

저주파 스피커 출력음 대비 차량 진동 특성 연구

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

김기창* · 김찬목†

Ki-Chang Kim, Chan-Mook Kim

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 investigation of a package tray panel and a door module panel. 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. In addition, it is suggested the design guideline of a door module panel through the sensitivity analysis in case of the speaker excitation. Finally, the design factor analysis of the quality deviation of a mother-car will make it possible 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. 서론

최근 자동차 업계 동향은 시작차 제작에서 양산 개발에 이르기까지 안정적인 품질 확보를 위하여 선행 개발 단계 품질 산포에 대한 해석 기여도가 커지고 있는 추세이다.

J.D.POWER 사는 미국 시장에서 판매되는 모든 차량을 대상으로 소비자 품질만족도를 조사하여 IQS(Initial Quality Study) 지수를 발표하고 있다. 현대자동차는 지속적인 품질 관리 노력으로 2006년 상반기 TOYOTA, BENZ, BMW를 제치고 세계 3위를 차지하였다.

IQS 평가 지표가 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 이 판넬과 도아 스피커가 장착되는 도아 모듈 판넬에 대한 선행 검토가 요구된다.

차량 내 음향 시스템의 중요 요소인 스피커는 도어 모듈 판넬과 패키지 트레이 판넬에 장착되며, 상품성 향상을 위한 고출력 설계 추세이다. 스피커 음원에 따른 가진 시 판넬 국부 진동으로 인하여 의장 트림 또는 전장 와이어링과 간섭으로 인

한 이음 (Rattle noise)이 발생하며, 실내 음장 모드와 연성 시 운전석과 후석에서 느끼는 음향 감도가 커지는 문제가 있다.

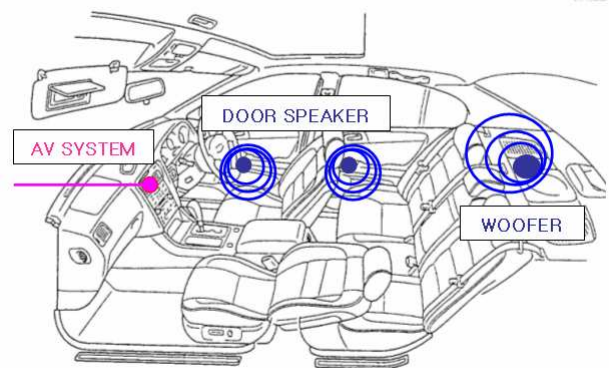


Fig.1 The Audio System of the Passenger Car

저주파 스피커 음원 가진에 의한 실차 평가 결과 60~120 Hz 저주파 영역에서 리어 글래스 하단부를 지지하는 패키지 트레이 판넬과 운전자 및 후석 승객의 귀 위치에서 근접한 도아 모듈 판넬의 진동 특성이 Rattle Noise 대비 기여도가 큰 것으로 분석되었다. ⁽²⁾

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. ⁽³⁾

† 책임저자 : 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : cmkim@kookmin.ac.kr
Tel : (02) 910-4683, Fax : (02) 910-4665

* 현대자동차 차량기술센터 선행해석실 차량해석팀

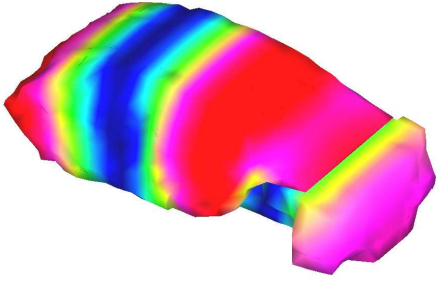


Fig.2 The 1st Cavity Mode of Mid-size Vehicle

본 논문은 차량의 저주파 스피커 출력음 대비 상품성 향상을 위하여 차체 판넬 민감부의 최적화 프로세스에 관한 것으로, 설계 초기 단계에 Mother Car 를 이용하여 강성 확보 및 진동 감도 저감을 위한 설계 가이드를 제시하고자 한다.

설계 초기 단계에는 완성차에 대한 정확한 모델 구성이 불가하여 개선 업무 효율성을 위하여 Fig.3 과 같은 'V' Flow Chart 의 개념으로 시스템 단위의 목표 관리 및 해석 진행이 효과적이다. 개발 차종 이전 모델인 Mother Car 를 이용하여 실차 저주파 스피커 출력음 대비 패키지 트레이 판넬과 도아 시스템의 설계 가이드를 제시하였으며, Proto Car 제작 이전에 안정적인 성능 확보가 가능하였다. ¹⁾



Fig.3 'V' Flow Chart of Analysis Process

본 논문에서는 강건 설계에 대한 이론적인 배경을 통하여 패키지 트레이 판넬의 노이즈 인자에 대해 둔감한 설계 가이드를 제시하고자 한다. 또한 Rattle noise 대비 도아 모듈 판넬 기여도가 크다고 판단되는 200 Hz 이하 영역의 진동 특성을 개선하기 위하여 ODS (Operation Deform Shape)를 통하여 판넬 기여도 분석 및 설계 진행 방향을 제시하고자 한다. 도아 시스템을 개념 모델, 도아 단품 모델, 완성차 모델의 3 단계로 분류하여 도아 힌지 및 래치의 Lay out 영향과 도아 모듈 판넬에 대한 강성 기여도 분석을 통하여 선행 단계 해석 프로세스에 대하여 설명하고자 한다.

2. 강건 설계

최적설계는 제한조건을 만족하면서 목적함수를 극대화 시키는 설계값을 찾아내는 설계기법이며, 최적 설계를 통해 얻어진 값이 여러가지 산포 인자에 대하여 강건성을 가지려면 목적 함수의 강건성과 제한조건의 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 한 제한조건을 위반하지 않고 가용영역에 존재하는 성질을 말한다. ⁽⁴⁾

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.

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

여기서 Δ 는 설계변동 범위, FR 은 기능적 요구이고, FR^* 는 목표값이다. 시스템의 확률밀도함수는 제품의 공차로 인하여 성능이 일정한 분포를 가지

는 것을 표현한다. 강건성 가중함수는 목표값에 가까울수록 큰 가중치를 주고, 설계범위의 경계에서는 작은 가중치 주기 위하여 도입되었다. ⁽⁶⁾

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 μ_f 와 분산 σ_f^2 를 적분식과 기대값으로 표현하면 다음과 같다. ⁽⁵⁾

$$\mu_f = \iiint \dots \int f(\mathbf{x}) z_1(\mathbf{x}_1) \dots z_i(\mathbf{x}_i) \dots z_n(\mathbf{x}_n) d\mathbf{x} \quad (4)$$

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

$$\sigma_f^2 = \iiint \dots \int \{f(\mathbf{x}) - \mu_f\}^2 z_1(\mathbf{x}_1) \dots z_i(\mathbf{x}_i) \dots z_n(\mathbf{x}_n) d\mathbf{x} \\ = E[\{f(\mathbf{x}) - \mu_f\}^2] \quad (6)$$

$z_i(\mathbf{x}_i)$: 설계변수 \mathbf{x}_i 의 확률밀도함수

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. ⁽⁵⁾

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 δ 을 제한조건 변화량의 절대값이나 노름(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 두가지 소음은 다음과 같다. LCD 모니터의 구동부 소음원이 있고, 차량 주행 또는 저주파 스피커 가진원에 의한 차체 판넬 진동으로 의장 트림 및 전장 와이어링의 주변 부품들과 간섭으로 인해 발생하는 이음 (Rattle Noise)으로 나눌 수 있다.

차량 주행 시 노면 요철을 통한 판넬 진동으로 발생하는 A/V 시스템의 Rattle Noise 는 각 요소들간의 진동신호의 상관 관계가 존재하기 때문에 진동원들간의 상관관계를 제거할 수 있는 잔류 스펙트럼의 신호 처리 방법이 필요하다.

신호 처리를 위해 다차원 스펙트럼 해석을 이용하여 각 입력 신호들 사이의 상관 관계를 제거한 후, 각 진동원의 순수한 출력에 대한 기여도를 나타내는 기여출력 스펙트럼을 구함으로써 래틀 소음에 주요하게 영향을 끼치는 요소를 찾는 과정의 연구가 진행되어 왔다. ⁽¹⁰⁾

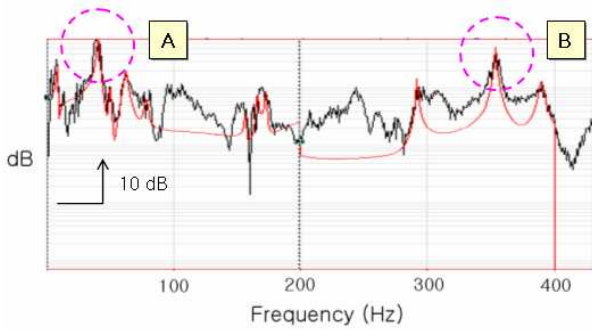
종래 기술에서는 차량 주행 시 노면 가진력에 의해 서스펜션 마운팅부를 통하여 전달된 진동이 차체 판넬을 가진하여 발생하는 구조 음장 연성해석에 대한 연구가 주로 이루어 졌다.

이를 통하여 서스펜션 장착부의 고무 부위 동강성 대비 차체 입력점 강성에 대한 기여도 분석을 통하여 실내 소음 개선을 위한 가이드 제시가 가능하였다. ⁽¹⁾

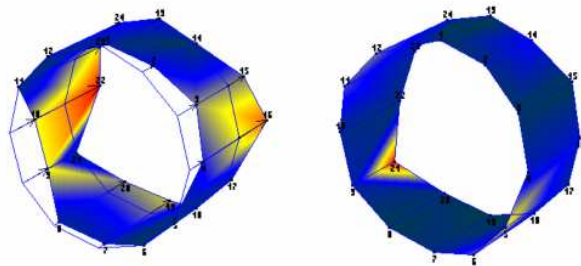
3.2 스피커의 진동 특성

차량에 장착되는 스피커는 상품성 향상을 위하여 고효율 추세이며, 스피커 음원에 따른 가진 스피커가 장착 되는 패키지 트레이 판넬과 도아 모듈 판넬의 진동에 의해 운전석 및 후석에서 느끼는 음향 감도가 커지는 문제가 있다. ^{(7) (8)}

스피커의 진동 특성을 파악하기 위하여 후석 도어에 장착되는 스피커의 ODS 분석 결과 Fig.4 (a) 와 같이 (b) 60~80 Hz 영역의 저주파 영역과 (b) 350 Hz 전후 고주파 영역에서 진동 감도가 크게 분석되었다.



(a) FRF Curve of Speaker



(b) Mode of A Region (c) Mode of B Region

Fig.4 The Modal Analysis of Speaker System

도아 스피커 음원 가진에 의한 실차 평가 결과 60~80 Hz 저주파 영역은 Sealed module panel 의 진동 특성과 연관성이 크며, 350 Hz 고주파 영역은 Power window switch module 진동 특성의 기여도가 큰 것으로 분석되었다. 본 논문에서는 60~80 Hz 영역의 스피커 가진 주파수 대비 판넬 공진 주파수를 후방 이동하거나 판넬 민감부의 진동 감도를 저감하기 위한 프로세스를 제안하고자 한다.

4. 선행 해석 프로세스

본 논문에서는 설계 초기 단계에 Mother Car 를 이용하여 저주파 스피커 출력음 대비 200 Hz 이하 저주파 영역에서 판넬 민감부에 대한 설계 가이드를 제시하고자 한다.

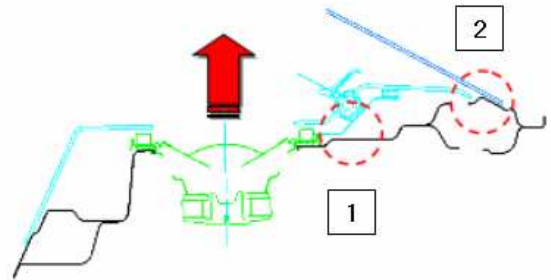
이를 위하여 우퍼 스피커가 장착되는 패키지 트레이 판넬과 도아 모듈 판넬에 대한 선행 검토를 통하여 판넬 기여도 해석을 실시하였고, 노이즈 인자에 둔감한 설계가 가능하였다.

4.1 BIW (Body In White)

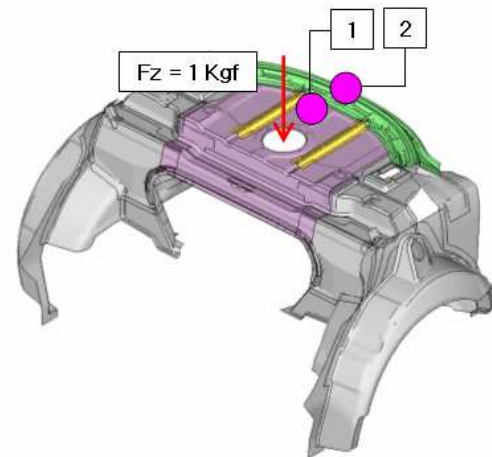
강건 설계 기법을 이용하여 스피커 가진원 대비 차체 패키지 트레이 판넬의 진동 감도 저감을 위한 설계 최적화 방안을 제시하고자 한다.

4.1.1 노이즈 인자 선정

Fig.5 와 같이 스피커 가진력은 상하 방향으로 1 Kgf 로 신호 인자를 부여하였고, 노이즈 인자는 60~80 Hz 영역에서 판넬 센터와 리어부의 측정 위치에 따른 진동 감도 산포의 최소화로 하였다.



(a) The section of package tray center panel

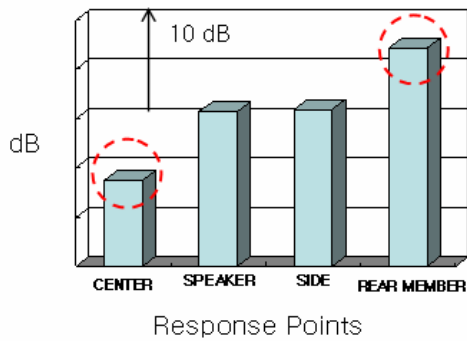


(b) The condition of excitation and response

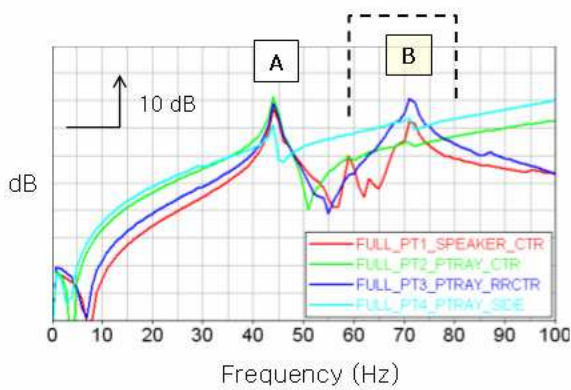
Fig.5 The detail model of package tray center panel

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.

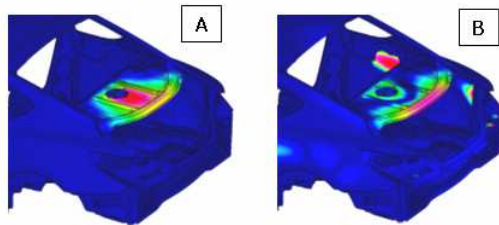
패키지 트레이 센터 판넬의 스피커 중앙부에서 가진후 4 군데에서 진동 감도 분석 결과 Fig.5 의 센터부(1)와 리어 멤버 센터부(2)의 산포가 Fig.6 (a),(b)에서와 같이 60~80 Hz 영역에서 10 dB 이상 발생하였다. 민감 주파수에 대하여 Fig.6 의 (c)에서와 같이 ODS 분석 결과 리어 글래스 하단을 지지하는 리어 멤버 센터부의 모드 기여도가 커서 진동 감도 저감을 위한 구조 설계 검토가 요구된다.



(a) The graph of vibration inertance



(b) FRF (Frequency Response Function) Curve



(c) ODS (Operating Deform Shape)

Fig.6 The analysis result of panel stiffness

4.1.2 직교표 작성

판넬 국부 강성 증대 및 진동 감도 저감을 위한 제어 인자들을 Table 1 과 같이 선정하였다.

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

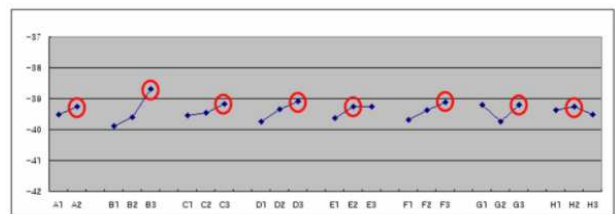
Table 2 Orthogonal array layout of $L_{18} (2^1 \times 3^7)$ type

L18	A	B	C	D	E	F	G	H	Inertance		S/N Ratio	β
	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	83.6395
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	99.307
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	2	1	2	3	1	3	2	88.52	99.783	-39.4921	94.1515
14	2	2	2	3	1	2	3	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

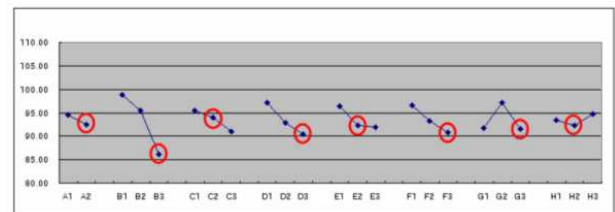
60~80 Hz 영역에서의 공진 주파수 기준 판넬 센터부를 Best Condition (N1)으로 하고, 리어 멤버부를 Worst Condition (N2)로 하여 판넬 응답 위치에 따른 진동 감도 산포를 최소화 할 수 있는 최적안을 찾고자 한다.

4.1.3 반응표 및 최적안 도출

강건 설계를 이용한 S/N 비와 표준편차를 구하기 위하여 계산식을 매크로화 하여 Fig.7 과 같이 결과를 얻을 수 있었다.



(a) S/N Ratio Response Graph



(b) Beta (β) Response Graph

Fig.7 The graph of analysis result

S/N 비가 크고, 표준 편차가 작은 수준들을 선별하면 최적 조건은 Table 3 에서와 같이 A2, B3, C3, D3, E2, F3, G3, H2 이다. 그러나 실제적으로 E와 G는 설계 기여도가 작다고 판단되며, H의 경우는 레인포스의 후방 연장은 개선 효과가 있으나 중앙부 벌크 헤드 추가는 개선 효과가 미비하였다.

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

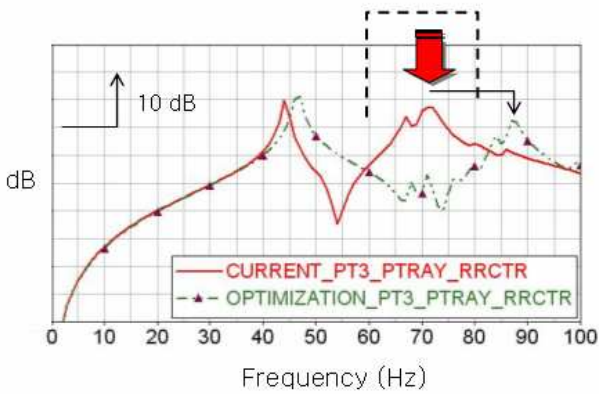


Fig.8 The effect of design optimization result

현 설계안 대비 최적안을 조합하여 모델을 구성 후 비교 해석 결과 Fig.8 과 같은 결과를 얻었다. 우퍼 스피커 중앙부에서 가진 후 리어 글래스 하단의 리어 멤버 중앙부에서 응답을 분석 결과 현 설계안의 60~80 Hz 영역의 공진 주파수가 최적안 적용 시 80 Hz 이후 후방으로 이동 하면서 진동 감도가 저감되었다.

본 논문에서는 강건 설계 기법을 이용하여 저주파 스피커 출력음 대비 패키지 트레이 센터 판넬의 최적안에 대한 설계 가이드를 제시하였다.

4.2 Door System

본 논문은 저주파 스피커 출력음 대비 도아 시스템에 대한 신속한 설계 가이드 제시로 성능을 조기에 확보하기 위하여 개발 차종 이전 모델인 Mother Car 를 이용하여 개념 모델, 도아 단품 모델, 완성차 모델의 3 단계로 분류하여 선행 단계 해석을 진행하였다.

4.2.1 개념 모델

도아를 강체로 가정하여 도아 힌지와 래치의 거리와 각도에 따른 Lay Out 영향을 분석하였다.

Fig.9 와 같이 경계 조건은 바디 사이드 힌지의 볼팅 체결부를 6 자유도 구속하고, 도아 힌지 핀은 6번 자유도를 제외한 자유도를 구속하였다.

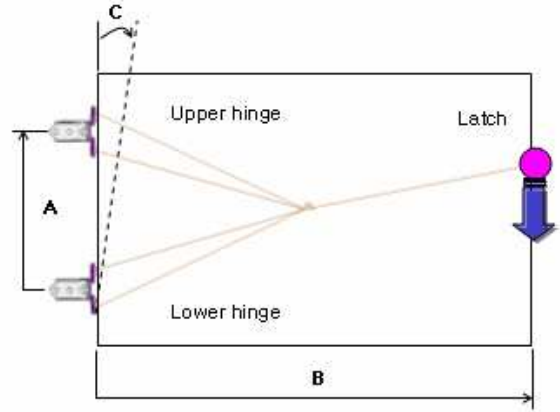


Fig.9 The conceptual model of door system

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

Table 4 Lay out effect of door system

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

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

4.2.2 도아 단품 모델

Door Module 은 Window regulator, Connector 외 2 개 이상의 부품을 부품업체 또는 서브 라인에서 조립하여 모듈 단위로 도아에 조립하는 방식이며,

IN LINE 조립 공수 절감 및 작업성 향상의 목적으로 적용 추세이다.



(a) Frame Module

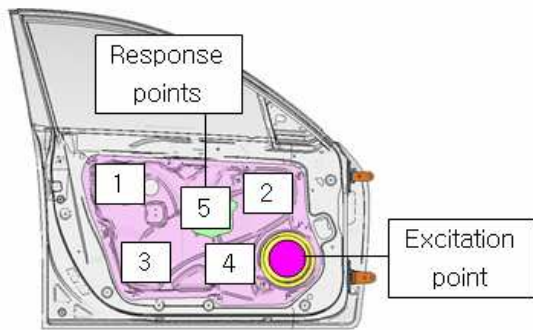


(b) Sealed Module

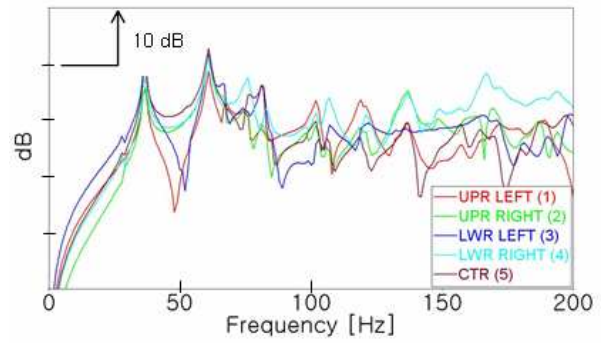
Fig.10 Door Module Types

Fig. 10 (a)와 같이 모듈 판넬을 볼팅 장착하고, 도어 트림에서 전면 PAD 를 적용하는 Frame Module 방식과, (b)와 같이 볼팅 장착 후 Inner Panel 과 Module Panel 간 매칭면을 sealing 처리한 Sealed Module 방식으로 나눌 수 있다.

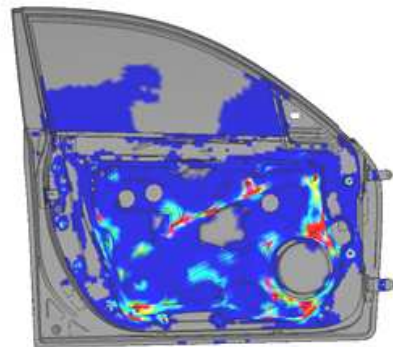
본 논문은 도어 Rattle Noise 대비 Sealed module panel 의 기여도가 크다고 판단되는 200 Hz 이하 진동 특성을 개선하고자 하며, 스피커 중앙부 가진 따른 판넬 감도 분석을 위하여 IPI (Input Point Inertance) 해석을 진행하였다.



(a) Excitation and response condition



(b) Frequency response function curve

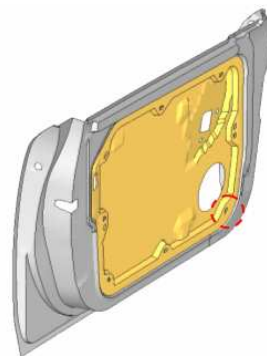


(c) Operating Deform shape of 62 Hz

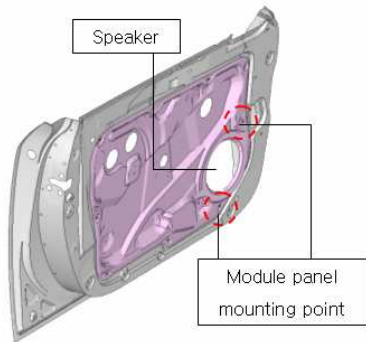
Fig.11 Input point inertance of door system

Fig.11 은 (a) 도어 스피커 중앙부 좌우 방향 가진에 따른 모듈 판넬의 진동 감도를 분석하였으며, (b) 62 Hz 진동 영역의 진동 감도가 높게 나타나며, 실차 경향과 유사하여 개선이 요구된다.

민감 주파수에 대하여 (c) ODS 분석 결과 스피커 주변부, 모터 마운팅부, 로어 후방 코너부의 판넬 기여가 크다. 모듈 판넬의 곡부 강성 증대를 위해서는 복곡면 (Curved surfaced panel), 면단차에 의한 폼 적용이 요구되며, 모듈 판넬의 마운팅 위치, 스피커 및 모터 위치 최적화가 요구된다.



(a) Initial design of module panel



(b) Modified model of door system

Fig.12 The design modification of panel

Fig.12 의 (a)는 초기 모델로 모듈 판넬의 형상이 평판에 가깝기 때문에 국부 진동에 감도가 불리하며, (b)는 개선 모델로 복곡면 및 면단차를 적용하였고, 스피커 마운팅부 주변부에 폼 적용 및 스피커 주변 모듈 판넬의 마운팅 위치를 상단과 하단을 감싸면서 지지하도록 하였다.

4.2.3 완성차 모델

저주파 스피커 출력음 대비 도아 시스템의 안정적인 성능을 위하여 완성차 품질 산포에 의한 불확실성 인자에 대한 해석 검토를 하고자 한다.

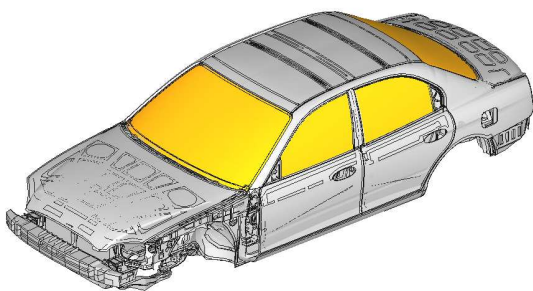
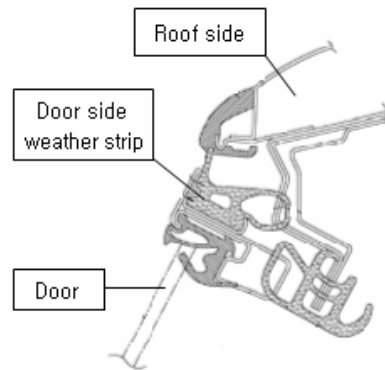


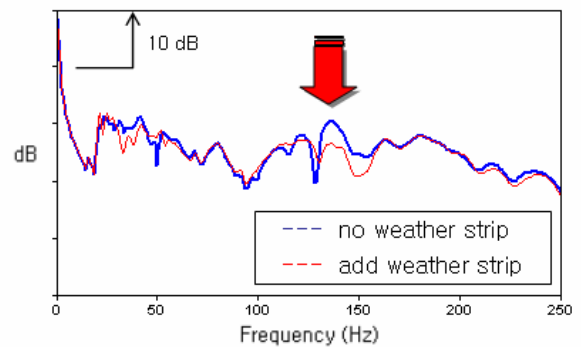
Fig.13 Full vehicle analysis model

Fig.13 은 완성차 해석 모델을 도시하고 있으며, Fig.14 는 도아 사이드 웨더스트립 (Door side weather strip)의 적용 위치를 설명하기 위한 대표 단면도 (a)를 나타내고 있다.

Fig.14 의 (b)는 고무 경화에 따른 웨더스트립의 반력 저하를 고려하여 구조 음장 연성 해석 결과이며, 도아 웨더스트립의 경화에 의한 품질 산포 발생 시 137 Hz 전후 영역의 감도가 3 dB 이상 불리해 질 수 있음을 확인 할 수 있었다.



(a) Key Section of Door Frame Upper



(b) Acoustic sensitivity of driver seat

Fig.14 The effect of quality deviation by structural acoustic coupling analysis

5. 결론

본 논문에서는 저주파 스피커 출력음에 의한 Rattle Noise 대비 차체 구조 최적화를 위한 선행 개발 단계 해석 프로세스에 대해 연구 방향을 제시 하였으며, 본 논문의 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 승용 차량의 A/V 시스템에 의한 저주파 스피커 음원에 의한 가진 시 60~80 Hz 영역에서 도아 모듈 판넬과 패키지 트레이 판넬의 국부 진동으로 인하여 의장 트림 및 전장 와이어링과 간섭으로 인한 Rattle Noise가 발생한다.

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

(3) 설계 초기 단계 도아 시스템을 개념 모델, 도아단품 모델, 완성차 모델의 3 단계로 분류하여

해석을 수행하였으며, 도아 모듈 판넬에 대한 200 Hz 이하 영역의 진동 특성을 개선하기 위한 설계 진행 방향 제시가 가능하였다.

(4) 선행 개발 단계 Mother Car 를 이용한 품질 산포에 대한 설계 가이드 제시로 Proto Car 이전 안정적인 성능 향상, 시험차 축소 및 개발 기간 단축 효과가 기대된다.

참고문헌

- (1) 김기창, 김찬목, “NVH 성능 및 연비 향상을 위한 고강성 차체 개발 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.1189-1194, 2004
- (2) 지성호, 박현민, 전오환, 김병훈, 이현철, 2006년, “자동차 도어 트림 전면 패드가 스피커에 의한 가진시 승차감에 미치는 영향 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.2121-2126
- (3) 이장명, 권오상, 1996, “자동차 스피커의 위치 선정 및 오디오 성능 평가 방법”, 한국자동차공학회 논문집, 제 4 권 제 4 호, pp.1-8
- (4) 정도현, 이병채, 2000, “확률 조건의 근사화를 통한 효율적인 강건 최적 설계 기법의 개발”, 대한기계학회 논문집 A 권, 제 24 권 제 12 호, pp.3053-3060
- (5) 정도현, 이병채, 2000, “기계구조의 강건설계를 위한 최적화 기법의 개발”, 대한기계학회 논문집 A 권, 제 24 권 제 1 호, pp.215-224
- (6) Kwang-Hyeon Hwang and Gyung-Jin Park, 2002, "A New Information Index of Axiomatic Design for Robustness," Transactions of KSME A, Vol. 26, No. 10, pp. 2073-2081
- (7) 김지훈, 이원구, 김병훈, 장익근, 지성호, 2006, “차량 도어의 이음에 대한 시험적 고찰”, 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp.2133-2138
- (8) 박석태, 1996, “자동차 오디오 시스템의 음질 개선 연구”, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.123-129
- (9) 황건용, 이홍주, 황상문, 권중학, 김광석, 2006, “다구찌 기법을 이용한 모바일폰의 음향 특성 향상 설계”, 한국소음진동공학회 논문집, 제 16 권 제 10 호 pp.997-1004
- (10) 홍중호, 강연준, 이상호, 2004, “차량탑재용 A/V 시스템의 소음원 규명”, 한국소음진동공학회 논문집, 제 14 권 제 10 호, pp.930-938