

SUV 용 액슬의 소음원 규명 및 소음 저감을 위한 액슬의 구조변경에 관한 연구

Identification of the Interior noise Generated by Car Axle and Modification of the Structural on Axle System for Noise Reduction

이주영† · 이상권* · 조윤경** · 김종연**

Ju-Young Lee, Sang-Kwon Lee, Yoon-Kyeong Jo, Jong-Youn Kim

Key Words : Axle Noise(액슬소음), Whine noise(와인소음), Running Modal Analysis (주행모드해석),
Structure-borne noise(구조기인소음), Air-born noise(공기기인소음)

ABSTRACT

Gear whine noise of the axle and transmission is getting more important for reduction of vehicle noise, because major noise of vehicle was reduced. Therefore, in this paper, axle noise and vibration is measured, then the modal analysis and running modal analysis is applied for Identification of axle gear whine noise. And To reduce axle noise, Various structural modifications are performed by using FEM and BEM techniques

1. 서 론

근래에 자동차 회사의 소음 및 진동 저감 기술이 발전함에 따라 엔진 및 새시, 타이어 소음 및 풍절음 등 주요한 소음은 점차 저감 되고 있으나, 이와 같은 주요 소음의 저감에 의해 그 동안 마스크링(Masking) 되어 있던 기어 와인 소음(Whine noise)이 점차 문제시 되고 있으며, 고객 불만의 한 원인이 되고 있다. 따라서 변속기 및 액슬을 제작하는 업체에서의 소음 및 진동 저감은 필히 해결해야 과제이며 매우 중요한 요소가 되고있다. 본 연구에서는 SUV 차량 액슬(Axle)이 발생하는 기어와인소음의 소음원을 규명하고 액슬에 대한 모드해석과 주행시 차량에서 발생하는 각 부위의 진동 변위를 주행 모드 해석(Running modal analysis)법 등의 소음 및 진동 분석 기법을 적용하였으며 소음저감을 위한 액슬 구조변경은 해석적인 방법으로 FEM 과 BEM 을 적용하였다.

2. 소음 진동 측정 실험

2.1 소음 진동 측정 실험

본 연구에서는 실험 대상 차량(Rexton Auto TM)의 주행 중 실내소음을 측정하기 위하여 운전석과 뒷좌석에 마이크로폰을 설치하였고, 또한

액슬 진동이 마운트를 통해 차체로 전달되어 차체의 진동을 유발 시키고 차량의 실내 소음을 증가시킬 수 있기 때문에, 이를 파악하기 위하여 액슬 진동이 차체로 전달되는 주요 진동 전달 경로의 전, 후에 가속도계를 부착하여 진동 신호를 측정하였다. 본 실험 대상 액슬의 피니언 기어의 잇수는 9 개, 링기어 잇수는 44 개로 4.89 의 감속비를 가지며, 주행 시험은 변속기 기어 5 단에서 진행 됐다. 차량 속도 40km/h 에서 130km/h 까지 가속과 감속 주행하여 실내 소음 및 전달 경로의 진동 값을 측정하였다. 이때 액슬의 입력인 프로펠러 축의 회전속도는 40km/h 에서 약 1400rpm, 80, 130km/h 에서 각각 2800, 4400rpm 이다.

2.2 실내 소음 측정 결과

Fig.1 은 차량 가속시 운전석과 뒷좌석의 실내 소음 워터폴을 나타내며, Fig.2 는 프로펠러 축의 rpm 증가에 따른 실내소음을 overall level 및 액슬의 주요 오더(order) 성분인 9 오더와 그 하모닉 성분인 18, 27 오더 성분의 소음 수치를 나타낸다. 실험 대상 차량의 주행 중 실내소음은 65~70dB(A)로 나타내고 있으며, 액슬 기어의 주요 오더 성분인 9 오더 성분의 소음은 전체 overall Level 에 비해 5dB(A)에서 최대 20dB(A)이상 작게 나타내고 있다. 그리고 9 오더 성분의 하모닉 오더 성분인 18 오더 27 오더 성분은 전 rpm 영역에 걸쳐서 Overall Noise 보다 20~30dB(A) 정도 낮게 나타나고 있다. 따라서 앞좌석과 뒷좌석 모두 실내 소음에 주요하게 영향을 미치는 소음 성분은 액슬 기어의 주요 오더 성분인 9 오더 성분임을 알 수 있다. 보다 자세한

† 책임저자;인하대학교 대학원 기계공학과

E-mail : agirael5@hanmail.net

Tel : (032) 860-8776, Fax : (032) 868-1716

* 인하대학교 기계공학과 교수

** 다이모스 시험연구부

소음 결과에 따르면 3000~4500rpm 영역에서 액슬 기어의 맞물림에 의한 9 오더 성분의 소음이 50dB(A) 이상 발생하고 있으며, 특히 3600rpm, 4200rpm, 4400rpm 부근의 영역에서 52~55dB(A)의 액슬 소음이 발생함을 확인할 수 있다. 이는 본 차량이 80~120km/h(3000~4200rpm)영역에서 기어 와인 소음이 감지되어 문제가 되는 부분이므로 이 영역에서 52dB(A) 이상 발생하는 9 오더 성분이 액슬 소음 원인으로 파악 할 수 있다.

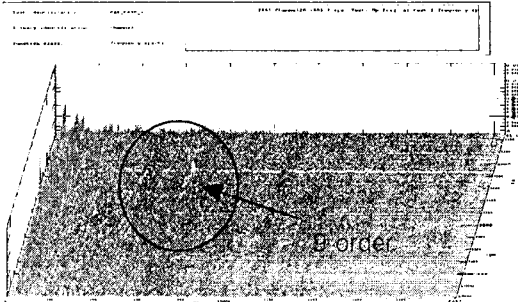


Fig. 1 Waterfall map for the interior noise

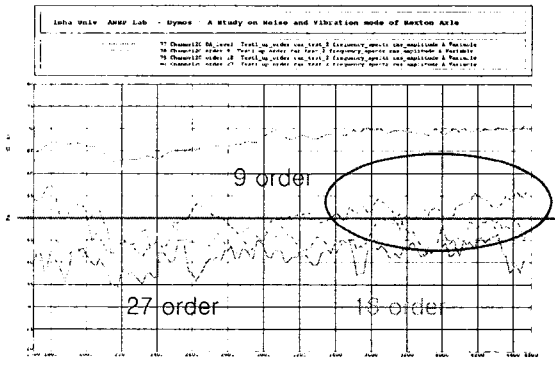


Fig. 2 Order analysis for interior noise

2.3 진동 전달 경로 측정 및 결과

본 실험 대상 차량은 새시가 장착된 프레임에 체가 없이는 형식을 취하고 있으며, 5 링크 서스펜션 시스템으로 이루어져 있다. Fig.3 과 4 를 보면 액슬의 진동은 좌우의 각 링크와 댐퍼, 스프링을 통해 9 개의 Path 에 따라 먼저 프레임에 전달되고, 프레임과 차체 사이의 고무 마운팅을 통한 4 개의 [Path]에 따라 절연되어 차체에 전달된다, 따라서 본 실험은 총 13 개 path 의 전, 후 진동을 측정하여 경로별 진동전달 및 절연 상태를 파악 하였다.

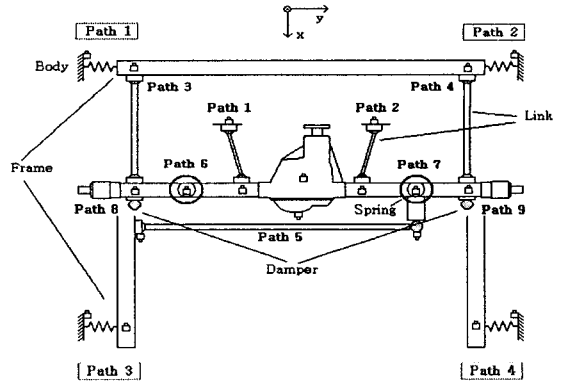


Fig.3 Transfer path of axle vibration

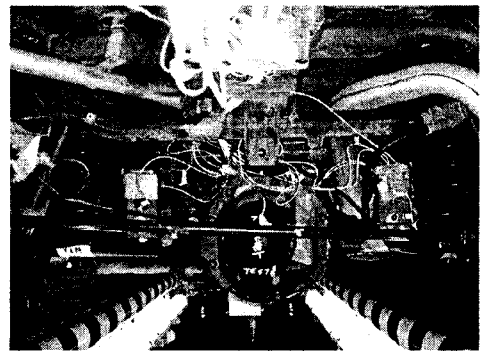


Fig. 4 Photo illustration of axle system

Fig.5 는 Path4 링크의 액슬과 프레임의 전후 경로에서의 진동 레벨로 경로전 overall level 은 135dB 고 3000~4500rpm 의 영역에서 9 오더 성분이 크게 증가하며, 하모닉 성분인 18, 27 오더 성분도 3800rpm 에서 어느 정도 증가 하고 있다. 그러나 경로후 각 오더 성분은 20dB 이상 감소를 알 수 있다. 또한 [path2]의 프레임과 차체의 경로에서 마운트 후의 진동 overall level 은 100~120dB 이고 대부분의 영역에서 전 보다 10dB 이상 감소하며 9,18,27 오더 성분의 진동은 100dB 이하로 링크, 스프링, 댐퍼로부터 프레임으로 전달 된 액슬 진동이 대부분 감쇠 됨을 알 수 있다. 따라서, 액슬에서 차체로 전달되는 진동은 100dB 이하로 감소 되므로 차량 실내소음 문제는 액슬 진동이 구조적경로(Structure-borne noise) 를 통해 발생되는 소음이 아닌 기어 맞물림의 주요 성분인 9 오더 성분의 진동에 의해 발생하는 소음이 공기를 통해 차량실내로 전달되는 공기 기인 소음(Air-born noise)으로 파악할 수 있다.

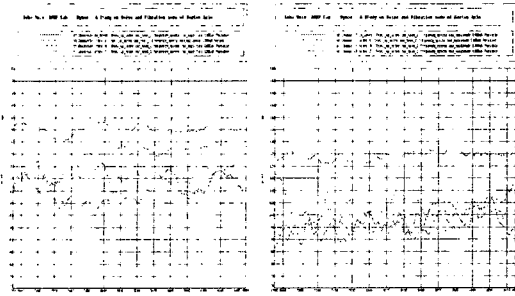


Fig. 5 overall level, 9,18,27 order – path 4

(Running Mode Analysis) 을 이용 하였다.

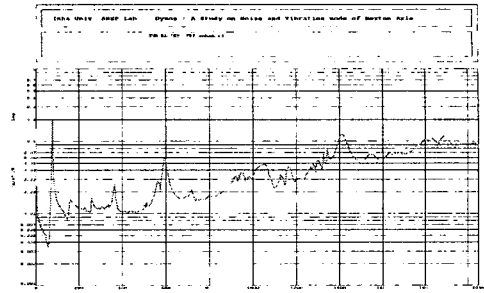


Fig. 8 Sum of FRF

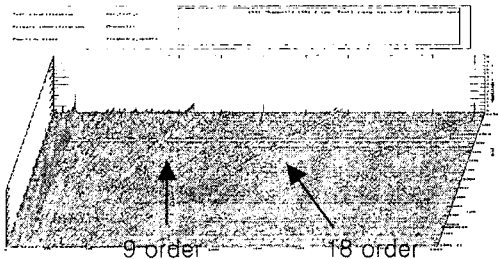


Fig. 6 Waterfall before isolation rubber –[path2]

이를 통해 모달 현상과 비슷하게 실제 주행 중에 진동 모드를 추출해 낼 수 있다. Fig.9 에서 9 오더 성분의 경우 2000~2200rpm, 2900rpm 부근의 영역, 그리고 3700rpm 과 4000rpm 부근의 영역이 공진 구간이며 그리고 3700rpm 정도에서 발생하는 9 오더 성분의 모드 형상은 액슬 하우징에서 빔의 3 차 모드와 액슬 캐리어의 굽힘 모드, 그리고 액슬 하우징 뒷부분의 비틀림 모드가 함께 나타나났고, 이 영역에 대한 주파수를 분석해 보면 550Hz 정도로 역시 진동 모드 해석 실험시 3 차 공진모드로 나타난 590Hz 와 비슷하게 나타남을 확인 할 수 있다. 따라서 주행모드 해석으로부터 구해진 액슬의 회전 구간에서 공진이 일어난고 있으며 이 액슬 공진이 기어 와인 소음의 원인임을 알 수 있다.

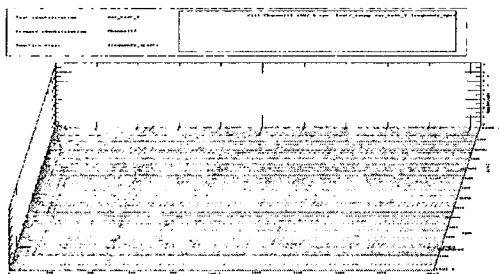


Fig. 7 Waterfall after isolation rubber –[path2]

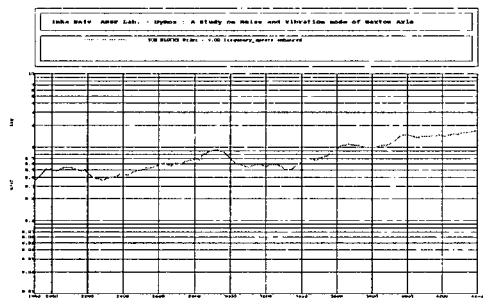


Fig. 9 FRF sum of 9 order

3. 소음 진동 측정 실험

액슬은 48 개의 자유도를 갖는 48 개의 노드점으로 모델링 하여 액슬의 공진 주파수 및 모드 형상을 분석하였으며 구속 조건은 완전 자유 조건으로 하여 모드 해석 실험을 수행하였다. Fig.8 은 액슬의 모든 자유도에 대한 FRF sum 을 보여주며 액슬의 1 차 모드(77Hz)는 빔의 1 차 모드로 나타나며, 2 차 모드(360Hz)는 캐리어의 앞부분이 상하로 크게 굽어지는 굽힘과 비틀림 모드를 보인다. 3 차 모드(595Hz)는 액슬 하우징 뒷부분의 비틀림과 빔의 3 차 모드로 나타나고 있다. 그리고 일반적으로 모달 시험에서의 모드 형상은 실제 주행시 동적 거동 현상과 다르게 나타나므로 이러한 문제점을 해결하기 위해 주행 모드 해석

4. 유한 요소 모델 및 결과

4.1 고유 모드 해석

Fig.10 은 실험대상 액슬의 유한요소 모델이다. 본 액슬은 크게 캐리어, 샤프트 하우징, 샤프트,

브라켓, 커버, 내부 차동기어 부위로 이루어 있으며, 내부기어 부분은 질량과 관성모멘트를 가지는 집중질량요소로 가정을 하였고, 나머지 액슬을 구성하고 있는 부분은 1,2,3 차원 요소로 모델을 하였다. 브라켓과 하우징의 용접부위는 강체요소로 연결 하였으며, 캐리어와 하우징의 억지 끼움 부분의 강체요소 연결부위와 내부 베어링부분의 스프링요소는 실험값과 비교하여 강성 조절 하였다. 액슬 모델은 해석전용 프로그램 MSC/NASTRAN의 SOL103 과 SOL111 을 사용하여 고유모드와 FRF 를 구하였고, 해석에 사용된 댐핑값은 실험값을 사용하였다. 본 해석에서 보다 정확한 모델 검증을 위하여 조립된 액슬을 분해하여 캐리어, 하우징, 브라켓으로 이루어진 액슬 케이스 모델을 먼저 실험값과 비교한 후 조립된 액슬에 대해 같은 방법으로 비교검증 하였다.

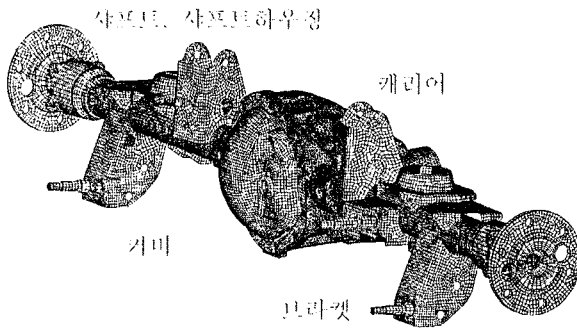


Fig. 10 FE Axle model

	FEM	TEST	Error(%)	MAC
1	144.7	146.19	-1.02	0.99
2	289.2	286.38	0.9	0.99
3	517.1	527.00	-1.9	0.97
4	554.6	551.00	0.6	0.94
5	605.5	600.00	0.83	0.98
6	702.1	702.76	-0.1	0.96

(a) Axle-case model

	FEM	TEST	Error(%)	MAC
1	85	77.8	8.2	0.97
2	155.5	155.1	0.25	0.87
3	332	361.8	-8.7	0.75
4	558.5	595.5	-6	0.93

(b) Axle-assembly model

Table 1 Comparison of natural frequency

Table.1 을 보면 액슬 케이스 상태와 조립된 상태에서의 해석적 결과와 실험적 결과의 고유진동

수와 MAC 값을 나타내고 있으며, Fig()는 그에 해당하는 모드형상과 응답 점의 FRF 를 비교하였다. 액슬 케이스 상태에서의 고유진동수는 거의 일치하며 MAC 값도 0.94 이상으로 해석과 실험 값이 잘 일치 함을 알 수 있다. 실제 해석에 적용된 조립 모델은 내부 기어, 샤프트, 커버 및 베어링연결부위가 추가 됨에 따라 케이스 상태의 보다 상관도는 떨어지지만 전체적인 고유진동수 및 MAC 값은 허용 범위를 충족하고 있다.

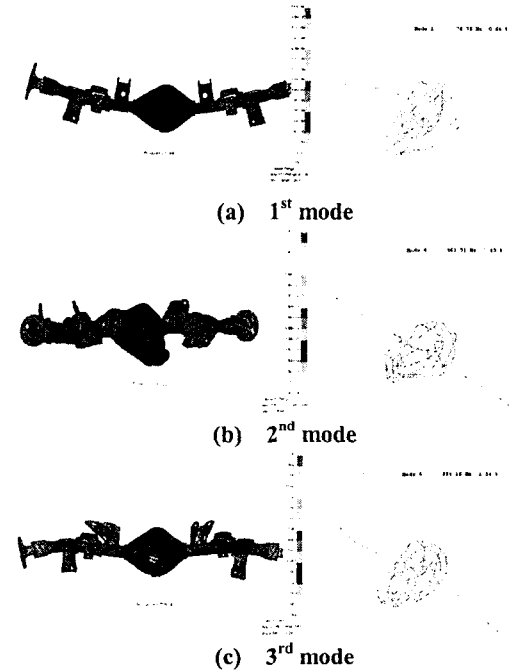


Fig. 11 Comparison of mode shape

4.2 강제 진동을 위한 가진력 결정

강제 진동 해석을 위한 가진력 결정은 실차 테스트에서 얻어진 가속도 값과 가진이 예상되는 지점들의 전달 함수를 구한 다음 전달 함수를 역행렬 취함으로써 가진력을 구하는 Inverse Force Identification 방법을 이번 액슬에 적용하였다. 주행 모드 실험에서 측정된 가속도 값은 9 오더 성분 값을 사용하였고, 30 개의 결과값을 해석에 사용하였다. 그리고 구하고자 하는 가진력은 30 개의 가속도계 위치에서 가진이 예상되는 플랜지 쪽의 베어링 부분과 샤프트 양끝에 위치한 가속도계가 장착된 부분을 선정 하여 각각 4 지점의 전달 함수를 구하였다. 가진력은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{X}_{11} & \ddot{X}_{12} & \dots & \ddot{X}_{1n} \\ F_1 & F_2 & \dots & F_n \\ & & \ddots & \\ & & & \ddot{X}_m \\ & & & F_1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \vdots \\ \ddot{X}_m \end{Bmatrix}$$

$\begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \vdots \\ \ddot{X}_m \end{Bmatrix}$: 주행 모드 실험에서 얻은 30 개의 가속도 응답값

$\frac{\ddot{X}_{ij}}{F_j}$: 액슬 모달 실험으로 구한 각 가진점 에 대한 전달 함수

그러나 위의 행렬은 응답수와 가진점의 수가 같지 않은 사각행렬이기 때문에 특이행렬분해 SVD 을 사용하여 가진력을 구하였다. 이렇게 구한 가진력은 실제 차량 장착 상태로 액슬모델의 각 링크부 위 및 스프링, 댐퍼 부분을 각 자유도에 맞게 구속 조건을 적용후 강제진동 해석을 수행 하였다.

5. 구조변경 및 소음해석

5.1 액슬 구조 변경

Fig.12 는 앞에서 구한 가진력을 적용하여 액슬의 문제 구간인 500~600Hz (3000~4200rpm)에서의 변형 상태를 나타낸다. 이것은 실차 주행 모드에서의 9 오더성분의 3000~4200rpm 부근에 나타나는 모드 형태와 비슷함을 알 수 있다.

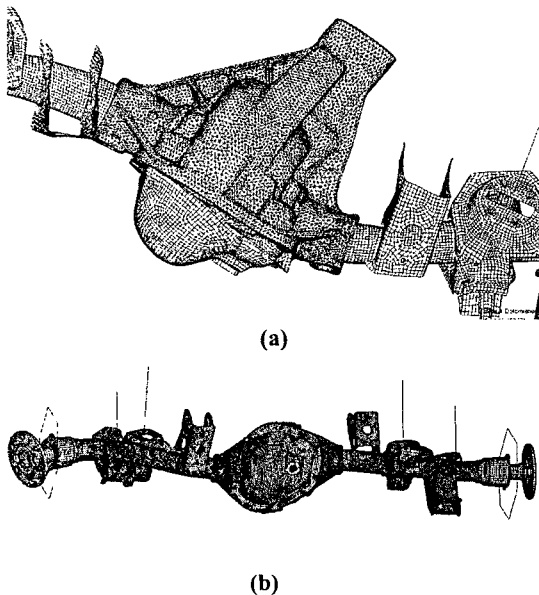


Fig.12 ODS during acceleration from 300~4200rpm

Fig.12 의 b 와같이 액슬은 빔의 3 차 모드와 액슬 캐리어의 굽힘, 커버 부분의 비틀림 모드가 복합적으로 나타나는데, 특히 캐리어와 커버의 변형이 크게 일어나고 있다. 따라서 본 연구에서 소음 저감을 위해 밴딩 모드 발생시 많은 영향을 받는 캐리어와 커버의 구조 변경에 중점을 두었다. 일반적으로 표면 진동이 크고 넓은 표면에서는 표면의 두께증대 보다 리브(Rib) 보강이 더 효과적일 수 있지만, 캐리어의 뒤틀림을 효과적을 막기 위해 커버두께의 변화를 주었다. 액슬 구조 변경은 Fig.13 과 같이 기존 액슬 커버에 리브를 보강하고 커버의 두께를 1.8mm 에 3.3mm 로 약 1.8 배 증가 시켜 소음 해석을 하였다.



Fig. 13 Modified axle cover

5.2 BEM 모델 및 소음 해석 결과

본 액슬의 소음 해석은 NASTRAN 의 강제 진동 해석결과를 LMS/Virtual.Lab 의 BEM indirect method 를 사용하였다. 먼저 소음해석을 위해 액슬의 유한 요소 모델을 기본 골격으로 Acoustic mesh 와 Field point mesh 를 생성하여 소음 해석 및 구조변경을 반복적으로 수행 하였다. Fig.14 는 Acoustic mesh 로 4node shell 요소를 사용하였고 node 간 거리는 180mm 가 않으며 최대 1800Hz 까지 해석이 가능하도록 모델링 하였고, 공간으로 방사되는 액슬 소음의 음압레벨의 계산을 위한 Field point mesh 는 ISO-3744 따라 액슬을 중심으로 상하좌우 반경 1670mm, 앞뒤 반경 1942mm 로 모델링 하였다.

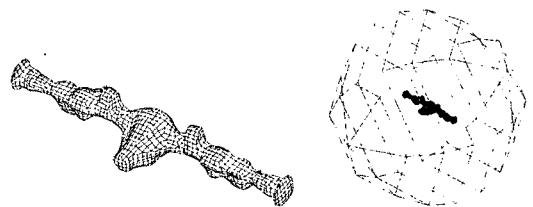


Fig. 14 Acoustic mesh and Field point mesh

6. 결론

(1) 실내 소음 결과 본 차량의 액슬 소음은 85~120km/h(3000~4200rpm) 영역에 52dB(A) 이상으로 발생하는 9 오더 성분의 소음이 원인으로 파악되었고, 액슬 진동의 최종전달 경로인 프레임과 차체 사이에서 마운트를 통해 대부분의 진동은 100dB 이하로 감쇠 되었다. 따라서 기어 와인 소음은 기어 맞물림의 주요 오더 성분인 9 오더 성분의 진동에의 해 발생하는 소음이 공기를 통해 차량 실내로 전달 되는 공기기인 소음으로 파악될 수 있고, 주행 모드 해석결과 9 오더 성분 진동의 증가 영역인 3000~4400rpm 영역에서 액슬의 3 차 공진 주파수대인 590Hz 대와 일치하므로 액슬 공진이 기어 와인 소음의 원인임을 확인 하였다.

(2) FEM 과 BEM 해석을 통해 액슬 캐리어의 구조변경은 리브와 더불어 기존 커버가 가지고 있는 표면 두께를 1.8mm 에 3.3mm 로 약 1.8 배 증가 시킴으로써 500Hz~600Hz 구간에서 구조변경 전보다 평균 3~4dB(A)를 감소 시켰다. 이 구간대의 액슬 캐리어의 변위형태는 많이 찌그러지는 형태이며 뒤 커버의 두께를 증가 시켜 자체적인 변화량을 줄이는 동시에 캐리어의 변위를 잡아 주어 소음을 줄이는 효과를 얻었다. 이로써 검증된 FE 액슬 모델을 이용하여 보다 다양한 방법으로 해석을 수행 함으로써 더욱 개선된 변경안을 제공 할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 다이모스의 산학 연구비와 미래형 자동차의 핵심 기반기술(과제번호 10023237) 연구비로 수행 되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Blakely ,K., " Updating msc/nastran models to match Test Data," Proceedings MSC World Users conference, 1991
- (2) R.Karishnaswami, 2001, "Gear Whine Reduction for a new automatic transmission ", 2001 SAE
- (3) 이상권,2000, "소음 전달 경로 해석 및 주행 모드 해석을 이용한 차량의 실내소음 저감을 통한 음색향상", 한국소음진동공학회지,제 10 권,제 5 호

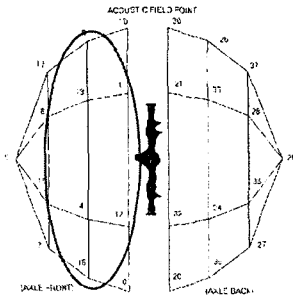


Fig. 15 Field point for sound pressure level

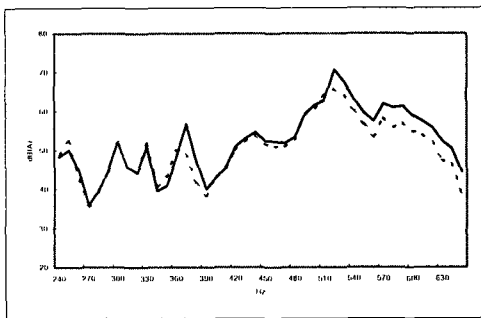


Fig. 16 Axle noise with modified axle system

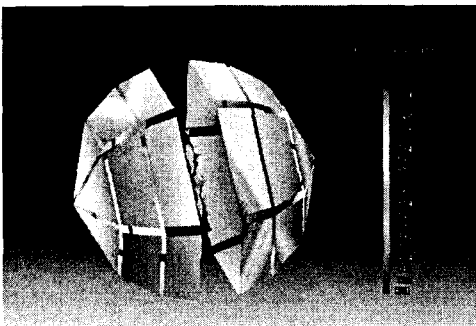


Fig. 17 Sound level of field points

액슬 뒤 커버의 리브 보강과 두께 증가 결과 차량의 실내쪽을 향하는 전방상향(Fig.15) 부분에서 두드러지게 나타나는 특징으로 500~600Hz 사이에서 변경전보다 음압레벨(Fig.16)의 평균 값이 3~4dB(A) 정도 감소 함 을 볼 수 있고, 최대 음압을 가지는 대역인 500~540hz 는 약 4dB(A) 정도 감소 하였다.본 액슬이 500~600Hz 에서 가장 큰 소음을 발생시키기 때문에 위와 같은 구조변경은 비교적 만족 할 만한 결과를 나타낸다고 할 수 있다.