

〈논 문〉

다구찌 직교배열을 이용한 승용차의 실내소음 분석 및 개선

Analysis and Improvement of Interior Noise in a Passenger Car using Taguchi Orthogonal Array

김 명 업* · 이 두 호**

Myeong-Eop Kim and Doo-Ho Lee

(1999년 6월 9일 접수 : 1999년 7월 30일 심사완료)

Key Words : Interior Noise(실내소음), Booming Noise(부밍소음), Taguchi Method(다구찌방법), Orthogonal Array(직교배열), Passenger Car(승용차)

ABSTRACT

The passenger car manufacturer should meet more and more strict requirements of customers on noise and vibration problems. It is proven that the Taguchi method is a powerful tool for improving the product quality in many areas. This paper employs the Taguchi method to reduce low-frequency booming noise in a passenger car. Selection of object function is very important to minimize interaction effects in the Taguchi method. We select logarithmic-scaled sound pressure level as an object function, which is commonly used to analyze the noise and vibration signals. The optimum noise level predicted with additive-model assumption agrees well with the test results. In addition, the optimum level is lower than the initial one by about 5 dB without any adverse effects. The results show that the Taguchi method can be applied efficiently to solve the noise problem in the passenger cars.

1. 서 론

승용차의 성능을 평가하는 요소로는 디자인, 동력성능, 조종안정성, 충돌안정성 및 NVH(Noise Vibration Harshness) 등이 있다. NVH에 대한 소비자의 욕구가 점진적으로 증가하고 있어 차량 개발단계에서 이에 대한 문제점을 해결하는 것이 중요한 과제가 되고 있다. 설계단계에서 NVH의 특성을 고려하기 위한 많은 노력이 진행되고 있으나 아직은 시작차량 또는 초기 생산차량에 NVH 성능평가가 이루어지고, 설계 목표에 미달되는 성능을 개선하는 시험 등이 이루어지고 있는 실정이다. 특히 부밍소음은 기

진원, 전달경로, 차체의 구조모드, 실내 음향모드 및 패널진동이 복잡하게 결합되어 발생하여, 초기 생산 차량의 평가 시험에서 나타난 부밍소음을 주어진 짧은 시간동안 원인을 파악하고 개선 대책을 적용하기 어렵다. 부밍소음을 해석하기 위해서는 차체의 구조/음향 모드해석, TPA(Transfer Path Analysis), RMA(Running Mode Analysis) 및 PCA(Panel Contribution Analysis)등이 이용되고 있으나^(1~4), 복잡한 이론과 방대한 데이터를 처리할 수 있는 시스템이 필요하며, 원인파악과 개선 대책을 찾는 데 많은 시간과 노력이 필요한 단점이 있다.

Taguchi에 의해 제안되어 제품, 공정설계 및 성능 개선에 적용되고 있는 다구찌방법(Taguchi method)은 많은 분야에 적용되고 있다. 기존의 실험계획법은 많은 시간과 경비가 요구될 뿐만 아니라 제품간 또는 시간적, 환경적인 요인으로부터 야기되는 잡음

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 삼성자동차 중앙연구소 시험개발팀

인자를 배제하고 실험이 이루어져 현장에서의 실험성이 많이 결여되어 있었다. 고전적인 실험계획법은 R.A. Fisher에 의해 개발되기 시작했으며 주로 통계적 계획법으로 복잡한 가정과 과정을 수반하는 어려운 통계적 지식을 요구했기 때문에 실제 공학자들이 이용하는데 어려운 점이 많았다. 최근에 다구찌 실험 계획법이 공학적으로 효과적인 도구임이 국내에 소개되고, 다양한 제품 설계 및 최적화 사례에 적용된 연구들이 발표되고 있다^(5~9).

지금까지의 연구들은 각 시험조건에서 하나 또는 단지 몇 개의 관측값을 얻고 이에 대한 분석을 수행하였으며, Ford의 T.H. Dyer⁽¹⁰⁾는 차량 시트의 진동을 분석하기 위해 주파수영역의 관측값을 이용하여 그래프를 통한 분석을 시도하였다.

본 논문에서는 주행중 차량에서 발생하는 진동/소음의 분석에 다구찌 방법을 적용하여 차량의 생산과정에서 실제로 발생한 부밍소음을 저감하기 위한 실험계획 및 평가를 통해 다구찌방법의 효용성을 확인하였다. 가속주행의 영향을 분석하기 위해 엔진회전수가 증가함에 따라 엔진회전수의 2차 조화성분(C2)의 연속적인 관측값을 측정하고 각 엔진회전수에 대해 특성값, 평균분석과 분산분석을 적용하고 그 결과를 그래프를 이용하여 해석하였다. 분석된 결과를 이용하여 각 인자의 최적 수준을 예측하고 확인시험을 통하여 이를 검증하였다.

2. 다구찌 시험계획

2.1 목적함수의 선정

개발된 제품의 성능을 평가하기 위해서는 제품의 특성을 잘 나타내는 특성값 (quality characteristic)을 선정하는 것이 무엇보다도 중요하다. 다구찌에 의해 제안된 손실함수는 제품의 성능을 평가할 때 특성값이 제품의 목표값에서 멀어질수록 품질손실이 크게 평가되도록 손실함수를 정의함으로써 강건한 특성값을 갖는 설계인자들을 선정할 수 있게 하였다. 손실함수는 목표값의 종류에 따라 다음과 같이 네 가지로 나눌 수 있다⁽¹¹⁾.

(1) 망소특성 문제 (smaller-the-better type problem)
망소특성 문제는 특성값이 연속적이고 양수이며, 목표값이 작을수록 좋은 성능을 나타내는 것으로 본 논문에서 다루고 있는 차량의 실내소음, 부품의 불량률 등과 같은 문제들이 이 경우에 해당된다. 목적함수(η)는 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \right) \quad (1)$$

여기에서 y_i 는 특성값(y)의 i 번째 관측값이고 n 은 관측된 횟수이다.

(2) 망대특성 문제 (larger-the-better type problem)

망소특성 문제와 동일한 특성값을 가지면서 목표값이 클수록 좋은 성능을 나타내는 문제이며 자동차의 연비, 재료의 강도 등과 같은 공학적 문제들이 이 경우에 해당된다. 이것은 망소특성 문제에서 특성값을 역수로 변환하여 다음과 같이 표현된다.

$$\eta = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i} \right) \quad (2)$$

(3) 망목특성 문제 (nominal-the-best type problem)

이 문제는 특성값이 유한한 목표값(m)를 갖는 경우로서 목표값을 중심으로 특성값이 어느쪽으로 산포하여도 바람직하지 않는 특성을 갖는다. 이 특성값은 평균값이 0이 되는 경우 분산도 0이 되는 특징을 가지고 있다. 목적함수는 관측값의 평균값과 분산으로 정의되며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta = 10 \log_{10} \left(\frac{\mu^2}{\sigma^2} \right) \quad (3)$$

여기에서

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i, \quad \sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \mu)^2$$

(4) 표목특성 문제 (signed-target type problem)

표목특성은 특성값이 음수를 가질수 있는 것이 중요한 특징이며, 따라서 망목특성과 달리 관측값의 평균값이 0일 때 분산이 0이 되지 않을 수 있다. 이 문제의 목적함수는 다음과 같이 나타낸다.

$$\eta = -10 \log_{10} \left\{ \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \mu)^2 \right\} \quad (4)$$

(5) 목적함수의 선정

본 논문에서는 주행하고 있는 차량에서 발생하는 진동 가속도 신호와 음압신호를 관측값으로 이용하였다. 차량의 진동/소음 문제를 해석할 때 가속도신호와 음압신호는 다음과 같은 데시벨(dB)로 표현하게 된다.

$$dB = 10 \log_{10} \left(\frac{x}{x_{ref}} \right)^2 \quad (6)$$

여기에서 x 는 가속도(m/s^2) 또는 음압(pascal) 레벨, x_{ref} 는 기준신호 값이다. 가속도와 음압의 기준신호 값은 각각 $1.0E-6 m/s^2$ 과 $2.0E-5 Pa$ 이다. 진동/소음 신호 처리에 자주 이용되는 데시벨은 위에서 언급한 목적함수의 특징을 잘 나타내고 있다.

여기에서는 식 (6)으로 표현된 데시벨 값을 각 시험 조건에 대한 특성값으로 이용하였으며 이 문제는 망소특성 문제에 해당된다.

2.2 문제의 정의 및 제어인자의 선정

차량의 설계 단계가 끝나면 설계도면이 공장으로 이관되고 이를 바탕으로 생산라인이 구성된다. 생산라인을 통한 최초의 차량이 제작되면 설계 단계에서 고려되었던 여러 가지 성능에 대한 최종 확인이 진행된다. 생산라인에서 제작된 차량에 대한 실내소음 시험으로부터 Fig. 1과 같이 뒷좌석에서 설계목표값 이상의 부밍소음이 1800 rpm 영역에서 발생함을 확인하였다. Fig. 1에서 일점쇄선은 설계 목표 수준을 나타낸다. 이 단계는 생산에 관련된 금형의 제작이 완료된 상태이기 때문에 차체를 수정하는 대책 방안은 적용이 어려운 상태이다. 따라서 차체의 진동 전달 경로에 댐퍼를 설치하는 방안과 엔진 마운트의 강성 변경 방안이 검토되었다. 진동 전달경로의 댐퍼는 엔진에 1차적으로 연결되는 센터멤버(center member)에 질량댐퍼(mass damper)의 적용, 센터멤버에 연결되는 크로스멤버(cross member)에 동댐퍼(dynamic damper)의 적용과 C-필러(C-pillar)에 연결된 루프 레일(Rear roof rail)에 질량댐퍼의 적용을 검토하기로 하였다. 이러한 대책은 결국 차량의 중량을 증가시켜 연비와 가속성과 같은 차량성능 뿐 아니라 차량 제작 원가에도 악영향을 주므로 중복대책 방지 등을 통한 최적의 개선안 도출이 요구된다. 이를 위해서는 각각의 대책이 실내소음에 미치는 영향과 각 대책 상호간의 영향을 알아야 하며, 차체 진동 등 다른 요소에 끼치는 영향도 동시에 파악하여야 한다. 이와 같은 작업은 시행착오와 같은 기본적인 시험 방법으로는 매우 어려운 문제이며 보다 체계적인 방법의 도입이 필요하다. 그러므로 본 논문에서는 이를

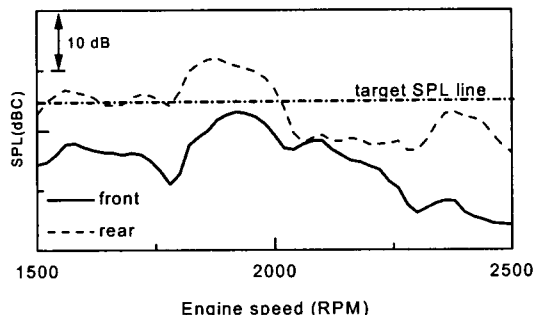


Fig. 1 Booming noise around 1800(rpm) at the rear seat in a prototype passenger car and the target SPL line

Table 1 Control factors and its levels

제어인자		수준 1	수준 2
인자수준			
주행패턴	A1	완가속 주행	급가속 주행
운전자의 변화	A2	A	B
Dynamic damper	A3	유	무
Mass damper1 (Center MBR)	A4	유	무
Mass damper2 (Rear roof rail)	A5	유	무
Engine Mount	A6	수정된 EG mount	초기 EG mount

다구찌 방법으로 계획된 일련의 시험 및 분석을 통해 각 대책의 효과를 확인하고 최적의 설계 개선안을 선정하기로 하였다. 앞에서 언급한 적용가능한 대책 방안을 제어인자로 선택하였으며, 주행패턴(driving pattern)과 운전자(driver)도 제어인자로 추가하여 총 6개의 제어인자를 선정하였다. 각 제어인자의 적용 유무를 결정하는 시험이었기 때문에 각 제어인자의 수준은 2수준으로 하였으며 각 제어인자와 수준을 Table 1에 요약하였다.

2.3 직교배열표의 작성

6개의 제어인자 중에서 운전자의 변화와 주행패턴은 다른 인자들과 교호작용이 작을 것으로 판단되어 대책안으로 검토된 4개의 제어인자에 대한 주효과와 교호작용을 검토하기 위해 Table 2와 같이 $L_{16}(2^{15})$ 인 직교배열을 선정하고 6개의 제어인자를 각 행에 배치하였다.

3. 시험결과 및 토의

3.1 시험장치 및 시험방법

시험순서에 따른 오차를 최소화하기 위해 Table 2의 시험순서를 랜덤하게 선정하였으며 각 시험조건에 대해 2번의 시험을 반복 수행하였다. Fig. 2에 나타난 것처럼 시험은 반 무향실에서 실시하였으며 차량에 주행부하를 주기 위해 구동바퀴인 앞바퀴에 샤시 다이내모의 롤러를 위치시켰다. 차량이 주행할 때 발생하는 응답중 엔진 기진력에 의한 응답을 해석할 때는 엔진회전수와 동기된 응답을 C1 오더 성분이라고 부르며, 직렬 4기통 엔진이 장착되어 있는 경우에 엔진에 의한 주요 기진력은 엔진회전수의 2차성분인 C2 오더 성분이다. 6기통 엔진인 경우에는 C3 오더 성분이 주요 기진력이 된다. 본 논문에서

Table 2 $L_{16}(2^{15})$ orthogonal array

제어인자 시험번호	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	A1	A2	A3	A4	-	-	-	A5	-	-	-	-	-	-	A6
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1

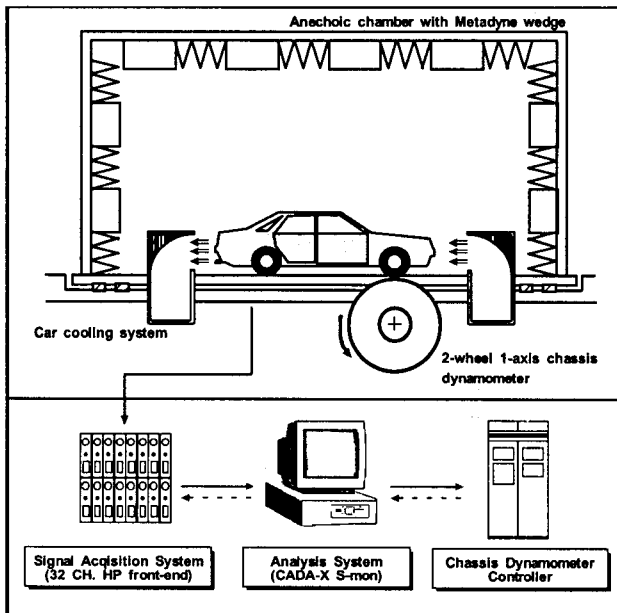


Fig. 2 Schematic diagram of measurement and analysis systems

개선하고자 하는 차량은 직렬 4기통 엔진을 장착하고 있기 때문에 C2 오더의 데이터를 얻었으며, 정확한 엔진 회전수 측정의 어려움과 Fast Fourier 변환시 발생하는 오차를 줄이기 위해 C2 오더의 밴드폭 (bandwidth)을 0.25 오더로 하였다. 데이터의 수집 및 분석은 32채널 HP Front-end와 LMS CADA-X의 Signiture Monitor에서 Fixed Sampling Monitor

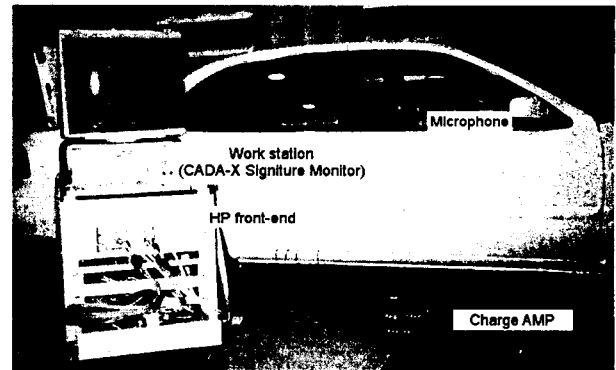


Fig. 3 Photograph of test vehicle and measuring systems

를 이용하였다. 가속도계와 마이크론을 이용하여 1500 rpm에서 2500 rpm까지 20 rpm 간격으로 운전석 및 뒷좌석의 진동 및 소음 신호를 측정하였다. 소음신호에는 부밍소음을 잘 보여주는 C-weighting을 사용하였다. 시험장치 구성을 Fig. 3에 나타내었다.

3.2 평균분석(Analysis of mean)

각 제어인자의 수준이 특성값에 주는 영향을 알아보기 위해 평균분석을 실시하였다. 각 시험조건에서 실시한 시험(2회)의 평균값을 그 시험조건의 관측값으로 이용하였다. 제어인자의 수준효과는 직교배열의 각 행에서 동일한 수준을 갖는 특성값을 평균하여 구하였다. 예를들면 엔진마운트는 직교배열표에

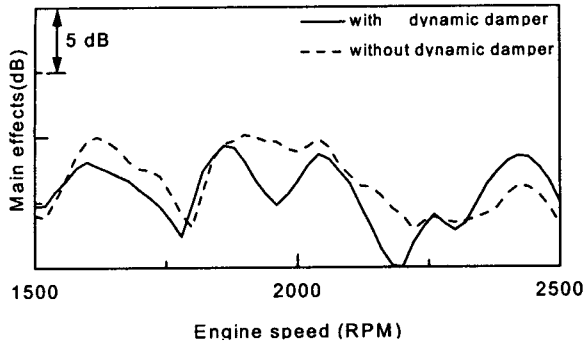


Fig. 4 Line plots of the dynamic damper(A3 factor) effects for the rear seat SPL

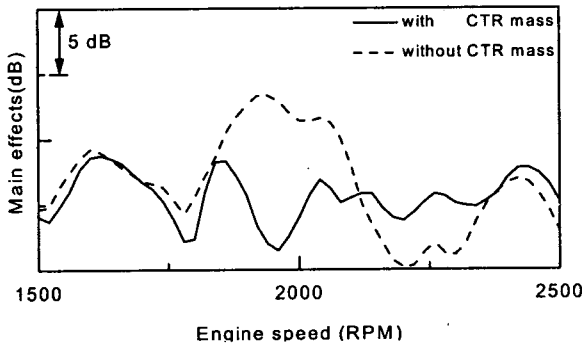


Fig. 5 Line plots of the center member mass damper (A4 factor) effects for the rear seat SPL

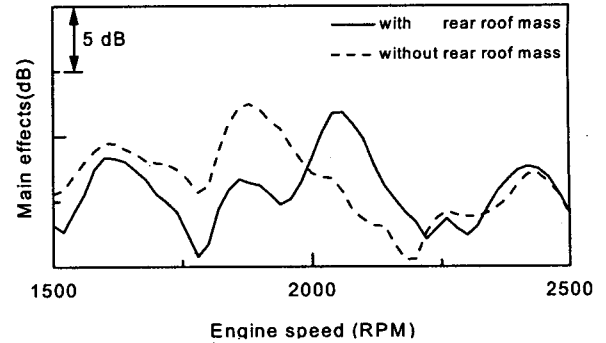


Fig. 6 Line plots of the rear roof mass damper(A5 factor) effects for the rear seat SPL

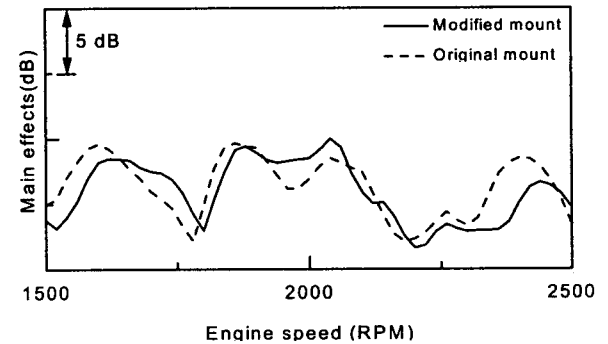


Fig. 7 Line plots of the rear engine mount(A6 factor) effects for the rear seat SPL

서 15행에 배치되었으므로 수준 1에 의한 효과는 시험번호 1, 4, 6, 7, 10, 11, 13, 16의 특성값을 평균한 값이 된다. 따라서 16번의 실험결과를 평균하여 각 수준의 특성값을 얻게 된다. 이와 같은 방법으로 4개의 제어인자에 대해 각 엔진회전수에 따른 수준효과를 구하였다. 부밍소음이 관측된 뒷좌석 소음을 특성값으로 선정하여 각 제어인자의 주효과를 분석하였으며 Fig. 4에서 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 4에는 크로스멤버에 장착되는 동댐퍼의 주효과를 나타내었다. 부밍소음이 발생한 1800 rpm영역에서 3~5 dB정도의 주효과를 나타내고 있다. Fig. 5와 6에는 센터멤버와 루프레이에 질량댐퍼가 있을때와 없을때 각각의 주효과를 나타내었다. 질량댐퍼가 있을때 1800 rpm영역에서 주효과가 5~10 dB정도로 크게 나타났으며, 루프레이의 질량댐퍼는 2050 rpm영역에서 3~5 dB 역효과가 있음을 확인하였다. 엔진마운트의 변경은 부밍소음의 저감에 효과가 거의 없음을 Fig. 7에서 볼 수 있다.

3.3 분산분석(Analysis of Variance)

3.2절에서 실시한 평균분석은 각 제어인자의 수준

들이 특성값에 주는 영향을 독립적으로 분석한 것이 라면, 분산분석은 각 제어인자들이 특성값에 주는 상대적인 영향을 분석하는 것이다. 평균분석에서와 마찬가지로 각 엔진회전수에 대해서 분산분석을 수행하였으며, 분산분석의 중요한 지수인 F 값은 다음과 같은 과정을 통해 얻어진다. 먼저 각 제어인자의 자유도와 제곱합(sum of square)을 구하여 제곱합을 자유도로 나누어 제곱평균(mean square)을 구한다. 제어인자가 할당되지 않은 직교배열의 행은 오차인자라 하며, 각 오차인자 행의 제곱평균을 모두 더하여 오차인자의 제곱평균을 구한다. 각 제어인자와 오차인자의 제곱평균의 비를 각 제어인자의 F 값이라 한다. F 값이 클수록 오차의 분산에 비해서 제어인자의 효과가 크다는 것을 의미하므로 각 제어인자의 중요도 순서를 정할 수 있다. 어떤 제어인자의 F 값이 다른 제어인자에 비해 현저히 작을 경우 이 제어인자를 오차인자로 분류하여 제곱평균을 오차인자의 제곱평균에 포함시키는 것을 풀링(pooling)이라 하며, 이러한 과정을 통해 최종적인 오차인자의 제곱평균과 각 제어인자의 F 값을 결정하게 된다.

뒷좌석 소음을 특성치로 선정하여 각 제어인자에

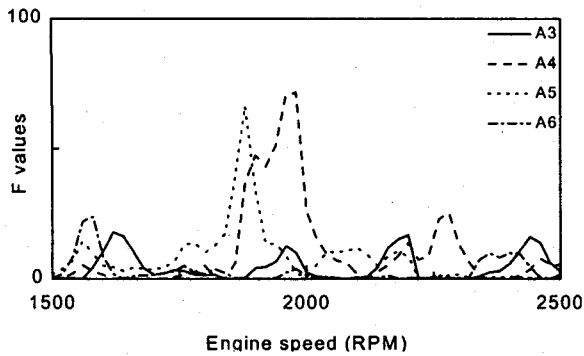


Fig. 8 F test by the analysis of variance

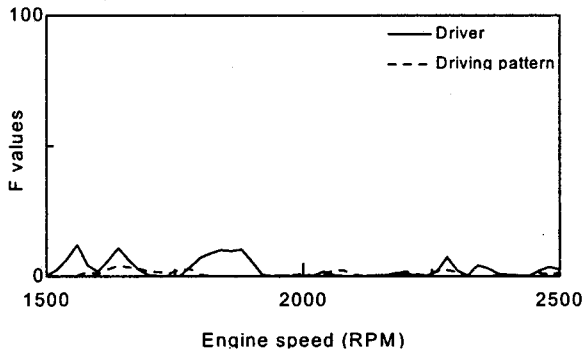


Fig. 9 F test by analysis of variance : Driver and driving pattern

대한 분산분석을 수행하였으며, 엔진회전수에 대한 각 제어인자의 F 값을 Fig. 8에 나타내었다. 센터멤버(A4)와 루프레이(A5)의 질량댐퍼가 1800~2000 rpm 영역에서 큰 F 값을 가지며, 동댐퍼와 엔진 마운트의 영향은 상대적으로 아주 작음을 볼 수 있다.

차량의 주행시험에서 시험운전자의 가속방법과 주행패턴이 실내소음에 주는 영향을 파악하기 위해 운전자와 주행패턴을 제어인자에 포함시켰으며 F 값을 Fig. 9에 나타내었다. 본 시험에서 적용한 완가속 및 급가속 주행모드에 의한 효과는 오차인자 수준으로 나타났으며, 운전자의 영향은 무시할 만큼 작은 수준은 아닌 것으로 나타났다. 따라서 시험의 반복성을 유지하기 위해서는 운전자의 가속방법을 정확히 규정하여야 함을 알 수 있다.

3.4 최적값의 예측과 확인시험

평균분석과 분산분석을 통해 센터멤버와 루프레이의 질량댐퍼가 뒷좌석의 부밍소음에 효과적임을 확인하였으며, 채택된 두가지 대책 방안이 적용되었을 때 얻게되는 최종결과를 가법모델(Additive model)을 이용하여 구하였다. Fig. 10은 예측결과와 초기결과를 나타내고 있다. 뒷좌석 부밍소음을 목표수준

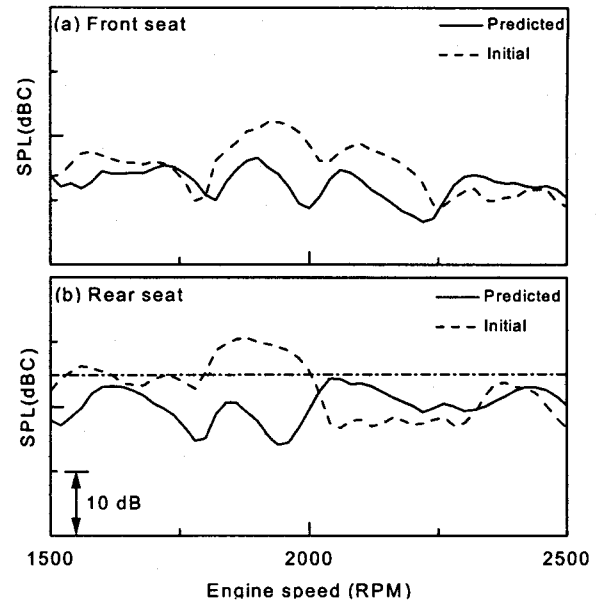


Fig. 10 Comparison of the predicted optimum noise levels and the initial one

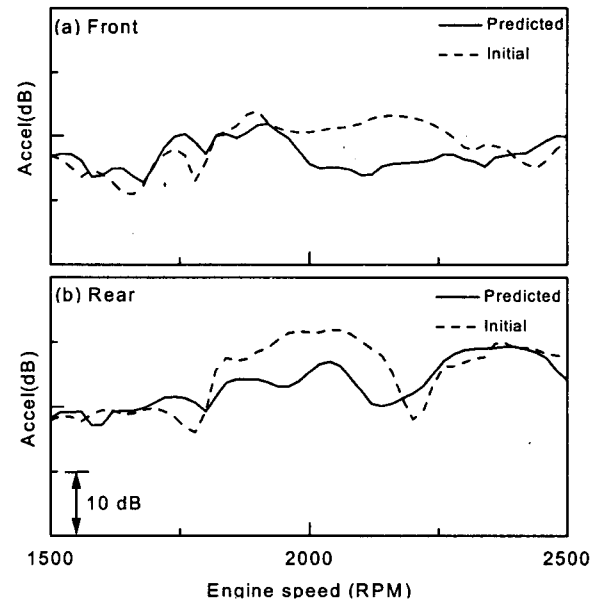


Fig. 11 Comparison of the predicted optimum floor acceleration levels and the initial one

이하로 만들 수 있으며, 앞좌석의 실내소음도 개선되는 효과를 볼 수 있다. 또한 적용 대책안이 차체의 진동에 미치는 영향을 동시에 확인하였으며, 그 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 차체의 진동에 악영향이 거의 없음을 확인하였다. 가법모델에 의해 예측한 결과와 최종확인 시험결과를 Fig. 12에 나타내었으며, 두 결과가 잘 일치함을 볼 수 있다. 이것은 각 제어인자들 사이에 교호작용이 없거나 선택된 목적함

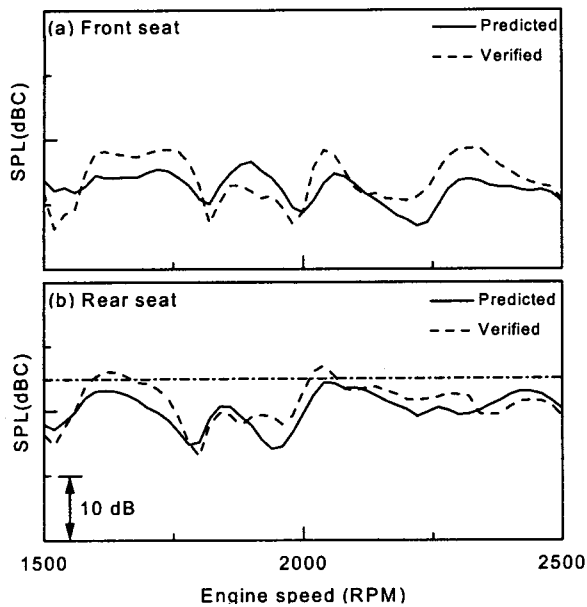


Fig. 12 Comparison of the predicted optimum noise levels and the verified one

수가 가법모델에 적절하였음을 보여주는 결과이다.

4. 결 론

차량의 가속주행시 실내에서 발생하는 저주파 부밍소음의 저감을 위해 다구찌방법을 적용하였다. 다구찌방법은 각 제어인자간의 교호작용이 상대적으로 작은 경우 주효과 분석만으로 최적조건을 얻을 수 있는 방법이며, 제어인자 사이의 교호작용을 줄이기 위해서는 목적함수의 선정이 중요한 요소가 된다. 진동/소음신호를 분석할 때 자주 이용되는 데시벨 단위를 목적함수로 선정하였고, 선정된 제어인자의 수준을 가법모델에 적용하여 최적결과를 예측하였다. 예측결과와 확인시험 결과가 잘 일치함을 확인하여 목적함수의 선정이 적절하였음을 알 수 있었다. 다구찌 방법으로 선정된 최적 제어인자의 수준을 적용하여 소음 수준을 목표값 이하로 줄였으며, 다른 관측값에 악영향이 발생하지 않음을 확인하였

다. 본 연구를 통하여 승용차의 진동/소음 문제에 다구찌 방법이 효과적으로 적용될 수 있음을 보였다.

참 고 문 헌

- (1) 성명호, 이장무, 김석현, 박동철, 1993, "승용차의 진동 소음 특성 해석", 한국소음진동공학회 93 추계학술대회논문집, pp. 87~92.
- (2) 지태한, 최윤봉, "승용차의 실내소음 전달경로 해석", 1999, 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 1 호, pp. 97~102.
- (3) 안지훈, 지상현, 고병식, 1998, "모우드 기여도 분석을 이용한 차량의 진동 특성 개선", 한국소음진동공학회 1998 추계학술대회논문집, pp. 51~56.
- (4) Hendricx, W., Choi, Y. B. and Ha, S. W., 1997, Experimental Body Panel Contribution Analysis for Road Induced Interior Noise of Passenger car, SAE Paper No. 971913.
- (5) 이종원, 1989, "Taguchi 방법에 의한 실험 계획", 한국자동차공학회지, 제 11 권, 제 6 호, pp. 3~16.
- (6) 김세영, 정익재, 1990, "Taguchi 방법에 의한 엔진성능 최적화 개발사례", 대우기보, 제 18 호, pp. 6~16.
- (7) 엄정기, 김동석, 박재건, 이명식, 1996, "실험 계획법과 CAE를 이용한 도아씨일(Door Seal) 설계", 한국자동차공학회 추계학술대회, 96380193, pp. 230~236.
- (8) Rosiund, J., 1998, "How to perform a designed experiment (DOE)," Experimental Techniques, March/April, pp. 31~34.
- (9) 박성현, 1982, "현대실험계획법", 민영사.
- (10) Dyer, T. J., Nolan, T. W., Shapton, W. R. and Thomas, R. S., 1995, "The Analysis of Frequency Domain Data from Designed Experiments," SAE, 951274, pp. 319~329.
- (11) Phadke, M. S., 1989, Quality Engineering Using Robust Design, Prentice-Hall.