

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0037

설계민감도 해석을 이용한 승용차의 스티어링 휠 아이들 진동 개선

Improvement of Steering-Wheel Idle Vibration in a Passenger Car using Design Sensitivity Analysis

이 두 호*, 김 명 업**
Dooho Lee, Myeong-Eop Kim

ABSTRACT

In the prototype stage of a car developing program, the efficiency of trouble shooting is an important factor to be considered. Structural modifications by the design sensitivity analysis are applied to a steering wheel system for improving the idle vibration of the prototype passenger car. For the design sensitivity analysis, the experimental modal analysis for the steering system attached to a body-in-white is fulfilled and the modal parameters extracted from the experimental data are used to predict the effect of structural modification. The design sensitivity results rank the locations to be reinforced in terms of frequency variation. The modification of steering system according to the sensitivity analysis results shifted the resonant frequency of the system effectively. In addition, the idle test of the car after the structural modifications of steering system shows that the proposed method can reduce vibration of the steering wheel efficiently.

주요기술용어 : Steering Wheel Vibration (스티어링 휠 진동), Experimental Modal Analysis (시험 모드 해석), Design Sensitivity Analysis(설계 민감도 해석), Structural Modification (구조변경), Idle Vibration(아이들 진동)

1. 서 론

최근 승용차의 보급이 급격히 확대되고 제조업

체의 기술 수준이 향상됨에 따라 승용차를 구매하는 고객의 품질에 대한 요구도 점진적으로 증가하고 있다. 특히 승용차를 이용하는 시간이 증가함에 따라 편안하고 안전한 차량을 요구하게 되었고 이의 중요한 요소인 진동/소음에 대한 품질 평가 기준도 점차 엄격해지고 있다. 승용차의 진동/소음에 대한 품질을 고객이 직접적으로 느끼는 중요한 항목중의 하나인 아이들 진동은 차

* 회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

량이 교차로 등에서 정차상태에 있을 때 발생하는 진동으로서 승객의 시트와 스티어링 휠(steering wheel)을 통해 느껴지며 엔진의 구동력과 차량의 끌격진동, 스티어링계의 국부진동이 중요한 아이들 진동 발생의 원인이다.

아이들 진동을 최소화하기 위해서는 차량 개발의 초기 단계인 설계 단계에서 아이들 진동을 고려하여 차체 골격을 결정하고 엔진 마운트의 위치, 강성 및 감쇠를 결정하여야 한다.^{1, 2)} 스티어링 계의 진동특성은 차체의 진동특성과 연계하여 설계하고 있으며, 이러한 개발단계 초기의 설계는 간단한 설계식이나 유한요소 해석을 통하여 검증하고 있다.^{2, 3)} 그러나 차체는 빔과 얇은 셸이 복잡한 형상으로 구성되어 있으며 각 부품이 용접 및 볼트로 결합되어 정확한 수치해석에는 많은 어려움이 따르고 있다. 이러한 해석적 방법의 어려움과 차량 생산공정 및 재질의 편차로 인해 시작라인에서 제작된 시작차량이 목표성능을 만족하지 못하는 경우가 발생하게 된다. 따라서 시작차 이후의 단계에서 효과적으로 목표성능을 만족시킬 수 있는 방법이 필요하며 시작차가 만들어진 단계이므로 시험적인 방법들이 많이 쓰여지고 있다.^{4, 5)} 시험적 방법으로는 시험 모달 모델(experimental modal model)을 이용하여 구조 설계 변경(structural dynamic modification, S.D.M)을 예측하여 시스템의 성능개선에 적용하는 방법이 있다. 그러나 구조 설계 변경법은 설계자의 많은 경험이 필요하고 정확한 결과를 얻기 위하여는 차량을 세밀하게 측정해야 하는 어려움이 있다.

본 논문에서는 시작차량 개발 단계에서 발생한 스티어링 휠의 아이들 진동을 개선하기 위하여 시험 모드 해석을 수행하였으며, 실험을 통해 얻어진 모달 파라미터를 이용하여 스티어링 계에 대한 설계 민감도 해석을 수행하였다. 이를 바탕으로 설계목표를 만족하기 위한 스티어링계의 변경 순서를 결정하고, 스티어링 계의 강성보장을 통해 설계목표를 효과적으로 만족시켰다. 또한 실차시험을 수행하여 아이들 진동 성능을 확인하

고 제시된 방법이 효과적임을 보였다.

2. 이론적 배경

2.1 구조계의 운동방정식

일반적인 감쇠를 고려한 N 자유도 계의 운동방정식은 다음과 같다.⁶⁾

$$(s^2M + sC + K)X(s) = F(s) \quad (1)$$

여기서 M, C, K는 각각 NxN의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이고, F(s), X(s)는 힘벡터와 응답벡터이다. 식(1)을 새로운 변수 Y를 도입하여 다시 쓰면 다음과 같이 된다.

$$(sA + B)Y = F' \quad (2)$$

여기서 $A = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & C \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} -M & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}$, $Y = \begin{bmatrix} sX \\ X \end{bmatrix}$,

$F' = \begin{bmatrix} 0 \\ F \end{bmatrix}$ 이다. 이러한 시스템의 고유치문제(eigenvalue problem)를 풀면 2N개의 고유치

$\lambda_i = \sigma_i + j\omega_i$ 와 고유벡터 $\Phi_i = \begin{bmatrix} \lambda_i \psi_i \\ \psi_i \end{bmatrix}$ 를 얻는다. 고유치와 고유벡터는 $i > N$ 이면 $\lambda_i = \bar{\lambda}_{i-N}$, $\psi_i = \bar{\psi}_{i-N}$ 의 관계를 만족한다. 여기서 $-$ 는 켈레 복소수를 의미한다. 또, 고유치와 고유벡터는 다음식을 만족한다.

$$(\lambda_i A + B)\Phi_i = 0 \quad (3)$$

또 고유벡터로 이루어진 행렬 와 시스템 행렬간에는 다음과 같은 직교성(orthogonality)을 갖는다.

$$\begin{aligned} \Phi^T A \Phi &= \text{diag. } a \\ \Phi^T B \Phi &= \text{diag. } b \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 diag.는 대각행렬을 말하며, 각각의 대각행렬 값은 $b_i = -a_i \cdot \lambda_i$ 의 관계를 갖는다.

2.2 설계민감도 해석

구조물의 강성, 질량 또는 감쇠계수 등 동역학 시스템의 요소가 변화할 때 고유치와 고유벡터의 변화율은 설계민감도 해석(design sensitivity analysis)을 통하여 구할 수 있다. 구조물의 설계민감도 해석법은 최근 이십 여년 동안 급속히 발전하여 많은 방법들이 개발되었다.^{7, 8)} 이 방법들은 대부분 동역학 시스템의 행렬들을 알고 있다고 가정하고 지배방정식의 섭동이론(perturbation theory)으로부터 설계변수에 대한 민감도를 이론적으로 유도하고 있다. 구조물의 동적 거동에 대한 민감도 해석은 설계변수를 b 라고 할 때 고유치나 고유벡터의 b 에 대한 편미분으로 나타낼 수 있다. 운동방정식 (1)을 만족하는 동역학 시스템의 설계민감도 해석을 위하여 식 (3)을 설계변수 b 에 대해서 편미분하고 고유벡터의 직교성 등을 이용하여 정리하면 i 번째 고유치와 고유벡터에 대한 설계민감도 공식을 다음과 같이 얻을 수 있다.⁶⁾

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial b} = -\frac{1}{a_i} \Phi_i^T \left(\lambda_i \frac{\partial A}{\partial b} + \frac{\partial B}{\partial b} \right) \Phi_i \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi_i}{\partial b} = & -\frac{1}{2a_i} \Phi_i^T \frac{\partial A}{\partial b} \Phi_i \Phi_i \\ & + \sum_{r=1, r \neq i}^{2N} \frac{1}{\lambda_r - \lambda_i} \frac{1}{a_r} \Phi_i^T \left(\lambda_r \frac{\partial A}{\partial b} + \frac{\partial B}{\partial b} \right) \Phi_r \Phi_i \end{aligned} \quad (6)$$

식(5)와 식(6)의 설계변수 b 가 시스템에서 두 측정점 x 와 y 사이의 강성계수라면 다음과 같이 구체적으로 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial k_{xy}} = -\frac{(\psi_{xi} - \psi_{yi})^2}{a_i} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi_i}{\partial k_{xy}} = (\psi_{xi} - \psi_{yi}) \sum_{r=1, r \neq i}^{2N} \frac{1}{\lambda_r - \lambda_i} \frac{(\psi_{xr} - \psi_{yr}) \psi_{ir}}{a_r} \quad (8)$$

식(5), (6)을 살펴 보면 알 수 있듯이 동역학 시스템의 고유치나 고유벡터에 대한 설계민감도 해석은 별도의 보조시스템에 대한 해석이 필요 없

이 고유치와 고유벡터를 알면 수행할 수 있다. 구조물의 고유치와 고유벡터를 구하기 위해서는 유한요소법과 같은 수치적 방법을 이용하거나 시험 모드해석에 의한 추출 방법이 있다. 시험모드해석을 이용하는 경우 제한적인 자유도 및 측정점에 대한 기술만이 가능하다는 단점이 있지만 차량과 같은 복잡한 동역학 시스템의 경우 유한요소해석보다는 시험모드해석을 통해서 모드 파라미터(modal parameter)를 추출하는 것이 보다 정확한 결과를 얻을 수 있다.

3. 시험 모드 민감도 해석

3.1 스티어링 휠의 아이들 진동

차량이 정차상태에 있을 때 주로 발생하는 스티어링 휠의 진동 수준은 시트(seat)의 진동과 함께 아이들 진동을 평가하는 중요한 지표중의 하나이다. 스티어링 휠의 진동은 아이들시 엔진에 의한 가진 영역에 존재하는 차체의 구조 진동 모드와 스티어링계의 국부 진동 모드가 연성되어 나타난다. 아이들 진동은 엔진이 주된 가진원이며, 직렬 4기통 엔진을 장착한 승용차의 경우 엔진 회전수의 2차 조화 성분(C2)이 주된 가진력이 된다. 승용차량의 아이들 회전수는 엔진의 부하, 연료소모, 발전성 등 여러 가지를 고려해서 결정되며 보통 600 ~ 900 RPM 영역에서 제어되고 있다. 이것을 주파수로 환산하면 20 ~ 30 Hz 대역으로 이 영역에는 보통 차체 구조 진동 모드, 스티어링 킴의 국부 진동 모드가 위치하는 경우가 많아 이들 모드의 적절한 배치가 엔진 마운트의 위치 설계와 함께 아이들 진동 설계의 큰 축을 이루고 있다.

아이들 영역에 존재하는 중요한 차체의 진동 모드로는 일차, 이차 상하 굽힘 모드, 일차 횡굽힘 모드가 있으며, 스티어링 계의 국부 진동 모드는 상하 및 좌우 방향의 굽힘 모드가 있다. 스티어링 계의 구성을 살펴보면 스티어링 킴이 외팔보의 형태로 차체에 고정되어 있기 때문에 차체의 굽힘 모드와 스티어링 킴의 작은진동으

로도 스티어링 휠에서는 큰 진동이 발생할 수 있다. 또한 차체에 체결되는 스티어링 지지부의 동강성의 크기에 따라 스티어링 계의 변형량이 변화하므로 지지부의 동강성(dynamic stiffness)도 아이들 진동에 많은 영향을 미칠 수 있다. 아이들 성능을 고려한 진동 설계의 목표는 위에서 언급한 진동 모드들을 최대한 아이들 영역에서 멀리 위치시키는 것이다.

본 논문의 목적은 민감도 해석을 이용하여 직렬 4기통 엔진과 자동변속기어를 장착한 시작단계 차량의 아이들 진동을 설계 목표치 이하로 개선시키는 것이다. 이 차량은 기어의 위치, 에어컨의 작동유무, 전기부하의 정도에 따라서 700~850 RPM의 영역에서 엔진의 회전수가 제어되었다. 엔진의 아이들 운전 영역을 가진 주파수로 환산하면 23.3 ~ 28.3 Hz가 된다. 가진기에 의한 시험 모드해석 결과 시작차량의 주요 구조모드는 Fig. 1과 같이 나타났다. 구조 진동모드에 의한 스티어링 휠의 변위가 큼을 볼 수 있다. 충격 해머(impact hammer) 시험으로 구한 스티어링 컬럼의 상하 진동 모드 주파수는 27.7 Hz이었다.

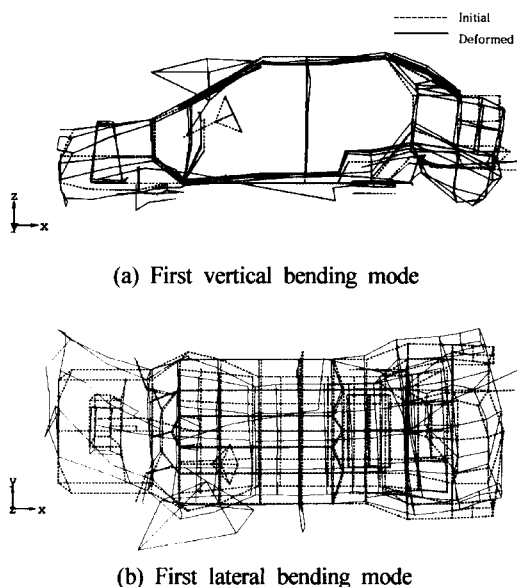


Fig. 1 Fundamental body modes of the passenger car

스티어링 컬럼의 진동 설계 사양은 상하 및 좌우 국부진동모드의 공진주파수가 29 Hz이상으로 설정되어 있다. 그러므로 시작차량의 스티어링 컬럼 상하방향 진동 모드의 주파수는 설계목표 주파수에 1.3Hz 이상 못 미치는 것이었다. 공진 주파수가 설계 목표치 이하로 나타난 원인을 규명하기 위하여 스티어링계 부착위치의 차체 동강성, 조립 공차 등을 검사하였으나 원인을 규명하지 못하였다.

스티어링 휠의 아이들 진동을 개선하기 위하여 스티어링계의 국부진동 모드 주파수를 설계 목표값 이상으로 올리기로 결정하였으며 이를 위해 스티어링계 및 지지부의 강성을 보강하기로 하였다. 시스템의 강성을 경제적으로 보강하기 위해서는 효과적인 보강부위 결정 방법이 필요하다. 이를 위해서 스티어링계 진동에 대한 설계민감도 해석을 수행하기로 하였으며, 민감도해석에 필요한 데이터는 시험모드 해석으로 구한 모드 변수(modal parameter)를 사용하기로 하였다.

3.2 스티어링계의 시험 모드 해석

시험 차량의 스티어링 컬럼 및 휠의 지지 구조는 Fig. 2에서 볼 수 있다.

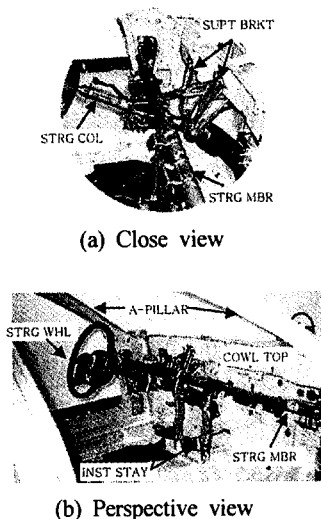


Fig. 2 Steering and its support system

스티어링 멤버(STRG MBR)는 차량의 지붕과 차체를 연결하는 A-필라(A-pillar) 하단의 차체에 볼트로 고정되어 있다. 스티어링 컬럼(STRG COL)은 상단부가 스티어링 멤버에 볼트로 고정되고 하단부는 두개의 브라켓(SUPT BRKT)을 통하여 카울탑(COWL TOP)과 연결되어 고정되어 있다. 스티어링 멤버의 중앙부는 차량의 음향기기를 장착하는 인스트루먼트 스테이(INST STAY)에 의해 차체에 고정되어 있다. 그리고 스티어링 휠은 스티어링 컬럼의 끝단에 볼트로 고정되어 있다.

스티어링계 및 지지부에 대하여 충격 해머에 의한 모드 시험을 수행하였다. 일반적으로 측정점이 많을수록 신뢰할 수 있는 모드 변수를 구할 수 있으며, 구조 변경을 위한 시험 모델을 만들기 위해서는 차체 주요 진동 모드를 모두 표현할 수 있는 모델을 만들어야 하기 때문에 상당한 비용이 수반된다.⁴⁾ 그러므로 시작차량 평가 단계 이후의 차량개발 단계에서는 차량개발 일정을 단축할 수 있는 효율적인 접근 방법이 필요하다. 본 시험에서는 스티어링 휠의 국부 진동 모드에 대한 설계 민감도 해석을 통하여 공진주파수를 효과적으로 증가시키는 것이 목적이므로 측정점을 구조 보강이 가능한 스티어링계 및 차체 지지부에 국한하였다. 그리고 차체 이외의 부품에 의한 간섭을 배제하고 시험의 생산성을 높이기 위하여 스티어링계의 주요 부품을 BIW (Body-In-White)에 장착하여 시험을 수행하였다. BIW는 소프트한 공기 스프링을 이용하여 지지하여 지면의 영향을 제거하였다. 충격 해머의 가진점은 스티어링계가 모든 방향으로 충분히 가진 될 수 있도록 스티어링 컬럼 끝단부의 상하 및 좌우방향과 스티어링 멤버 중앙부의 전후방향으로 선택하였다. 진동 모드 시험을 위한 측정점은 Fig. 3과 같이 총 54점으로 구성하였고 모든 점에 대한 주파수 응답함수를 3방향(xyz)으로 측정하였다.

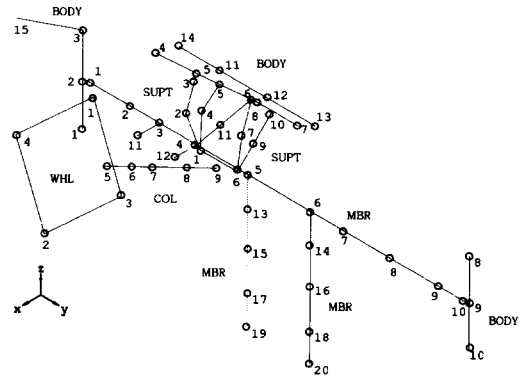


Fig. 3 Geometry of the steering system for modal testing

측정은 HP VXI front-end와 Lms CADA-X 소프트웨어를 사용하여 수행하였다.⁹⁾ 시험 후 커브피팅을 통하여 얻어진 스티어링의 상하 및 좌우 굽힘 모드 형상은 Fig. 4에 나타내었다.

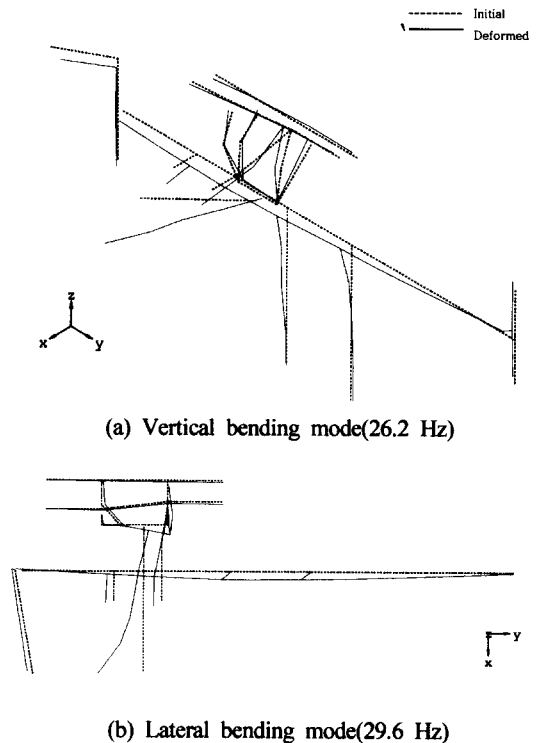
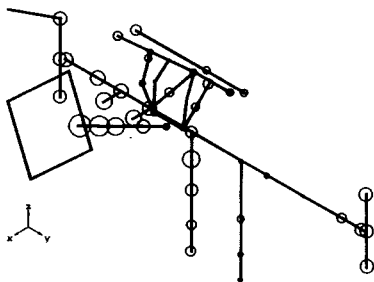


Fig. 4 Fundamental mode shapes of the steering system

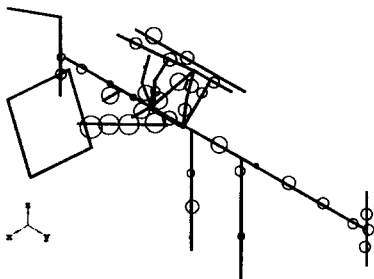
실차와의 차량 강성 및 트림 부착의 차이로 스티어링 컬럼 상하 굽힘 모드가 1.5 Hz 낮아졌다. 그림에서 보듯이 횡방향의 진동모드가 3Hz 이상 높은 상태이고 모드 모양을 보면 스티어링 컬럼의 변위가 큰 것을 알 수 있다.

3.3 시험민감도해석에 의한 구조 변경

특정모드에 대한 설계민감도를 계산하기 위해서는 2장에서 보여준 것과 같이 모드의 공진주파수와 모드모양에 대한 정보가 필요하다. 앞 절에서 행한 스티어링계의 모드 시험결과로부터 얻어진 스티어링계의 국부진동 주파수, 모드형상, 감쇠계수의 데이터를 이용하여 식(7)로부터 각 구조물의 강성이 변화할 때의 공진주파수에 대한 설계 민감도를 구하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다.



(a) For stiffness between a point and the rigid wall



(b) For stiffness between two geometric points

Fig. 5 The frequency sensitivities for the vertical steering mode in logarithmic scale

Fig. 5(a)는 한 개의 노드점과 고정단(rigid wall) 사이의 강성을 변화 시켰을 때 공진주파수에 대한 설계 민감도 해석 결과이고, Fig. 5(b)는 두 노드점 사이의 강성을 설계변수로 정했을 때의 민감도 해석 결과이다. 그림에서 보듯이 스티어링계의 상하방향 굽힘모드 공진주파수는 스티어링 컬럼의 끝단 부근의 강성에 크게 영향을 받으며 스티어링 컬럼과 멤버를 고정해주는 브라켓의 강성도 보강이 필요한 것으로 나타났다. 그밖에 스티어링 멤버와 카울탑을 연결하는 브라켓 강성의 민감도와 왼쪽의 INST STAY의 강성 및 스티어링 멤버 좌우부분 강성의 민감도도 크게 나타났다.

구조 보강안을 결정하기 위해서는 보강시의 효과와 생산성을 동시에 고려해야 한다. 보강시의 효과는 민감도의 크기와 보강양의 곱에 의해서 결정된다. 스티어링 멤버와 스티어링 컬럼은 1.0~3.2t의 원형 빔으로 이루어져 있어서 강성을 보강할 수 있는 여유가 충분한 반면, 나머지 부분은 0.8~1.2t의 셀 구조물이어서 강성을 보강하기에는 한계가 있었다. 또 다른 고려사항으로 구조 변경시의 비용 및 다른 부품과의 간섭, 충돌성능 등의 고려도 필요하다. 본 차량의 인스트루먼트 패널(instrument panel)의 내부는 많은 전자장비와 배선, 공기조화장치 등이 조밀하게 위치하고 있어 새로운 스티어링계의 지지점을 추가하는 것은 많은 어려움이 있었다. 이와 같은 민감도 해석결과와 강성보강 등을 고려하여 Table 1과 같이 보강 부위를 결정하였다.

Table 1 Structural modifications of the steering system

| 보강안 | 보강부위 | 비 고 |
|-----|-------------|--------------------------------|
| 1 | STRG MBR | 스티어링 컬럼 부착 브라켓 및 멤버 좌우강성 보강 |
| 2 | STRG COL | 컬럼 끝단의 강성 보강 |
| 3 | MBR BRKT-RH | 스티어링 멤버와 A 필라 부착 부위 브라켓의 강성 보강 |
| 4 | SUPT BRKT | 스티어링 멤버 부착 부위 볼트 추가 |
| 5 | INST STAY | 강성 보강 |

스티어링 부품 중에서 보강된 시작품을 실차에 장착하여 공진 주파수의 변화를 확인하였다. 확인시험 방법은 충격 햄머를 사용하여 스티어링 휠의 상단 또는 하단의 주파수 응답함수를 구하여 스티어링 계의 상하방향 공진 주파수를 확인하였고 스티어링 휠의 우측의 횡방향 주파수 응답함수를 구하여 좌우방향 공진주파수를 확인하였다. 이 시험결과를 Table 2에 나타내었고 각 경우의 주파수 응답함수를 Fig. 6에 나타내었다. 시험결과를 보면 스티어링 멤버와 킨럼의 보강이 효과적으로 공진주파수를 상승시켰으며, 민감도 해석결과와 일치된 결과를 보여주고 있다. 보강

Table 2 Results of the structural modifications

| 보강안 | 보강부위 | 상하공진주파수변화(Hz) | 좌우공진주파수변화(Hz) |
|-----|-------------|---------------|---------------|
| 0 | 초기상태 | 27.75(+0.00) | 29.88(+0.00) |
| 1 | STRG MBR | 28.50(+ 0.75) | 30.25(+0.38) |
| 2 | STRG COL | 29.25(+ 0.75) | 31.12(+0.88) |
| 3 | MBR BRKT-RH | 29.38(+ 0.10) | 31.38(+0.25) |
| 4 | SUPT BRKT | 29.50(+ 0.10) | 31.38(+0.00) |
| 5 | INST STAY | 29.50(+ 0.00) | 31.38(+0.00) |

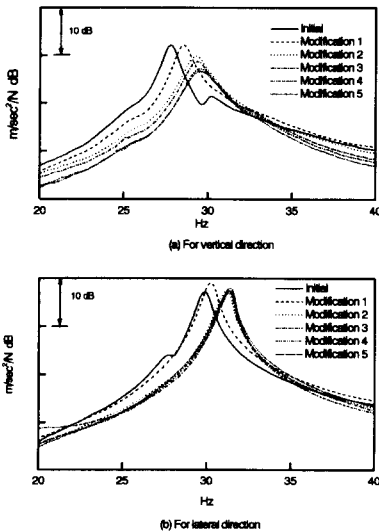


Fig. 6 Change of the steering-wheel point inertance according to the modifications

안 3과 4를 적용했을 때 공진주파수의 상승효과는 상대적으로 적지만, 관심있는 주파수 영역에서 상하방향의 강성을 증가 시키는 효과가 있어 전체적으로는 아이들 영역에서 5~10dB의 강성 보강효과가 있는 것으로 나타났다. 보강안 3, 4와 5를 적용하였을 때 상대적으로 공진 주파수의 상승효과가 적었던 것은 부품 자체가 박판의 셀 구조물이어서 강성 보강에 한계가 있었던 것으로 풀이된다.

4. 실차 아이들 진동 확인 시험

3장의 구조 보강 안에 대한 스티어링 휠의 아이들 진동시험을 실시하였다. 아이들 진동은 자동 변속기의 레버 위치(N 또는 D)와 전기부하 또는 에어컨의 작동 여부에 따라 달라지므로 이들 각 조건에 대한 시험을 수행하였다. 시험차량의 시험 조건 및 평균 엔진 회전수를 Table 3에 나타내었으며, 아이들시 각각의 조건에 대한 스티어링 휠의 진동 레벨 측정 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 모드 D(변속기레버 위치 D; 에어컨 작동)에서의 주파수 스펙트럼(frequency spectrum)을 Fig. 8에 나타내었다.

Table 3 Test conditions of the idle test

| Mode | RPM | 비 고 |
|------|-----|---------------------|
| N | 750 | 변속기 레버위치 N, 에어컨 미작동 |
| NA | 850 | 변속기 레버위치 N, 에어컨 작동 |
| D | 700 | 변속기 레버위치 D, 에어컨 미작동 |
| DA | 740 | 변속기 레버위치 D, 에어컨 작동 |

Fig. 8(a)를 보면 스티어링 휠의 진동레벨이 최대 5 dB까지 줄어든 것을 확인할 수 있다. 스티어링 휠의 엔진 회전수에 따른 진동상태를 확인하기 위하여 차수분석(order tracking analysis)을 수행하여 스티어링 휠 가속도의 엔진 회전수에 대한 2차 조화성분을 Fig. 9와 10에 나타내었다. 차수분석에는 Lms Cada-X 소프트웨어를 사용하였다

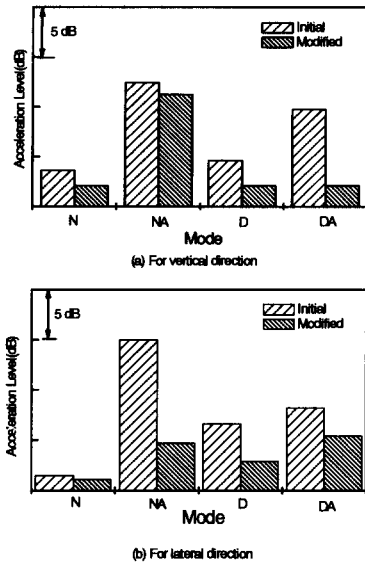


Fig. 7 Comparison of the acceleration level at the steering wheel

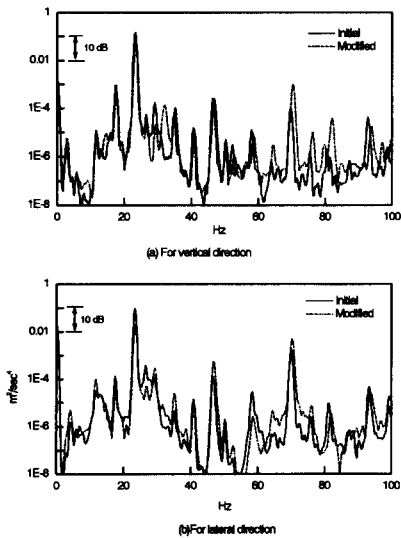


Fig. 8 Acceleration frequency spectrum of the steering wheel in the D mode

Fig.9와 10에서 보듯이 스티어링 휠의 공진주파수 상승에 따라 진동 응답이 피크를 이루는 위치가 높은 엔진 회전수 대역으로 이동하여 아이들

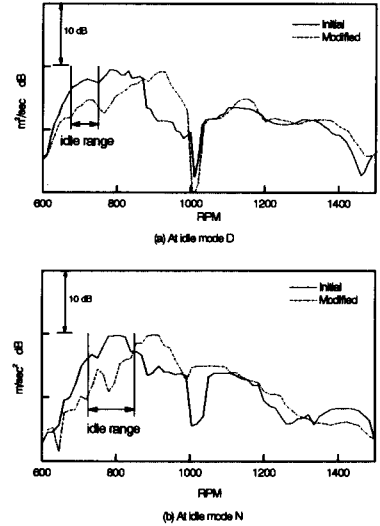


Fig. 9 Comparison of steering-wheel accelerations in vertical direction(2nd order component)

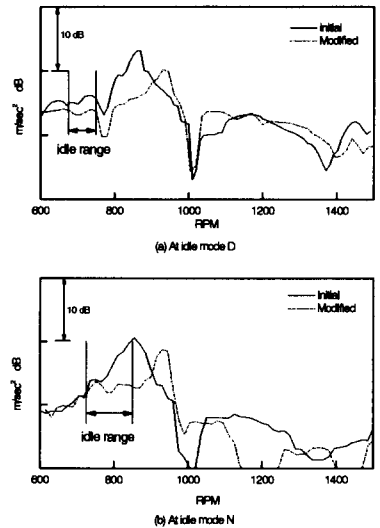


Fig. 10 Comparison of steering-wheel accelerations in lateral direction (2nd order component)

상태에서의 진동레벨이 전체적으로 감소하였음을 알 수 있다. 그리고 NA 모드에서 스티어링 휠 상하방향 진동 레벨의 감소 폭이 적었던 것은 NA 모드의 경우 평균 아이들 회전수가 850RPM(28.3 Hz)으로 Fig. 9(b)에 보듯이 공진 피크의 이동에도 불구하고 거의 동일한 레벨에 위치하고 있기 때문이다.

5. 결 론

시작차량 제작단계 이후의 차량개발단계에서 목표 설계 성능을 만족하지 못하는 스티어링 휠 구조물의 설계개선을 위해서는 효율적인 개선방법이 필요하다. 본 논문에서는 BIW에 장착한 스티어링 시스템과 부차부위를 포함하는 시험모드 해석을 수행하고 모드해석 수행결과를 이용한 설계 민감도 해석을 수행하여 설계개선안을 찾는 방법을 제시하였다. 제시된 방법으로 스티어링 컬럼의 공진주파수를 올리기 위한 설계개선안을 만들고 실차상태의 시험을 통하여 제시된 방법이 효과적임을 보였다. 또, 아이들 상태의 차량시험을 통하여 구조 보강된 스티어링 시스템이 최대 10 dB까지 스티어링 휠의 진동레벨을 감소시킴을 보여 수행된 방법이 유용함을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 1) H. Hata and H. Tanaka, "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake", SAE 870961, 1987.
- 2) 이지운, 박희범, 서진관, "설계 초기 단계에서의 IDLE 진동 저감에 관한 연구", MSC/NASTRAN Users Conference, pp. 181~187, 1997.
- 3) Hiroshi Sugita, Makoto Asai, "Experimental Analysis for the Steering Wheel Vibration Using Mechanical Impedance Methods", SAE 870971, 1987.
- 4) S. L. Chiang, "Using Experimental Modal Modeling Technique to investigate Steering Column Vibration and Idle Shake of a Passenger Car", SAE 850996, 1985.
- 5) J.H. Kim, S.G. Jung and K.S. Kim, "An Investigation of the Steering Wheel vibration and its reduction in Passenger Cars", SAE852267, 1985.
- 6) W. Heylen, S. Lammens and Paul Sas, *Modal Analysis Theory and Testing*, Katholieke Universiteit Leuven, 1995.
- 7) E.J. Haug, K.K. Choi and V. Komkov, *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*, Academic Press, 1986.
- 8) R. M. Lin and M. K. Lim, "Derivation of Structural Design Sensitivities from Vibration Test Data", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 201, No. 5, pp. 613~631, 1997.
- 9) Lms International, *Cada-X user's manual: Modal design*, 1997.