

<논 문>

## 주파수응답함수 결합법을 이용한 승용차 핸들지지 T 빔의 진동저감 재설계

Redesign of Steering Wheel Support T-beam Structure to Reduce Its  
Vibration Using Frequency Response Function Synthesis Technique

변 성 준\* · 박 남 규\*\* · 박 윤 식\*\*\*

Sung-joon Byun, Nam-gyu Park and Youn-sik Park

(2001년 5월 21일 접수 : 2001년 7월 11일 심사완료)

**Key Words:** Structural Dynamic Modification(동특성 변경법), Frequency Response Function Synthesis(주파수응답함수 결합법), Redesign(재설계)

### ABSTRACT

The purpose of this paper is to reduce the level of idling vibration on a steering wheel. In some cases, vibration on steering wheel is amplified due to the resonance between the first natural frequency of T-beam and engine idling speed. Using SDM(structural dynamic modification) technique, T-beam is redesigned to reduce its vibration. This paper used FRF(frequency response function) synthesis technique which is entirely dependent on experiment. But this method requires lots of test efforts to enhance its reliability of design. While combining this method with an analytic method, the experimental burden, the major drawback of FRF synthesis method, can be considerably relieved. Using analytic sensitivity analysis, some effective modification regions are preliminarily chosen as candidate positions where SDM can be applied to modify T-beam's dynamic characteristics.

### 1. 서 론

#### 기 호 설 명

$H(\omega)$  : 주파수 응답행렬  
 $f$  : 모드 힘 벡터  
 $D(\omega)$  : 동강성행렬  
 $d$  : 설계변수벡터  
 $det(\bullet)$  : 행렬식

\* 한국과학기술원 기계공학과  
\*\* 한국과학기술원 기계공학과  
\*\*\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과  
E-mail : yspark@sorak.kaist.ac.kr  
Tel : (042) 869-3020, Fax : (042) 869-8220

제품에 대한 기술개발의 하나로 고유진동수, 변형 모드 등의 동적 특성을 변경하는 동특성 변경기술에 대한 많은 연구가 발표되고 있다. 물론 재설계 기술도 이와 유사한 것이나 재설계 기술은 원형 구조물에 대한 정확한 수학적 모델이 주어지는 경우 매우 유용하다. 수학적 모델이 주어지는 경우, 민감도 해석기법은 재설계를 위한 필수적인 도구일 뿐 아니라 효과적인 구조변경의 위치와 구조변경의 종류를 선정할 수도 있다.<sup>(1,2)</sup> 그러나 실제에 있어서는 정확한 수학적 모델을 확보하지 못하는 경우가 대부분이므로 이때에는 실물로부터 측정된 주파수 응답함수를 기본으로 구조변경기술을 적용할 필요가 있다.<sup>(3,4)</sup>

실험적인 결과를 바탕으로 재설계 할 수 있는 방법은 기저 구조물(base structure)과 부가 구조물간의

주파수 응답함수의 합성에 대한 연구를 바탕으로 하였으며, 이론전개의 핵심은 두 구조물의 결합으로 인한 변위와 힘에 관한 조건에서 출발한다.<sup>(5,6)</sup> 이 방법은 수치모델이 필요 없고 모드 자름 오차(modal truncation error)가 없다는 장점이 있지만 여러 위치에서의 주파수 응답함수 행렬을 구해야되므로 많은 실험적 노력이 요구된다. Simpson<sup>(7)</sup>은 두 구조물의 모드합성을 통해 설계변수에 대한 민감도를 구하였고 Tsuei<sup>(8)</sup>는 주파수 응답함수를 직접 이용하여 결합된 구조물의 고유치 해석을 수행하였다. 이를 기반으로 박용화<sup>(6)</sup>는 구조물에 보강재를 사용한 구조변경을 하였다.

본 연구에서는 실험적 방법과 해석적 방법을 병행하여 디젤 승용차의 공회전(idling) 시 발생하는 핸들의 심한 떨림을 방지하기 위한 재설계 방법에 관하여 연구하였다. 핸들의 과도한 진동은 정차대기 중 운전자에게 불쾌감과 피곤함을 유발한다. 본 연구는 대상 차량의 핸들 떨림의 원인을 분석하고 주파수 응답함수 결합법을 이용하여 진동을 저감하는 설계구현에 목적이 있다.

## 2. 배경이론

### 2.1 주파수 응답함수 결합법

본 절에서는 실험적 방법에 기반을 둔 주파수 응답함수 결합법을 이용한 최적 구조 변경법을 연구하고자 한다. Fig. 1과 같은 구조 변경 대상물과 덧붙여지는 부가 구조물의 각 위치의 자유도별 주파수 응답함수의 행렬( $H_p$ )로 구성된 운동방정식은 다음 식 (1)과 같이 쓸 수 있다.

$$H_p(\omega)f_p = x_p \quad (1)$$

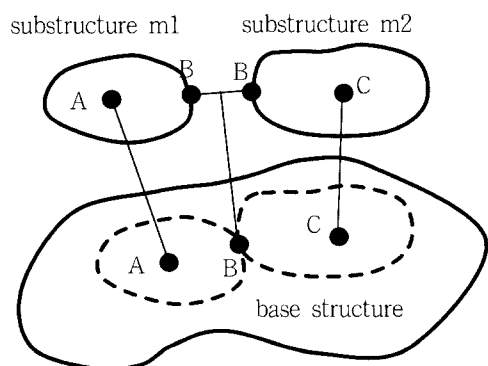


Fig. 1 Schema of combined structures

여기서  $H_p$ 는 각 접촉점에서의 구조변경 대상 구조물과 부가 구조물의 주파수 응답함수 행렬이 되어 식 (2)와 같이 구성된다.

$$H_p = \begin{bmatrix} H_{AA}^b & H_{AB}^b & H_{AC}^b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ H_{BA}^b & H_{BB}^b & H_{BC}^b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ H_{CA}^b & H_{CB}^b & H_{CC}^b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & H_{AA}^{m1} & H_{AB}^{m1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & H_{BA}^{m1} & H_{BB}^{m1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_{BB}^{m2} & H_{BC}^{m2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_{CB}^{m2} & H_{CC}^{m2} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $f_p$ 는 접촉점에서의 내력이 되어 식 (3)과 같이 구성되며,

$$f_p = [f_A^b \ f_B^b \ f_C^b \ f_A^{m1} \ f_B^{m1} \ f_B^{m2} \ f_C^{m2}]^T \quad (3)$$

$x_p$ 는 접촉점에서의 자유도의 변위로 식 (4)와 같이 구성된다.

$$x_p = [x_A^b \ x_B^b \ x_C^b \ x_A^{m1} \ x_B^{m1} \ x_B^{m2} \ x_C^{m2}]^T \quad (4)$$

여기서 상첨자  $m1, m2$ 와  $b$ 는 각각 두 개의 부가 구조물과 구조변경 대상 구조물(base structure)을 나타내며  $A, B, C$ 는 접촉위치를 의미한다.

각 점에는 여러 개의 자유도가 존재하며 보강하는 부가 구조물과 대상 구조물간 접촉점의 자유도를 고려하여 다음 식 (5), (6)과 같은 기하학적 조건과 힘의 평형의 조건식을 표시할 수 있다.

$$x_A^b = x_A^{m1}, \quad x_B^b = x_B^{m1} = x_B^{m2}, \quad x_C^b = x_C^{m2} \quad (5)$$

$$f_A^b = -f_A^{m1}, \quad f_B^b + f_B^{m1} + f_B^{m2} = 0, \quad f_C^b = -f_C^{m2} \quad (6)$$

조건식 (5)와 (6)은  $x_p, f_p$ 의 모든 요소는 독립적이지 않음을 의미한다. 변위와 힘 벡터에서 독립적인 요소로만 이루어진 집합을  $x_s, f_s$ 로 정의하면 다음 식 (7)과 (8)로 쓸 수 있다.

$$x_s = [x_A^{m1} \ x_B^{m1} \ x_C^{m1}]^T \quad (7)$$

$$f_s = [f_A^{m1} \ f_B^{m1} \ f_C^{m1}]^T \quad (8)$$

종속 요소를 가진  $x_p$ 와  $f_p$ 는 독립적인 요소로만 이루어진  $x_s$ 와  $f_s$ 와 다음 식 (9)와 같은 관계를 갖는다.

$$Ux_s = x_p, \quad Qf_s = f_p \quad (9)$$

이를 이용하여 관계식 (9)를 식 (1)에 대입하고  $Q^T$ 를 곱하면 다음의 진동 방정식 (10)을 얻는다.

$$Q^T H_p(\omega) Q f_s = H f_s = 0 \quad (10)$$

여기서  $H$ 는 다음 식 (11)과 같고

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} H_{AA}^b(\omega) & H_{AB}^b(\omega) & H_{AB}^b(\omega) & H_{BB}^b(\omega) \\ H_{BA}^b(\omega) & H_{BB}^b(\omega) & H_{BB}^b(\omega) & H_{BC}^b(\omega) \\ H_{BA}^b(\omega) & H_{BB}^b(\omega) & H_{BB}^b(\omega) & H_{BC}^b(\omega) \\ H_{CA}^b(\omega) & H_{CB}^b(\omega) & H_{CB}^b(\omega) & H_{CC}^b(\omega) \end{bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} H_{AA}^m(\omega) & H_{AB}^m(\omega) & 0 & 0 \\ H_{BA}^m(\omega) & H_{BB}^m(\omega) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{BB}^{m2}(\omega) & H_{BC}^{m2}(\omega) \\ 0 & 0 & H_{CB}^{m2}(\omega) & H_{CC}^{m2}(\omega) \end{bmatrix} \quad (11) \\ & = (H^b(\omega) + H^m(\omega)) \end{aligned}$$

주파수 응답 행렬 ( $H(\omega)$ )은 대상 구조물과 부가 구조물의 주파수 응답행렬의 합으로 이루어지며 이는 실험으로 측정될 수 있는 양이다. 따라서 이론적 모델이 필요 없는 독립적인 자유도로 구성되는 모드 힘 방정식(modal force equation)을 얻을 수 있다.<sup>(7,8)</sup> 디자인 변수가 여러 개인 경우 부가구조물에 의해 더해지는  $H^m$ 은 블록 대각 행렬(block diagonalized matrix)로 더해짐을 알 수 있다.

부가 구조물의 디자인 변수로 디자인 비례 요소를 사용하면 매우 간단하게 정식화 할 수 있으며,<sup>(9)</sup> 이러한 성질을 이용하면 부가 구조물의 동강성 행렬은 비례요소에 대하여 직접적으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$D^m(\omega, d) = K^m(d) + i\omega C^m(d) - \omega^2 M^m(d) = d D_0^m(\omega) \quad (12)$$

이를 주파수 응답 행렬로 나타내면,

$$H^m(\omega, d) = [D^m(\omega, d)]^{-1} = \frac{1}{d} H_0^m(\omega) \quad (13)$$

따라서 모드 힘 방정식은

$$\left[ H^b + \text{diag}\left(\frac{1}{d_1} H_0^{m1}(\omega), \dots, \frac{1}{d_N} H_0^{mN}(\omega)\right) \right] f = 0 \quad (14)$$

여기서  $d$ 는 디자인 변수 벡터  $[d_1, d_2, \dots, d_N]^T$ 를 나타낸다. 부가구조물의 첨가로 인한 변경된 구조계의 고유진동수는 다음 행렬식(determinant)을 만족하는 해로부터 구할 수 있다.

$$\text{Det}(H(\omega)) = 0 \quad (15)$$

### 3. 실험용 승용차 핸들의 진동분석

#### 3.1 T빔(T-beam)의 구조와 진동원인

자동차의 핸들은 차동 기어와 연결되어 있으며 그 가운데에는 두 개의 유니버설 조인트(universal joint)로 체결되어 있다(Fig. 2 참조). 핸들은 그 자체로 지지되지 못하므로 차량의 계기판(dash board) 안쪽에 있는 T빔(Fig. 3)과 볼트체결 되어 있고, 또한 이 T빔의 양쪽 끝단은 차체와 볼트로 체결되어 있다. 따라서 핸들의 떨림의 원인을 차동 기어로부터 진동이 전달되는 경우와 차체와 연결되어 있는 T빔으로 부터 전달되는 경우로 생각할 수 있다.

실험에 사용된 자동차는 전자제어장치(ECU)를 이용하여 공회전 시 800 rpm으로 유지될 수 있도록 설계된 차량이다. 가속도계를 차량의 차체에 설치하여 가속도 신호를 분석하여, Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 4에서 보면 가진력의 기본주파수는

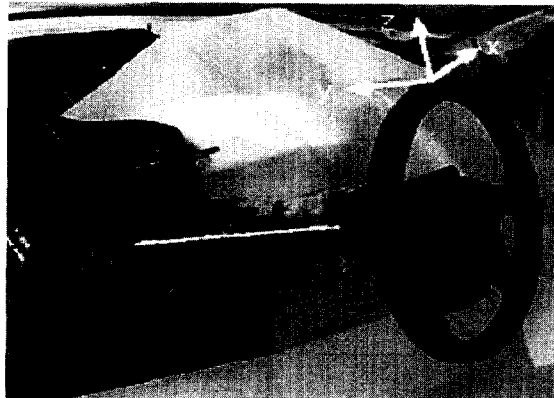


Fig. 2 Driving wheel of experimental vehicle



Fig. 3 T-beam structure

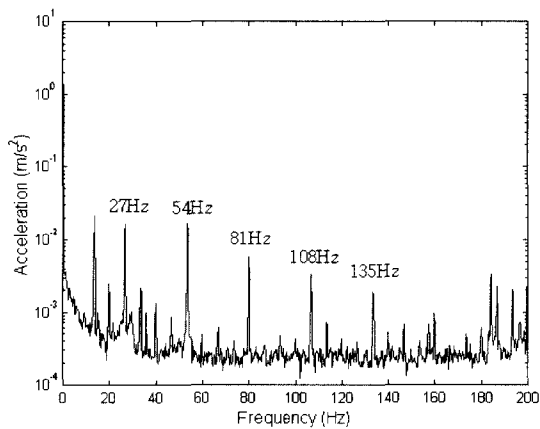


Fig. 4 Acceleration spectrum during idling

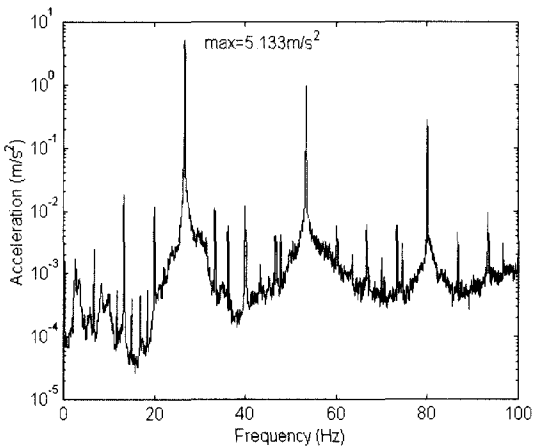


Fig. 5 y directional acceleration on driving wheel which is coupled to T-beam

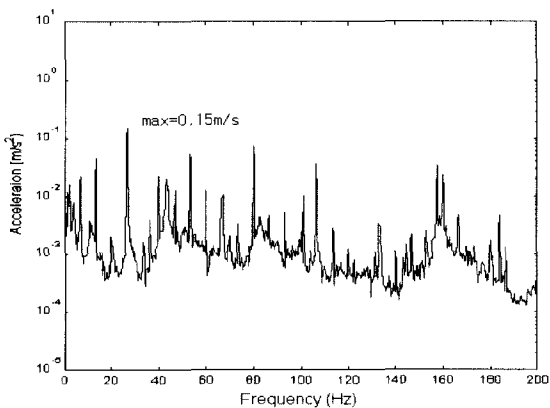


Fig. 6 y directional acceleration on driving wheel which is decoupled to T-beam

27 Hz라는 것을 알 수 있다. 한편 4행정 기관에서의 800 rpm의 공회전 주기는 27 Hz이므로 가진력의 주 성분은 공회전으로부터 유발된 것을 알 수 있고 Fig. 2의 y, z 방향 핸들의 진동은 Fig. 5와 같이 27 Hz에서 5.13 m/s<sup>2</sup>로 측정되었다. 진동은 y 방향이 상대적으로 크며 200 Hz이내에서 가장 지배적인 영역은 가진 주파수인 27 Hz가 됨을 알 수 있다.

한편, 핸들과 T빔이 분리된 상태에서 핸들의 진동을 측정된 결과는 Fig. 6과 같이 27 Hz에서 y, z 방향으로 0.15 m/s<sup>2</sup>로 측정되었으며 핸들과 T빔을 연결한 후 진동은 앞 실험 결과에서 본 바와 같이 27 Hz에서 5.13 m/s<sup>2</sup>이었다. 핸들이 T빔에 연결되기 전과 연결후의 진동 레벨은 이 결과만으로도 명백히 체결후의 진동이 크다는 사실을 알 수 있다. 가속도 스펙트럼을 200 Hz까지 적분한 값을 비교하였을 때에도 핸들을 T빔에 체결한 후의 값이 체결전의 값에 비해 대략 10배 정도가 큰 결과를 얻을 수 있었다. 이런 결과들을 바탕으로 핸들 떨림의 주 원인은 T빔의 체결로부터 발생한다고 볼 수 있다.

### 3.2 T빔의 진동특성

이 실험은 앞 절에서 분석한 결과를 바탕으로, 핸들 진동의 원인이 T빔과의 체결에 의한 것임을 가정하고 이를 개선하기 위한 선행 작업으로 T빔의 동특성을 파악하기 위한 실험이다. 실험은 충격망치와 가속도계를 사용하여 T빔이 차체와 분리되어 있는 경우와 차체와 체결되어 있는 두 가지 조건에 대하여 고찰하였다.

차량에서 분리된 상태에서 T빔의 주파수 응답함수를 분석한 결과는 Fig. 7과 같이 첫 번째 고유진동수는 34 Hz, 두 번째 고유진동수는 57 Hz로 나타났다. 위와 같은 특성의 T빔을 차량에 체결한 후 주파수 응답함수 측정결과는 Fig. 8과 같이 첫 번째 고유진동수는 27 Hz, 두 번째 고유진동수는 36 Hz를 얻었다. 이러한 결과는 T빔이 차량에 체결되면서 T빔의 경계조건이 변화하고 T빔에 핸들이 부착되고, 핸들부위가 집중질량(10 kg)으로 작용하여 고유진동수가 떨어졌기 때문으로 생각할 수 있다.

T빔이 차체에 결합된 상태에서의 모드형상은 Fig. 9와 같다. 측정된 첫 번째 모드형상은 핸들이 연결된 부위에서의 빔의 움직임이 z 방향보다 y 방향으로의 움직임이 크다. 이런 결과로부터 y 방향의 핸들 진동

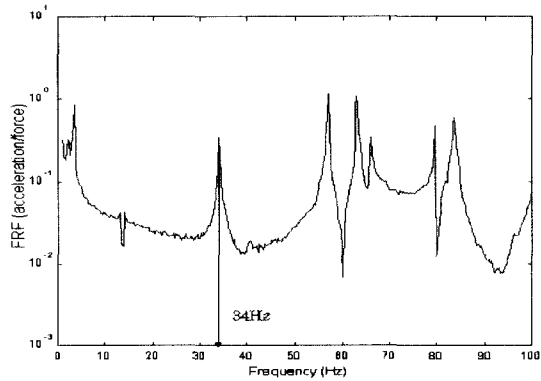


Fig. 7 A frequency response function of the T-beam with free-free boundary condition

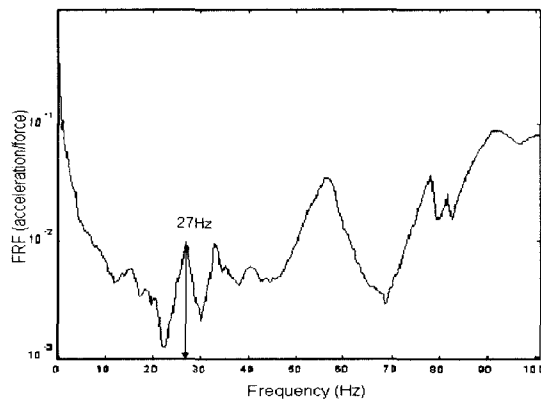


Fig. 8 A frequency response function of the T-beam coupled to vehicle body

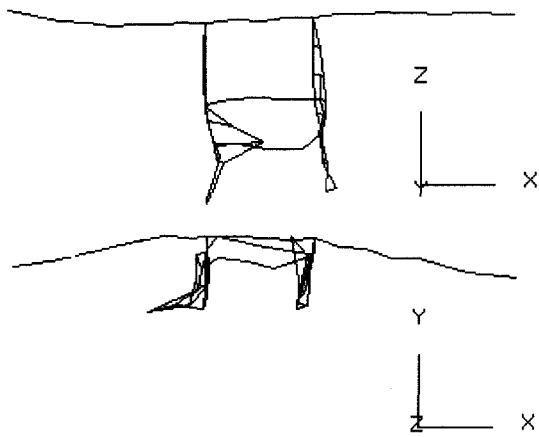


Fig. 9 First mode of the T-beam coupled to vehicle body

이 z방향에 비해 큰 현상을 이해할 수 있다. 또 첫 번째 고유진동수는 엔진의 회전수인 27 Hz와 일치한다는 사실을 고려할 때 핸들의 진동 원인이 엔진 회전수와 T빔과의 공진에 의한 것임을 알 수 있다.

지금까지 고찰한 바와 같이 실험용 자동차의 공회전 시의 진동은 27 Hz의 주기적 신호를 발생하며 이 진동은 손을 통하여 느끼게 된다. 이때 손을 통하여 느끼는 진동은 가속도의 주파수에 따라서 가중치가 다르다.<sup>(10)</sup> 각 주파수별의 가중치와 실험으로 측정된 가속도 크기를 바탕으로 판단 할 때, 공회전에 의한 핸들의 진동으로부터 인간이 느끼는 가장 큰 진동의 성분은 27 Hz를 중심으로한 대역에서의 진동임을 알 수 있고, 이러한 대역을 벗어나도록 T빔을 재설계할 필요성이 제기된다.

#### 4. 동특성 변경에 의한 진동저감 설계

가진 주파수와 공진을 피하기 위한 T빔의 고유진동수를 변경하는 것을 시도하였다. 즉 T빔의 강성 증가를 위하여 T빔의 첫 번째 고유진동수를 증가시키는 방향으로 설계변경안을 검토하였다.

앞에서 살펴본 주파수 응답함수 결합법은 구조물에 대한 수치적 모델이 필요 없다는 것이 장점으로 실험에서 측정된 주파수 응답함수만을 이용하여 변경 후 동특성을 예상할 수 있으나 실험량이 많다는 단점이

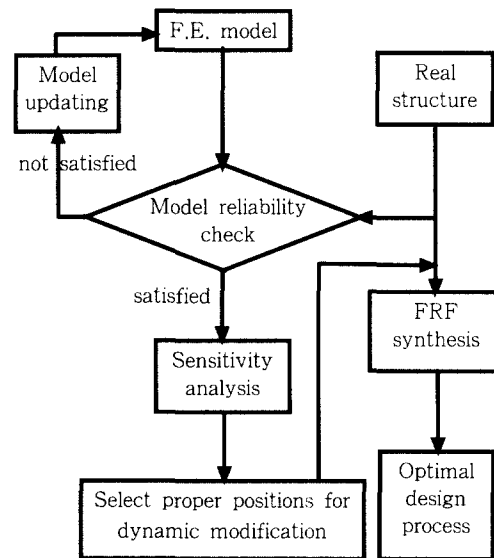


Fig. 10 Structural dynamic modification chart

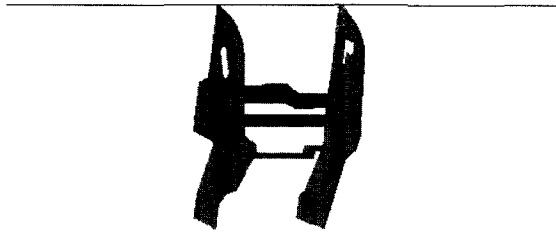


Fig. 11 F.E. model of T beam

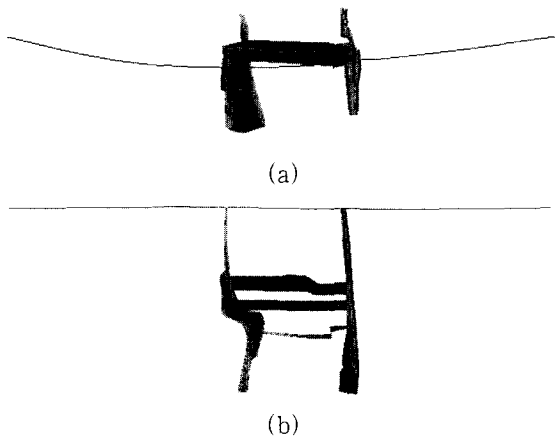


Fig. 12 First mode of the F.E. model(31.9Hz)  
(a)Top view, (b)Front view

있고, 부가구조물에 대한 실험 정보도 확보해야하는 어려움이 있다. 따라서 설계목적인 고유진동수 증가를 위한 방법으로 실험적 방법과 해석적 방법을 부분적으로 병행하여 설계하고자 한다. 이에 대한 설계방법은 Fig. 10의 순서도를 따른다.

관심 주파수에서 실제 구조물과 유사한 동특성을 가진 모델이 필요하므로 T빔이 차량에 체결된 상태에서의 유한 요소 모델을 수립하였다(Fig. 11). 이때 유한요소모델의 첫 번째와 두 번째의 고유진동수는 31.9 Hz, 41.9 Hz이다. 또 각 모드(Fig. 12)의 실험 모드와의 MAC(mode assurance criterion) 값은 각각 0.90와 0.78이다.

다음으로 유한요소 모델을 이용하여 T빔에 부가구조물로 보강할 경우 첫 번째 고유진동수를 가장 민감하게 증가시키는 영역을 찾는 과정이 요구된다. 보강재로 사용될 부가구조물의 규격은 가로, 세로 10 mm 길이 100 mm인 빔을 사용하였다. 해석적으로 차체와 T빔을 연결할 경우 T빔의 파이프부분과의 연결이 고유진동수의 변화에 더 민감하게 작용하며 현

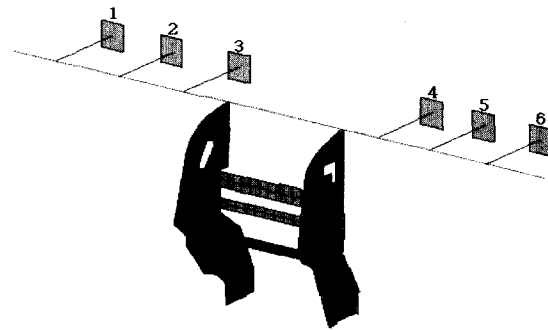


Fig. 13 Candidate positions for modification

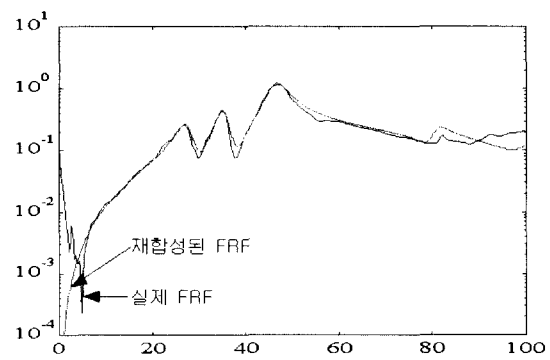


Fig. 14 An experimentally measured FRF and its synthesized FRF

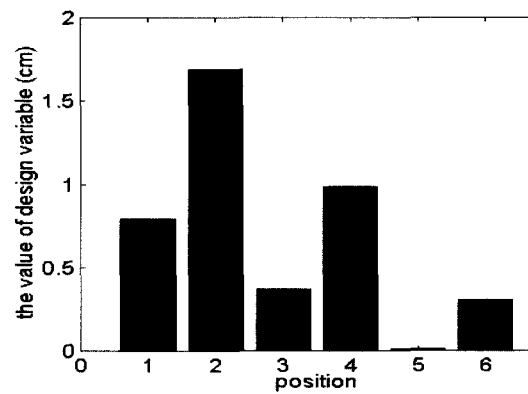


Fig. 15 Optimized design parameters

실적 구조변경이 가능하다. 또한 실제 차량의 경우 T빔의 가운데 부분은 차량의 공조 덕트장치가 설치되는 부분으로 이 부분과 차체와의 연결은 어렵다. 이와 같은 이유로 모든 점이 구조 변경 대상이 될 수 없고, 파이프 부분을 기저구조물로 하여 보강재를 차체와 연결하는 구조변경 시의 가능한 후보 지역을

Fig. 13과 같이 민감도 해석을 통해 선정하였다.

실제 구조물에 대하여 주파수응답함수 결합법을 적용 시는 측정된 신호의 잡음(noise)으로 인해 행렬식 탐색(determinant search)이 어렵게 된다. 이를 해결하기 위해 실험적으로 측정된 10개의 저차 복소 모드(complex mode)를 이용해 주파수응답함수를 생성하였다. 이때 실험에서 측정된 주파수 응답 함수와 비교하면 Fig. 14와 같다.

이렇게 구한 주파수응답함수로부터 주파수응답함수 결합법을 이용한 최적설계를 하면 T빔의 변경 후보 영역 6곳 중 구조물의 첫 번째 고유진동수에 가장 민감한 위치를 순차적으로 찾을 수 있다. T빔과의 결합 시 사용할 보강재로 단면의 넓이를 비례요소로 사용할 수 있는 빔모델을 사용하였다. 최적화 문제는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{maximize } \omega_1(\mathbf{d}) \\ & \text{subject to} \\ & \sum_{j=1}^6 m_j = L\rho H \sum_{j=1}^6 d_j \leq M_{\max} \\ & 0 \leq d_j \leq d_{\max} \quad \text{for } j=1, 2, \dots, 6 \end{aligned} \quad (16)$$

단  $L$ ,  $\rho$ ,  $H$ 는 T빔과 차체를 연결하는 보강재의 길이, 밀도, 단면의 높이이며  $d_j$ 는 설계변수로  $j$ 번째 빔의 넓이이다. 제한 조건은 보강재 6개의 무게의 합이 0.5 kg을 넘지 않도록 하였다. 최적 설계 결과는 Fig. 15와 같이 2, 4번 위치에 해당하는 보강재의 설계변화량이 가장 많고 이때의 첫번째 고유진동수는 33.3 Hz로 수렴하였다. 이 결과로부터 실제 차량에서 차체와 연결하여 보강할 위치를 2, 4번 위치로 하였다.

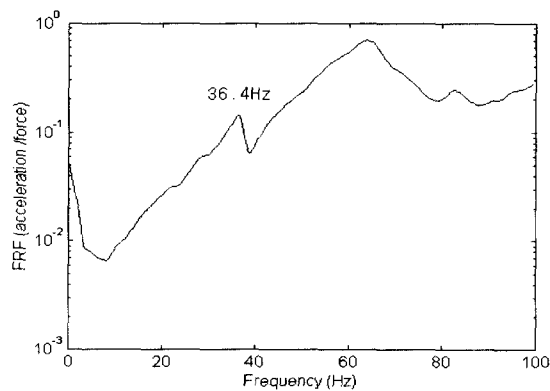


Fig. 16 Measured FRF after modification

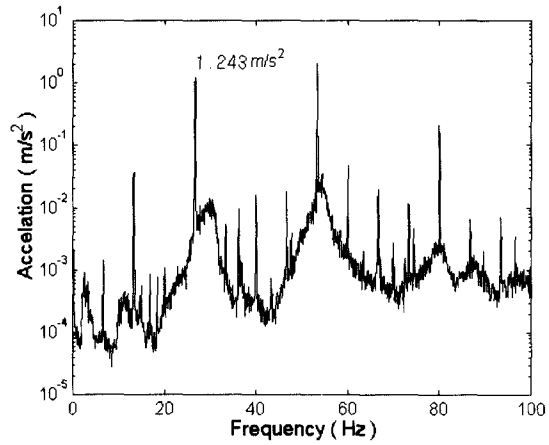


Fig. 17 Acceleration spectrum after modification

앞에서 구조 변경 위치로 선정된 2, 4번 위치에 대하여 실제 보강재를 이용하여 차체와 용접한 후 그 결과를 보았다.

두 위치에서 용접한 후 T빔의 주파수 응답함수를 측정된 결과 Fig. 16과 같이 첫 번째 고유진동수가 36.4 Hz로 이동한 것을 알 수 있다. 또한 27 Hz에서의 가속도 역시 Fig. 7의 5.133 m/s<sup>2</sup>에서 Fig. 17의 1.24 m/s<sup>2</sup>로 감소하였다.

또, 구조 변경 후 가속도의 54 Hz 성분은 구조변경 전과 큰 차이를 나타내지 않았다. 이것은 첫 번째 고유진동수만을 설계 목적으로 한 결과이다.

## 5. 결론

본 연구의 실험 대상인 디젤 승용차는 공회전 시 타 차량에 비하여 핸들의 진동이 심하다. 따라서 본 논문은 그 원인을 분석하고 진동을 저감하기 위한 설계방안을 제시하고자 하였다.

진동의 원인은 실험적인 결과를 분석하여 T빔의 고유진동수와 엔진회전수의 공진에 의한 것임을 밝혔으며, 구조변경법을 도입하여 T빔의 설계방안을 모색하였다. 즉, 차량의 T빔에서 측정된 주파수응답함수를 이용하여 구조변경 하는 방법을 고려했다. 그러나 구조 변경 영역이 넓을 경우 실험수행의 어려움이 존재하며, 본 연구에서는 이러한 점을 보완하기 위하여 해석적 방법으로 유한요소를 이용한 민감도 해석을 병행하였다. 해석적인 방법으로 구조 변경할 영역을 소규모로 지역화 할 수 있었고 그 후보 영역에 대

하여 실험적 방법을 이용한 최적 구조변경 지역을 선정할 수 있었다.

측정된 주파수응답함수를 이용한 설계 결과를 바탕으로 구조 변경 영역에 대해 보강재를 이용하여 T빔을 보강하였다. 이로써 첫 번째 고유진동수가 27 Hz에서 36.4 Hz로 변경되었으며 공회전 시의 진동은  $5.13 \text{ m/s}^2$ 에서  $1.24 \text{ m/s}^2$ 로 감소하였다.

### 후 기

이 연구는 과학기술부(2000-N-NL-01-C-193)의 지원으로 이루어 졌으며 저자들은 관계자 여러분께 감사함을 드립니다.

### 참 고 문 헌

- (1) Rogers L.C., 1970, "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Vol. 8(5), pp. 943~944.
- (2) Belle H.V., 1982, "Higher Order Sensitivities in Structure", AIAA Vol. 20(2), pp. 286~288.
- (3) 황우석, 이두호, 2000, "전달함수를 이용한 차질 소음의 부분구조 해석", 한국소음진동공학회지, 제 10 권, 제 3 호, pp. 480~485.
- (4) 김재철, 유원희, "주파수 응답 함수를 이용한 철도차량 실내소음 기여도 분석 및 분포도 측정", 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 5 호, pp. 949~954.
- (5) Gordis J.H. and Flannelly W.G., 1991, "A General Theory for Frequency Domain Structural Synthesis," J. Sound and Vibration, Vol. 150, pp. 139~158.
- (6) 박용화, 1999, "주파수 응답함수 결합을 이용한 최적구조 변경법 및 응용", 한국과학기술원 박사학위논문.
- (7) Simpson A., 1973, "Eigenvalue and Vector Sensitivity in Kron's Method," J. Sound and Vibration, Vol. 31(1), pp. 73~87.
- (8) Yee, E.K.L. and Tsuei, Y.G., 1989, "Direct Component Modal Synthesis Technique for System Dynamic Analysis," AIAA, Vol. 27(8), pp. 1083~1088.
- (9) Wang B.P., 1987, "Structural Dynamic Optimization Using Reanalysis Technique," The Int. J. Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 2(1), pp. 50~58.
- (10) ISO 5349, 1986, "Mechanical Vibration Guidelines for the Measurement and the Assessment of Human Exposure to Hand Transmitted Vibration".