한국소음진동공학회지 제 9 권 제 4 호, pp. 703~713, 1999.

〈논 문〉

진동 특성을 고려한 승용차용 사이드 미러의 설계

Design of a Side Mirror for Passenger Vehicle Based on Vibration Characteristics

손 상 욱* · 손 권**

Sang-Uk Son and Kwon Son

(1998년 12월 29일 접수 ; 1999년 5월 17일 심사완료)

Key Words : Side Mirror(사이드 미러), Resonance Response(공진 응답), Three-Dimensional Solid Modeling(삼차원 솔리드 모델링), Modal Analysis(모달 해석), Frequency Analysis(주파수 해석)

ABSTRACT

A side mirror is an important safety tool with which the driver can observe objects out of sight. This paper presents an organized design technology for the side mirror of improved vibration characteristics. Resonance response to forced vibration is critical to observability through the mirror to be designed. This study aims at the reduction of vibration level by the modification of mirror structures and consequent effects are predicted by computer simulations. We used a three-dimensional solid modeling and the modal and frequency analysis: Pro/Engineer is used as a solid modeler; Pro/Mechanica for vibration analysis. The simulation results are compared with those obtained in experiments to check the validity by the three-dimensional modeling. The design technique of side mirror has been established and found to be effective in vibration analysis of redesigned parts.

1. 서 론

승용차의 개발 · 설계단계에서 사이드 미러와 같은 요소 부품의 설계 기법을 확보하는 것은 중요하다. 사이드 미러는 승용차의 앞문 외부에 장착되어 후방 물체를 식별하기 위해 사용되며 차량의 엔진에 의해 강제진동을 받게 된다. 강제진동에 의한 공진주파수에서 미러의 떨림은 커지게 되고 물체 식별이 어려워진다. 이러한 가진 응답은 미러 설계의 중요한 요소가 된다. 미러 구조물의 변경에 의해 가진 응답의 크기를 줄일 수 있으며 시뮬레이션으로 검증하는 과정이 필요하다.

구조물 변경에 따른 고유 진동수와 고유 모드 등의 동특성을 개선하기 위한 방법으로 재해석, 구조물 동특성 변경방법 등이 사용되고 있다[1]. 재해석 방법은 기존 모드 매개 변수를 사용하여 구조변경 후의 동특성을 예측하는 방법으로서 국부적인 소규모의 구조변경 효과를 예측한다. 구조물 동특성 변경법은 실험적 모드 해석 결과와 보강재의 민감도 해석을 기반으로 구조변경의 위치와 양을 역으로 산출하는 방법이다. 민감도 해석을 수행하면 설계변수에 대한 동특성의 변화율을 구할 수 있다[2].

기존의 동특성 개선을 위한 구조물 변경 방법은 넓은 분야에서 이루어져왔지만, 승용차의 사이드 미

* 정회원, 부산대학교 대학원 기계설계공학과
** 정회원, 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

러와 같은 요소 부품에 대한 연구는 미미하였다. 사이드 미러는 운전을 위해서 반드시 필요한 부품으로 내부 구조물은 여러 개의 부품이 조립되어 있고 각 부품은 복잡한 형태의 리브(rib)로 보강되어 있다. 보강된 리브의 영향을 규명하고 구조물을 변경하여 동특성을 확인하는 연구가 필요하다.

본 연구에서는 미러 구조물의 3차원 솔리드 모델링, 모달 해석과 주파수 해석을 수행하여 미러 구조물 변경에 따른 가진 응답을 시뮬레이션으로 검증하였고 개선된 모델의 응답을 확인하였다. 솔리드 모델링 생성을 위한 도구로서 PTC의 프로 엔지니어(Pro/Engineer, R18)를, 진동 해석을 위해 프로 미케니카(Pro/Mechanica, R18)를 사용하였다. 미러의 주요 가진원이 도어로부터 주어지는 것에만 국한하였으며, 주행 중의 노면으로부터의 충격이나 가진, 또는 공력 현상에 의한 외부 가진은 무시하였다.

2. 솔리드 모델링

2.1 사이드 미러의 기본 요소

본 연구의 진동 해석 대상인 사이드 미러는 접이식으로 여섯 개의 기본 요소인 베이스, 샤프트, 연결 스프링, 프레임, 엑츄에이터, 그리고 거울로 구성되어 있다. 거울과 엑츄에이터를 제거한 외형은 Fig. 1과 같다. 각 부품의 물성치는 제조업체로부터 제공받았으며 Table 1과 같다. 도면을 바탕으로 프로 엔지니어를 사용해서 각 요소의 솔리드 모델링을 완성하였다. 재료의 밀도를 완성된 모델에 적용해서 요소 모델의 질량을 구하였다. 질량의 관점에서 모델링 결과가 저울로 측정한 결과와 잘 일치하여 모델링이 제대로 수행되었음을 알 수 있다. 프레임에서

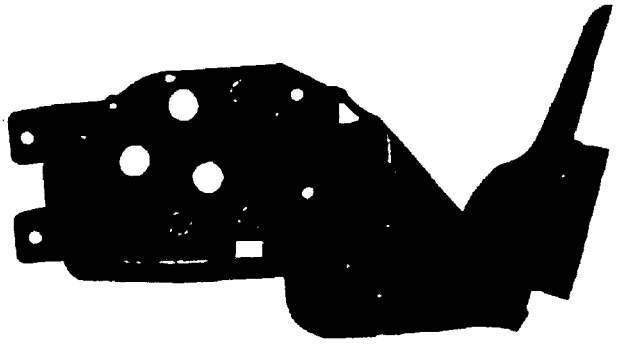


Fig. 1 Side mirror

0.89 %, 샤프트에서 0.35 %, 베이스 플레이트에서 2.26 %의 오차가 각각 발생하여 미소하였으나 연결 스프링에서 70 %의 큰 오차가 발생한 이유는 연결 스프링과 샤프트, 프레임의 접촉면에서 유한 요소 생성을 용이하게 하기 위해 스프링의 절단면을 수정했기 때문이다.

2.2 사이드 미러 요소의 솔리드 모델링

전동식 미러의 각 단품들에 대해서 솔리드 모델링을 수행한 후, 이를 이용하여 전체 조립체 모델을 완성하였다. 솔리드 모델은 3차원 형상을 제공하고 부피, 질량, 그리고 관성 모멘트와 같은 물리량을 구할 수 있다. 각 단품 중 곡면이 가장 많은 베이스 모델링에 전체 모델링 시간의 80 % 정도가 소요되었다. 연결 스프링은 프로 엔지니어에서 지원하는 헬리컬 스윕 모듈로 모델링 할 수 있으나 미케니카로 유한 요소 생성이 어렵기 때문에 회전 블랜드 모듈로 모델링하였다[3]. 조립체 모델은 각 단품 모델의 3차원 기하학적인 관계로부터 면과 축을 공유시

Table 1 Components of side mirror

Part	Density (kg/m³)	Young's Modulus (Pa)	Poisson Ratio	Mass (g)		
				Measurement	Modeling	Error (%)
Base	1.71×10^{3}	1.63×10^{10}	0.30	220.16	225.25	2.26
Shaft	6.60×10^{3}	7.58×10^{10}	0.33	113.40	113.86	0.35
Spring	1.47×10^{4}	2.06×10^{11}	0.35	27.62	47.00	70.17
Frame	1.71×10^{3}	1.63×10^{10}	0.33	144.26	142.99	0.89
Actuator	9.41×10^{2}	1.63×10^{10}	0.30	119.56	119.56	0.00
Mirror	3.37×10^{3}	6.00×10^{7}	0.23	112.60	112.03	0.01

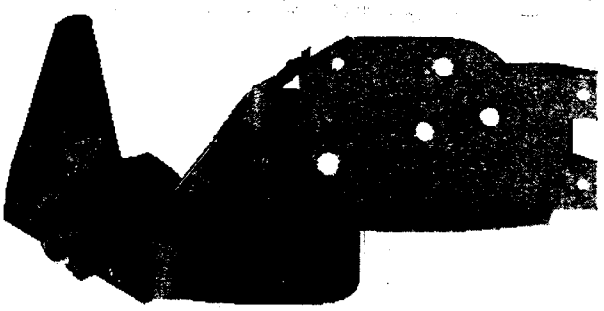


Fig. 2 Assembly modeling

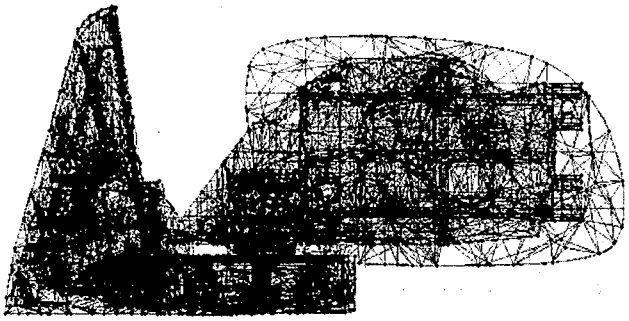


Fig. 3 Meshes generated for FEM

Table 2 Summary of mesh generation

	Edge	Face	Tetra	Elapse time (min)
Base	6002	8420	3617	130
Shaft	1054	1412	592	11
Spring	1794	2348	986	37
Frame	6578	9123	3897	80.9
Actuator	29	32	12	0.2
Mirror	807	1073	448	2.1
Assembly	17116	24110	10433	420

켜서 Fig. 2와 같이 생성하였다.

조립은 메이트(mate)와 얼라인(align) 옵션을 이용하였다[4]. 메이트 된 두 면은 노드를 공유하고 얼라인 된 두 파트는 축과 면의 방향이 나란하게 된다. 생성된 조립체 모델은 간섭평가를 수행하여 각 단품간의 간섭을 확인하고 이를 방지할 수 있도록 하였다. 조립체 모델의 유한 요소 생성은 Fig. 3과 같고 Auto GEM 모듈[5]을 이용하였다. 결과를 Table 2에 정리하였다. PC의 CPU는 펜티엄 MMX 233이고 RAM은 256 메가바이트였다.

3. 진동 실험

진동 실험은 레이저빔과 가진기를 이용하여 10 Hz에서 200 Hz의 가진 범위에서 수행하였다. 가진기 위에 지그를 부착시키고 베이스를 지그에 고정시킨 다음, 가속도계와 거울을 측정 부위에 부착하고 가진기를 정현파 1 G(제조업체 시험 표준)로 상하와 주행 방향으로 가진하였다. 가속도계를 이용하여 가진 응답의 크기를 측정하였고, 거울을 이용하여 반사된 레이저 상의 크기를 측정하였다. 실험 장비 구성은 Fig. 4와 같다. 가진기는 일본 EMIC사 제품으로 제원은 출력전력 6 KW, PWM 방식, 주파수 범위 5~2500 Hz, 그리고 치수는 631 W×1011 D×1912 H mm이다. 가속도 센서(PCB Piezotronics, Inc) 는 감도 2.86 pc/G, 공진 주파수 76.3 kHz이다.

3.1 진동원 규명 실험

전체 어셈블리 상태에서부터 거울, 엑츄에이터, 그리고 하우징 순서로 부품을 제거하면서 실험을 하였다. 실험 결과는 Fig. 5와 같으며 X축은 주파수를 나타내고 Y축은 가속도의 크기를 나타낸다. 이 그림에 의하면 부품을 제거함에 따라 최대 진동이 발생하는 진동수가 증가하였다. 이 결과를 Table 3에 정리하였다. 프레임에 엑츄에이터, 거울, 그리고 하우징이 나사로 체결되어 있는 결합 조건으로 볼 때 부가된 질량의 감소로 인해 첫 번째 고유 진동수가 47.21 Hz에서 126.52 Hz로, 두 번째 고유 진동수가 68.80 Hz에서 174.14 Hz로 증가한 것으로 보인다. Table 3에서 시뮬레이션은 실험조건과 유사하도록 단순화시킨 외팔보 모델에 부착된 부품을 제거하면

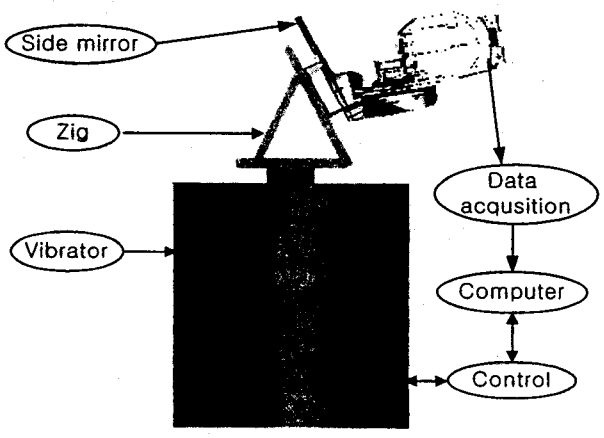
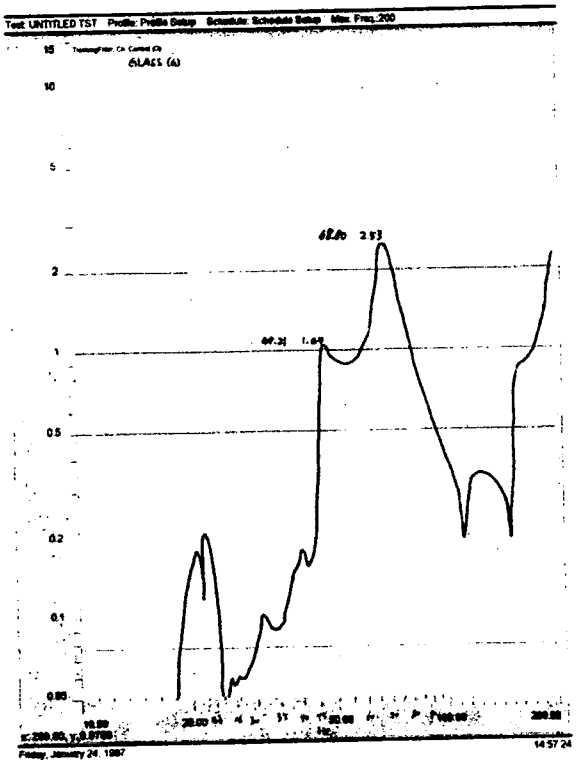
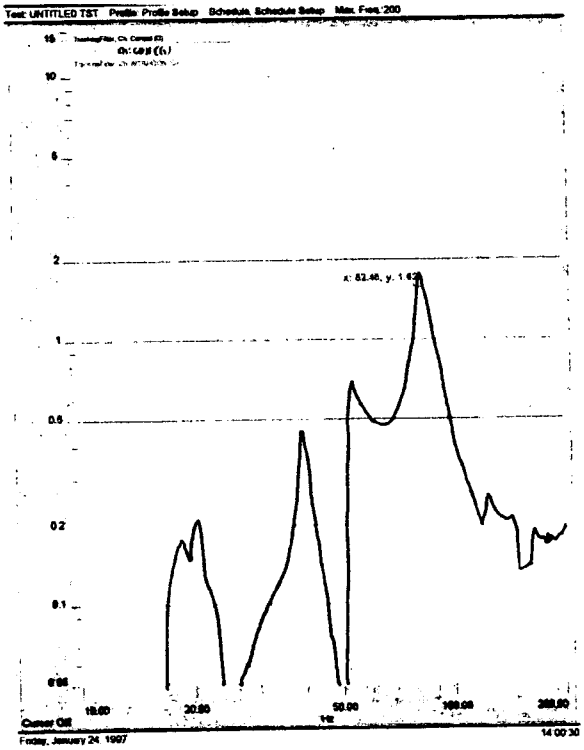


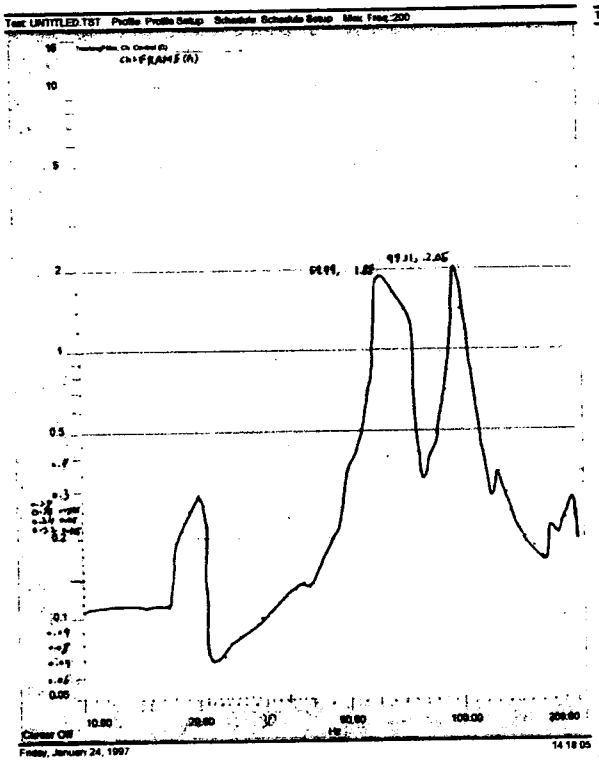
Fig. 4 Experimental setting



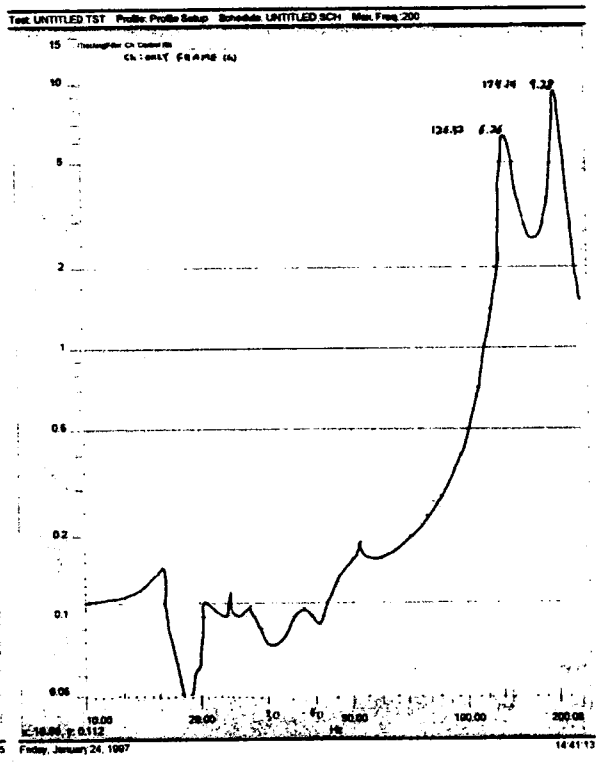
(a) Assembly



(b) Mirror removed



(c) A/T removed



(d) Housing removed

Fig 5 Experiment results

Table 3 Natural frequencies of experiment and simulation

	Condition	Natural frequencies (Hz)			
		Experiment		Simulation	
1	Assembly	47.21	68.80	39.86	171.20
2	Mirror removed	55.00	82.46	43.89	199.20
3	A/T removed	59.99	97.11	46.52	217.82
4	Housing removed	126.52	174.14	76.37	410.05

서 고유 진동수를 구한 것이다. 고유 진동수의 증가 경향이 실험결과와 유사함을 알 수 있다. 질량의 감소와 고유 진동수의 증가 경향으로부터 프레임은 지그에 부착된 외팔보 구조물로 판단된다.

3.2 프레임 진동 실험

프레임의 진동을 보다 자세하게 규명하기 위하여 가진 응답으로부터 고유 진동수에서 프레임의 진동 양상을 알아보는 실험을 하였다. 가속도계의 부착 위치는 Fig. 6과 같다. 동일한 프레임을 여러 모델의 차량에 장착할 수 있도록 프레임이 복잡하게 제작되었기 때문에 가속도계 부착 위치는 등간격을 유지하지 못하였다. 가진기의 진동수를 10 Hz부터 200 Hz까지 증가시키면서 가진하였다. 차량 주행 방향으로 가진했을 때 각 지점에서 발생한 가속도의 피크값을 주파수에 대해 나타내면 주행 방향으로의 고유 진동수를 알 수 있다. 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 실험 장비는 최대 3개 채널을 사용할 수 있기 때문에 동일한 가진 방향으로 실험을 여러 번 나누어서 실시하였다. 실험 2, 6, 7, 8은 가속도계를 프레임에 부착하고 지면으로부터 상하방향으로 가진한 것으로 고유 진동수와 가속도의 크기는 Fig. 7 (a)와 같다. 피크 값들이 특정한 주파수대에 집중되어 있으므로

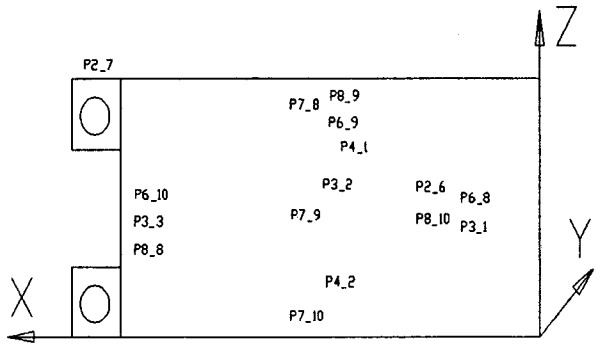
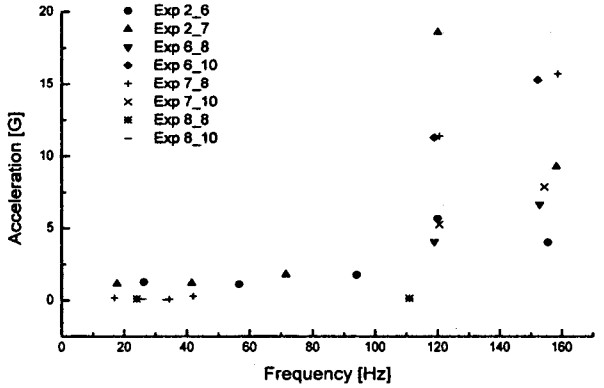
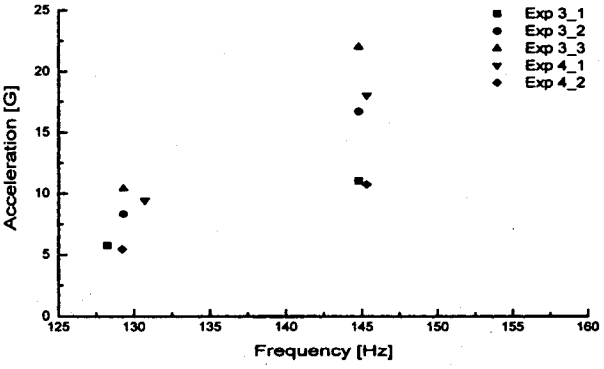


Fig. 6 Sensor positions on frame



(a) Vertical direction



(b) Horizontal direction

Fig. 7 Natural frequencies observed

주행 방향으로의 고유 진동수는 120 Hz, 150 Hz가 됨을 알 수 있다. 그리고 실험 3, 4는 차량의 주행방향으로 가진한 것으로 결과는 Fig. 7 (b)와 같고 상하 방향으로의 고유 진동수는 130 Hz, 145 Hz가 됨을 알 수 있다. 프레임을 주행 방향으로 가진 했을 때 상하 방향과 주행 방향에서 같은 주파수에서 피크가 발생하였다. 가속도계의 부착위치와 방향이 일정할 때 가진방향과 가진방향의 수직한 방향에서 동시에 피크가 발생하므로 비틀림 운동이 일어남을 알 수 있다.

4. 진동 해석

전동식 미러의 진동 해석 과정은 다음과 같다. 조립체 모델의 솔리드 모델링을 수행한 다음 모달 해석과 주파수 해석을 수행한다. 주파수 해석으로부터 진동 응답을 구한 다음, 모델을 변경하여 진동 응답을 구한다. 모델 변경에 따른 진동 응답으로부터 모델 변경의 효과를 알아본다. 이상의 과정을 Fig. 8에

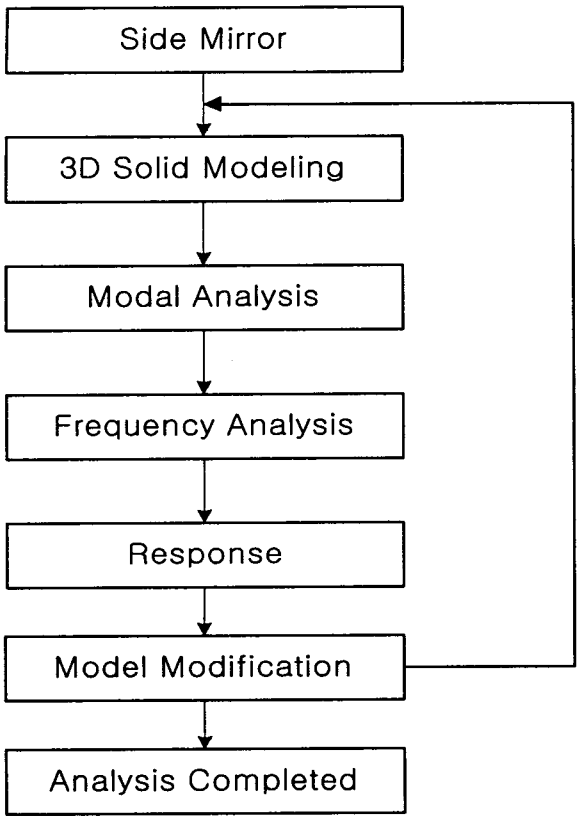


Fig. 8 Analysis procedure

나타내었다.

4.1 베이스 리브와 두께의 영향

실제 차량에 장착되는 베이스는 강성을 증가시키기 위하여 두께 1 mm 리브가 보강되어 제작되었다. 시뮬레이션으로 리브 제거 전, 리브 제거 후, 그리고 베이스 두께를 줄였을 때의 세 경우에 대한 가진 응답을 주파수 해석을 이용하여 구했으며 측정 위치는 Fig. 9에, 응답은 Fig. 10에 나타내었다[7]. 두께 감소는 리브가 보강되어 있는 면 전체를 대상으로 하였다. Fig. 10으로부터 두께를 줄인 모델의 응답 개형이 변경 전과 유사함을 알 수 있다. 베이스 두께를 2.7 mm에서 2.3 mm로 줄이면 질량은 210.58 g으로 약 7 % 감소하고 제작비 절감에도 도움이 된다.

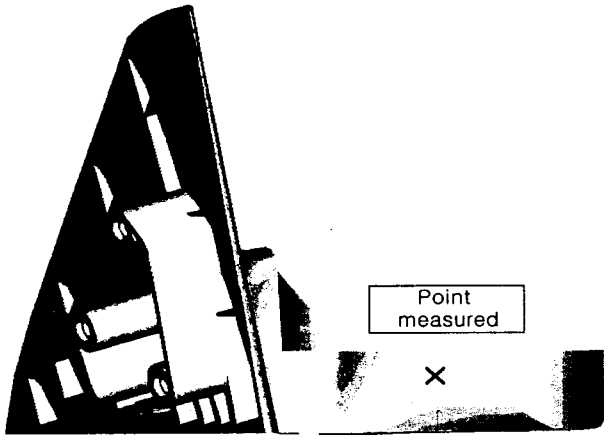


Fig. 9 Point measured

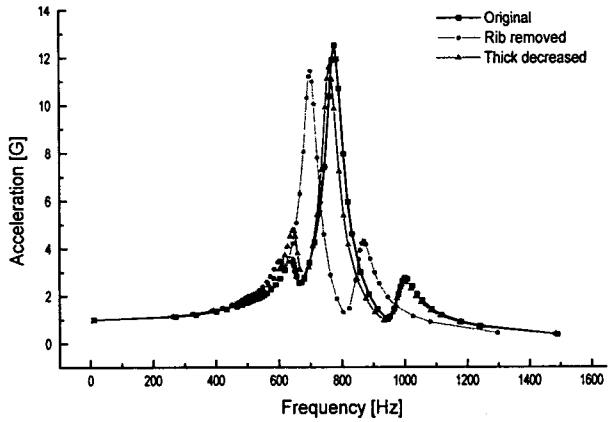


Fig. 10 Effects of base modification

따라서 두께를 2.3 mm로 줄여 진동특성을 그대로 유지하면서 제작 원가를 절감할 수 있는 베이스의 설계 조건을 구할 수 있다.

4.2 프레임 리브의 영향

사이드 미러의 진동을 줄이기 위해 기존 프레임은 리브가 보강되어 제작되었다. 본 연구에서는 각 리브가 고유 진동수에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 프레임과 일체형으로 부착된 가로 세 개와 세로 한 개 리브를 하나씩 제거하면서 모달과 주파수 해석을 수행하였다. 결과를 Table 4와 Fig. 11에 나타내었

Table 4 Natural frequencies of modified frames

Removal rib	Natural frequencies [Hz]			
	1st	2nd	3rd	4th
None	295.1	569.4	923.9	1217.7
1st horizontal rib	295.9	542.4	895.1	1164.8
2nd horizontal rib	264.5	507.4	887.0	1154.5
3rd horizontal rib	265.8	554.9	821.9	1176.5
Vertical rib	273.3	512.9	916.1	1211.6
All ribs	186.9	370.9	645.4	905.1

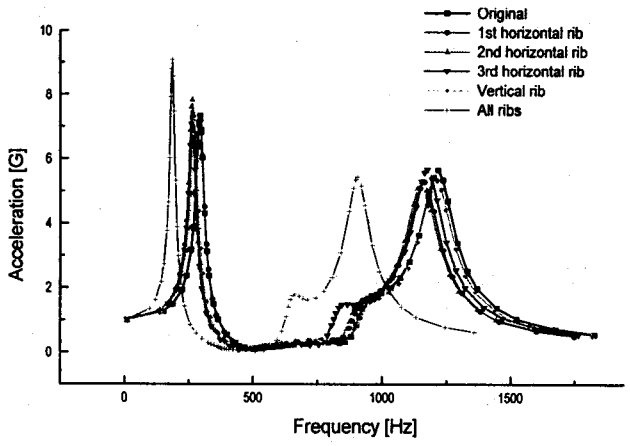


Fig. 11 Effects of frame modification

고 이 그림으로부터 리브가 보강되기 전과 후의 진동 응답의 차이는 뚜렷하지만 각 리브의 유무에 따른 진동 응답의 차이는 크지 않음을 알 수 있다. Table 4로부터 리브가 모두 부착되어 있는 경우가 네 가지 진동 모드 중에서 고유 진동수가 가장 크게 나타났다. 리브를 모두 제거한 경우 첫 번째 고유 진동수는 37% 정도 감소하고 응답은 25% 정도 증가하였다. 그리고 두 번째 고유 진동수가 30% 정도 감소하고 응답의 크기는 차이가 적었다.

리브의 보강에 의해 고유 진동수가 증가되며, 각각의 리브가 미치는 영향은 적은 것을 알 수 있다. 그러나 세로 리브를 제거하면, 조립체 모델에서 진동 특성을 나쁘게 하는 경향이 있다(5절 참조).

4.3 볼 베어링의 스프링 상수

볼 베어링은 프레임과 샤프트 사이에 위치하고 있다. 그리고 프레임과 베이스 플레이트를 연결하는 코일 스프링의 압축력을 정하중으로 받는다고 가정한다. 볼 베어링은 탄성체이므로 하중에 의해 변형이 일어나고 진동의 전달 경로가 된다. 실린더로 모델링한 볼베어링의 탄성계수를 구하기 위해 볼베어링의 스프링 상수를 계산하였다. 연결스프링의 스프링 상수가 7972.18 kg/m이고, 압축량이 6.68 mm이므로 정적하중은 53.25 kg이 된다. 세 개의 볼 베어링이 정하중을 균일하게 받는다고 가정하면 하나의 볼 베어링에 가해진 외력은 173.95 N이 된다.

볼베어링과 소켓의 접촉에 의해 발생하는 단면은 일반적으로 타원형이지만 양측의 형상이 각각 일정한 곡률 반경을 가지므로 접촉 후 발생하는 단면은 원이 된다. 탄성체의 접촉이론[8]으로부터 접촉에 의해 생긴 원의 지름은 다음의 식에 의해 계산된다.

Table 5 Values of design variables

Diameter of circle (a)	6.3054×10^{-4} m
Coefficient (K)	0.2399 m
Coefficient (γ)	1.6021×10^{-11} m^2/N
Deflection (Δr)	1.8065×10^{-5} m
Spring constant (k)	4.8146×10^{6} N/m

$$a = 0.721(FK\gamma)^{1/3} \tag{1}$$

계산에 사용되는 계수 K와 γ 는 다음과 같이 계산된다. 볼 베어링의 지름은 5.52 mm, 탄성계수는 205.8 Gpa, 프와송 비는 0.35이고, 샤프트는 각각 5.65 mm, 75.8 Gpa, 0.33이다.

$$K = \frac{D_b D_s}{D_s - D_b} \tag{2}$$

$$\gamma = \frac{1-\nu^2{}_b}{E_b} + \frac{1-\nu^2{}_s}{E_s} \tag{3}$$

단면의 지름을 이용하여 볼 베어링의 스프링 상수 k를 구할 수 있다. 접촉 후 압축이 양방향에서 일어나므로 전체 변형량은 $2\Delta r$이 되고 스프링 상수는 다음과 같다.

$$\Delta r = \frac{D_b}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_b}{2}\right)^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2} \tag{4}$$

$$k = \frac{F}{2\Delta r} \tag{5}$$

수식 (1)에서 (5)의 결과를 Table 5에 정리하였다.

4.4 연결 스프링의 영향

프레임의 고정은 코일 스프링의 압축력에 의해 구현되며 압축력의 증감에 따라 모델링의 조건이 구현된다. 연결 스프링의 스프링 상수의 증감에 따른 조립체 모델의 고유 진동수를 시뮬레이션으로 구해 Table 6에 정리하였다. 스프링 상수 k를 변화시키더라도 고유 진동수를 가진 범위 200 Hz 이상 증가시키는 것이 불가능하였다. 연결 스프링의 스프링 상수 계산식(9)으로부터 탄성 계수를 변경함으로써 스프링 상수를 각각 4k, k, 그리고 1/4k로 할 수가 있다. 탄성계수를 4배 크게 했을 경우 고유 진동수는 2 % 정도 증가하였고 1/4로 감소시킨 경우 고유

진동수의 변화는 거의 없었다.

5. 모델 개선

모델 변경으로 실험에서 진폭이 가장 크게 관측된 두 개의 고유 진동수와 응답의 크기에 영향을 주는 방법은 두 가지가 있다. 첫 번째 방법은 구조물을 감쇠가 큰 재질로 사용하는 것이다. 두 번째는 동일한 재질을 사용하는 구조물을 변경하여 고유 진동수와 응답을 변경시키는 방법이다. 본 연구의 연구 범위는 재질을 바꾸는 방법을 고려하지 않았으므로 두 번째 방법을 택하였다.

프레임의 리브를 하나씩 제거하면서 조립체 모델

Table 6 Natural frequencies for various modulus

Young's modulus (Pa)	Natural frequencies (Hz)	
	1st	2nd
8.23×10^{11}	118.5	140.3
2.06×10^{11}	115.5	136.9
5.15×10^{9}	115.1	136.1
Experiment	118.9	152.5

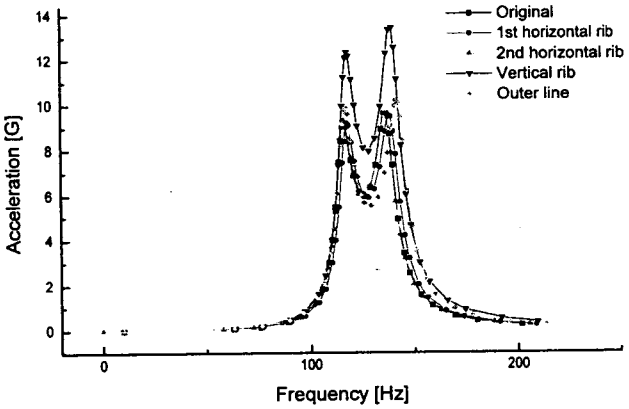


Fig. 12 Effects of frame modification

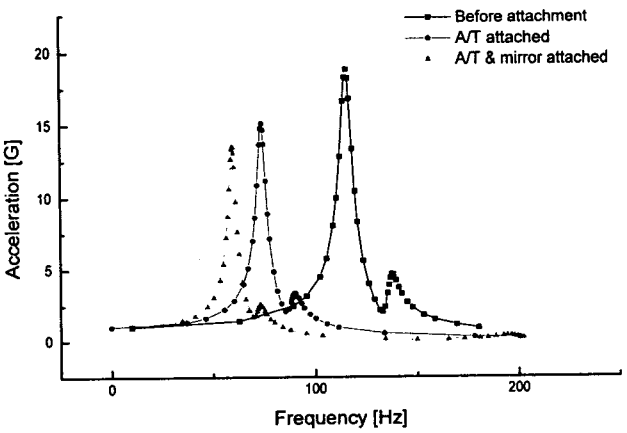
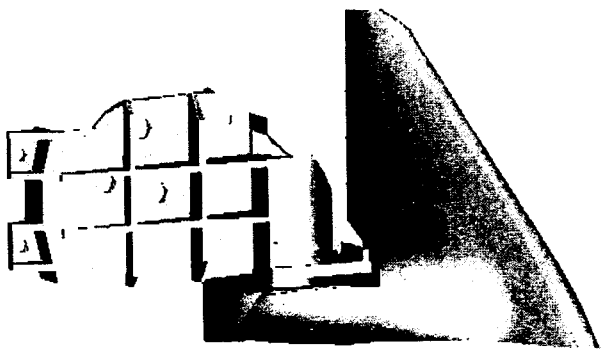


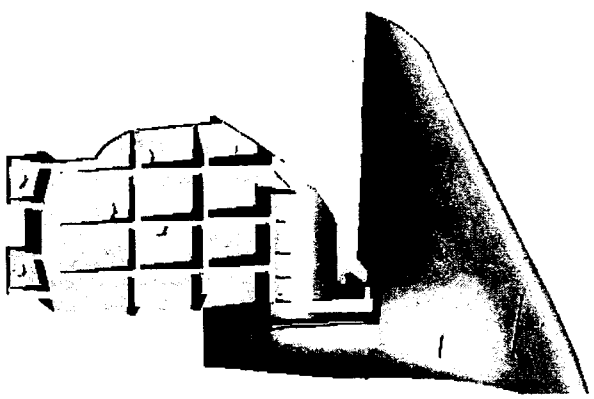
Fig. 13 Effects of components attachment

Table 7 Natural frequencies and responses for modified frames

Removal	Natural frequencies (Hz)		Responses (G)	
	1st	2nd	1st	2nd
None	115.5	138.2	9.2	9.6
1st horizontal rib	117.8	140.8	9.2	9.5
2nd horizontal rib	115.7	138.0	9.3	9.6
Vertical rib	117.1	141.8	12.3	13.4
Outer line	116.8	144.1	9.9	10.2
Experiment	118.9	152.5	11.3	15.3

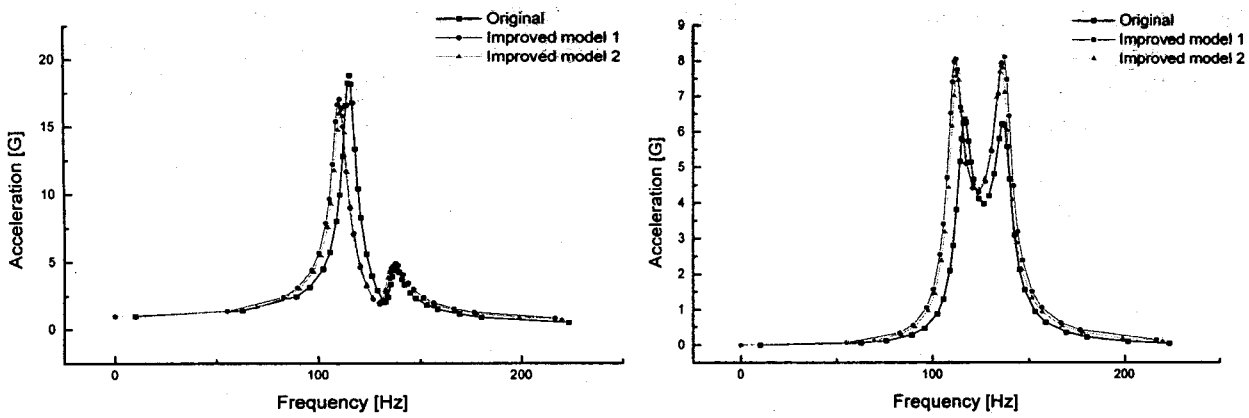


(a) Model 1



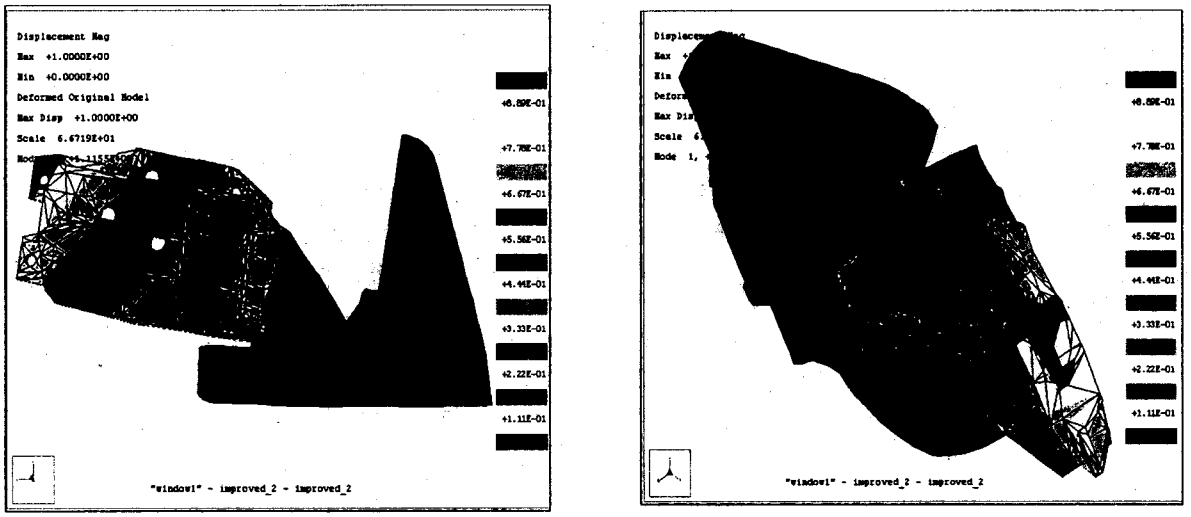
(b) Model 2

Fig. 14 Improved models

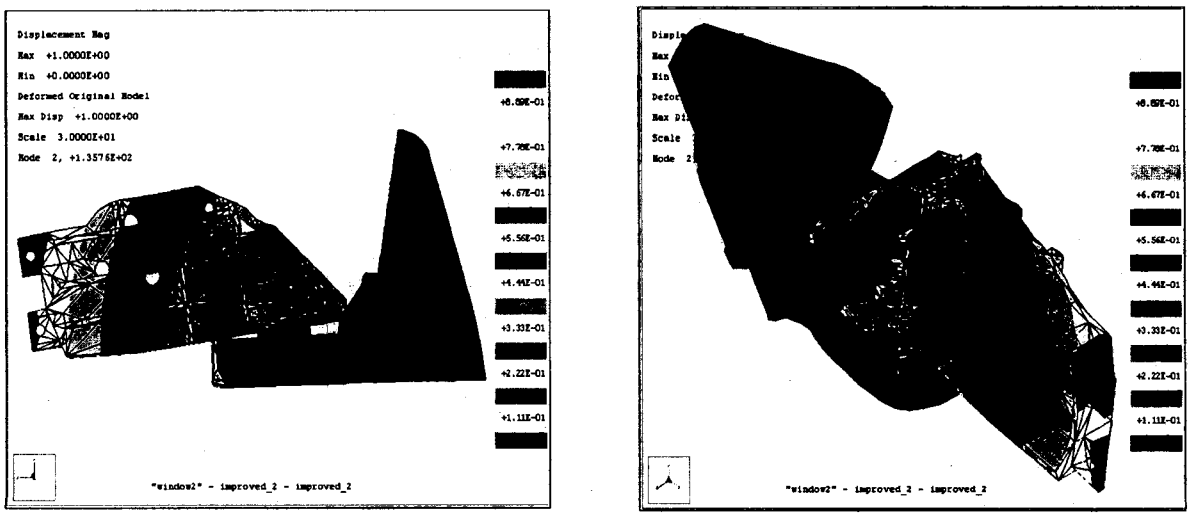


(a) Horizontal direction (b) Vertical direction

Fig. 15 Effects of improved models



(a) 1st mode



(b) 2nd mode

Fig. 16 Vibration modes of improved model

Table 8 Natural frequencies and responses of improved models

Model	Natural frequencies (Hz)		Responses (G)			
			Horizontal direction		Vertical direction	
	1st	2nd	1st	2nd	1st	2nd
Original	115.5	137.6	18.8	4.7	6.4	6.2
Improved 1	110.6	137.9	17.1	4.9	8.1	8.1
Improved 2	111.5	137.0	16.3	4.9	7.7	7.9

의 주파수 해석을 수행하여 진동 응답을 구했다. 경계조건으로 베이스가 차체에 부착되는 부분을 고정하였다. 측정점은 프레임의 중앙부위에 있는 구멍 세 곳의 중심으로 하였다. 결과는 Table 7과 Fig. 12와 같다. 구조물을 변경함에 따라 고유 진동수가 2% 이내로 증가하고 가진 응답은 세로 리브를 제거한 경우를 제외하고는 큰 차이가 없다. 세로 리브를 제거했을 때 가진 응답은 첫 번째와 두 번째 고유 진동수에서 각각 3.09, 3.81 G 증가하여 각각 33, 28% 증가하였다. 따라서 세로 리브가 진동 응답에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 리브를 보강 한 모델에 엑츄에이터와 거울을 부착하면서 가진 응답을 구하면 Fig. 13과 같다. 엑츄에이터와 거울을 부착하면 질량이 증가하면서 고유 진동수와 응답의 크기는 감소함을 알 수 있다. 진동 응답의 크기를 감소시키기 위해 프레임의 리브를 Fig. 14와 같이 리브를 가로 방향 2개와 세로 방향 2개 그리고 가로 방향 3개와 세로 방향 2개로 모델링하였다. 두 가지 모델 중 두 번째 모델의 응답이 양호하다. 두 가지 모델의 주파수 해석 결과는 Fig. 15와 같고 Table 8에 정리하였다. Table 8로부터 주행 방향 가진 응답은 기존의 모델에 비해 두 번째 모델이 첫 번째 고유 진동수에서 18.8 G에서 16.3 G로 2.5 G 감소하였고 두 번째 고유 진동수에서는 응답의 차가 적었다. 상하 방향 가진 응답은 두 번째 모델이 첫 번째 고유 진동수에서 6.4 G에서 7.7 G로 1.3 G 증가하였고 두 번째 고유 진동수에서는 6.2 G에서 7.9 G로 1.7 G 증가하였다.

두 번째 모델의 가진 응답 크기의 주행 방향 감소폭이 상하 방향 증가폭에 비해 2배 정도 크므로 모델 개선이 이루어졌음을 알 수 있다. 개선된 두 번째 모델의 진동 모드는 Fig. 16과 같다. 1차 모드는 주행 방향으로의 굽힘이 지배적이고 미러 커버에 부착하는 나사 체결 부위가 가장 크게 움직임을 알 수 있다. 2차 모드는 상하 방향으로의 굽힘이 지배적이며 1차 모드와 같은 부위에서 움직임이 크다. 리브 보강에 따른 모드의 변화는 크지 않다.

6. 결 론

프로 엔지니어를 이용하여 승용차용 사이드 미러의 각 부품인 베이스, 샤프트, 연결 스프링, 프레임, 그리고 거울의 솔리드 모델링을 생성하였다. 프로 미케니카를 이용하여 완성된 솔리드 모델로 모달 해석을 수행하여 고유 진동수와 고유 모드를 규명하였으며, 주파수 해석을 수행하여 진동 특성을 확인하였다. 구조물 변경에 따른 진동 특성을 확인하기 위해 솔리드 모델을 변경하면서 모달과 주파수 해석을 수행하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전동식 사이드 미러의 진동 실험으로부터 진동의 원인이 베이스, 연결 스프링, 그리고 프레임으로 이루어진 구조물에 있으며, 하우징, 거울, 그리고 엑츄에이터는 진동에 미치는 영향이 미소한 반면 베이스와 프레임이 진동특성을 결정짓는 요소임을 밝혔다.

(2) 베이스의 두께를 0.4 mm 줄임으로써 유사한 진동 응답을 얻을 수 있었다. 베이스의 두께를 2.7 mm에서 2.3 mm로 0.4 mm 줄임으로 질량은 225.3 g에서 210.6 g으로 약 7% 감소하였다. 따라서 줄어든 질량만큼 원가 절감의 효과를 기대할 수 있다.

(3) 사이드 미러의 회전이 용이하게 하기 위해 스프링 상수를 1/4까지 낮출 수 있음을 시뮬레이션으로 확인하였다.

(4) 조립체 모델의 진동 해석에서 프레임의 세로 리브를 제거함에 따라 고유 진동수는 약 2% 정도 증가하고 가진 응답의 크기는 약 30% 정도 증가하였다. 따라서 조립체 모델에서는 프레임의 세로 리브의 영향이 가장 큼을 규명하였다. 그리고 프레임 리브를 가로 세 개, 세로 두 개로 변경한 경우 진동 응답이 개선됨을 증명하였다.

(5) 사이드 미러 설계시 구조 변경에 따른 결과를 확인하는데 소요되는 시간을 시뮬레이션으로 단축할 수 있었다. 이를 이용하여 효과적인 설계 방법을 제시 할 수 있었다. 본 연구에서 사용된 CAE 기법은 다른 종류의 미러에 대해서도 확대 적용될 수 있으며 미러의 변경된 부분만 변경시키면 동일한 설계

설차에 의해 설계가 가능하므로, 본 연구에서 제안되는 방법은 다양한 미러의 진동 해석 및 설계에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) 박윤식, 김형중, 박용화, 지영춘, 1998, 자동차 차체 진동에 관한 연구 동향, 자동차공학회지, 제 20 권, 제 1 호, pp. 37~46.

(2) 이정윤, 오재응, 1998, 설계파라미터 변경에 따른 연속계의 고유진동수 및 고유벡터 변화량 예측, 대한기계학회논문집, 제 22 권, 제 6 호, pp. 1073~1078.

(3) Parametric Technology Corp., 1997, Pro/ENGINEER Part Modeling User's Guide Release 18.

(4) Parametric Technology Corp., 1997, Pro/ENGINEER Assembly Release 18.

(5) Parametric Technology Corp., 1997, Pro/MECHANICA Model Reference for Structure and Thermal Release 18, pp. 67~106.

(6) Leonard Meirovitch, 1967, Analytical Methods in Vibrations, Macmillan Publishing, New York, pp. 126~204.

(7) Parametric Technology Corp., 1997, Pro/MECHANICA Design Study Reference Release 18, pp. 7~91.

(8) Walter D. Pilkey, 1994, Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices, A Wiley-Interscience Publication, pp. 426~428.

(9) 김규남, 서창민, 김문생, 1993, 재료역학, 청문각, p. 127.