

SUV용 액슬의 소음원 규명 및 소음 저감을 위한 액슬의 구조변경에 관한 연구

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

이 주 영* · 이 상 권† · 조 윤 경** · 김 종 연**

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

(2005년 11월 29일 접수 ; 2006년 5월 23일 심사완료)

Key Words : Axle Noise(액슬소음), Whine Noise(와인소음), Experimental Modal Analysis, Running Modal Analysis(주행모드해석), Finite Element Method(유한요소법), Boundary Element Method(경계요소법), Structure-borne Noise(구조기인소음), Air-born Noise(공기기인소음)

ABSTRACT

This paper presents experimental and analytic methods to reduce interior noise generated by car axle. The test vehicle has a whine noise problem at passenger seats. In order to identify transfer path of interior axle noise, the vibration path analysis, the modal analysis and running modal analysis are systematically employed. By using these various methods, it has been founded that the interior noise generated by car axle was air borne noise. To reduce and predict axle noise, various structural modifications are performed by using FEM and BEM techniques, respectively. Through the modification of the axle structure, the air borne noise of the axle was reduced 3~4 dBA level.

1. 서 론

근래에 자동차 회사의 소음 및 진동 저감 기술이 발전함에 따라 엔진 및 차체, 타이어 소음 및 풍절음 등 주요한 소음은 점차 저감 되고 있으나, 이와 같은 주요 소음의 저감에 의해 그 동안 마스킹(masking) 되어 있던 기어의 와인 소음(axle whine noise)이 점차 문제시 되고 있으며, 고객 불만의 원인이 되고 있다.⁽¹⁾ 따라서 변속기 및 액슬을

제작하는 업체에서의 소음 및 진동 저감은 필히 해결해야 과제이며 매우 중요한 요소가 되고 있다. 이 연구에서는 SUV차량의 액슬(axle)에서 발생하는 기어 와인소음의 소음원을 규명하기 위해 실내소음 측정과 진동의 전달경로를 파악하였으며, 액슬에 대한 실험적 모드해석(experimental modal analysis)을 수행하고, 주행시 차량에서 발생되는 각 부위의 진동 변위를 주행 모드 해석(running modal analysis)법 등을 이용하여, 소음 및 진동의 원인을 파악하였다. 소음 저감을 위한 액슬 구조변경은 해석적 방법인 FEM을 이용하여 모드해석을 실시한 후, 실험적 결과와 반복적인 비교를 통하여, 해석 모델을 수정 및 보완하는 방법으로 검증된 액슬의 해석 모델을 완성하였다. 이렇게 검증된 액슬 모델은 실제 차량에 장착된 구속조건과 가진 조건으로 강제 진동 해석을

* 책임저자; 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7305, Fax : (032) 868-1716

* 정희원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 다이모스 시험연구부

수행하였고, BEM을 통한 소음해석을 반복적으로 수행하여 액슬구조에 대한 최종 설계 변경안을 제시하여 차량 실내 소음 저감의 통합된 기술을 완성하는 것을 목적으로 하였다.

2. 소음 진동 측정 실험

2.1 소음 진동 측정 실험

이 연구에서는 실험 대상 차량(Rexton A/T)의 주행 속도 85~120 km/h 구간에서 실내소음에 영향을 주는 액슬 소음을 측정하기 위하여, 운전석과 뒷좌석에 마이크로폰을 설치하였다, 그리고 액슬 진동이 마운트를 통해 차체로 전달되어 차체의 진동을 유발시키고 차량의 실내 소음을 증가시킬 수 있기 때문에, 이를 파악하기 위하여 액슬 진동이 차체로 전달되는 주요 진동 전달 경로상의 마운트 전후에 가속도계를 부착하여 진동 신호를 측정하였다. 이 실험 대상 액슬의 피니언 기어의 잇수는 9개이고, 링 기어 잇수는 44개로 4.89의 감속비를 가진다. 주행 실험은 차량속도 40 km/h에서 130 km/h까지 가속과 감속 주행하여 실내 소음 및 전달 경로의 진동량을 측정하였고, 일반적인 도로 조건에서 차량 속도를 130 km/h까지 가속하기 위하여 주행 실험은 변속기 5단 기어에서 진행하였다. 이때 액슬에 입력되는 프로펠러 샤프트의 회전속도는 40 km/h에서 약 1400 rpm이며, 80 km/h에서 2800 rpm, 130 km/h에서 4400 rpm이다.

2.2 실내 소음 측정 결과

Fig. 1은 차량 가속시 뒷좌석의 실내소음 워터풀을 나타내며, Fig. 2는 프로펠러 샤프트의 rpm 증가에 따른 실내소음을 overall noise 및 액슬의 주요 오더(order) 성분인 9오더와 그 하모닉 성분인 18, 27 오더 성분의 소음 수치를 나타낸다. Fig. 1에서 실내소음에 주요한 오더 성분은 2.5오더와 5오더로 실험 차량에 장착된 5기통 디젤엔진의 폭발행정에 기인하는 엔진 오더 성분이 실내소음에 주요하게 나타나고 있음을 확인 할 수 있다. 따라서 Fig. 2를 보면 차량 실내 소음에 영향을 주는 액슬의 오더 성분을 보다 자세히 알 수 있다. 그림을 보면 실험 대상 차량의 주행 중 실내소음은 65~70 dB(A)로 나타나고 있으며, 액슬 기어의 9오더 성분의 소음은 전체

overall noise에 비해 5 dB(A)에서 최대 20 dB(A) 이상 크게 나타내고 있다. 그리고 9오더 성분의 하모닉 오더 성분인 18오더 27오더 성분은 전 rpm 영역에 걸쳐서 overall noise 보다 20~30 dB(A) 정도 낮게 나타나고 있다.

따라서 주행 중 차량 실내 소음에 주요하게 영향을 미치는 액슬 소음 성분은 액슬 기어의 주요 오더 성분인 9오더 성분으로 판단 할 수 있다. 보다 자세한 소음 결과에 따르면 3600~4400 rpm 영역에서 액슬 기어의 맞물림에 의한 9오더 성분의 소음이 50 dB(A) 이상 발생하고 있으며, 특히 3600 rpm, 4200 rpm, 4400 rpm

부근의 영역에서 55 dB(A)의 액슬 소음이 발생함을 확인 할 수 있다. 이것은 이 차량의 기어 와인 소음이 감지되어 문제가 되는 85~120 km/h (3000~4200 rpm) 영역에서 52 dB(A) 이상 발생하는 9오더 성분이 액슬 소음 원인으로 파악 할 수 있다. 따라서 액슬의 9오더 성분의 소음이 차량 주행 중 구조적 경로를 통한 원인인지 공기적 경로를 통한 원인인지를 파악하기 위하여 차량의 진동 전달 경로를 측정하였고, 이것을 실내 소음 결과와 비교 분석 하였다.

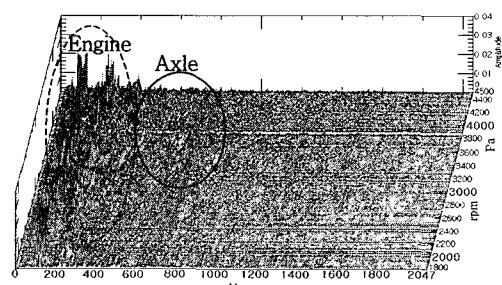


Fig. 1 Waterfall map for the interior noise

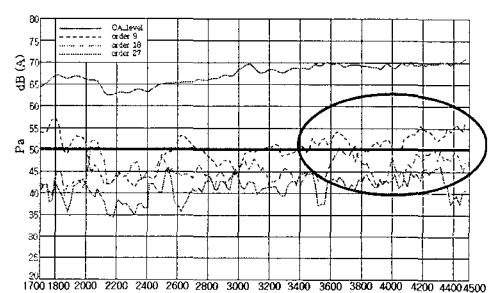


Fig. 2 Order analysis for interior noise

2.3 진동 전달 경로 측정 및 결과

이 실험 대상 차량은 새시가 장착된 프레임에 차체가 얹히는 형식을 취하고 있으며, 5링크 서스펜션 시스템으로 이루어져 있다. Fig. 3과 Fig. 4와 같이 주행 중 액슬의 진동은 좌우의 각링크와 댐퍼, 스프링을 통한 9개의 전달 경로(path)에 따라 먼저 프레임에 전달되고, 이렇게 프레임에 전달된 모든 진동은 차체 사이의 고무 마운팅을 통한 4개의 전달 경로([path])에 따라 절연되어 차체에 전달된다. 따라서 이 실험에서는 총 13개의 전달 경로의 전, 후 진동을 측정하여 경로별 진동 전달 및 절연 상태를 파악하였다.⁽²⁾

Fig. 5는 액슬 케리어 커버 Acc2의 진동을 나타내며, Fig. 6 과 Fig. 7(a)는 프레임으로 전달 되기 전의 액슬 시스템의 Acc3 와 Acc4 의 진동량으로 9오더 성분 3600 ~ 4200 rpm (540 ~ 630 Hz) 부근에서 공진이 존재하고 또한 18오더 성분의 3600 ~ 4400 rpm (1080 ~ 1290 Hz)부근에서 공진이 존재하는 것을 알 수 있다. 이 결과를 Fig. 2의 실내소음 해석결과와 비교해 보면 1080 ~ 1290 Hz에 존재하는 공진대는 실내소음에 영향을 주지 않으며 9 오더 성분의 540 ~ 630 Hz 공진 주파수대와 거의 일치함을 알 수 있다. 따라서 이 액슬은 9오더 성분의 공진대가 실내소음에 영향을 주는 것으로 파악할 수 있다. 그리고 액슬에서 발생된 진동은 각 링크, 스프링, 댐퍼의 전달 경로를 따라 프레임에 전달되는데 Fig. 7은 path4 링크 경로에서의 전후 진동량으로 액슬에서 발생된 공진 부분의 피크가 링크를 지난 프레임에서 많이 감소하였음을 알 수 있다. 또한 Fig. 8의 프레임과 차체 경로 [path2]에서도 역시 마운트를 지나면서 진동량이 감소함을 알 수 있다.

보다 자세히 하면 액슬과 프레임의 전후경로에서의 진동 레벨로 경로 전 overall level은 135 dB고 3200 ~ 4500 rpm의 영역에서 9오더 성분이 크게 증하며, 하모닉 성분인 18, 27오더 성분도 3800 rpm에서 어느 정도 증가 하고 있다. 그러나 경로 후 각 오더 성분은 20 dB 이상 감소하였고, [path2]의 프레임과 차체의 경로에서 마운트 후의 진동으로 overall level은 100 ~ 120 dB 이고 대부분의 영역에서 마운트 전보다 10 dB 이상 감소하며 9, 18, 27 오더 성분의 진동은 100 dB 이하로 링크, 스프링,

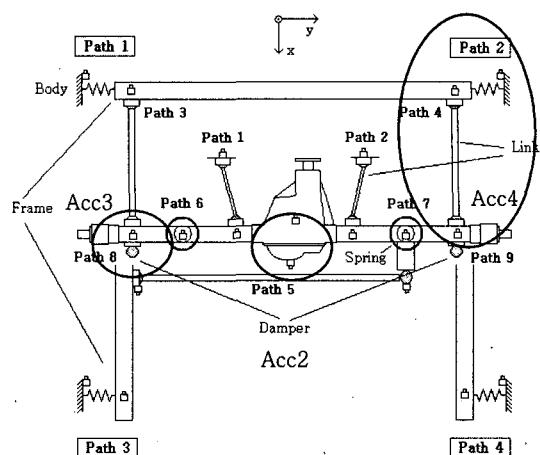
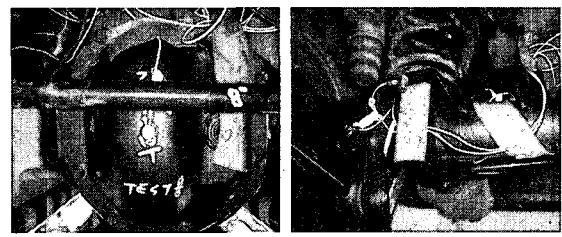
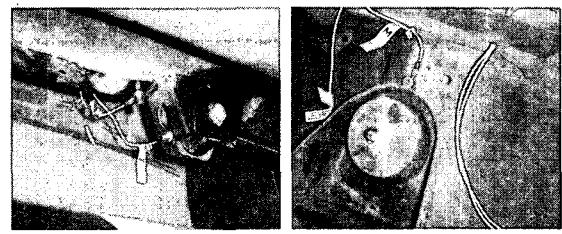


Fig. 3 Vibration measurement points of axle



(a) Axle (b) Before link



(c) After link (d) Flame-body

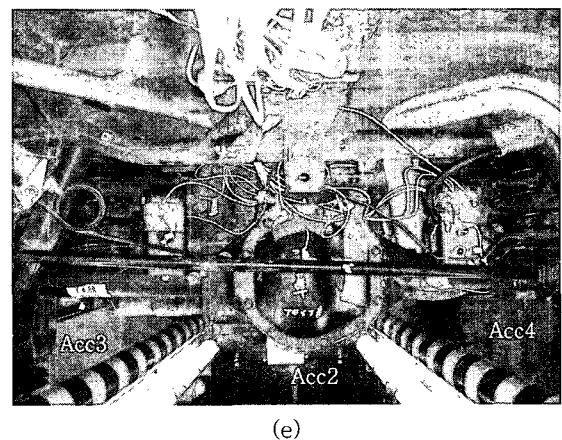


Fig. 4 Photo illustration of axle system

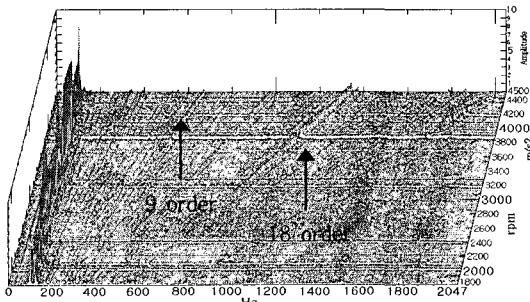


Fig. 5 Waterfall of axle vibration at Acc2

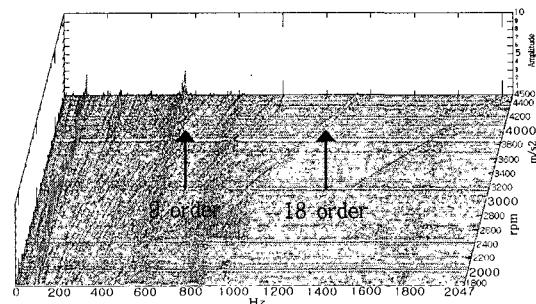
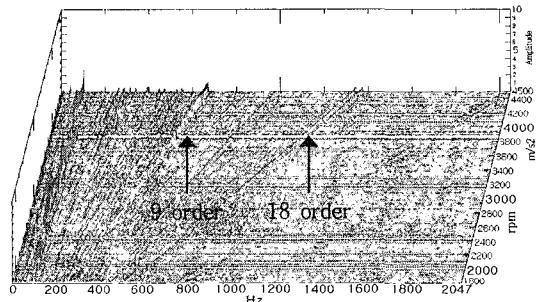
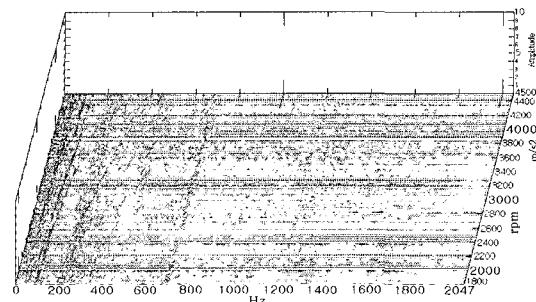


Fig. 6 Waterfall of axle vibration at Acc3

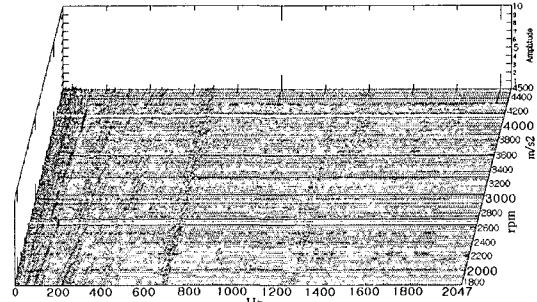


(a) Waterfall before path4 link path4

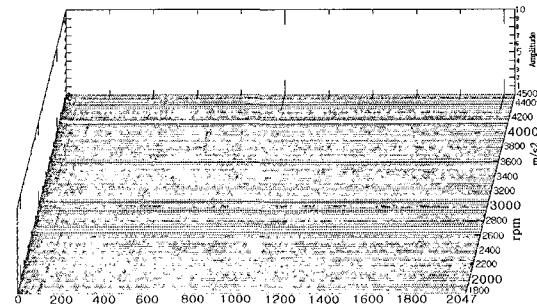


(b) Waterfall after path4 link path4

Fig. 7 Waterfall of vibration data at axle-flame path



(a) Waterfall before isolation rubber - [path2]



(b) Waterfall after isolation rubber [path2]

Fig. 8 Waterfall of vibration data at flame-body path

댐퍼로부터 프레임으로 전달된 액슬 진동은 마운트를 통하여 대부분 감쇠되었다. 따라서, 액슬에서 차체로 전달되는 진동은 100 dB 이하로 감소되므로 차량 실내소음 문제는 공진 부근에서의 액슬 진동은 구조적 경로(structure-borne noise)를 통해 발생되는 소음이 아닌 기어 맞물림의 주요 성분인 9오더 성분의 진동에 의해 발생하는 액슬 소음이 공기 경로를 통해 차량 실내로 전달되는 공기 기인 소음(air-borne noise)으로 파악할 수 있다.

3. 모드해석 및 주행모드 해석

이 실험에서 차량 실내소음에 문제가 되는 액슬 소음은 주요 오더 성분인 9오더 성분의 3600 ~ 4200 rpm (540 ~ 630 Hz) 구간에서의 진동에 의해 발생되는 소음이 공기를 통해 직접 차량 실내로 전달되어 유발되는 것으로 파악 되었다. 따라서 이 구간에서의 액슬에 대한 공진 주파수 및 진동 모드 형상의 동적 특성을 분석하기 위하여 실험적 모드해석

및 주행 모드해석을 수행하였다. 먼저 액슬의 모드 해석은 48개의 자유도를 갖는 48개의 노드 점으로 모델링 하여 액슬의 공진 주파수 및 모드 형상을 분석하였으며 구속 조건은 완전 자유 조건으로 하여 모드 해석 실험을 수행하였다. Fig. 9는 액슬의 모든 자유도에 대한 FRF sum을 보여주며 액슬의 1차 모드(77Hz) 형상은 액슬 샤프트 하우징에서 나타나는 빔의 1차 굽힘 모드가 주요하게 나타났으며, 2차 모드(360 Hz)는 캐리어의 앞부분이 상하로 크게 굽어지는 굽힘모드와 비틀림 모드를 보였고, Fig. 10에서 3차 모드(595 Hz)는 빔의 3차 굽힘 모드 형태로 나

타나며, 또한 캐리어의 비틀림과 함께 뒤 커버 부분의 변형이 크게 나타나고 있다. 다음은 액슬에 대한 주행모드 해석으로 일반적으로 모달 시험에서의 모드 형상은 실제 주행시 동적 거동 현상과 다르게 나타나므로 이러한 문제점을 해결하기 위해 주행 모드 해석(running mode analysis)을^(3,4) 이용하는데, 주행 모드해석은 기준점에서의 진동에 대한 응답의 위상차를 이용한 것으로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\phi_i = Y_i \cdot \frac{X^*}{|X|} = B \cdot e^{j(b-a)} \quad (1)$$

$$X = A \cdot e^{ja}$$

$$Y = B \cdot e^{ja}$$

여기서 X 는 기준점에서의 진동량이고, Y_i 는 액슬 i 점에서의 진동량을 나타낸다. 이를 통해 모달현상과 비슷하게 실제 주행 중에 진동 모드를 추출해 낼 수 있다. 이 실험에서는 39개의 자유도를 갖는 39개의 노드점을 사용하여 1700 rpm ~ 4500 rpm 구간에서 실험을 진행하였다.

해석결과 Fig. 12의 9오더 성분의 경우 2900

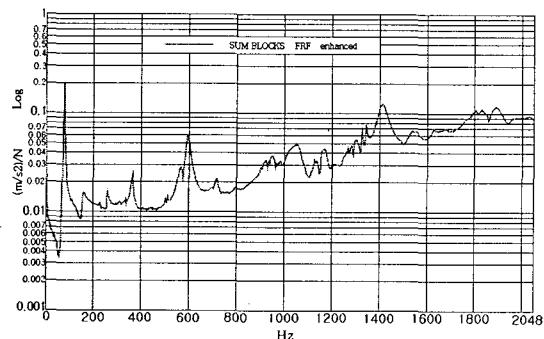


Fig. 9 Sum of frequency response function

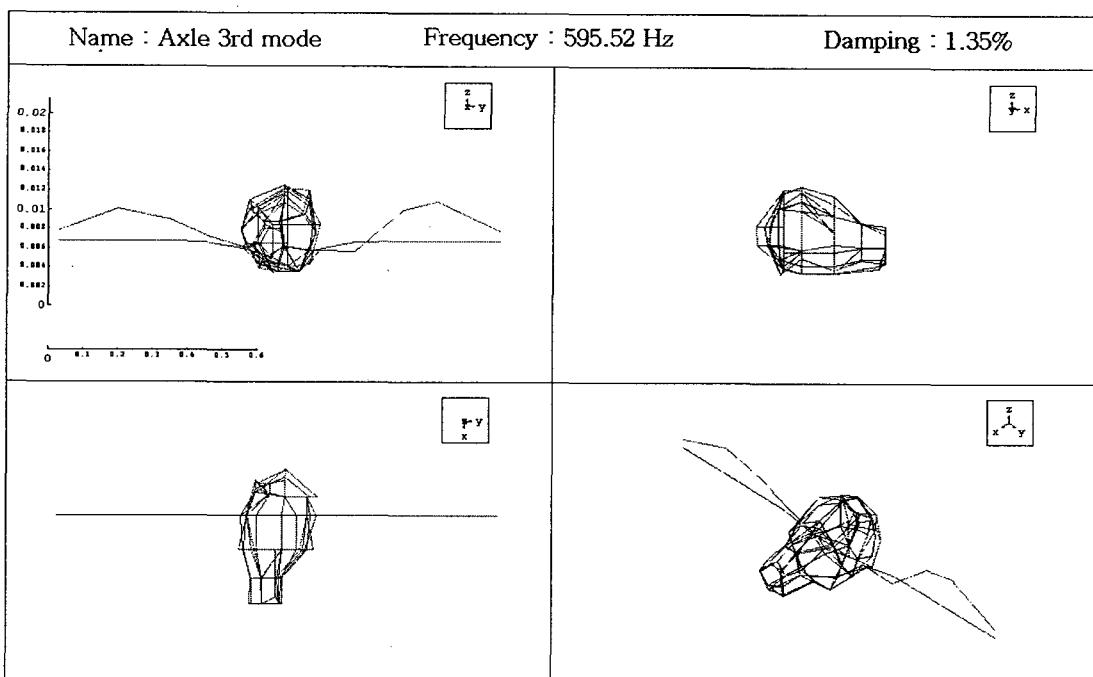


Fig. 10 Mode shape for 3rd mode of axle system

rpm(430 Hz) 영역과 3700 rpm(555 Hz) 영역 그리고 4000 rpm(600 Hz) 부근의 영역에서 공진이 발생함을 알 수 있다. Fig. 11(a)는 3700 rpm 정도에서 발생하는 9오더 성분의 모드 형상으로 액슬 하우징에서 범의 3차 굽힘 모드가 크게 나타나며 액슬 캐리어의 굽힘 모드, 그리고 액슬 하우징 뒷부분의 비틀림 모드가 함께 나타나고 있다. 그리고 Fig. 11(b)는 4000 rpm 부근으로 범의 3차 굽힘 모드와 함께 액슬 캐리어와 커버의 비틀림 모드가 크게 나타나고 있다. 이 영역에 대한 주파수 분석을 보면 555 Hz와 600 Hz 정도로 역시 Fig. 10의 실험적 진동 모드 해석의 590 Hz의 공진 주파수에서 나타난 범의 3차

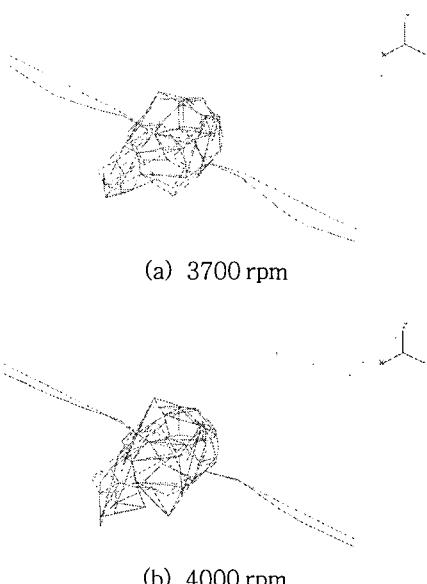


Fig. 11 Operational deflection shapes from 3400 rpm to 4200 rpm

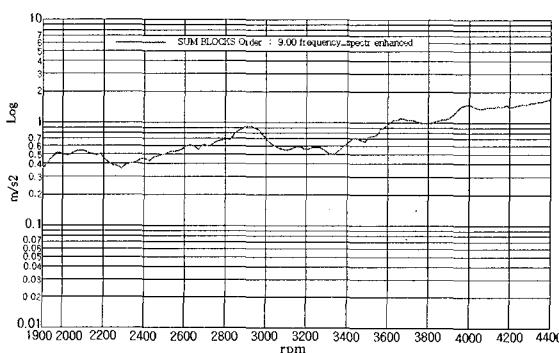


Fig. 12 FRF sum of 9 order

굽힘 모드 형태와 캐리어의 비틀림과 함께 뒤 커버 부분의 변형과 비슷하게 나타남을 확인 할 수 있다. 따라서 이 액슬은 3600 ~ 4500 rpm 영역에서 기어 맞물림에 의해 발생하는 진동이 가진 되어 액슬의 공진을 발생시키며 이렇게 공진된 액슬 소음이 실내 소음의 원인으로 작용하고 있음을 알 수 있다.

4. 유한 요소 모델 및 결과

4.1 유한 요소 모델

Fig. 13은 실험 대상 액슬의 유한 요소 모델으로 액슬은 크게 캐리어, 샤프트 하우징, 샤프트, 브라켓, 커버 그리고 내부 차동기어로 이루어져 있다. 액슬을 구성하고 있는 모든 부분은 유한요소에서 사용되는 1,2,3 차원 요소로 모델을 하였고, 액슬 내부의 차동 기어 부분은 질량과 관성모멘트를 가지는 집중 질량요소로 모델링 하였다, 그리고 액슬의 각 단품간의 연결에서 브라켓과 하우징의 용접부는 강체요소로 연결 하였으며, 캐리어와 하우징의 얹지 끼움 부

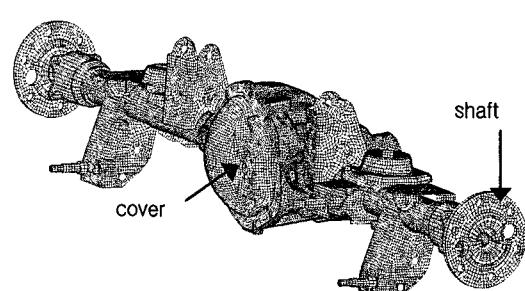
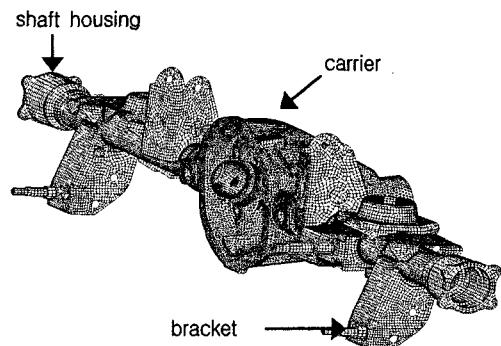


Fig. 13 Finite element model of axle system

분과 케리어와 커버의 볼트 연결 부위 또한 강체요소로 연결하였다.

그리고 액슬 내부 베어링 지지부의 모델은 스프링 요소로 모델링 하여 해석적 모드 해석시 스프링 강성을 조절하여 실험적 모드 해석과 비교 검증하였다.

4.2 해석적 모드 해석

액슬의 해석적 모드해석은 유한요소 모델에 대한 고유 진동수와 모드 벡터를 구하고 이를 실험적 모드해석과 비교하였으며, 액슬 모델은 해석전용 프로그램인 MSC/nastran을 사용하여 normal mode 해석과 주파수 분석을 하였다. 이 연구에서는 보다 정확한 해석모델의 검증을 위해 Fig. 13(a)와 같이 조립된 액슬을 분해하여 캐리어, 하우징, 브라켓으로 이루어진 액슬 케이스 모델에 대한 모드해석을 먼저 실시한 후 실험 데이터와 비교하여 모델 수정을 하였고 다음은 Fig. 13(b)와 같이 샤프트, 커버, 내부 기어를 포함하고 있는 액슬을 조립한 후 같은 방법

으로 실험데이터와 비교하여 해석모델의 타당성을

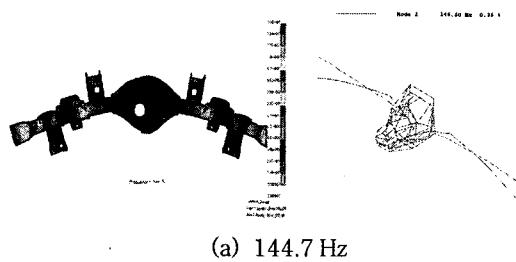
Table 1 Comparison of natural frequency

(a) Axle-case model

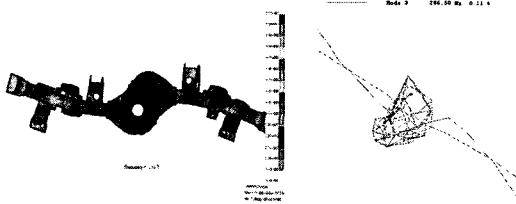
	FEM	TEST	Error(%)	MAC
1	144.7	146.19	-1.02	0.99
2	289.2	286.38	0.9	0.99
3	517.1	527.00	-1.9	0.97
4	554.6	551.00	0.6	0.94
5	605.5	600.00	0.83	0.98
6	702.1	702.76	-0.1	0.96

(b) Axle-assembly model

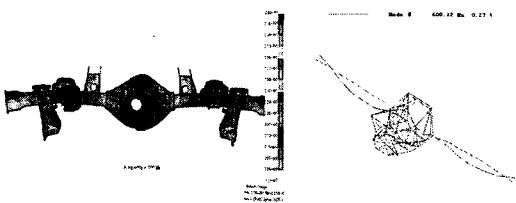
	FEM	TEST	Error(%)	MAC
1	85	77.8	8.2	0.97
2	155.5	155.1	0.25	0.87
3	332	361.8	-8.7	0.75
4	558.5	595.5	-6	0.93



(a) 144.7 Hz

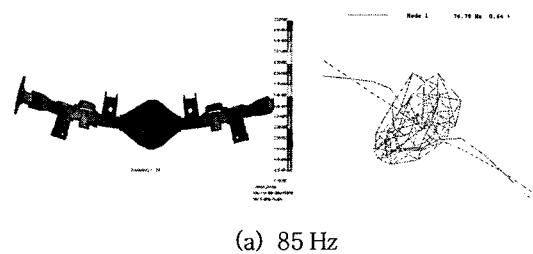


(b) 289 Hz

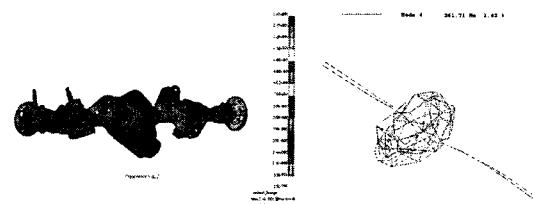


(c) 605.5 Hz

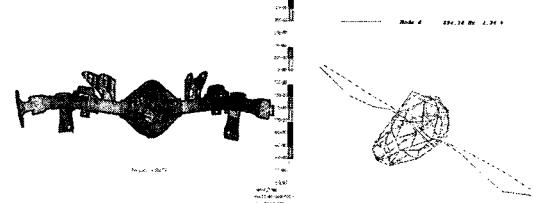
Fig. 14 Comparison of mode shape for axle case



(a) 85 Hz



(b) 332 Hz



(c) 558.5 Hz

Fig. 15 Comparison of mode shape for axle assy

검증하였다.^(5,6) 해석모델의 검증은 질량, 고유진동수 그리고 MAC 값을 이용하였고, 해석 모델의 수정은 액슬의 밀도, 탄성계수를 이용하여 질량과 강성을 변화 시켜 정규모드에서의 각 고유진동수의 오차가 10 % 이내에 있고, MAC 값은 0.7 이상으로 설정을 하여 해석모델을 수정하였다.⁽⁷⁾ Fig. 14와 Fig. 15는 액슬의 유한 요소 모델에 대한 모드 해석 결과로 액슬 케이스와 조립품에 대한 고유진동수에 따른 모드 형상을 실험적 모드 형상과 비교한 그림으로 거의 유사하게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 Table 1 은 액슬 케이스와 조립된 상태의 해석적 결과와 실험적 결과의 고유진동수와 MAC 값은 나타내고 있고 Fig. 16은 액슬 응답점의 FRF그래프를 비교하였다. 액슬 케이스 상태에서의 고유진동수는 실험값과 1.5 % 이하이며 MAC값도 0.94 이상을 나타낸다. 특히 FRF 그래프에서 해석과 실험값이 거의 일치함을 알 수 있다. 따라서 케이스 모델의 경우 실제

액슬 케이스와 유사한 특성을 나타내는 결론을 얻을 수 있다. 그리고 최종 해석에 적용될 조립 모델은 내부 기어, 샤프트, 커버 및 베어링 연결부위가 추가되었고 동적 변형 특성에 대해서는 잘 일치한다고 볼 수 있지만 케이스 상태 때 보다 상관도가 떨어지는 것을 알 수 있다. 이는 해석 과정 중 베어링 연결부위의 강성변화에 영향을 받아 각 베어링의 최적 강성값을 찾는데 많은 오차가 존재했기 때문으로 볼 수 있다. 그러나 전체적인 고유진동수 및 MAC값은 허용 범위를 충족하고 있고 이를 이용하여 동특성 해석을 수행 하였다.

4.3 경계조건 및 가진조건

강제 진동 해석을 위해 필요한 가진력 결정은 실차 테스트 주행 모드 해석에서 얻어진 각 노드점의 가속도값과 가진이 예상되는 베어링 지점들의 전달 함수를 구함으로써 그 전달 함수를 역행렬을 취하여 가진력을 구하는 inverse force identification 방법⁽⁸⁾을 적용하여 구 할 수 있다. 주행 모드 실험에서 측정된 가속도 값은 9오더 성분의 가속도값을 사용하였고, 구하고자 하는 가진력은 가속도계 위치에서 가진이 예상되는 플랜지쪽의 베어링 부분과 샤프트 양끝에 위치한 가속도계가 장착된 부분을 선정 하여 각각 4지점에 대한 전달 함수를 구하였다. 구하고자 하는 가진력은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\ddot{x}_{11}}{F_1} \frac{\ddot{x}_{12}}{F_2} \dots \frac{\ddot{x}_{1n}}{F_n} \\ \vdots \\ \frac{\ddot{x}_m}{F_1} \dots \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_m \end{bmatrix} \quad (2)$$

$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_m \end{bmatrix}$: 주행 실험에서 얻은 가속도 응답값

$\frac{\ddot{x}_i}{F_i}$: 모달 실험으로 구한 각 가진점에 대한 전달 함수

그러나 위의 행렬은 응답점의 수와 가진점의 수가 같지 않은 사각행렬이기 때문에 특이행렬분해(singular value decomposition)를 사용하여 가진력을 구하였다. 이렇게 구한 가진력은 실제 차량 장착 상태로 액슬 모델의 각 링크부위 및 스프링 뎁퍼 부분을 각 자유도에 맞게 구속 조건을 준 후 적용하여 강제진동

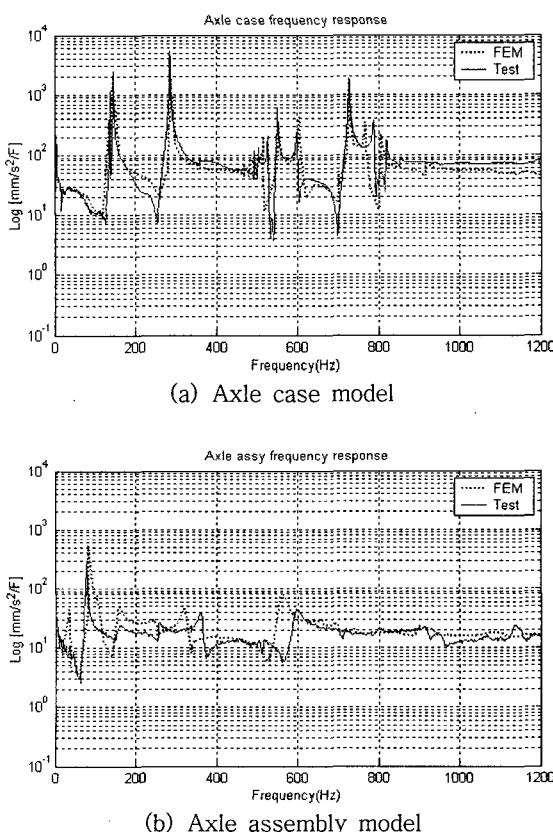


Fig. 16 Comparison of FRF for the TEST and FEM

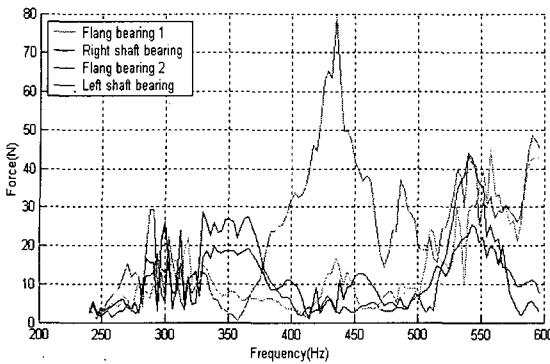


Fig. 17 Bearing forces of axle systems

해석을 수행하였다. 앞에서 설명한 방법으로 구한 액슬의 가진력은 Fig. 17과 같은 결과를 보이고 있으며, 액슬 샤프트 하우징의 양끝부분 베어링에 들어오는 기진력과 액슬 플랜지 부분의 베어링에 작용하는 가진력을 나타낸다.

5. 구조변경 및 소음해석

5.1 액슬 구조 변경

Fig. 18은 앞에서 구한 가진력을 적용하였을 때 액슬의 540 ~ 630 Hz 구간에서의 변형 상태를 나타낸 것으로 이것은 앞의 Fig. 11과 같이 실차 주행모드에서의 9오더성분의 3400 ~ 4200 rpm 부근에서 나타나는 모드 형태와 비슷함을 알 수 있다. 액슬 샤프트 하우징이 빔의 3차 굽힘 모드와 함께 케리어와 액슬 커버의 뒤틀림이 크게 발생하고 있는 것을 확인 할 수 있다. 일반적으로 소음은 구조물의 표면 속도 및 변위에 주로 지배되므로 이 액슬의 경우 구조적 강성 및 분포가 취약한 부분에 대한 보강 방법, 즉 구조물의 표면 속도와 변위를 줄이기 위한 리브(Rib) 보강 방법과 구조물의 표면 두께를 증대하는 방법 등의 연구를 반복적으로 진행하여 소음해석을 수행하였고 Fig. 18(b)와 같이 액슬은 빔의 3차 굽힘 모드와 액슬 케리어의 굽힘, 커버 부분의 비틀림 모드가 복합적으로 나타나고 있으며, 특히 케리어와 커버의 변형이 크게 일어나고 있음을 알 수 있다. 따라서 이 연구에서 소음 저감을 위해 굽힘 모드 발생시 많은 영향을 받는 케리어와 커버의 구조 변경에 많은 중점을 두었고 케리어와 샤프트 하우징의 연결부위와 각 브라켓의 구조변경에 대한 연구도 반복적으로 수행하였다. 일반적으로 표면

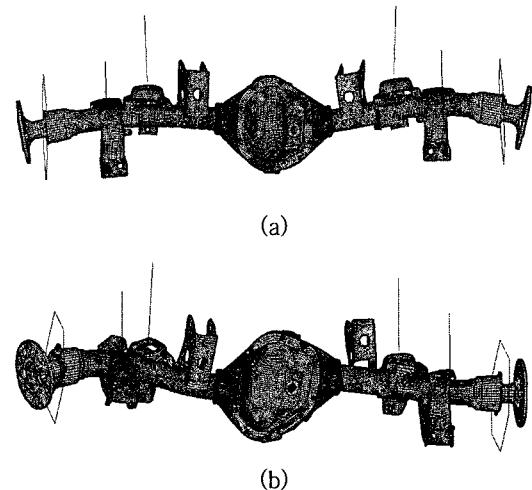


Fig. 18 Operational deflection shapes of 540 ~ 630 Hz

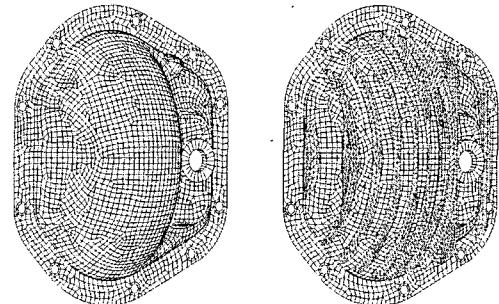


Fig. 19 Modified axle cover

진동이 크고 넓은 표면에서는 표면의 두께증대 보다 리브 보강이 더 효과적일 수 있지만, 케리어의 뒤틀림을 효과적으로 막기 위해 커버두께의 변화를 주었다. 액슬의 구조 변경은 Fig. 19와 같이 기존 액슬 커버에 리브를 보강하고 커버의 두께를 변경 전 1.8 mm에서 3.3 mm로 약 1.8배 증가 시켜 소음 해석을 하였다.

5.2 액슬 BEM 모델

이 액슬의 소음 해석은 Nastran에서 구한 강제진동 해석 결과를 LMS/Virtual.Lab의 BEM indirect method를 사용하여 진행 하였다. 먼저 소음 해석을 위해 액슬의 유한요소 모델인 structure mesh를 기본 골격으로 구조물과 접촉하는 음향 영역(acoustic domain)의 경계를 표현하는 acoustic mesh를 생성하고, 주변 공간으로 방사되는 액슬 소음의 음압 래

벨을 계산하기 위한 acoustic field point mesh를 생성하여 소음 해석 및 구조 변경을 반복적으로 수행하였다. Fig. 20은 acoustic mesh로 4 node shell요소를 사용하였고 node 간 거리는 180 mm가 않으면 최대 1800 Hz까지 해석이 가능하도록 모델링 하였고, acoustic field point mesh는 ISO-3744 규정에 따라 액슬을 중심으로 상하 좌우 반경 1670 mm, 앞뒤 반경 1942 mm로 모델링 하였다.

5.3 소음 해석 결과

액슬의 소음 해석 결과는 Fig. 21에서와 같이 차량의 실내 쪽을 향하는 액슬의 전방 상향 부분에 중점을 두었다. 해석 결과는 Fig. 23의 그래프에서 실선으로 나타나는 구조 변경전의 결과와 점선으로 나타나는 구조 변경후의 결과를 볼 수 있는데 소음 관심 구역인 520~630 Hz 구간에서 액슬구조 변경전의 음압 레벨보다 평균 3~4 dB(A)정도 이상 감소함을 볼 수 있고, Fig. 22에서 변경전후의 전체적인

음압 레벨 분포를 확인 할 수 있다. 이 액슬 구조변경에 있어 캐리어와 샤프트 하우징의 복잡한 부분의 구조변경 보다 단지 액슬 커버의 구조 변경으로 관심 영역에서 소음이 저감된 것은 효과적임을 방법임을 알 수 있다. 따라서 이 액슬이 500~630 Hz에서 가장 큰 소음을 발생시키기 때문에 위와 같은 구

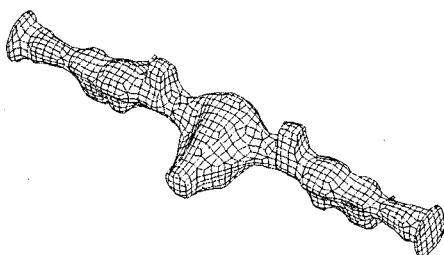


Fig. 20 Acoustic mesh of axle systems

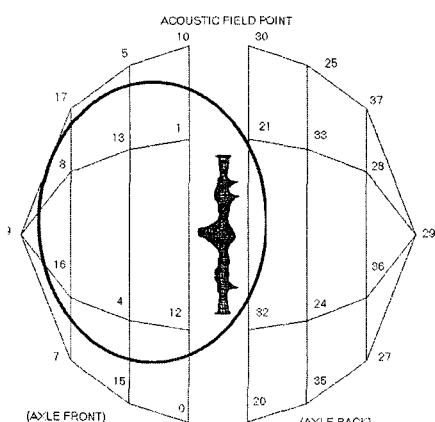
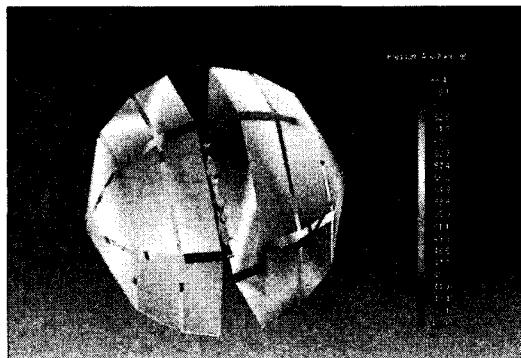
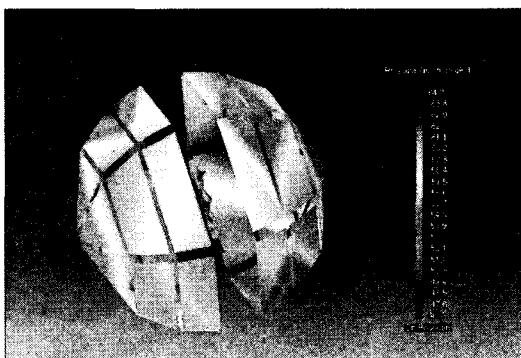


Fig. 21 Acoustic field point for noise analysis



(a) Before modification



(b) After modification

Fig. 22 Noise analysis result

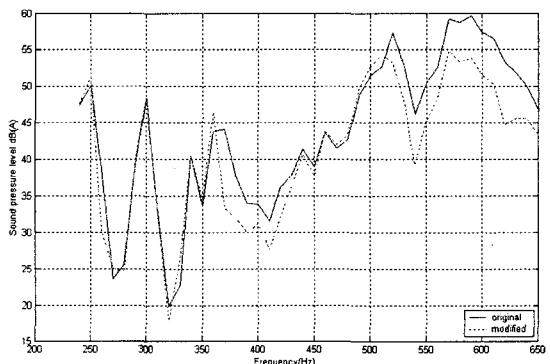


Fig. 23 The modified result of axle noise

조변경은 비교적 만족 할만한 결과를 나타낸다고 할 수 있다.

후기

6. 결론

(1) 실험차량은 85 ~ 120 km/h(3000 ~ 4200 rpm) 영역에서 액슬에서 발생된 소음이 차량 실내에 영향을 주고 있으며, 실차 실험을 통하여 3600 ~ 4400 rpm 영역에서 액슬 기어의 맞물림에 의한 9오더 성분의 소음이 50 dB(A) 이상 발생하였고, 액슬 전동은 링크, 프레임 그리고 차체 사이의 마운트를 지나는 동안 100 dB 이하로 감쇠 되었어 9오더 성분의 진동에 의해 발생하는 소음이 공기를 통해 차량 실내로 전달되는 공기기인 소음으로 파악 되었다.

(2) 이 차량의 주행 모드 해석결과 9오더 성분의 3700 rpm(555 Hz)과 4000 rpm(600 Hz)부근의 영역에서 공진이 발생함을 확인 하였고, 이것은 실험적 진동 모드 해석의 590 Hz의 공진 주파수에서 나타난 빔의 3차 굽힘 모드 형태와 캐리어의 비틀림과 함께 뒤 커버 부분의 변형과 비슷하게 나타남을 확인 할 수 있다. 따라서 이 액슬은 3600 ~ 4500 rpm 영역에서 기어 맞물림에 의해 발생하는 진동이 가진 되어 액슬의 공진을 발생시키며 이렇게 공진된 액슬 소음이 실내소음의 원인으로 작용하고 있음을 알 수 있다.

(3) FEM 과 BEM 같은 해석적 방법을 통한 액슬의 구조변경은 다음과 같이 기존 액슬 커버가 가지고 있는 표면 두께를 1.8 mm에서 3.2 mm로 약 1.8배 증가 시키고 리브를 보강함으로써 520 Hz ~ 630 Hz 구간에서의 소음을 구조 변경전 보다 평균 3 ~ 4 dB(A) 이상 감소시키는 결과를 얻었다. 이 구간대의 액슬 캐리어의 변형상태는 많이 찌그러지는 형태이며 뒤 커버의 두께를 증가 시켜 자체적인 변화량을 줄이는 동시에 캐리어의 변형을 잡아 주어 소음을 줄이는 효과를 얻었다. 이로써 검증된 FE 액슬 모델을 이용하여 보다 다양한 방법으로 해석을 수행함으로써 더욱 개선된 변경 안을 제공 할 수 있을 것이다.

이 연구는 다이모스의 산학 연구비와 미래형 자동차의 핵심 기반기술(과제번호 10023237)연구비로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Karishnaswami, R., "Gear Whine Reduction for a New Automatic Transmission" 2001 SAE.
- (2) Lee, S. K., 2000 "Improvement of Sound Quality of Vehicle through Reduction of Interior Noise Using Noise Transfer Path Analysis and Running Modal Analysis," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No.10, pp. 806 ~ 810.
- (3) Lee, S. K., "Vibrational Power Flow and its Application to a Passenger Car for Identification of Vibration Transmission Path" SAE 2001 - 01 - 1451.
- (4) Wyckaert, K. and Van der Auweraer, H., "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools to Understand Road Noise Problem in Cars," SAE Paper 951751.
- (5) Paras, M. M., "Validation of a System of Finite Element Models Representing a Complex Transaxle," SAE 2003-01-1594.
- (6) Blakely, K., 1991, "Updating Msc/nastran Models to Match Test Data," Proceedings MSC World Users Conference.
- (7) Walter ott, Kaiser, H.-J., 1990, "Finite Element Analysis of Dynamic Behaviour of an Engine Block and Comparison with Experimental Modal Test Results," Proceedings MSC World Users Conference.
- (8) Warwick, D. C. and Gilheany, J. J., 1993, "Dynamic Force Estimation Via Modal Decomposition of Operational Response Measurements in a Multi Source Environmental," 11th IMAC.