

# 저주파 스피커 출력음 대비 차량 진동 특성 연구<sup>#</sup>

## A Research on the Vibration Characteristics of Vehicle due to Speaker Sound at Low Frequency

김기창\* · 김찬목†

Ki-Chang Kim and Chan-Mook Kim

(2007년 3월 19일 접수 ; 2007년 7월 5일 심사완료)

**Key Words** : IQS(Initial Quality Study, 신차품질지수), Quality Deviation(품질산포), Sensitivity(민감도), Speaker Sound(스피커 출력음), Mother Car(개발 차종 이전의 양산 차종), Robust Design(강건 설계)

### ABSTRACT

Recently the trend of automobile industry is that IQS evaluation index against a sensitivity quality is increasing. To reduce rattle noise due to speaker sound at low frequencies, it is required the advanced technology analysis process of body structure. This paper optimized the design parameters of package tray panel according to the theoretical background about robust design and suggested the design guideline for resonance avoidance and the reduction of vibrational sensitivity considering the excitation frequency of woofer speaker. And this paper described the design process of a door module panel through the sensitivity analysis in case of the door speaker excitation. Finally, the analysis of the quality deviation using mother car is suggested to guarantee the stable characteristics of vehicle vibration in the early stage of vehicle development. These improvements can lead to shortening the time needed to develop better vehicles.

### 1. 서 론

최근 자동차 업계의 동향을 보면 시작차 제작에서 양산 개발에 이르기까지 안정적인 품질의 확보를 위하여 선행 개발 단계에서 품질 산포에 대한 해석의 기여도가 커지고 있는 추세이다.

J.D.POWER사는 미국 시장에서 판매되는 모든 차량을 대상으로 소비자 품질만족도를 조사하여 IQS (initial quality study) 지수를 발표하고 있다. 현대 자동차는 지속적인 품질 관리 노력으로 2006년 상

반기 TOYOTA, BENZ, BMW를 제치고 세계 3위를 차지하였다.

IQS 평가 지표에서 감성 품질에 대한 항목이 늘어나면서 저주파 스피커 출력음에 의한 rattle noise 대비 안정적인 품질 확보가 요구된다. 이를 위하여 Fig. 1과 같이 승용 SEDAN 차량의 우퍼 스피커가 장착되는 리어 글래스 하단부 패키지 트레이 판넬과 도어 스피커가 장착되는 도어 모듈 판넬에 대한 선행 검토가 요구된다.

차량 내 음향 시스템의 중요 요소인 스피커는 도어 모듈 판넬과 패키지 트레이 판넬에 장착되며, 상품성 향상을 위하여 고출력으로 설계되는 추세이다. 스피커 음원에 의한 가진 시, 판넬 국부 진동으로 인하여 의장 트림과 전장 와이어링의 간섭으로 이음 (rattle noise)이 발생하며, 실내 음장 모드와 연성 시 운전석과 후석에서 느끼는 음향 감도가 커지는

† 교신저자 : 정희원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

E-mail : cmkim@kookmin.ac.kr

Tel : (02) 910-4683, Fax : (02) 910-4665

\* 정희원, 현대자동차 차량기술센터 선행해석실 차량해석팀

# 이 논문은 2007 춘계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

문제가 발생한다.

저주파 스피커 음원의 가진에 의한 실차 평가 결과 60~120 Hz 저주파 영역에서 리어 글래스 하단부를 지지하는 패키지 트레이 판넬과 운전자 및 후석 승객의 귀 위치에서 근접한 도어 모듈 판넬의 진동 특성이 rattle noise 대비 기여도가 큰 것으로 분석되었다<sup>(1)</sup>.

일반적인 승용차 내부의 음향 모드는 Fig. 2와 같이 80 Hz 전후 영역에서 발생하기 시작하여 통상적인 가청 주파수 영역까지 영향을 미친다. 운전석 및 후석에서 들리는 음은 듣는 위치에 따라 그 효과가 달라지며, 차실의 경계 조건과 음원의 위치, 각도 등에 따라 지배를 받는다<sup>(2,3)</sup>.

이 논문은 차량의 저주파 스피커 출력음 대비 상품성 향상을 위하여 차체 판넬 민감부의 최적화 과정에 관한 것으로, 설계 초기 단계에 mother car를 이용하여 강성 확보 및 진동 감도 저감을 위한 설계 기준을 제시하고자 한다.

논문에서는 강건 설계에 대한 이론적인 배경을 통하여 패키지 트레이 판넬의 노이즈 인자에 대해 둔감한 설계 기준을 제시하고자 한다. 또한 도어 시스템

를 개념 모델, 도어 단품 모델, 완성차 모델의 3 단계로 분류하여 도어 힌지 및 래치의 제원 영향과 도어 모듈 판넬에 대한 강성 기여도 분석을 통하여 선행 단계 해석 과정에 대하여 설명하고자 한다.

## 2. 강건 설계

최적설계는 제한조건을 만족하면서 목적함수를 극대화 시키는 설계값을 찾아내는 설계기법이며, 최적설계를 통해 얻어진 값이 여러가지 산포 인자에 대하여 강건성을 가지려면 목적 함수의 강건성과 제한 조건의 강건성을 동시에 가져야 한다.

목적함수의 강건성은 설계변수와 시스템 파라미터의 변동에 대하여 설계값에서의 목적함수값의 변동이 민감하지 않은 것이며, 제한조건의 강건성은 설계변수와 시스템 파라미터의 변동에 대하여 가능한 제한조건을 위반하지 않고 가용영역에 존재하는 성질을 말한다<sup>(4)</sup>.

설계변수의 수가 유한한 유한차원 최적설계 문제는 목적함수  $f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 와 제한조건 함수  $G_j(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 로 구성되며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Minimize } f(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \quad (1)$$

$$\text{Subject to } G_j(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (2)$$

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad i = 1, 2, \dots, n$$

$\mathbf{x}$  : 설계변수 벡터

$\mathbf{p}$  : 시스템 파라미터 벡터

$x_i^L$  : 설계변수의 하한값

$x_i^U$  : 설계변수의 상한값

$n$  : 설계변수의 개수

$m$  : 제한조건의 수

최적설계문제를 풀어 얻은 최적값은 설계변수들의 변동을 고려하지 않은 확정론적 최적해이다.

### 2.1 강건성 지수

강건성 지수( $P_r$ )는 강건설계를 위하여 개발되어진 지수이며, 제품성능의 분포인 시스템 확률밀도 함수 ( $\phi(FR)$ )와 강건성 가중함수( $W(FR)$ )의 곱을 설계범위에서 적분한 값이다<sup>(5)</sup>.

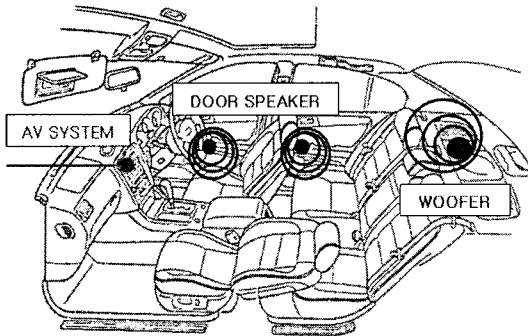


Fig. 1 The audio system of the passenger car



Fig. 2 The 1st cavity mode of mid-size vehicle

$$P_r = \int_{FR^*-\Delta}^{FR^*+\Delta} W(FR)\phi(FR)dFR \quad (3)$$

여기서  $\Delta$ 는 설계변동 범위,  $FR$ 은 기능적 요구이고,  $FR^*$ 는 목표값이다. 시스템의 확률밀도 함수는 제품의 공차로 인하여 성능이 일정한 분포를 가지는 것을 표현한다. 강건성 가중함수는 목표값에 가까울수록 큰 가중치를 주고, 설계범위의 경계에서는 작은 가중치 주기 위하여 도입되었다<sup>(5)</sup>.

### 2.2 목적함수의 강건성

설계변수나 시스템 파라미터가 어떤 분포를 갖게 되면 그로 인해 목적함수 값도 분포를 갖게 되는데 강건 최적해에서는 목적함수의 변동량을 작게 유지하면서도 설계변수의 분포를 크게 할 수 있다. 설계변수와 시스템 파라미터를 서로 독립적인 확률변수로 가정하고 평균  $\mu_f$ 와 분산  $\sigma_f^2$ 를 적분식과 기대값으로 표현하면 다음과 같다<sup>(5)</sup>.

$$\mu_f = \iint \dots \int f(x)z_1(x_1)\dots z_i(x_i)\dots z_n(x_n)dx \quad (4)$$

$$= E[f(x)] \quad (5)$$

$$\sigma_f^2 = \iint \dots \int \{f(x) - \mu_f\}^2 z_1(x_1)\dots z_i(x_i)\dots z_n(x_n)dx \quad (6)$$

$$= E[\{f(x) - \mu_f\}^2]$$

$z_i(x_i)$  : 설계변수  $x_i$ 의 확률밀도 함수

### 2.3 제한조건의 강건성

제한조건이 있는 최적설계 문제에서 설계 값들의 불확실성으로 인한 제한조건의 위반량이 적으면 적을수록 좋기 때문에 제한조건의 강건성은 강건 최적설계 과정 중에 고려해야 한다<sup>(5)</sup>.

최악 경우 방법은 설계 값들의 변동을 고려한 최악 조합들 중에서 제한조건이 제일 큰 값을 갖는 설계조합을 찾고 그 값이 제한조건을 만족하도록 하는 방법이다. 벌칙항 방법은 일반적으로 다음과 같은 새로운 제한조건을 정의한다.

$$G_j - k\delta \geq 0 \quad (7)$$

벌칙항 방법은 벌칙항  $\delta$ 을 제한조건 변화량의 절대값이나 노음(norm)값으로 구하거나 식(8)과 같은

제한조건의 분산값의 형태로 구할 수 있으며 상수  $k$ 를 곱해서 벌칙항의 크기를 조절할 수 있는 방법이다.

$$\sigma_{G_j}^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial G_j}{\partial x_i} \sigma_{x_i} \right)^2 + \sum_{i=1}^r \left( \frac{\partial G_j}{\partial p_i} \sigma_{p_i} \right)^2 \quad (8)$$

확률론적 방법은 설계 과정에서 제한조건을 위반하는 확률을 구해서 확정론적 제한조건으로 변환시킨 후 최적 설계를 수행하는 방법이다.

## 3. 저주파 스피커 출력음

### 3.1 A/V 시스템의 소음원

차량 탑재용 A/V(음향 영상) 시스템에서 발생하는 두 가지 소음은 다음과 같다. LCD 모니터의 구동부 소음원이 있고, 차량 주행 또는 저주파 스피커 가진 원에 의한 차체 판넬 진동으로 의장 트림과 전장 와이어링의 주변 부품들이 간섭하여 발생하는 이음(rattle noise)으로 나눌 수 있다.

A/V 시스템의 rattle noise는 각 요소 진동원들간의 상관관계가 존재하기 때문에 이를 제거할 수 있는 잔류 스펙트럼의 신호 처리 방법이 필요하다. 종래 연구에서는 신호 처리를 위해 다차원 스펙트럼 해석을 이용하여 각 입력 신호들 사이의 상관관계를 제거한 후, 각 진동원의 순수한 출력에 대한 기여도를 나타내는 기여출력 스펙트럼을 구함으로써 래틀 소음에 주요하게 영향을 끼치는 요소를 찾는 과정의 연구가 진행되어 왔다<sup>(7)</sup>.

또한 차량 주행 시 노면 가진력에 의해 서스펜션 마운팅부를 통하여 전달된 진동이 차체 판넬을 가진하여 발생하는 구조 음장 연성해석에 대한 연구도 이루어 졌다.

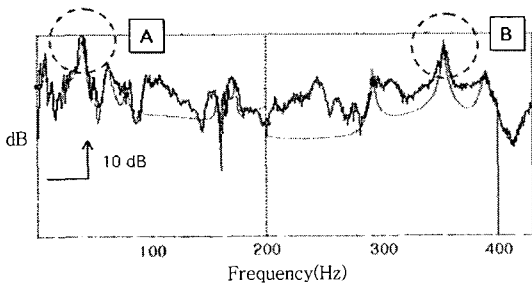
이를 통하여 서스펜션 장착부의 고무 부위 동강성 대비 차체 입력점 강성에 대한 기여도 분석을 통하여 실내 소음 개선을 위한 기준 제시가 가능하였다.

### 3.2 스피커의 진동 특성

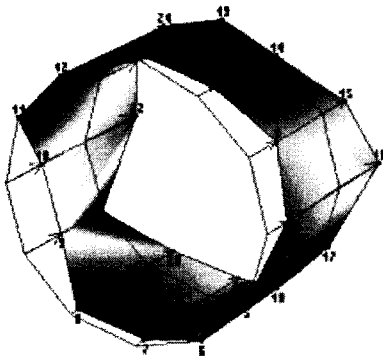
차량에 장착되는 스피커는 상품성 향상을 위하여 고출력 추세이며, 스피커 음원에 의한 가진 시 스피커가 장착 되는 패키지 트레이 판넬과 도어 모듈 판넬의 진동에 의해 운전석 및 후석에서 느끼는 음향 감도가 커지는 문제가 있다<sup>(6,8)</sup>.

스피커의 진동 특성을 파악하기 위하여 후석 도어에 장착되는 스피커의 ODS 분석 결과 Fig. 3(a)와 같이 (b) 60~80 Hz 영역의 저주파 영역과 (b) 350 Hz 전후 고주파 영역에서 진동 감도가 크게 분석되었다.

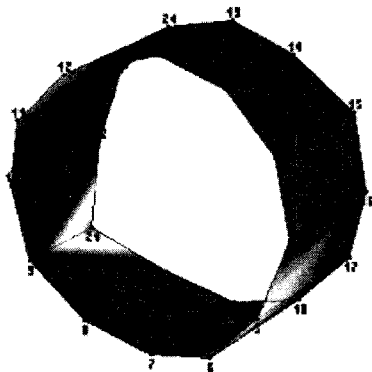
도어 스피커 음원 가진에 의한 실차 평가 결과 60~80 Hz 저주파 영역은 sealed module panel의 진동 특성과 연관성이 크며, 350 Hz 고주파 영역은 power window switch module 진동 특성의 기여도가 큰 것으로 분석되었다.



(a) FRF curve of speaker



(b) Mode of A region



(c) Mode of B region

Fig. 3 The modal analysis of speaker system

#### 4. 선행 해석 과정

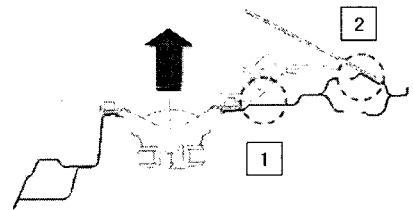
이 논문에서는 설계 초기 단계에 mother car를 이용하여 저주파 스피커 출력을 대비 200 Hz 이하 저주파 영역에서 판넬 민감부에 대한 설계 기준을 제시하고자 한다. 우퍼 스피커가 장착되는 패키지 트레이 판넬과 도어 모듈 판넬에 대한 선행 검토를 통하여 판넬 기여도 해석을 실시하였고, 노이즈 인자에 둔감한 설계가 가능하도록 하였다.

##### 4.1 BIW(Body In White)

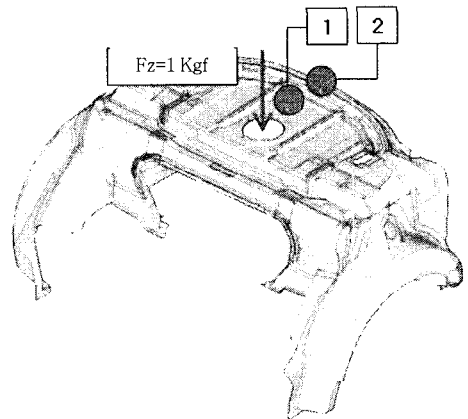
강건 설계 기법을 이용하여 스피커 가진원 대비 차체 패키지 트레이 판넬의 진동 감도 저감을 위한 설계 최적화 방안을 제시하고자 한다.

##### (1) 노이즈 인자 선정

Fig. 4와 같이 스피커 가진력은 상하 방향으로 1 Kgf로 신호 인자를 부여하였고, 60~80 Hz 영역에서 판넬 센터와 리어부의 측정 위치에 따른 진동 감도 산포를 최소화 하고자 한다.



(a) The section of package tray center panel

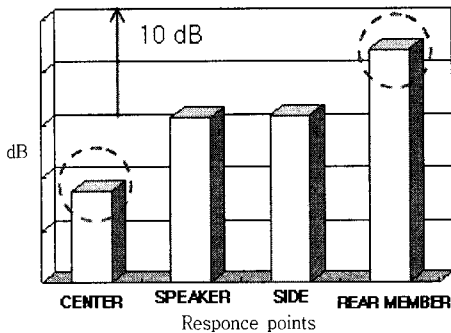


(b) The condition of excitation and response

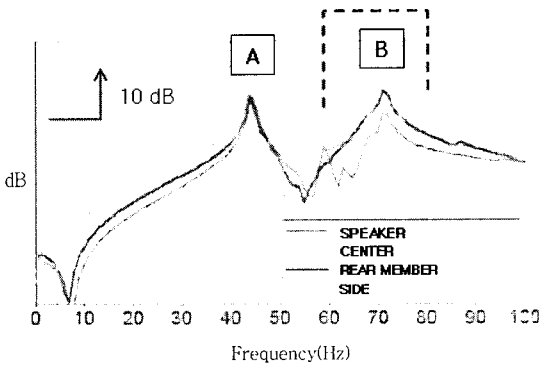
Fig. 4 The detail model of package tray center panel

리어 글래스 하단을 지지하는 리어 멤버의 국부 강성이 취약한 경우 저주파 스피커 가진에 의한 글래스 펌핑 모드로 인해 음장 모드와 공진 발생 시 실내 소음이 불리해질 수 있다.

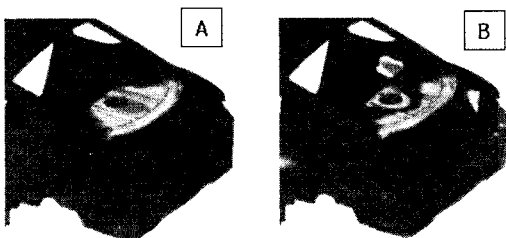
패키지 트레이 센터 판넬의 스피커 중앙부에서 가진 후 4곳에서 진동 감도(가속도)를 분석한 결과, Fig. 4의 센터부(1)과 리어 멤버 센터부(2)의 산포가 Fig. 5(a),(b)에서와 같이 60~80 Hz 영역에서 10 dB 이상 발생하였다. 민감 주파수에 대하여 Fig. 5의(c)에서와 같이 ODS 분석 결과 리어 글래스 하단을 지지하는 리어 멤버 센터부의 모드 기여도가 커서 진



(a) The graph of vibration inertance



(b) FRF(frequency response function) curve



(c) ODS(operating deform shape)

Fig. 5 The analysis result of panel stiffness

동 감도 저감을 위한 구조 설계 검토가 요구된다.

(2) 직교표 작성

목적함수는 저주파 스피커 가진 주파수 대역에서 패키지 트레이 판넬의 센터부와 리어부의 진동 감도 산포를 최소화시키는 조합을 찾는 것이다. 이를 위하여 패키지 트레이 판넬의 제어 인자들을 Table 1 과 같이 선정하였다. Level 2는 설계 현사양을 나타 내며, 판넬 두께 및 결합구조에 대한 인자에 대하여 Level 1은 불리한 수준, Level 3은 유리한 수준으로 구분하였다.

Table 2와 같이  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$  혼합 직교 배열표를 사용하기 위하여 8개의 제어인자의 수준별 조건을 3수준으로 차별화하여 해석을 수행하였다<sup>(9)</sup>.

60~80 Hz 영역에서의 공진 주파수 기준 판넬 센터부를 best condition(N1)으로 하고, 리어 멤버부를 worst condition(N2)로 하여 판넬 응답 위치에 따른 진동 감도 산포를 최소화 할 수 있는 최적안을 찾고자 한다.

(3) 반응표 및 최적안 도출

강건 설계를 이용한 S/N비와 표준편차를 구하기 위하여 Microsoft Excel을 이용하여 계산식을 간략화하였고, Fig. 6과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 자세한 계산식은 이 논문에서는 생략하였다.

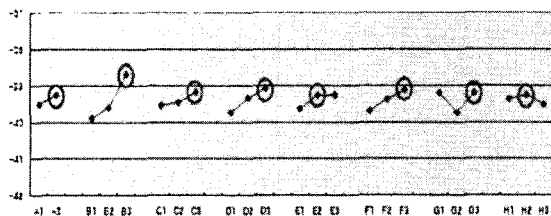
S/N비는 강건성의 척도이며, 신호가 한 일 대비 노이즈 인자에 대한 비율로 계산되고, S/N비가 높을수록 시스템 기능은 더욱 강건해 진다.

Table 1 The control factors of package tray panel

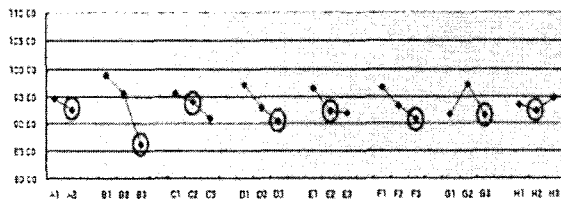
Control factor		Level 1	Level 2	Level 3
A	Mounting point of woofer	2	4	4
B	Form height of panel(mm)	0	5	20
C	Panel thickness(mm)	0.6	0.7	0.8
D	Reinf thickness(mm)	0.6	0.8	1.4
E	Form height of reinf(mm)	0	10	20
F	Height of curved surface(mm)	0	10	30
G	Welding pitch(mm)	60	30	15
H	Joint condition of rear member	Front	Rear	Bulk head

Table 2 Orthogonal array layout of  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$  type

L18	A	B	C	D	E	F	G	H	Inertance		S/N ratio	$\beta$
	1	2	3	4	5	6	7	8	N1	N2		
1	1	1	1	1	1	1	1	1	99.599	108.279	-40.3431	103.939
2	1	1	2	2	2	2	2	2	91.048	99.304	-39.5787	95.176
3	1	1	3	3	3	3	3	3	74.256	93.015	-38.5021	83.6355
4	1	2	1	1	2	2	3	3	93.908	105.46	-39.9871	99.684
5	1	2	2	2	3	3	1	1	82.45	98.005	-39.1389	90.2275
6	1	2	3	3	1	1	2	2	91.622	106.517	-39.9433	99.0695
7	1	3	1	2	1	3	2	3	92.662	105.952	-39.959	93.307
8	1	3	2	3	2	1	3	1	85.455	95.379	-39.1381	90.417
9	1	3	3	1	3	2	1	2	81.043	98.143	-39.0849	89.593
10	2	1	1	3	3	2	2	1	101.415	106.446	-40.3374	103.9305
11	2	1	2	1	1	3	3	2	101.32	107.857	-40.3939	104.5885
12	2	1	3	2	2	1	1	3	97.407	105.979	-40.1535	101.693
13	2	3	1	2	3	1	3	2	88.52	99.783	-39.4921	94.1515
14	2	2	2	3	1	2	1	3	88.018	99.783	-39.4704	93.9005
15	2	2	3	1	2	3	2	1	94.419	96.263	-39.586	95.341
16	2	3	1	3	2	3	1	2	68.238	74.449	-37.0753	71.3435
17	2	3	2	1	3	1	2	3	86.113	93.357	-39.0663	89.735
18	2	3	3	2	1	2	3	1	75.112	78.935	-37.7351	77.0235



(a) S/N ratio response graph



(b) Standard deviation ( $\beta$ ) response graph

Fig. 6 The graph of analysis result

Fig. 6(a),(b)의 가로축은 제어인자에 대한 각 수준이며, 세로축은 S/N비와 표준편차의 수치를 나타내고 있다. S/N비가 크고, 표준편차가 작은 수준들을 선별하면 최적 조건은 Table 3에서와 같이 A2, B3, C3, D3, E2, F3, G3, H2이다.

Table 3 The level of optimization result

	A	B	C	D	E	F	G	H
Current	2	2	2	2	2	2	2	2
Optimization	2	3	3	3	2	3	3	2

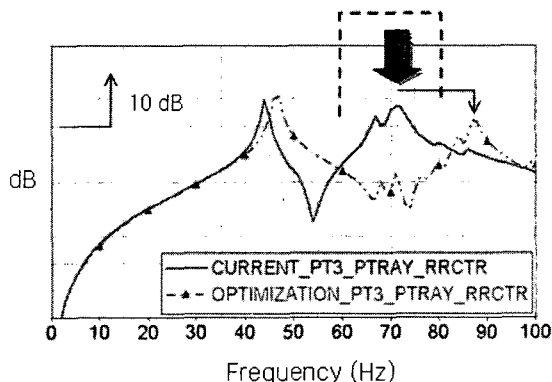


Fig. 7 The effect of design optimization result

분석결과를 통하여 레인포스의 포밍높이(E)와 센터 판넬과 사이드 판넬의 용접 피치(G)는 설계 기여도가 작다고 판단되며, 센터 레인포스와 리어 멤버

간 결합구조(H)의 경우는 레인포스의 후방 연장은 개선 효과가 있으나 중앙부 벌크 헤드 추가는 개선 효과가 미비하였다.

현 설계안 대비 최적안을 조합하여 모델을 구성후 비교 해석 결과 Fig. 7과 같은 결과를 얻었다. 우퍼 스피커 중앙부에서 가진 후 리어 글래스 하단의 리어 멤버 중앙부에서 응답을 분석 결과 현 설계안의 60~80 Hz 영역의 공진주파수가 최적안 적용 시 80 Hz 이후 후방으로 이동하면서 진동 감도가 저감되었다.

이 논문에서는 목적 함수의 강건성 측면에서 저주파 스피커 출력음 가진 시 패키지 트레이 센터 판넬의 부위별 진동 감도의 산포를 최소화 하도록 강건 설계 기법을 이용하였다. 이를 통하여 래틀 노이즈를 개선하기 위한 목적 함수값의 변동이 민감하지 않는 조합을 찾기 위하여 해석을 실시하였다. S/N비와 표준편차를 통한 최적안의 도출 과정을 통하여 설계 기준을 제시하였고, 검증 해석 결과 강건 설계를 이용한 과정이 효율적임을 알 수 있었다.

#### 4.2 Door System

이 논문은 저주파 스피커 출력음 대비 도어 시스템에 대한 신속한 설계 기준 제시로 성능을 조기에 확보하기 위하여 개발 차종 이전 모델인 mother car를 이용하여 개념 모델, 도어 단품 모델, 완성차 모델의 3단계로 분류하여 선행 단계 해석을 진행하였다.

##### (1) 개념 모델

도어를 강체로 가정하여 도어 힌지와 래치의 거리와 각도에 따른 lay out 영향을 분석하였다.

Fig. 8과 같이 경계 조건은 바디 사이드 힌지의

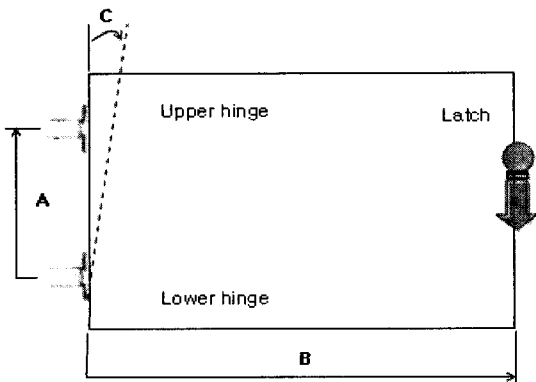


Fig. 8 The conceptual model of door system

볼팅 체결부를 6자유도 구속하고, 도어 힌지 편은 6번 자유도를 제외한 자유도를 구속하였다.

어퍼 힌지와 로어 힌지간 거리(A)를 350 mm, 힌지와 래치간 거리(B)를 950 mm로, 힌지 경사 각(C)을 0°로 설정하였고, 래치 체결부에서 상하방향 단위 하중을 가했을 때 설계변수에 따른 하중점에서의 변위로 정적 처짐 강성을 분석하였다.

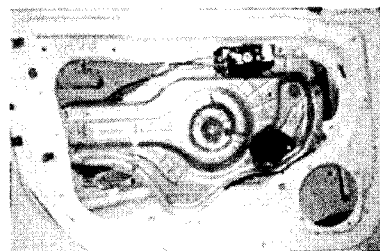
개념 모델을 이용하여 lay out 영향을 검토 결과 Table 4와 같이 (A) 어퍼 힌지와 로어 힌지간 거리가 클수록, (B) 힌지와 래치간 거리가 작을수록, (C) 힌지 경사각이 클수록 정적 처짐 강성 대비 유리하였다.

##### (2) 도어 단품 모델

Door module은 window regulator, connector의 2개 이상의 부품을 부품업체 또는 서브 라인에서 조립하여 모듈 단위로 도어에 조립하는 방식이며, in

Table 4 Lay out effect of door system

A(mm)	310	330	350	370	390
Displacement	61.9	59.4	56.2	52.2	47.7
B(mm)	910	930	950	970	990
Displacement	51.5	53.8	56.2	58.6	61.0
A(mm)	0	1	2	3	4
Displacement	56.2	54.3	22.2	11.1	6.48



(a) Frame module



(b) Sealed module

Fig. 9 Door module types

line 조립 공수 절감 및 작업성 향상의 목적으로 적용되는 추세이다.

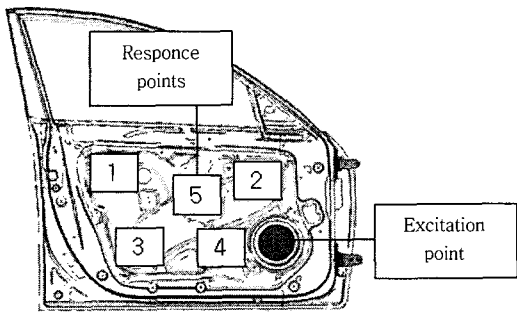
Fig. 10(a)는 도어 스피커 중앙부의 좌우 방향 가진에 따른 모듈 판넬의 5곳에서 진동 감도를 분석한 결과이며, (b)에서 62 Hz 전후 영역의 진동 감도가 높게 나타나며, 실차 경향과 유사하여 개선이 요구된다. (c)의 ODS 분석 결과 민감 주파수에 대하여 스피커 주변부, 모터 마운팅부, 로어 후방 코너부의 판넬 기여가 크다. 모듈 판넬의 국부 강성 증대를 위해서는 복곡면(curved surfaced panel), 면 단차

에 의한 폼 적용이 요구되며, 모듈 판넬의 마운팅 위치, 스피커 및 모터 위치의 최적화에 대한 설계 검토가 요구된다.

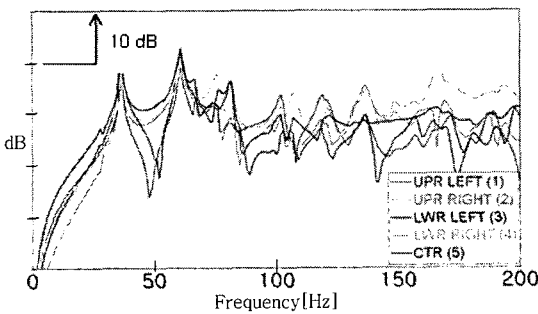
Fig. 11의 (a)는 초기 모델로 모듈 판넬의 형상이 평판에 가깝기 때문에 국부 진동의 감도가 불리하며, (b)는 개선 모델로 복곡면 및 면단차를 적용하였고, 스피커 마운팅부 주변부에 폼을 적용하였고, 스피커 주변 모듈 판넬의 마운팅 위치를 상단과 하단을 감싸면서 지지하도록 하였다.

(3) 완성차 모델

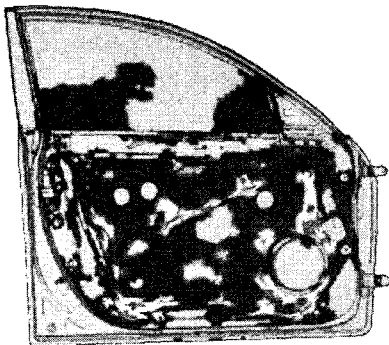
저주파 스피커 출력음 대비 도어 시스템의 안정적



(a) Excitation and response condition

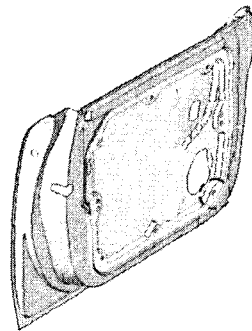


(b) Frequency response function curve

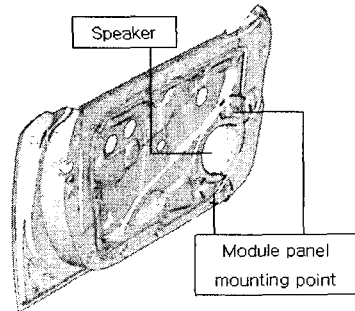


(c) Operating deform shape of 62 Hz

Fig. 10 Input point inertance of door system



(a) Initial design of module panel



(b) Modified model of door system

Fig. 11 The design modification of panel

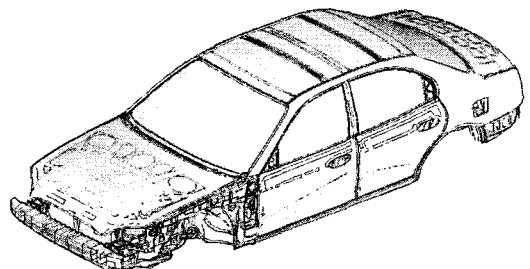
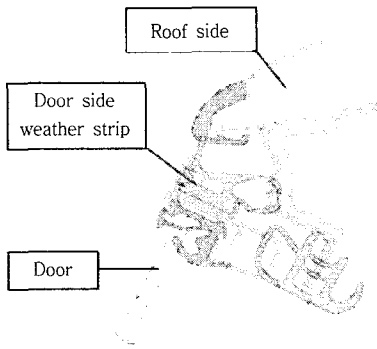
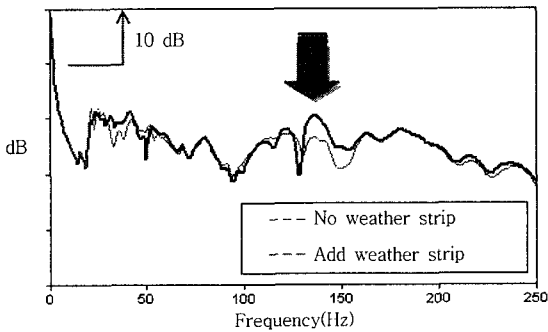


Fig. 12 Full vehicle analysis model





(a) Key section of door frame upper



(b) Acoustic sensitivity of driver seat

Fig. 13 The effect of quality deviation by structural acoustic coupling analysis

인 성능을 위하여 완성차 품질 산포에 의한 불확실성 인자에 대한 해석 검토를 하고자 한다.

Fig. 12는 완성차 해석 모델을 도시하고 있으며, Fig. 13(a)는 도어 사이드 웨더스트립(door side weather strip)의 적용 위치를 설명하기 위한 대표 단면도를 나타내고 있다.

Fig. 13의 (b)는 고무 경화에 따른 웨더스트립의 반력 저하를 고려하여 구조 음장의 연성 해석을 수행한 결과이며, 가진 조건은 센터 플로워 하단부의 트랜스미션 마운팅부에서 단위 하중을 입력하였으며, 응답 조건은 운전석의 우측 귀 위치에서 음압 레벨을 통하여 감도를 분석하였다. 이로부터 도어 웨더스트립의 경화에 의한 품질 산포 발생 시 137 Hz 전후 영역의 감도가 3 dB 이상 불리해 질 수 있음을 확인 할 수 있었다.

## 5. 결 론

이 논문에서는 저주파 스피커 출력음에 의한

Rattle Noise 대비 차체 구조 최적화를 위한 선행 개발 단계 해석 과정에 대해 연구 방향을 제시 하였으며, 이 논문의 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 승용 차량의 A/V 시스템에 의한 저주파 스피커 음원에 의한 가진 시 60~80 Hz 영역에서 도어 모듈 판넬과 패키지 트레이 판넬의 국부 진동으로 인하여 의장 트림과 전장 와이어링의 간섭으로 인한 rattle noise가 발생한다.

(2) 강건 설계 기법을 이용하여 패키지 트레이 판넬의 우퍼 스피커 가진에 의한 민감 주파수를 분석 하였으며, 가진 주파수 대비 공진 회피 및 노이즈 인자에 둔감한 설계 기준을 제시하였다.

(3) 설계 초기 단계 도어 시스템을 개념 모델, 도어단품 모델, 완성차 모델의 3단계로 분류하여 해석을 수행하였으며, 도어 모듈 판넬에 대한 200 Hz 이하 영역의 진동 특성을 개선하기 위한 설계 진행 방향 제시가 가능하였다.

(4) 선행 개발 단계에서 mother car를 이용한 품질 산포에 대한 설계 기준을 제시함으로써 proto car 이전에 안정적인 성능 향상, 시험차 축소 및 개발 기간의 단축 효과가 기대된다.

## 참 고 문 헌

- (1) Kim, J. H., Lee, W. K., Kim, B. H., Jang, I. G. and Ji, S. H., 2006, "A Experimental Approach for Buzz, Squeak and Rattle Noise of the Door in the Vehicle", Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 2133~2138.
- (2) Park, S. T., 1995, "Study of Sound Quality Improvement for Car Audio System", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 123~129.
- (3) Lee, C. M. and Kwon, O. S., 1996, "Determination of the Speaker Position and Evaluation of the Audio System of the Passenger Car", Journal of the KSAE, Vol. 4, No. 4, pp.1~8.
- (4) Jung, D. H. and Lee, B. C., 2000, "Development of an Efficient Optimization Technique for Robust Design by Approximating Probability Constraints", Journal of the KSME, Vol. 24, No. 12, pp. 3053~3060.

(5) Jung, D. H. and Lee, B. C., 2000, "Development of an Optimization Technique for Robust Design of Mechanical Structures", Journal of the KSME, Vol. 24, No. 1, pp. 215~224.

(6) Ji, S. H., Park, H. M., Jeon, O. H., Kim, B. H. and Lee, H. C., 2006, "A Study on the Ride Quality with a Door Trim Entire Pad Using Car Door Speaker Sound", Proceedings of the KSAE Annual Spring Conference, pp. 2121~2126.

(7) Hong, J. H., Kang, Y. J. and Lee, S. H., 2004, "Noise Source Identification of a Car A/V System", Transactions of the Korean Society for Noise and

Vibration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 930~938.

(8) Hwang, G. Y., Lee, H. J., Hwang, S. M., Kwon, J. H. and Kim, K. S., 2006, "Application of Taguchi Method to Robust Design If Acoustic Performance in Mobile Phones", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 997~1004.

(9) Hwang, K. H. and Park, G. J., 2002, "A New Information Index of Axiomatic Design for Robustness", Transactions of KSME A, Vol. 26, No. 10, pp. 2073~2081.