

自動車 室内騒音 低減技術

金 重 熙

<現代自動車(株) 技術研究所>

1. 머리 말

自動車の 商品價値 評價의 尺度는 계속적으로 변하여 왔고 製作者 側의 技術開發 역시 이에 相應하는 方向으로 誘導되었다. 最近, 自動車の 大衆化 추세가 加速化 되어감에 따라 經濟性과 公害問題가 큰 關心事로 부각되고 있으며 이에 따라 製作者들의 많은 努力이 이 分野에 集中되고 있는것이 實事이다.

그러나 이와같은 趨勢에도 불구하고 使用者 즉 顧客의 立場에서 지속적으로 要求되는 基本的 性能이 快適性이며 이는 自動車が 이미 단순한 交通手段 이라는 道具의 意味 보다는 하나의 生活空間으로 認識되고 있기 때문이다. 自動車에 있어서 快適性を 代表하는 重要한 要素中 하나가 室内騒音 이며 이것이 비록 뚜렷한 心理的 生理的 影響을 줄 정도로 심각하지는 않더라도, 長時間 運轉이나 乘車時 피로감 增大의 原因이 될 수 있음은 물론 快適한 環境이란 人間의 基本的 慾求 저해의 要因이 된다.

低燃費 高性能을 겨냥한 車輛의 輕量化는 必然的으로,

- (1) 重量 減少에 의한 透過音의 增大
- (2) 傳達系統 단순화에 의한 振動 絶緣 能力 低下
- (3) 構造的 剛性 低下에 따른 車體感度 增大 등의 複合的 室内騒音 增大 要因을 同時에 안겨주고 있어 높아지는 顧客의 기대수준을 滿足

시키기 위한 關聯分野 技術開發의 高度化가 더욱 크게 要求되고 있다.

한편, 이와같은 어려운 與件 속에서도 室内騒音 低減技術은 꾸준한 發達을 계속하여 왔으며 그림 1에서 보인바와 같은 實際的 成果가 이를 잘 立證해 주고 있다.

컴퓨터와 프로그램의 進歩는 有限要素法等 數值解析의 方法에 의한 製品開發初期段階의 事前 評價와 改善을 可能케 하였으며 이에따라 開發期間의 短축이 이루어 지고있다. 뿐만아니라, 問題의 해결을 위한 과정에서 有用한 實驗的 騒音, 振動 解析의 側面에서도 F.F.T.(Fast Fourier Transform) 技術의 一般化와 데이터處理技術의 發展에 힘입어 많은 進歩가 이루어지고있다.

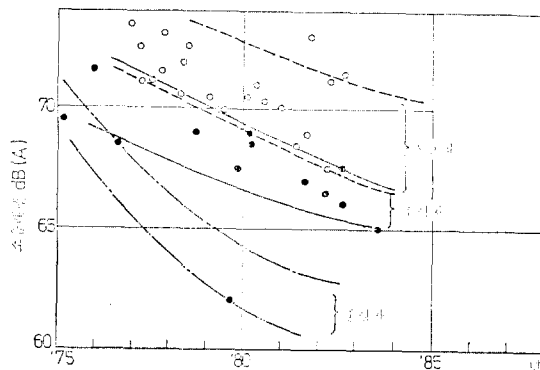


그림 1 자동차 실내소음의 저감추세 (100km/h 정속시)

2. 室內騒音의 發生 및 傳播 系統

2.1. 騒音源

自動車の 室内騒音은 車輛의 種類, 走行狀態, 走行條件등에 따라 매우 복잡한 양상으로 나타나며 特定한 條件에서 測定된 騒音 일지라도 그 周波數 性分은 단순하지가 않다.

따라서 現象의 評價나 問題解決의 어느 경우를 막론하고 騒音의 發生 및 傳播 系統에 關한 確實한 理解가 先行되어야 한다. 車輛의 室内騒音을 誘發시키는 發生源은

- (1) 엔진 및 구동계통의 振動, 騒音
- (2) 路面 加振에 의한 振動
- (3) 風切音

의 세가지로 分類하는 것이 可能하고 이들을 다시 細分하면 표1과 같다.

표1 室内騒音의 發生源別 分類

區 分	騒 音	振 動
엔진및구동계	엔진음	엔진 진동
	엔진 복사음	배기계 진동
	흡기음	현가계 진동
	흡기 복사음	구동계 진동
	배기음	
	배기 복사음	
	보기류 소음	
	구동계 소음	
路 面	路面 마찰음	路面 加振 振動
바 람	풍절음	

위에서 살펴본 驗音의 發生源은 車輛의 正常的 走行條件에서 連續的으로 發生되는 것들로서 各種 走行條件을 모두 고려하는 경우 이때 發生되는 非正常的 雜音 要素를 모두 포함시켜야 한다.

이들 騒音源에서 發生되는 騒音 및 振動水準은 車速의 增加에 따라 比例하는 樣相을 나타내며 특히 風切音의 경우 매우 급격한 增加 趨勢를 보인다. 이와같은 이유로 室内騒音의 水準은 車速

이 두배로 增加할때 약 5~6dB가 높아지는 것으로 알려져 있다.

2.2. 傳達系

많은 發生源으로 부터의 騒音 및 振動은 各各 車輛內部로 傳遞되고 이것이 車室空間에 分布된 空氣를 加振시켜 室内騒音을 形成케 한다. 騒音이 發生源으로 부터 應答系에로 傳達되는 過程에서의 媒體가 傳達系이며 이는 크게 固體와 空氣의 두가지로 나눌 수 있다.

發生源에서의 振動이 各種 部品과 그 支持系, 懸架系等を 거쳐 차체를 加振시킴으로써 車體表面으로부터 放射되는 騒音을 固體傳達音(structure borne noise), 騒音이 直接 車體를 透過하므로써 傳達되는 것을 空氣傳達音(air borne noise) 이라고 分類한다. 그림 2에서 이와같은 傳播系統을 보였다.

그림 3은 傳達경로에 따른 室内騒音의 寄與程度를 周波數帶域 별로 나타낸다. 여기서 보는바

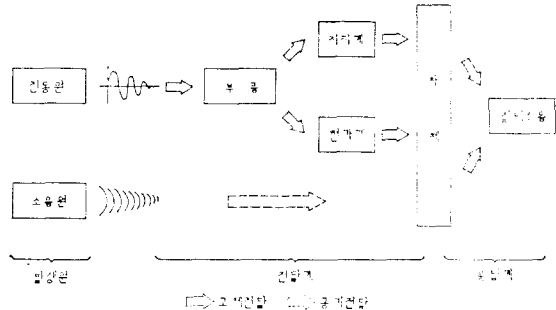


그림 2 실내소음의 전파 계통도

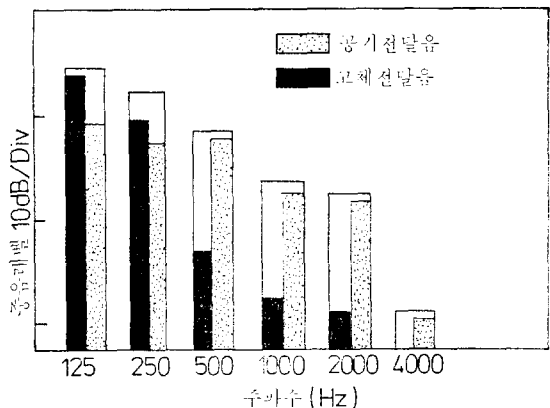


그림 3 고체전달, 공기 전달음의 실내소음 기여정도

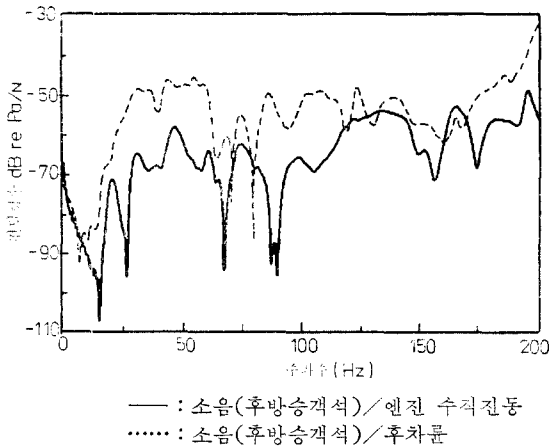


그림 4 단위 입력에 대한 가진원별 전달 함수

와 같이 室内騒音中 低周波 部分은 주로 固體傳達到 기인하고 高周波 部分은 空氣傳達到 의함을 알 수 있다. 그러나 이와같은 特性은 一般的인 傾向이지 個別的 傳達到 經路의 特性을 代表할 수는 없다. 實際 車輛에서 傳達到 系는 매우 複雜하며 그들의 特性 역시 多樣하다.

따라서 各 騒音源과 應答系 相互間의 傳達到 特性을 求할 必要가 있으며 이는 固體傳達到 音의 경우 振動入力에 對한 傳達到 函數(transfer function)나 相關函數(coherence) 등의 方法으로, 空氣傳達到 의 경우에 있어서는 透過率 또는 遮音率의 解析으로 確認된다.

各 傳達到 系統의 特性을 完全히 파악 하기 위해서는 發生源에 따른 모든 可能한 經路別 傳達到 函數를 구할 必要가 있으며 이들 結果는 매우 複雜한 樣相으로 나타난다. 實際 特定한 加振源과 應答系의 傳達到 函數는 이와같은 複雜한 特性들이 連成(coupling)되어 나타난 全體的인 系의 特性이다. 그림 4에서 車輛의 主要 加振源인 엔진과 타이어에서의 入力에 對한 室内騒音의 傳達到 函數를 보였다.

2.3. 應答系統

室内騒音의 生成 메카니즘(mechanism)에 있어서 應答系의 特性은 매우 重要하다. 이는 車室內部와 같이 폐쇄된 空間內部에서의 騒音은 그 周波數에 따라 幾何學의 音響 分布特性 만으로 나타나지 않기 때문이며, 傳達到 系統을 통하여 室内로 透過 또는 放射된 騒音이 空氣의 彈性的 舉動에 의한 固有值들에 의해 共鳴現象을 誘發

시키고 이에따라 강한 定在波(standing wave)가 發生된다.

實際로 車室內部에서의 定在波의 發生은 三次元的으로 複雜한 樣相을 나타내며 많은 모드(mode)를 가지나 問題가 되는 周波數 帶域은 약 300 Hz 以下로 알려져 있다.

以上에서 살펴본 바와같이 車輛內部 騒音의 生成메카니즘은 發生源 傳達到 系 應答系가 서로 獨立된 特性을 가진 複雜한 系統이며 따라서 이를 要素가 서로 連成되어 나타나는 全體의 特性은 매우 複合的인 性格을 가진다.

3. 傳達到 系統에서의 防振 및 防音

發生源에서의 騒音 및 振動을 傳達到 하는 傳達到 系는 그 特性에 따라 特定 周波數 性分의 入力을 증폭 또는 감쇠시키는 重要한 役割을 하며 따라서 騒音 低減을 위한 努力의 많은 部分을 접하여 왔다. 特히 輕量化의 趨勢로 프레임 構造 自動車의 退進이 加速化 됨에 따라 絶緣效果 低下와 振動 感受性 增加 問題가 극복해야할 問題로 남아있다.

표 2에 傳達到 系統의 代表的인 것들을 보였다.

표 2 内部騒音의 代表的인 傳達到 系

- 懸架, 支持系
 - 엔진 및 보기류 지지계
 - 현가계통 지지계
 - 구동계통 지지계
 - 배기계통 지지계
- 샴시 部品
 - 구동계 부품
 - 현가계 부품
 - 배기계
 - 기 타
- 차 체 — 차체 및 내장(空氣 및 固體)

3.1. 防振 支持

엔진을 포함한 모든 部品으로부터의 振動이 最終的으로 車體에 引加 되는것을 억제 하기위한 手段으로 防振支持 系統은 室内騒音 低減에 큰 役割을 한다.

防振支持 系統中 주된 關心의 대상은 엔진 支

◆ 解 說

持系統이며 이는 다음과 같은 基本的 要求條件을 滿足시키기 위하여 設計된다.

- (1) 엔진 및 구동계통의 支持
- (2) 엔진의 微小變位 振動 絶緣
- (3) 완충장치등 大變位 振動의 減쇠

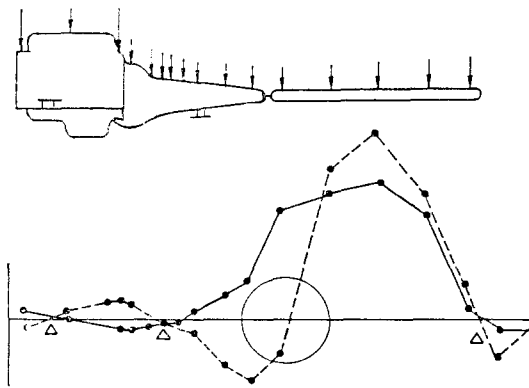
그러나 이와같은 것들을 同時に 만족시키는 것은 어렵고 서로 兩立된 條件에 對한 最適化 등이 必要한 경우가 많다. 현재까지 널리 使用되고 있는 防振支持系統의 構成原理는 絶緣 支持와 非連成 支持 개념이다.

먼저 絶緣 支持는 高周波 領域에서 엔진 및 구동계통이 彈性體의 特性을 갖기 때문에 주요 振動 모우드에서의 큰 振動 入力を 避하는 原理에서 出發되었다. 실제차량의 엔진 및 구동계통이 가지는 주요 진동 모우드를 그림 5에서 보았다.

非連成 支持의 개념은 엔진 및 구동계통을 하나의 剛體로 가정 했을때의 低周波 振動 改善을 위한 努力에서 出發되었다. 支持系 상에서 運動 方程式은

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

式(1)과 같이 表示되며 이때 支持系의 減쇠 係數가 充分히 낮다고 가정하면 두번째 항을 제외한 나머지 部分의 解로부터 모든 振動 特性의 解析이 可能하다. 그러나 實際의 경우 $[M]$ 및 $[K]$ 매트릭스는 各各 動的, 靜的으로 連成되는 경우가 大部分이기 때문에 固有值가 높게 나타날 뿐 아니라 數值解析의 側面에서도 어렵다. 특히 엔진의 防振支持 要件中 아이들(idle)振動의 問題를 고려 할때 連成에 의한 固有值의 상승은 크게 不利하다.



○ : 절점, — : 87Hz, : 138Hz
그림 5 엔진 및 구동계통의 진동 모우드

이와같은 관점에서 엔진 支持系統의 경우 非連成化가 重要示되고 있으며 실제로 重心支持方式, 토오크 로울(torque roll)軸 支持方式 등으로 實用化되고 있다.

防振支持를 위한 部品의 特性 역시 앞에서 언급된 條件을 充足시켜야 한다. 즉 微小變位 振動에 對해 충분한 絶緣效果를 주고 충격과 같은 大變位 入력에 對해 완충능력이 있어야 한다. 이와 같은 要求는 하나의 部品이 대치되는 두가지 特性을 同時に 가져야 함을 말하며 材料의 非線形 特性만으로 이 要件의 충족은 어렵다. 다행히 고무의 경우 그 形狀에 따라 그림 6에서 보는 바와 같이 多樣한 特性의 產出이 可能하기 때문에 大部分 防振支持 部品의 素材로 使用되고 있다.

한편 防振고무의 경우 入力 周波數의 增加에

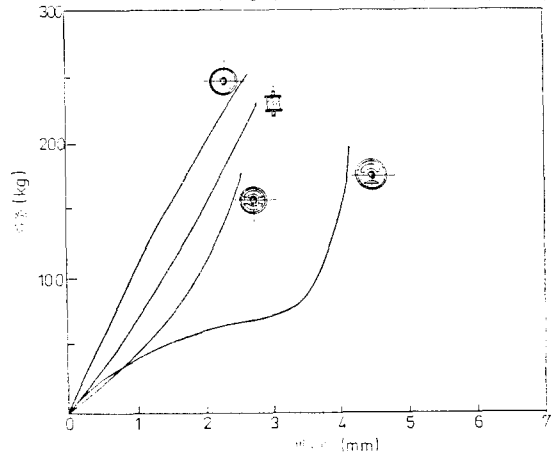


그림 6 방진고무의 형상에 따른 정적 변위하중 특성

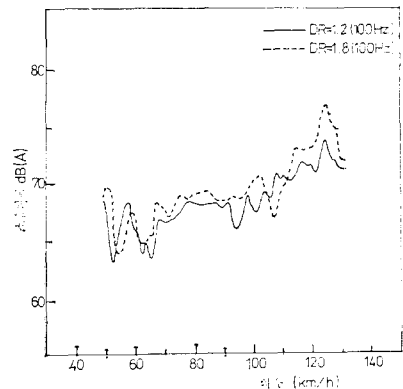


그림 7 엔진 지지계의 동적변을 변경에 따른 실내 소음 감소 효과

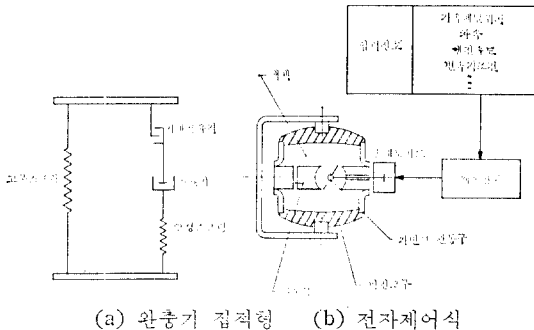


그림 8 완충기 집적형 방진 고무의 구성 개요

다른 動的 彈性係數의 급격한 증가 현상이 따르기 때문에 高速走行時 傳達特性이 크게 不利해질 수 있으며 이를 고려하여 靜的 彈性係數에 대한 動的 彈性係數의 比 즉 動的 倍率을 낮게 할 필요가 있다. 그림 7에서 動的 倍率 變경에 따른 室内騒音의 低減例를 보였다.

懸架, 구동계통을 포함한 各種 部品의 경우도 위에서 언급된 모든 基本的 原理의 적용이 可能하다. 排氣系統의 절점支持 개념이나 懸架系 防振部品の 設計개념은 모두 室内騒音을 줄이기 위한 努力의 일환이다.

最近 防振支持에 관한 많은 研究의 結果는 좀더 完備한 騒音低減을 可能케 하였다. 이들의 경향은 防振고무 内部에 완충기의 集積化와 이 완충기의 전자제어 方式 채택으로 分類되며 어느 것이나 위에서 언급된 振動絶緣과 완충의 目的을 효율적으로 達成시키기 위한 手段으로 볼 수 있다. 그림 8에서 이와같은 시스템의 代表的인 것을 보였다.

3.2. 構造的 側面에서의 對策

各種 防振支持系統을 通하여 引加된 加振力은 最終적으로 車體 및 많은 種類의 構造物을 加振시킨다. 이때 構造物은 많은 固有值를 갖기 때문에 入力되는 振動에 대하여 共振하는 경우가 많으며 따라서 심각한 騒音 및 振動 問題를 수반한다. 뿐만 아니라 車體는 空氣傳達되는 騒音에 대한 차음벽 역할을 수행 하므로써 그 透過손실 側面에서도 重要な 要素이다.

그림 9에서 승용차의 走行時 室内騒音의 周波數 特性을 보였다. 여기서 보는바와 같이 室内騒

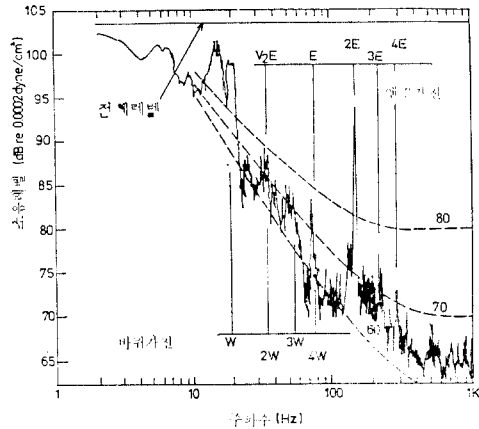


그림 9 차량실내 소음의 스펙트럼(130 km/h)

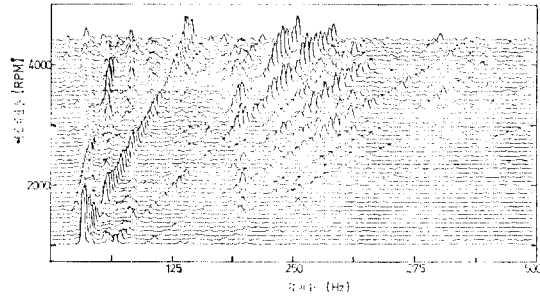


그림 10 車速에 따른 스펙트럼의 변화 추이

音의 스펙트럼은 많은 수의 피이크(peak)를 가지고 있으며 이들은 各各 騒音源 및 傳達系 그리고 應答系들의 特性과 對應된다. 여기서 車輛의 速度를 바꾸어 全 速度 區間에서의 走行時 周波數 特性을 살펴보면 그림 10에서 보는 바와 같이 速度에 따라 多樣한 스펙트럼을 얻게되고 各 피이크 역시 상이하게 나타 난다. 그러나 이 경우에 있어서 모든 스펙트럼 들이 전혀 불규칙하게 나타나는 것은 아니며 뚜렷한 경향을 갖고있다. 이는 室内騒音을 지배하는 共振系統이 다음과 같은 다섯개의 代表的인 것들로 나타나며 이들 共振領域에서 주로 入力成分이 增幅 되기 때문이다.

- (1) 0.5~10 Hz : 車體의 懸架系上的 剛體 振動
- (2) 11~17 Hz : 엔진의 支持系上的 剛體振動
- (3) 25~40 Hz : 車體의 벤딩(bending), 비틀

림(torsion) 振動

(4) 50~150 Hz : 車體의 링 모드(ring mode)

振動, 구동계 벤딩 振動

(5) 80~150 Hz : 室內 音響共鳴

이와 같은 共振系 중에서 앞의 두가지 경우는 실제 人間の 可聽범위 밖의 周波數이며 車體의 벤딩 및 비틀림振動의 영향은 等聽感 曲線을 고려하면 두드러 지지 않다. 따라서 이들중 室內 騷音에 가장 크게 寄與하는 要素는 마지막 두가지 共振系이다. 이들 두가지는 서로 그 周波數 帶域에서 共通된 部分을 점하고 있어 서로 連成 되기 쉽고 특히 車體의 링 모드는 振動 에너지가 크며 넓은 表面들이 鈞鐘振動을 하기 때문에 室內音場의 形成에 지배적 역할을 한다. 뿐만 아니라 그 周波數 범위가 엔진의 點火 週期와 大部分 走行 速度 범위에서 같은 영역을 차지하고 있어 이에 대한 共振이 불가피하다.

링 모드 振動은 그림 11에서 보는 바와 같이 차실을 둘러싸고 있는 壁面이 차량 中央 수직 中斷面에 대해 대칭인 양상으로 나타 나며 이는 車體의 횡적 構造特性이 비교적 均一하게 分布되어 있기 때문이다.

링 모드 振動을 포함한 構造的 側面에서의 完全한 解析과 그에 따른 적절한 대책은 CAE技術의 實用化에 힘입어 急進的 發展을 해오고 있다. 이는 컴퓨터 시스템과 數値解析을 위한 프로그램의 發達로 有限要素解析과 實驗的 모드 解析의 두가지 手段을 제공 하므로써 보다 신속하고 完確한 評價는 물론 構造변경의 影響을 效果의으로 事前 예측 할 수 있기 때문이다. 最近

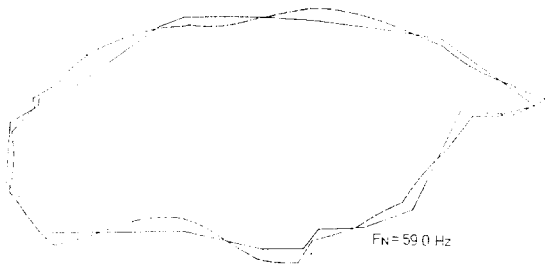


그림 11 링 모드 진동의 모드 형상(차량중단면)

에 이루어진 홀로그래피(holograpy)에 의한 振動 모드의 可視化는 위의 두가지 方法을 보완하는 手段으로 큰 功력을 발휘하고 있다.

構造的 側面에서의 車室 內部騷音의 低減對策은 다음과 같은 目標을 滿足시키기 위해 實施되며 어느것이나 自動車 産業의 요즈음 趨勢인 輕量化, 生産性 向上, 原價 절감이란 側面에 대한 影響의 極小化가 要求 되는한 어려운 課題로 남게 될 것이다.

- (1) 우수한 遮音 能力
- (2) 振動 入力點의 感度 低下
- (3) 大變位 部分의 적절한 制御
- (4) 固有值의 移動에 의한 音響共鳴과의 連成 制御

4. 車體振動과 音響共鳴의 連成

4.1. 室內 音場의 解析

傳達系를 通하여 室內로 透過, 放射된 騷音은 室內의 音響特性에 따라 音場을 形成한다. 이때 引加된 騷音의 波長이 室內의 가장작은 寸수의 1/3 以上이 되면 音壓의 分布는 더이상 幾何學的 特性을 따르지 않으며 定在波를 形成한다. 이에 따라 固有值 附近의 騷音은 特定한 分布樣相을 보이게 되고 이로 인해 室內 위치에 따라 큰 音壓差를 나타내게 된다. 그림 12에서는 이와 같은 車室內 音響共鳴 現狀의 代表的 例를 보였다.

실내 음향공명의 解析에는 實驗的 方法과 數値解析的 方法이 있다. 實驗的 方法의 경우 합성수직 등을 利用, 모델을 製作하고 그 內部에

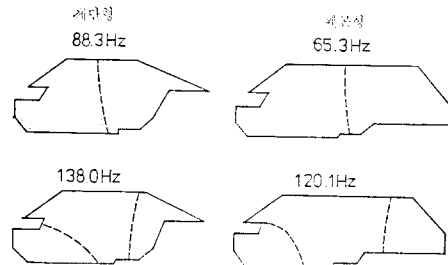


그림 12 실내 음향 공명의 대표적 모드

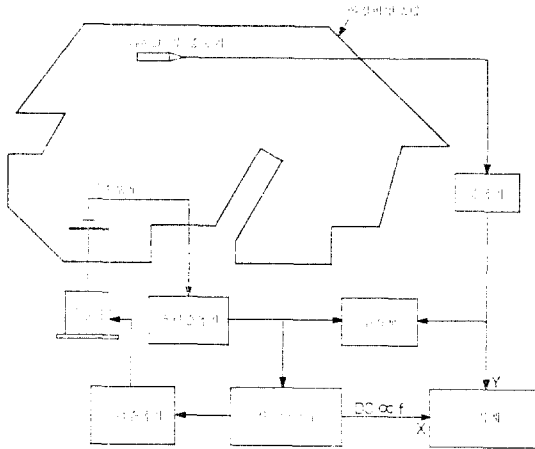


그림 13 실내 음향공명 실험장치 구성도

서의 음향특성을測定分析한다. 그림 13은 實驗에 使用 되는 장치의 構成을 보였다.

數値解析의 方法에 의한 室内 音場 形成의 解析은 다음과 같은 Helmholtz 方程式의 解를 求하는 것으로 可能하다.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} - \frac{1}{c} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

여기서 ϕ 는 速度포텐셜, c 는 音速을 나타낸다. 現在 이와 같은 問題 解析을 위한 有限要素 解析 프로그램은 널리 使用되고 있다.

車室 内部를 단순화 하여 直六面體로 가정하는 경우 다음 式 (3)으로부터 개략적인 固有值의 計算이 可能하다. 實際 低周波 영역의 경우 이와같은 예측도 큰 誤차를 주지 않기 때문에 具體的 問題解決에 앞서 참고치를 제공한다.

$$f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (3)$$

여기서 c 는 音速, n_x, n_y, n_z 는 定數(0, 1, 2, ...) l_x, l_y, l_z 는 各各 尺寸을 나타낸다.

위의 두 식을 근거로 室内共鳴에 관한 騒音 低減 方法을 살펴 보면,

- (1) 車室의 尺寸 變경에 의한 共鳴周波數의 移動
- (2) 速度 포텐셜의 低減에 의한 音壓의 減小

를 들 수 있으나 前者의 경우 車輛의 基本的 尺寸을 바꾸어야 하는 實用的으로 不可能한 方案이다. 最近 輕量化 등의 실현에 도움을 주고 있는 내장재의 高分子 材料化 및 織物化는 車室 內벽의 吸音力을 전반적으로 增大 시키기 때문에 後者에 의한 室内騒音 減小에 어느 程度 寄與하고 있다. 다만 吸音에 의한 室内 音場의 低減은 車輛의 경우 充分한 程度가 되지 못하는 것으로 알려져 있다.

4.2. 車體 振動과의 連成 問題

一體形 車體를 가진 車輛의 많은 騒音 問題가 車體 振動과 室内 音響共鳴의 連成으로부터 發生된다. 이는 車體가 넓은 放射面積을 가진 減쇠係數가 낮은 構造로서 各 벽면의 振動이 固體 傳達되는 低周波 騒音의 最終的인 媒體이며 特別히 音響共鳴의 問題가 심각하게 發生되는 周波數 領域에서 많은 數의 固有值를 갖고있기 때문이다.

컴퓨터의 용량이나 數値 解析 프로그램이 미비했던 過去에는 이와 같은 連成 問題의 신속하고도 效果的인 解析이 어려웠으나 최근의 技術 發達は 本 問題의 解決에 좀더 신속하고도 完全한 接近을 용이하게 하였다.

車體가 室内 音壓에 影響을 받지 않을 程度의 充分한 剛性을 가졌다고 가정하여 車體 構造와 音場에 관한 運動方程式을 메트릭스로 表現하면 다음과 같으며

$$\begin{Bmatrix} [M_{ss}] & 0 \\ [M_{as}] & [M_{aa}] \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} [K_{ss}] & 0 \\ 0 & [K_{aa}] \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서 M_{ss} : 構造 質量 메트릭스

M_{as} : 構造振動이 音場에 미치는 連成 메트릭스

M_{aa} : 音場의 質量 메트릭스

K_{ss} : 構造 剛性 메트릭스

K_{aa} : 室内 音場의 剛性 메트릭스

이것은 다음의 두 式으로 展開 된다.

$$[M_{ss}] \{\ddot{u}\} + [K_{ss}] \{u\} = \{F_s\} \quad (5)$$

$$[M_{aa}] \{\dot{p}\} + [K_{aa}] \{p\} = -[M_{as}] \{\ddot{u}\} \quad (6)$$

여기서 $\{p\}$ $\{u\}$ 가 調和 振動이라고 가정하면

◆ 解 說

式 (6)은 다음과 같이 表現 된다.

$$([K_{aa}] - \omega^2[M_{aa}])\{p\} = -[M_{as}]\{\ddot{u}\} \quad (7)$$

$$\{p\} = [A]\{F\} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } [A] &= ([K_{aa}] - \omega^2[M_{aa}])^{-1} \\ [F] &= -[M_{as}]\{\ddot{u}\} \end{aligned}$$

이때 車室內 任意的 點 i 에서의 j 번째 車體 元素의 振動에 의한 音壓은 $a_{ij} \times F_j$ 이며 따라서 모든 車體 元素 振動에 대한 音壓은

$$P_i = \sum_{j=1}^n (a_{ij} \times F_j) \quad (9)$$

로 表現 된다. 여기서 a_{ij} 는 $[A]$ 의 元素이다. 따라서 全體의 振動에 의한 音壓과 j 번째 元素 振動에 의한 音壓과의 比 즉 j 번째 元素의 寄與 率 c_{ij} 는 다음과 같다.

$$c_{ij} = \frac{a_{ij} \times F}{\sum_{j=1}^n (a_{ij} \times F_j)} \quad (10)$$

한편 車體에 外力이 주어졌을 경우 車室內 任意 位置에서의 音壓을 다음 式 (11)과 같이 表現 하는 것이 可能하며

$$\begin{aligned} P(r) &= \rho \omega^2 c^2 \sum_j \phi_i(r) \frac{\int_s \phi_i(r_o) X_j(r_o) dS_o}{(\Omega_i^2 - \omega^2)(\omega_j^2 - \omega^2)} \\ &\times \{u_j\}^T \{F\} \quad (11) \end{aligned}$$

여기서 ϕ_i : 音場 eigenfunction

X_j : j 번째 元素 振幅

u_j : 절(nodal) 振幅

Ω_i : i 번째 모우드의 音場 固有值

ω_j : j 번째 모우드의 構造振動 固有值

r_o : r 位置에서의 정규 폼포넌트(normal component)

式 (11)을 두 항으로 分離하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P(r) &= \rho \omega^2 c^2 \left[\sum_j \frac{\phi_i(r) \sum_j \{u_j\}^T \{F\}}{\Omega_i^2 - \omega^2} \right. \\ &\left. - \sum_j \frac{\{u_j\}^T \{F\} \sum_j \phi_i(r)}{\omega_j^2 - \omega^2} \right] c'_{ij} \quad (12) \end{aligned}$$

여기서

$$c'_{ij} = \frac{\int_s \phi_i(r_o) X_j(r_o) dS_o}{\omega_j^2 - \omega^2}$$

식 (12)를 살펴보면 $[]$ 안의 첫번째 항은 실내 共鳴에 의한 영향을 대변하고 두번째 항은 構造의 振動 特性에 의한 영향을 나타냄을 알 수 있

다. 특히 여기서 주목 할만한 것은 室內 音壓 $P(r)$ 이 c'_{ij} 의 값에 비례 하는데 이 c'_{ij} 값은 加振 條件이나 應答 位置에 대해 獨立的이고 단지 音場 및 車體 構造 振動의 固有置(Ω_i, ω_j)의 群集 程度 및 그들의 크기에만 關係 한다는 점이다. 따라서 c'_{ij} 의 값은 車體 振動과 音響共鳴의 連成 程度를 잘 반영해 주는 指標가 된다.

요즈음 構造 振動과 音響共鳴의 문제를 보다 신속하고 正確히 解析하고 그에 대한 改善對策을 수립하기 위한 努力이 꾸준히 계속되고 있으며 위에서 보인 것과 유사한 많은 有用한 接近 方法들이 알려져 있다.

어느 경우나 먼저 室內 騒音에 가장 큰 영향을 주는 要素를 찾고 그에 대한 적절한 강성의 부여와 制振방법을 강구 하는데 있어 신속하고 精確한 解析과 예측 手段을 제공 한다는 同一한 目標를 갖고 있다.

一體式 車體를 갖는 車輛의 騒音水準을 꾸준히 저감 시킬수 있는 것이 바로 이와 같은 努力의 結果이다.

5. 맺음 말

輕量化와 저연비의 趨勢에도 불구하고 自動車의 안락감에 대한 고객의 要求 水準은 더욱 높아지고 있다. 따라서 이와 같은 승차감을 代表하는 要素인 室內騒音은 여전히 商品 評價의 重要한 指標가 되고 있으며 最近 이 方面의 技術 역시 要求에 相應하는 速度로 發展하고 있다.

모든 機械 要素의 結晶體라고 볼 수 있는 自動車에 있어서 室內 騒音의 水準은 個個의 部品에 대한 완벽성을 총체적으로 評價하는 手段이며 이는 發生源, 傳達系, 應答系等 모든 側面에서의 技術 水準을 대변한다.

最近 컴퓨터와 數值 解析法 그리고 實驗 장치의 發達에 힘입어 이들 各各에 대한 보다 신속하고 正確한 低減對策 수립은 물론 相互間의 連成 問題까지를 포함한 解析이 可能해 지고 있으며 이를 利用한 低騒音 車輛 開發 努力이 甚중

되고 있다.

自動車 보유 댓수가 급격히 增加 되고 있는 國內 여건은 물론 自動車 産業이 수출 전략적 側面에서의 位置를 굳히고 있는 現시점에서 生活空間의 一部分인 自動車의 室内騒音 低減에 더욱 많은 研究發展이 있기를 기대한다.

參 考 文 獻

(1) Y. Kajio, "Analysis of Acoustic Characteristics of Car Body Structure", JJSAAE, Vol. 37, No. 12, 1983
 (2) M. Nagai, "Problems Posed in Vibration and Noise and Testing Methods, JJSAAE, Vol. 22, No. 9, 1968
 (3) T. Uchiyama. "Hgh Frequency Noise in Compartment and it's Evaluation Methods," JJSAAE, Vol. 31, No. 9, 1977

(4) M. Mizuguchi et al., "Chassis Electronic Contro Systems for the Mitsubishi 1984 Galant", SAE Paper:840258, 1984
 (5) M. Bernuchou, "A New Generation of Engine Mounts" SAE Paper 840259, 1984
 (6) P.E. Corcoran et al., "Hydraulic Engine Mount Characteristics", SAE Paper 840407, 1984
 (7) J.H. Kim, "An Investigation on the Structural Acoustic Coupling and it's Reduction in Passenger Car Bodies", M.Sc Thesis, SAS CIT, England, 1982
 (8) T.L. Lichards, "The Reduction of Structural Acoustic Coupling in Car Bodies", PHD Thesis, SAS CIT, England, 1982
 (9) T. Kurcbe, "Testing and Evaluation of Internal Car Noise," JJSAAE, Vol. 28, No. 4, 1974
 (10) S.K. Jha, "Characteristics and Sources of Noise and Vibration and Their Control in Motor Cars", Journal of Sound and Vibration, 47(4), 1976.

(311 페이지에서 계속)

(2) U.S. Nuclear Regulatory Commission, Regulatory Guide 1.92-Combining Modal Response and Spatial Components in Seismic Analysis," Rev. 1, 1976
 (3) C. Chen, "Definition of Statistical Independent Time Histories," J. of the Structural Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 101, No. ST2, pp.449~551, Feb. 1975
 (4) A.K. Singh, S.L. Chu, and S. Singh, "Influence of Closely Spaced Modes in Response Spectrum Method of Analysis," Proceedings of the Specialty

Conference on Structural Design of Nuclear Plant Facilities, Chicago, Vol. 2, pp.479~498, 1973
 (5) G.H. Powell, "Missing Mass Correction in Modal Analysis of Piping Systems," Trans. of the 5th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Vol. K(b), Paper No. K10/3, 1979
 (6) "SUPERPIPE-A Computer Program for Structural Analysis of Piping Systems." EDS Nuclear Inc., User's Manual, Version 15C, 1982