構成되었다.

2.2 實驗의 단계

對象 車輛 室内 騒音의 特性을 確認하고 構造的 振動特性的 變更이 室内 騒音에 미치는 影響을 分析하기까지의 實驗이 다음과같은 一連의 過程을 거쳐 實施되었다.

- 1) 實驗 對象 車輛의 室内 騒音 特性 觀察
- 2) 騒音 傳達 경로의 確認
- 3) 構造的 振動 特性 測定 分析

4) 室内 音響 共鳴과 構造的 振動에 對한 應答 特性的 解析

5) 構造的 補強에 따른 室内 騒音 特性 變化의 確認

먼저 對象 車輛의 室内 騒音에 대한 綜合的인 特性이 車速 및 周波數에 대해 測定 分析되었고, 이 結果 밝혀진 問題領域의 騒音에 대한 傳達 경로를 確認하기 위한 方案으로 各各의 傳達 媒體를 소거하여 그 效果를 檢討하였다.

이와같은 過程을 거쳐 傳達 경로가 確認된 후 車體의 주된 振動 入力點을 찾아 해당 周波數의 振動을 引加하여 그에 대한 車體 各 部分의 振動 mode를 測定하고 아울러 室内音響mode 및 引加 振動의 周波數에 따른 應答 特性을 求하였다.

實驗의 마지막 단계에서는, 앞의 過程을 通하여 얻은 綜合的 車體의 振動 特性을 考察함으로써 構造的 補強의 方法을 決定한 후 이에 대한 效果를 測定 分析하였다.

2.3 實驗 장치의 構成

Fig. 2에서 實驗에 使用된 장치의 개요를 나타내 보였다. 여기서 보는 바와 같이 實驗장치는 다음과 같은 一連의 測定 및 分析을 可能케

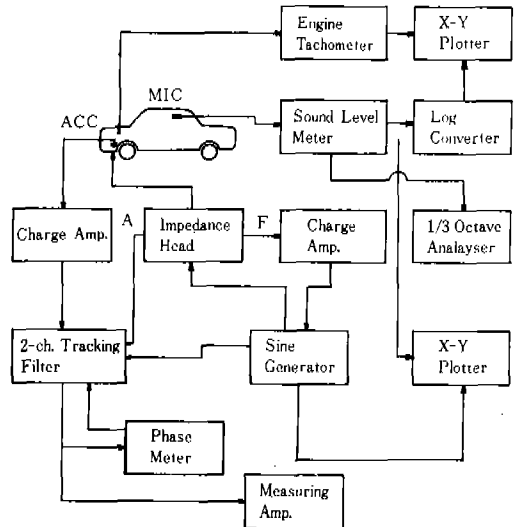


Fig. 2. Schematic Diagram of the Apparatus.

하도록 構成되었으며 各各의 實驗時 장치의 一部가 용도에 따라 사용되었다.

- 1) 走行 車速에 따른 室內騒音 水準
- 2) 車室內部 騒音의 周波數 特性
- 3) 車體의 振動 mode
- 4) 車室內部 騒音의 音響共鳴 特性
- 5) 車體의 構造의 振動에 대한 室內 音響 應答

3. 騒音의 特性과 傳達系統

3.1 室內騒音의 特性

3.1.1 走行速度에 따른 室內騒音

車輦 室內騒音의 車速에 따른 特性은 實驗 장치가 탑재된 상태의 車輦을 路面上에서 走行시키며 測定되었다. 이때 車輦은 규정된 空車重量에 運轉者, 測定者 및 測定장비만을 탑재한 狀態이며, 4단 기어로 약 40km/h부터 120km/h 速度까지 全開·加速시키며 그때의 車速에 대한 室內騒音 水準을 記錄하였다.

이 實驗은 測定位置를 前方승객 및 後方승객 석으로 하는 경우 共に 實施되었고, 3단기어 狀態에서도 同一개념의 實驗이 병행되었다.

Fig. 3, 4는 이들 實驗結果를 나타내고 있으며 一見 비정상적인 騒音의 증가形態를 發見할 수 있다. 즉, 4단기어 前方승객석의 경우 110km/h速度를 中心으로 높은 水準의 peak가 形成되며 95km/h 이후 급격한 증가現狀을 보였다. 이와같은 結果는 3단기어 狀態에서도 發生되었고 어느 경우나 問題가 되는 peak는 同一engine의 回轉數에서 나타나, 4단기어 110km/h 및 3단기어 75km/h를 中心으로 하는 peak의 경우 約 4500 R. P. M.에 해당되었다.

앞에서 論議된 바와같이 engine에 의한 室內 騒音의 周波數 特性은 그 回轉數의 第二 高調波 成分이 지배적이므로 問題가 되는 周波數는 約 150Hz가 될것으로 판단되었다. 따라서 本 考察에서는 以上の 問題를 engine 回轉數의 第二 高調波와 관련된 所謂 booming noise라고 전제하고 이를 中心으로 實驗的 分析을 시도하였다.

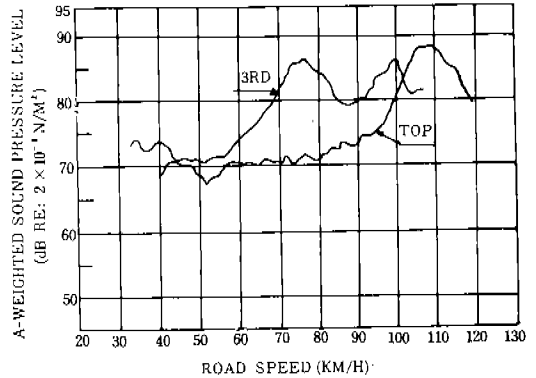


Fig. 3. Noise in the front passenger position with the car driven on a smooth tarmac surface

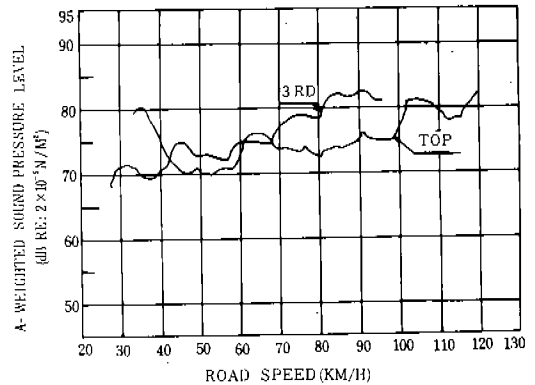


Fig. 4. Noise in the rear passenger position with the car driven on a smooth tarmac surface

3.1.2 室內騒音의 周波數 特性

車室 内部 騒音의 特性을 具體的으로 觀察하기 위해 錄音된 騒音의 周波數 分析이 實施되었다. 錄音은 우선 全 速度범위를 통하여 가장 큰 問題가 되는 周波數帶域을 確認하기 위해 4단기어 前方승객석에서 全開 加速時의 騒音에 대해 實施되었고 1/3 octave analyser에 의해 'MAX. HOLD' 技能으로 分析되었다.

이와같은 周波數 分析은 約 4500 R. P. M. 定速 走行時 및 기어 中立의 停車狀態에 대해서도 實施되었다.

分析된 結果를 Fig. 5, 6에 보였다. 이들 spec-

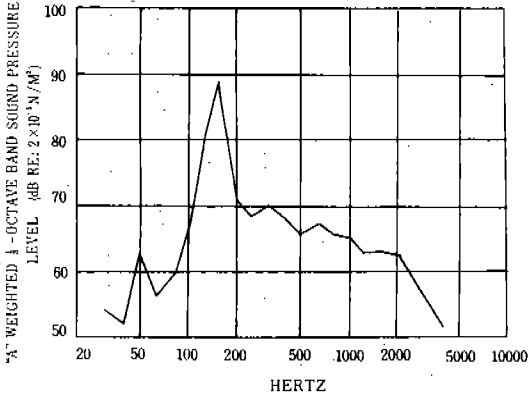


Fig. 5. Spectrum of the noise in the front passenger on position with the vehicle driven in top gear with the engine speed steady at 4000 rev/min.

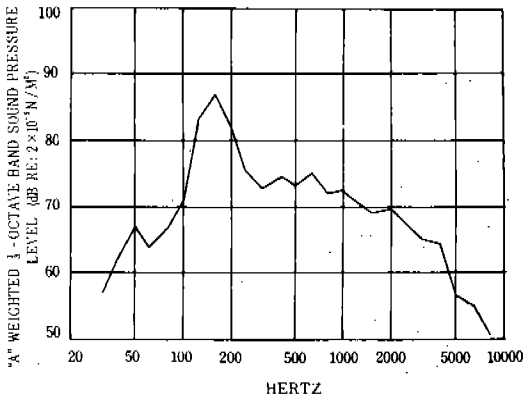


Fig. 6. Spectrum showing maximum one-third-octave band levels recorded in the front passenger position as the vehicle was accelerated in top gear up to approximately 120km/h.

tra는 모두 유사한 특성을 가졌고 예상된 바와 같이 160Hz 周波數帶域에서 높은 peak를 형성하고 있기 때문에 問題의 騒音이 engine 回轉速度의 第二高調波와 直接的인 연관을 가짐을 立證하였다. 한편, 全開加速時의 速度범위 중에서 160Hz 帶域의 水準이 지배적인 점은 이 周波數帶域에서 system의 共振(鳴) 現狀이 현저함을 나타내며, 全開加速時보다 定速走行時의 peak가 더 높게 나타난 것은 system 共振이 定常 狀態에서 더 確實한 양상을 나타내기 때문인 것으로 판단되었다.

3.2 騒音 傳達經路의 調査

騒音의 主要 傳達經路에 대한 依存度를 確認하기 위한 實驗이 車輛을 다음 단계에 따라 變更시킨 狀態에서 各各 實施되었다.

- 1) Engine의 排氣管을 變更하여 車輛 右側으로 돌출되게 하고, 地面위에 裝착시킴.
- 2) Air cleaner/silencer를 engine으로부터 分離하여 별도로 裝착하고 두꺼운 고무호스를 使用하여 氣化器에 연결시킴.
- 3) Rear engine mounting을 車體로부터 分離시키고 地面위에 同一한 方法으로 裝착시킴.
- 4) Front engine mounting을 車體로부터 分離시키고 地面위에 同一한 方法으로 裝착시킴.
- 5) 上記 3), 4) 항을 同時 적용
- 6) 上記 5)항 狀態에서 accelerator linkage를 탈거함.
- 7) 上記 6)항 狀態에서 propeller shaft를 後車軸으로부터 分離시킴.
- 8) 初期狀態 車輛으로부터 propeller shaft를 後車軸에서 分離시킴.
- 9) Accelerator linkage만을 탈거함.

各各의 實驗時 車輛의 走行이 不可能하였기 때문에 기어 中立의 정차 狀態에서 側定이 實施되었다. 側定時 車輛은 idle 부터 5,000 R. P. M. 까지 점진적으로 加速되었고 前方승객석의 周波數 特性이 'MAX. HOLD' 技能을 使用 分析되었다.

Fig. 7~10에 車輛의 10가지 狀態에 대한 周波數 分析 結果를 보였다. 이들 結果에 따르면, 吸排氣 系統의 騒音이 160Hz 周波數帶域에 미치는 영향은 극미한 反面, engine mounting 및 propeller shaft 등을 車體로부터 分離時問題帶域에서의 減小 效果가 뚜렷하였다. 한편, 이들중 가장 큰 影響을 미치는 것은 engine front mounting 部分이며 engine과 車體 사이의 mechanism들에 의한 固體 傳達音이 booming noise의 지배적 要素임을 대변한다.

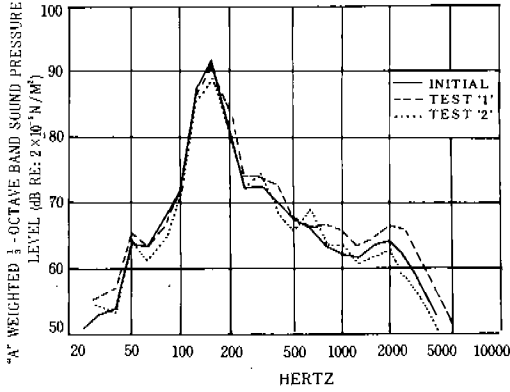


Fig. 7. Spectra showing maximum one-third-octave band levels recorded as the engine was accelerated in neutral from idling to approximately 5000rev/min. Microphone front

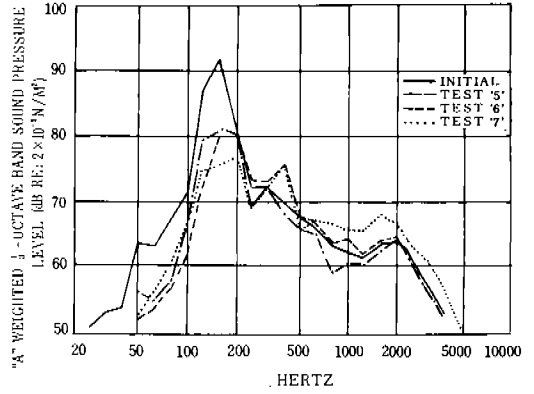


Fig. 9. Spectra showing one-third-octave band levels recorded as the engine was accelerated in neutral from idling to approximately 5000rev/min. Microphone front

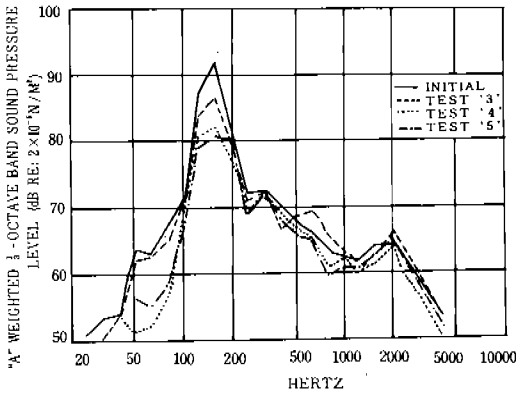


Fig. 8. Spectra showing maximum one-third-octave band levels recorded as the engine was accelerated in neutral from idling to approximately 5000rev/min. Microphone front

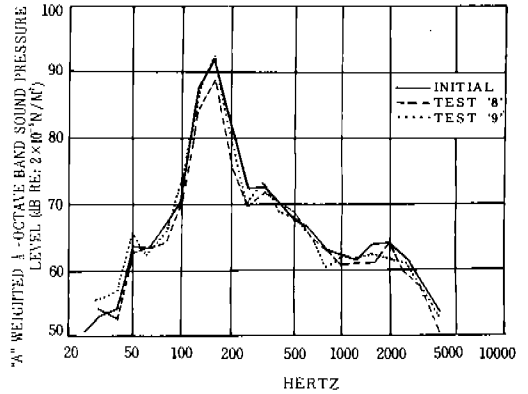


Fig. 10. Spectra showing maximum one-third-octave band levels recorded as the engine was accelerated on neutral from idling to approximately 5000 rev min. Microphone front

- 다음호에 계속 -