

차량 구조물 안전설계를 위한 진동특성에 관한 연구

A Study on the Vibration Characteristics for Safety Design of Vehicle Structure

신 귀 수* · 이 기 형*

G.S. Shin · K.H. Lee

(1998년 1월 8일 접수, 1998년 5월 2일 채택)

ABSTRACT

This is a study on the natural vibration characteristics of Vehicle frame. Nowadays, many trucks freight the over-load, do the car designers consider the over-load about 200% in the design. It's necessary to make the model of a vehicle and simulate it for the test of driving condition, durability and vibration behavior before the vehicle is manufactured. If it is possible to make a simulation using the static and dynamic analysis, this is very useful in accomplishing an optimal design of the vehicle. In this paper, we studied the vibration characteristics of a truck body frame. The automobile body frame model for experiment is made smaller than real size frame with the ratio of 1/10.

The vibration characteristics of a frame is considered as one of main factors in analyzing and improving the problem for ride comfort, noise and vibration reduction. Therefore, we experimented two method to neglect the nonlinearity. First is bolting and second is welding at the joint section. We compared computer simulation results and experimental data.

1. 서 론

모든 구조물의 프레임은 내구성이 중요하므로 강성과 강도를 고려하여 설계되어야 하기 때문에 경량화에 대한 설계는 이전의 해석에 대하

여 적용과 문제점 등에 의해 새로운 사양을 결정 짓는 정도였다.

최근 모든 기계장치의 제조 공정에 있어서 소비자의 질과 기능에 대한 요구도는 증가하고 있다. 자동차에 있어서도 기본 설계와 세부적

* 전북대학교 기계공학과

설계에 의하여 제품을 개선함과 동시에 개발 시간과 비용을 줄여야 한다. 시작품을 제작하여 주행 시험, 내구성 시험 등 많은 시험을 거쳐서 취약점을 보완하게 되는데, 이의 제작에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 따라서 시작품 제작 이전의 단계에서 이 차량에 대하여 가진 요인에 대한 정적 및 동적 해석시뮬레이션을 행할 수 있게 되면 차량 설계에 있어서 많은 시간과 경비의 절감을 기대할 수 있게 된다. 최근 컴퓨터 및 소프트웨어의 발달로 이 같은 요구에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다.

근래에는 이와 같은 요구에 대하여 소비자가 성능과 기능면에서 최고의 것을 원하며, 정부의 안전에 대한 규칙은 나날이 강화되고 있다. 이러한 요구의 증가에 따라 업체에서는 제품을 개선함과 동시에 개발 시간과 비용을 줄여야만 한다. 이와 관련된 연구는 지속적으로 많이 행해지고 있었다. Clark, Mitchke, Kohr는 다차원 다자유도 모델을 구성하여 해석하였는데 선형화된 간단한 모델에 대하여 노면가진에 의한 동적 반응을 해석하였다¹⁻³⁾. 컴퓨터 패키지의 발달과 더불어 A.K. Rao⁴⁾가 3차원 16자유도 모델을 구성하여 노면가진에 의한 동적 반응을 범용 컴퓨터 프로그램을 이용하여 해석하였다.

본 연구와 관련된 국내의 연구 활동으로는 대형차량을 3차원 8자유도계로 모델링하여 동적 특성을 계산한 연구⁵⁾, 자동차를 현가 장치의 감쇠효과를 고려한 2차원 5자유도계로 모델링하여 승차감의 관점에 최적화⁶⁾, 그리고 샤시의 탄성까지 고려한 자동차의 동력학적 해석^{7,8)} 등이 있다.

최근에는 도로 포장화율의 확대로 체계화된 도로 망의 발달에 따라 자동차의 품질이나 기능에 있어서 보다 높은 수준이 요구되고 있어 승차감이나 실내소음이 매우 중요시되고 있다. 이것은 자동차 차체의 기본 골조에 의해 많이 좌우된다. 따라서 초기 설계단계부터 시뮬레이션 해석 및 모의 실험을 통하여 차체의 최적화 설계를 이루어야 한다⁹⁻¹¹⁾.

특히 차체의 진동 특성 및 강성에 있어 중요 역할을 수행하는 자동차 프레임의 진동특성을 파악하는 것은 매우 중요하다^{12,13)}.

본 연구에서는 실제 상용트럭의 축척 모델을 설계하고 제작을 하여 이 모델에 대하여 가진 위치 및 가속도계 부착위치를 변화시켜 가면서 FFT를 이용한 진동 실험을 수행하고자 한다. 프레임이 각 부재의 연결부에서의 비선형성으로 인하여 해석하는데 대단히 어렵기 때문에 프레임의 진동특성을 연결부의 특성에 따라 크게 받는 영향을 고려하여야 한다. 따라서 먼저 각 부재를 일정한 힘으로 볼트체결하고, 또한 동일한 용접길이로 횡재와 크로스 멤버를 용접연결하여 실험을 수행하고, 모드해석 프로그램(MSC/NASTRAN)을 이용 상용트럭 프레임을 모델링을 하여 이 결과를 입력 고유진동수를 구한 시뮬레이션 해석 결과와 비교 검토를 수행하였다¹⁴⁾.

Fig.1은 본 연구의 실험을 위한 측정 시스템의 구성도이다. 본 실험에 사용된 프레임은 토크렌치로 동일하게 체결한 볼트결합 및 CO₂용접에 의한 두가지 실험모델을 구성하였고, 프레임의 동적거동을 결정하기 위하여 자유-자유 경계조건을 주었다. 실험은 FFT Analyzer를 사용하여 임펄스 해머의 가진 위치와 가속도계의 부착위치를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였으며 고유 진동수, 코히어런스(Coherence)등을 측정하여 해석 결과와 비교 분석하였다.

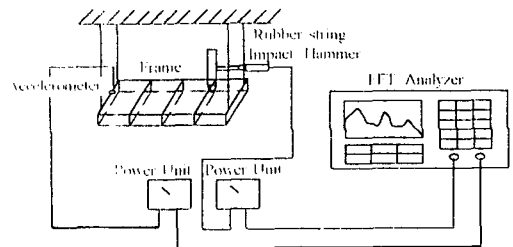


Fig.1 Block Diagram of Measuring System

일반트럭에 있어서 프레임의 역할은 하중을 지지하고 동시에 샤시 구성부품인 엔진, T/M 등의 구동장치, CAB, 조향장치, 연료탱크 등의 모든 스프링상의 부품을 지지, 결합하는 것에 있다. 그리고 스프링상의 현가장치를 통하여 차륜에 전달하는 역할을 한다. 따라서 다음과 같은 샤시프레임의 유한 요소 모델을 갖는다.

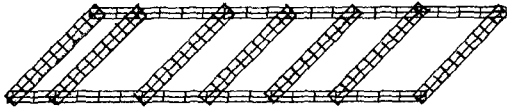


Fig. 2 Finite Element Model of Chassis Frame

2. 이론 해석

모달해석에 있어서 연구하고자 하는 성분이 높은 공진점에 있거나 다중 연결점을 가지고 있는 경우에 있어서는 실험 데이터의 오류에 의해 발생하는 문제를 피하기 위하여 모달 식을 사용해야 한다.

동특성의 모달식을 결정하기 위하여 점성과 이력감쇠가 가정하는 정적 상태의 조화운동에 대한 다음과 같은 운동방정식을 고려해야 한다.

$$[M][q''] + [C][q'] + i[D][q] + [K][q] = [F]e^{i\beta t} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 [M]은 질량 행렬, [C]는 점성감쇠 행렬, [D]는 이력감쇠 행렬, [k]는 강성 행렬, β 는 가진 주파수, [F]는 가진력의 벡터 그리고 i는 순수허수를 나타낸다.

식(1)의 형태에 대하여 다양한 가정을 만들기 위하여 해는 모달형태로 표현할 수 있다. 이력감쇠가 없다고 가정하면 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M][q''] + [C][q'] + [K][q] = [F]e^{i\beta t} \dots\dots\dots (2)$$

감쇠가 강성 또는 질량에 비례한다면 운동방정식의 해는 다음 형태로 얻어질 수 있다.

$$[q] = [Q]e^{i\beta t}$$

$$[Q] = \sum_{r=1}^n \frac{[\pi_r]^T [F] [\pi_r]}{m_r [-\beta^2 + i2\delta_r \beta \beta_r + \beta_r^2]} \dots\dots\dots (3)$$

또는

$$[Q] = [\pi][\gamma] \dots\dots\dots (4)$$

이다.

여기서 $[\pi_r]$ 는 r번째 노말모드, β_r 는 r번째 모드의 고유주파수, m_r 는 r번째 모드의 질량, $m_r = [\pi_r]^T [M] [\pi_r]$ 이고 δ_r 는 다음과 같은 r번째 모드의 상당감쇠이다.

$$\delta_r = \frac{\beta}{2} \frac{[\pi_r]^T [c] [\pi_r]}{[\pi_r]^T [k] [\pi_r]} \dots\dots\dots (5)$$

이력감쇠만 있을 경우의 운동방정식은

$$[M][q''] + i[D][q] + [K][q] = [F]e^{i\beta t} \dots\dots\dots (6)$$

이다. 이 방정식의 해는 다음과 같이 비례적이지 아닌(nonproportional) 감쇠의 경우로써 구할 수 있다.

$$[Q] = \sum_{r=1}^n \frac{[\pi_r]^T [F] [\pi_r]}{-\beta^2 m_r + id_r + k_r}$$

또는

$$[Q] = \sum_{r=1}^n \frac{[\pi_r]^T [F] [\pi_r]}{m_r (\beta_r^2 + i\beta^2 g_r - \beta^2)} \dots\dots\dots (7)$$

여기서 $[\pi_r]$ 과 m_r 은 복소모달(complex modal) 요소이다.

일반적인 방법에 있어서 운동방정식에서 알려지지 않은 것은 요소들간의 연결점에서 힘과 변위이다. 본 연구에서 사용한 방법은 기존의 방법보다 더욱더 편리한데 이것은 요소들의 데이터가 실제 임의의 형태로 받아들여 질 수 있는 것과 근사 강성 및 질량 행렬로 구성하기 위하여 변형할 필요가 없기 때문이다. 이 방법은 동적 탄력성 또는 동적 강성 형태로 표현된 요소를 받아들일 것이다. 구성 방정식은

$$[Q^r] = [G^r(i\beta)][F^r] \text{ or } [F^r] = [K^r(i\beta)][Q^r] \dots\dots\dots (8)$$

이다. 외력이 작용한다면, 위 식은 내력이 분리된 형태로 다음과 같이 표현될 것이다.

$$[Q^r] = [G^r(i\beta)][F] + [G^r(i\beta)][F_E^r] \dots\dots\dots (9)$$

여기서 $[F^r]$ 는 부가 요소들에 연결되는 부재 r에 작용하는 힘이고 $[F_E^r]$ 는 부재 r에 외부에서 작용하는 힘이다. 따라서

$$[I][Q^r] - [G^r(i\beta)][F] = [G^r(i\beta)][F_E^r]$$

$$[I - [G^r(i\beta)]] \begin{bmatrix} Q^r \\ F^r \end{bmatrix} = [G^r(i\beta)][F_E^r] \dots\dots\dots (10)$$

이다. 동적 탄력성으로 표현된 요소들의 비결합 운동방정식은 다음과 같이 된다.

Table 2 Specifications of Equipment and Components for Experiment

Equipment or Component	Specifications	Quantity	Equipment or Component	Specifications	Quantity
Frame Structure	Height : 100 Length : 1170 Thickness : 2.28 Material : Steel	1	Impulse Hammer	Model : 5800M1 Range : 0~500lbs output Impedence : 100 ohms Sensitivity : 10.2 mV/Lb	1
Base Plate	Size : 150 * 50 * 80 Material : Carbon Steel	1	Amplifier	Model : 4105M8 Power Unit Supply Voltage : 18V DC Offset (Max.) : 30mV Frequency Response : 0.15/100 (Hz/kHz)	2
Bolt	Diameter : 5.9 Length : 15 Material : Carbon Steel	20	FFT Analyser	Model : A & D 3524 Freq Range : 1~20 KHz	1
Accelerometer	Model : 3100M41, 3100M12 Range : +/- 50g, +/- 500g Resolution : 0.01 g Frequency Range : 1~10000 Hz Norminal Sensitivity : 100.0mV/g, 10.0mV/g	2	Side Member	Beam : 100 * 30 * 2.28	2
			Cross Member	Beam : 95 * 30 * 2.28	7

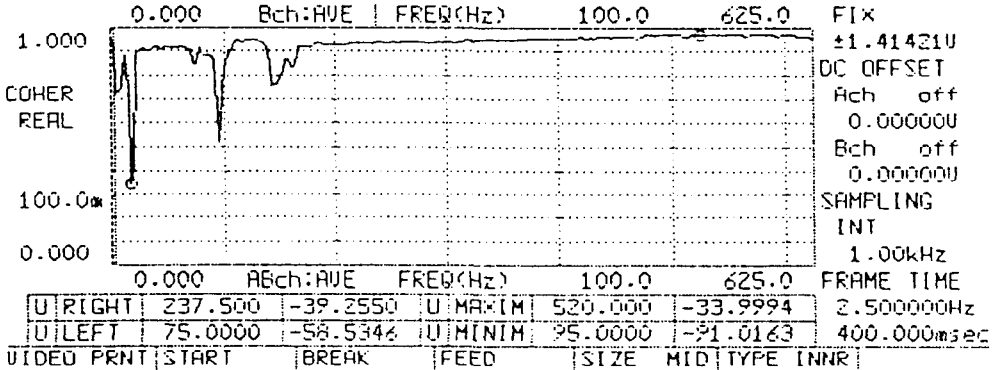


Fig. 3 Plot of Coherence Measurement

힘은 자동차 프레임에 임펄스 해머로 충격을 가해 나오는 압력, 힘(Force)의 신호와, 구조물에 부착된 가속도계에서 나오는 출력신호를, 적절한 증폭기(AMP)나 필터를 통해 조절하여 2 채널의 데이터 기록장치에 동시에 기록시키는 절차로 이루어진다. Fig. 3은 이때의 기여도 함수로 전 주파수 영역에서 1에 가까운 영역이 많으므로 좋은 기여도 함수를 보여주고 있다.

프레임특성을 정확히 추출하기 위해서는 많은 노우하우와 경험이 필요하게 되나 일반적으로

다음과 같은 요소들을 고려하여 시험기 셋팅 및 시험준비를 하였다.

- ① 프레임크기 및 재질, ② 감쇠의 크기, ③ 프레임의 선형성, ④ 문제가 되는 진동수 및 주파수 영역, ⑤ 외부 힘 및 변위, ⑥ 경계조건, ⑦ 외부 잡음(소음, 실내진동)

데이터 수집 지연시간은 -2%가 가장 좋았으며 트리거레벨은 2%로, 가진력 신호와 가속도 신호는 증폭기에서 출력신호의 특성에 맞게 증폭시켰다. 앙상블 평균수는 10번 이상에서는 별

차이를 보이지 않았으므로 10번으로 하였다.

4. 결과 및 고찰

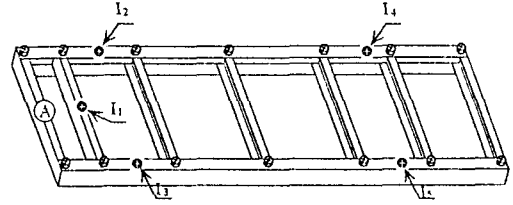
본 연구에서는 구조물 프레임을 볼트로써 체결하고 고무줄을 이용하여 자유-자유상태로 하는 방법과 용접을 이용하여 프레임을 만들고 자유-자유상태를 주기위해 이를 타이어 위에 올려놓았다. 각각에 대하여 가속도계와 임펄스 해머를 이용하여 FFT로 고유진동수와 코히어런스를 측정하였고 상용모드해석 프로그램인 NAST-RAN을 이용하여 고유진동수를 구하였다.

본 실험 결과 볼트를 이용하여 횡재와 종재를 연결했을 경우는 동일한 가속도계 부착 위치라고 하더라도 임펄스 해머 가진 위치에 따라 다른 진동수 특성값을 나타내고 있었으며, 횡재와 종재를 용접으로 연결 했을 경우에는 가속도계의 위치 및 임펄스 해머의 가진 위치에 관계없이 거의 일정하게 진동수 특성값을 나타내고 있었다.

이것은 볼트 결합한 첫 번째 실험의 경우 횡재와 종재가 다른 체결력 및 경계조건의 차이에 의한 기하학적 특성에 따른 결과라 볼 수 있다.

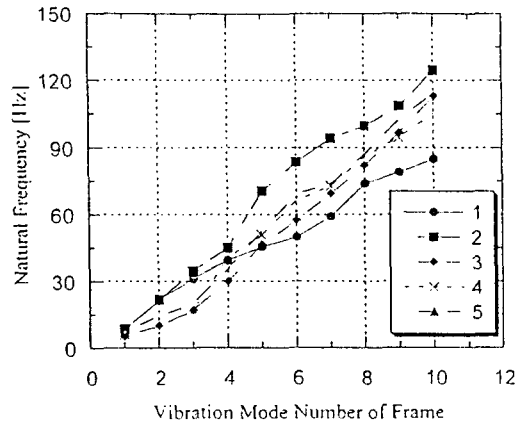
Fig. 4는 가속도계의 위치를 「A」에 고정하고 임펄스 해머의 위치 「1, 2, 3, 4, 5」를 이동하여 측정된 상태를 나타낸다. 각 고유 진동수에 대한 결과를 Table 3에 나타내고 있는데 역시 볼트 결합보다 용접으로 했을 경우가 프레임의 강성이 높아짐을 알 수 있다. 또한 볼트의 경우 가진위치가 「2」일때 다른 위치보다 크게 나타나는데 이는 프레임의 관성에 대한 강성의 상대치가 다른곳 보다 크게 나타나고 있기 때문이다. Fig. 5는고유진동수 값을 그래프로 나타낸 것으로 볼트로 프레임을 체결했을 경우 분포가 매우 심하게 나타나고 있으나, 용접으로 했을 경우 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 이것은 실험대상인 용접으로 결합했을 경우에 비선형성을 많이 개선할 수 있었기 때문이다.

Fig. 6은 임펄스 해머의 위치를 「1」에 고정하고 가속도계의 위치 「A, B, C, D, E」를이동하여 측정된 상태를 나타내고 있다. 역시 고유진동수에 대한 결과를 Table 4에 나타내었다. 가속도계

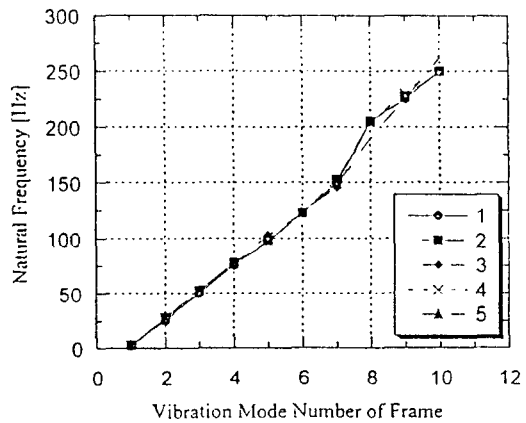


A ; Position of Accelerometer
1, 2, 3, 4, 5 ; Position of Impact Hammer

Fig. 4 Position of Accelerometer and Impulse Hammer for the "CASE 1"



(a) BOLT MT'G



(b) WELD MT'G

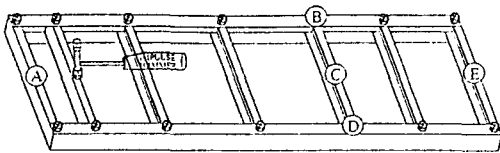
Fig. 5 Variation Mode of Natural Frequencies for "CASE 1"

Table 3 Natural Frequencies of "CASE 1"

Mode	POSITION OF IMPLUSE HAMMER									
	1		2		3		4		5	
	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD
1 st	8.5	3.0	8.5	2.5	5.5	2.5	6.0	2.5	7.5	3.0
2 nd	21.5	25.0	21.5	27.5	10.0	27.5	9.5	25.0	14.5	27.5
3 rd	31.0	50.0	34.5	52.5	17.0	52.5	17.0	52.5	20.0	52.5
4 th	39.5	75.0	45.0	77.5	30.0	77.5	40.5	77.5	35.5	77.5
5 th	45.5	97.5	70.5	97.5	46.5	102.5	51.0	97.5	52.5	102.5
6 th	50.0	122.5	83.5	122.5	57.5	122.5	66.5	122.5	69.5	122.5
7 th	59.0	150.0	94.0	152.5	69.5	145.0	73.0	150.0	74.0	147.5
8 th	74.0	205.0	99.5	205.0	82.0	205.0	86.0	205.0	87.0	190.0
9 th	79.0	225.0	108.5	227.5	96.5	225.0	94.5	230.0	102.5	225.0
10 th	85.0	250.0	124.5	250.0	113.0	250.0	105.5	257.5	114.5	262.5

Table 4 Natural Frequencies of "CASE 2"

Mode	POSITION OF ACCELEROMETER									
	A		B		C		D		E	
	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD	BOLT	WELD
1 st	8.5	3.0	5.0	5.0	6.3	5.0	12.5	5.0	1.3	5.0
2 nd	21.5	25.0	11.3	25.0	12.5	25.0	23.8	25.0	20.0	25.0
3 rd	31.0	50.0	18.3	52.5	23.8	50.0	47.5	52.5	46.3	50.0
4 th	39.5	77.0	41.3	75.0	35.0	75.0	70.0	75.0	67.5	77.5
5 th	45.5	97.5	66.3	105.0	57.5	100.0	90.0	97.5	86.3	105.0
6 th	50.0	122.5	76.3	127.5	66.3	125.0	106.3	125.0	93.8	125.0
7 th	59.0	150.0	83.8	150.0	73.8	152.0	123.8	155.0	101.3	152.5
8 th	74.0	200.0	98.8	180.0	100.0	180.0	133.8	172.5	108.8	177.5
9 th	79.0	227.5	112.5	202.5	108.8	205.0	193.8	202.5	126.3	202.5
10 th	85.0	257.5	141.3	250.0	117.5	227.5		225.0	132.5	225.0



A, B, C, D, E: Position of Accelerometer
1: Position of Impact Hammer

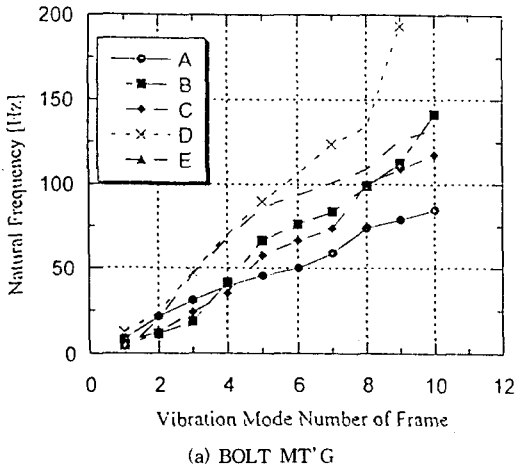
Fig. 6 Position of Accelerometer and Impulse Hammer for the "CASE 2"

를 고정했을 경우와 마찬가지로 프레임을 용접으로 결합했을 때가 볼트 체결의 경우보다 큰 주파수 값을 갖는 역시 프레임의 강성이 높아짐을 알 수 있었다. Fig. 7은 고유진동수 값을 그래

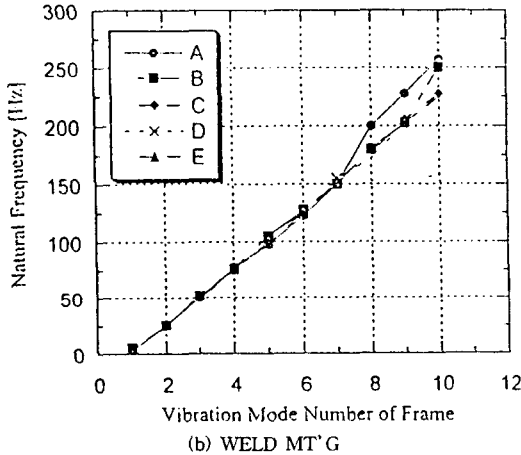
프로 나타낸 것으로 역시 이전 경우와 유사한 경향을 보이고 있다.

두 실험을 통하여 용접으로 했을 경우 강도의 개선 및 프레임의 선형성이 많이 개선되었음을 알 수 있다. 하지만 용접부위의 물성치 변화와 급격한 단면 변화 등의 비선형성 용인과 실험과정의 외부잡음 등에 의하여 용접으로 프레임을 제작했을 경우에도 가진 위치 및 측정 위치에 따라 약간의 진동수 변화가 있음을 알 수 있었다.

Table 5는 두 실험 결과를 사용모드 해석 프로그램인 MSC/NASTRAN으로 해석한 값과 이론 값과의 고유 진동수 비교를 보여주고 있다. 유



(a) BOLT MT'G



(b) WELD MT'G

Fig. 7 Variation Mode of Natural Frequencies for "CASE 2"

한요소모델은 IDEARS를 이용하여 모델링하였고 CQUAD4, 788 요소수를 갖는다. 측정 결과 이론 해석 및 유한요소해석값이 작은 오차 범위에 있음을 확인하였으며, 용접한 프레임의 측정 결과가 해석 결과에 더 근접한 값을 갖는다는 것을 알 수 있다. 또한, 구조물 프레임의 볼트 연결의 경우가 용접결합보다 큰 주파수 값을 나타내는데 이것은 볼트 체결력에 의한 경향이라 사료된다.

5. 결 론

자동차의 정적, 동적 거동에 영향을 미치는 프

Table 5 Comparison of natural frequencies

Mode	Natural Frequencies value (Hz)			
	BOLT'G	WELD'G	F.E.M (Nastran)	Theory
1 st	6.7	4.1	2.80	3.10
2 nd	17.7	26.0	25.33	25.73
3 rd	31.1	50.9	48.52	49.02
4 th	45.6	76.2	77.39	77.88
5 th	60.3	101.3	115.80	117.20
6 th	73.7	125.7	132.23	134.21
7 th	86.3	151.3	150.78	152.43
8 th	102.0	182.6	177.36	179.24
9 th	115.7	207.6	215.15	217.45
10 th	127.1	235.3	243.70	243.22

레이의 진동특성 연구를 수행하기 위해 모형 프레임을 설계하고 제작하여 프레임 지지대에 설치하였으며, 이때 실험상의 자유경계 조건을 부여하기 위해 프레임의 양끝을 고무줄로 매단 상태와 타이어 위에 놓은 상태에서 임펄스 해머의 가진 위치를 고정하고 가속도계의 측정위치를 변화시키는 방법과 가속도계의 부착위치를 고정하고 임펄스 해머의 가진 위치를 변화시키는 방법에 의해 실험을 수행하였다.

횡재와 종재의 기하학적 특성상의 차이 및 볼트 체결력, 용접변형 등에 의한 비선형성 때문에 측정위치 및 가진 위치에 따라서 진동특성이 다르게 나타남을 알 수 있었다. 또한 볼트로 체결하는 경우보다 용접으로 결합하는 것이 구조물을 해석하는데 있어 보다 정확한 고유 진동수를 구할 수 있었고 이론해석 및 FEM해석 결과와 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

프레임의 자체 중량만을 고려하였으나 실제 차량의 경우 엔진, 차동장치 등의 실 중량물이 프레임에 고정되어 있으므로 상대중량을 추가하여 프레임의 동특성을 파악함으로써 실차에 적용이 가능하리라 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) D.C. Clark, "A Preliminary Investigation

- into the Dynamic Behavior of Vehicles and Highways”, SAE Trans., Vol. 70, pp. 447~455, 1962.
- 2) M. Mitschke, “Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motion and Dynamic Wheel Loads”, SAE Trans., Vol. 70, pp. 434~446, 1962.
 - 3) R.H. Koh, “Analysis and Simulation of Automobile Ride”, SAE Trans., Vol. 69, pp. 110~119, 1961.
 - 4) A.K. Rao, F. Giannopoulos, “Dynamic Loads on Suspension Components using Mechanism Programs”, SAE Paper 811307, 1981.
 - 5) 조병관, “노면가진에 의한 차체의 동적 반응에 관한 연구”, 서울대학교 공학석사 학위논문, 1986.
 - 6) 김호룡, 최섭, “자동차 현가장치의 최적설계에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제11권, 제3호, pp. 437~443, 1987.
 - 7) 유완석, “샤시의 탄성을 고려한 자동차의 동력학적 해석”, 대한기계학회논문집, 제11권, 제4호, pp. 570~578, 1987.
 - 8) 이종원, 박윤식, 박관흠, 조양호, “수치적 방법에 의한 승용차 동적 해석”, 자동차 공학회지, Vol. 5, No. 3, 1983.
 - 9) H. Eishima, K. Hamam, Y. Tanala, Y. Kamato, “Method of Front Wheel Drive Car Body Shake Reduction at Engine Idling”, SAE Paper 870630, 1987.
 - 10) Alan E. Duncan, “Application of Modal Modelling and Mount System Optimization to Light Duty Truck Ride Analysis”, SAE Paper 811313, 1981.
 - 11) Clark J. Radcliffe, Mark N. Pickemann, Charles E. Spickermann, Donald S. Hine, “Simulation of Engine Idle Shake Vibration”, SAE Paper 830259, 1983.
 - 12) H. Ashrafuion, C. Natoraj, “Dynamic Analysis of Engine-Mount”, Journal of Vibration and Acoustic, Vol. 114, pp. 79~83, January, 1992.
 - 13) Yasufumi Suzuki, Katunori Akutsu, “Theoretical Analysis of Flexural Vibration of Car Body”, QR of RTRI, Vol. 31, No. 1, February, 1990.
 - 14) Ken, B. “MSC/NASTRAN-Basic Dynamic Analysis-User’ Guide”, MSC/V68, 1995.