

여객차량 현가장치의 강성비 변화에 의한 진동 실험

Experiment of the Vertical Vibration for Effect of the Parameter of Stiffness Ratio of the Small Scale Passenger Vehicle

최경진^{*} · 장동욱^{**} · 권영필^{***} · 김완두^{***}

Kyung Jin Choi, Dong Uk Jang, Young Pil Kwon, Wan Doo Kim

Key Words : Vertical Vibration(상하진동), Passenger Vehicle(여객차량), Stiffness Ratio(강성비)

The purpose of this study is to analyze the effects of the parameters of the suspension system in railway rolling-stock for KT-23 type passenger vehicle. According to the results of simulation and the small scale vehicle test, Optimal condition was obtained for the stiffness ratio of the primary spring and secondary spring of the suspension system. When the stiffness ratio was increased, the vertical vibration was increased on the car body for empty and weight car. The result of this study are stable to use of the optimum parameter of the ride quality of KT-23 type vehicle. Also, it is usefull to development of full scale vehicle dynamometer

1. 서 론

철도차량의 특징은 금속 궤도 위를 금속 차륜이 회전하면서 궤도 안내 형태로 수송되는 교통 수단이다. 철도차량의 운동은 차륜과 레일의 동특성¹⁾에 의해 지배되지만 차륜과 대차 및 차체의 운동이 상호 작용하면서 강제진동을 일으키는 특성을 가지고 있으며, 이러한 철도 차량의 주행 안정성(stability)을 설계하기 위하여 다양한 종류의 현가장치가 있다.^{2~6)}

여객차량은 1,2차 현가장치와 댐퍼가 있으며 승객의 탑승인원에 따른 빙차와 만차 하중을 중심으로 현가장치를 설계하고 있는 데 차량중량과 강성을 결정하는 인자중에서 차체와 대차 후레임 중량의 질량비와 1,2차 현가장치의 강성비가 차체의 진동에 미치는 영향은 기본설계의 중요항목에 속한다. 이때 설계 파라메터를 실물차량으로 검증할 필요가 있는 데 철도의 영업선로에서 하중과 강성을 변화하여 실험을 하는 데는 장애 요인과 많

고 고비용이 문제가 되고 있다.

국내에서 제작한 KT-23형 무궁화호 여객차량과 차량을 실험용으로 주행하기 위하여 축소시키고 주행 실험장치를 설계 및 제작하였다. 실험장치는 다양하게 질량조건을 제공하며 빙차와 만차시의 질량비(mass ratio)인 차체의 질량 변화시 차량의 진동에 미치는 영향을 분석한 결과는 질량비가 감소하면 승차감이 좋아지고 대차 진동은 증가하는 것으로 나타나고 있다.⁷⁾

본 연구는 차량의 빙차, 만차 조건에서의 강성비 변화에 대하여 축소형 여객차량으로 상하 방향 진동(vertical vibration)을 실험하였다. 강성비의 변화는 2차 현가장치의 강성을 4가지 조건으로 변화시키고 주행속도는 최고 150km/h까지를 실차와 동일 회전수로 놓고 실험하였으며, 이때 여객차량의 상하 방향 진동 특성을 분석하고 강성비의 최적 파라메터를 도출하고자 하였다.

2. 축소형 여객차량

2.1 축소형 실험 장치

축소형 주행 실험 장치를 고안하여 차체 중량과

* 한국철도기술연구원

E-mail : kjchoi@krri.re.kr

Tel : (031)461-8531, Fax : (031)461-8561

** 한국철도기술연구원

*** 숭실대학교 공과대학

**** 한국기계연구원

주행속도를 변화시키는 구조로 설계 및 제작하였으며 차량의 바퀴를 궤도의 역할을 하는 구동륜이 한 개로 주행시키는 구조이고, 축소형 여객차량을 1량을 주행시키면서 1대차에서 실험하도록 하였다. 실험 장치 구성도는 Fig. 1과 같다.

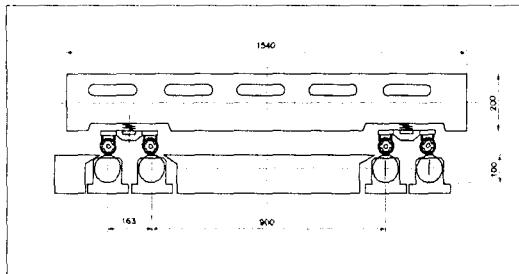


Fig. 1 Concept design of the small scale vehicle

축소형 차량은 KT-23형 무궁화호 객차를 모델로 하였으며 크기는 실물의 약 1/15, 중량은 약 1/1000로 축소하여 설계·제작하였다. Table 1은 주요 사양으로서 차륜경은 57mm, 축거는 130mm이다. Photo 1은 축소형 주행 실험 장치와 차량을 궤도에서 주행 실험하는 장면을 보여주고 있다.

Table 1 Specification of the small scale vehicle

Items	Specification
bogie & wheel sets	wheel diameter(mm)
	vehicle velocity(km/h)
	distance of flange(mm)
	distance between axles(mm)
	empty vehicle(ton)
	57
	0~160
	94±1.5
	130
	max. 0.156
	38/1000

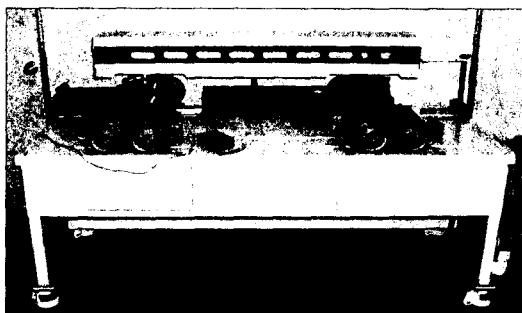


Photo. 1 Experimental set up for the measurement of the small scale vehicle

2.2 여객차량의 상하 진동계

여객차량은 4륜인 보기(bogie)가 2대로 구성되고 궤도와 구름 마찰하는 차륜 바퀴를 포함한 축상, 대차 후레임, 차체로 구성되어 있고 각각의 질량 사이에 현가장치가 있는 진동계로 구성되어 있다.⁸⁾ 상하방향 진동계의 고유 진동수를 구하기 위하여 2자유도계로 모델링하였다.

Fig. 2에서 m 은 대차당의 차체 질량, m' 은 대차 가운데 윤축을 제외한 스프링 사이의 질량이다. 현가장치는 대차의 편측당으로서 k_1 은 1차 현가장치의 축상 스프링 정수, k_2 는 2차 현가장치의 공기 스프링 정수를 나타낸 것이다.

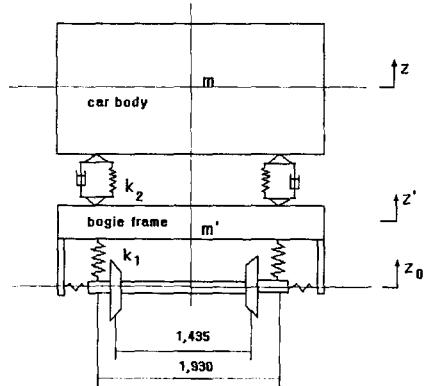


Fig. 2 Suspension of the vehicle

차체 및 대차의 평형 위치로 부터의 상하 변위를 z , z' 로 하면 감쇠를 무시할 경우 2자유도의 상하진동 운동 방정식에서 질량과 강성의 관계는 m'/m , k_2/k_1 로서 차체의 고유진동수는 두 개의 근으로 진동수를 구할 수 있는데 낮은 값의 차체 고유 진동수 ν_z 는 식(1)과 같고, 대차의 중량을 무시한 고유진동수는 식(2)와 같다.

$$\nu_z^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{z^2}{2} + \frac{z'^2}{2} - \sqrt{\left(\frac{z^2}{2} + \frac{z'^2}{2} \right)^2 - 4 \frac{z^4}{2^4} \frac{m}{m'} } \right\}$$

(1)

$$\nu_z^2 = \frac{2k}{m} - \frac{2k_1 k_2}{m (k_1 + k_2)}, \quad (2)$$

는 대차와 차체의 질량비, K 는 공기 스프링과 축상 스프링의 스프링 정수비, ν_z 는 대차를 고정한 차체의 고유 진동수, ν_z' 는 대차 중량을 무시한 차체의 고유 진동수를 나타낸다.

Fig. 2는 KT-23형 차량의 K , 와 ν_z/ν_z' 의 관계를 나타낸 것이다. 빈차시 $=0.152$, 만차(정원의 150%)의 $=0.1196$ 인 파라메터와 이때의 설계 조건 스프링 정수비는 $K=0.147$ 및 k_2 가 2배의 $K=0.294$ 를 도시하였다. 고유 진동수비 ν_z/ν_z' 값은 $,K$ 가 적을수록 1에 접근하고 있다.

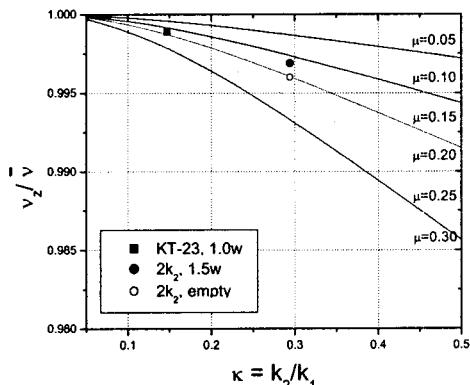


Fig. 3 Variation of the vertical natural frequency ratio of the car body with κ & μ

KT-23형 여객차량에 대한 상하 방향 진동을 해석 패키지인 VAMPIRE를 이용하여 예측한 결과를 보면 객차 질량 요소는 차체, 전·후위 대차 및 4개의 차륜을 자체 진동 모드가 없는 강체로 하였으며, 빈차와 만차에 대한 질량비 $=0.152$, $=0.1196$ 일 경우와 강성비 변화는 2차 현가장치를 설계 강성비 $=0.147$ 인 경우와, 2배인 $=0.294$ 로 변화시키고 질량비에 따른 비선형을 고려하였다.

진동 응답 해석 위치는 차체 진동을 중심으로 하였으며, 일정 주파수로 필터링한 후 주파수와 시간 영역으로 샘플링하고 조건별 분석하였다.

Table 2는 차체 진동을 RMS값으로 분석한 결과를 정리한 결과이다.

강성비 $=0.147$ 에서 질량비가 감소하면 차체 진

동값은 낮아지며, 강성비가 증가할수록 진동값은 증가하지만 질량비 만차 $=0.1196$ 보다 빈차 0.1520 시에 더욱 증가하는 현상이다.

여기서 차체 진동은 질량비를 작게 하면 진동값이 낮아지고 강성비를 2배로 크게 하면 진동값이 0.05% 정도 높아지는 것으로 예측되고 있다.

Table 2. Estimated acceleration on the car body (rms, m/s²)

Hz	$K=0.147$		$K=0.294$	
	0.152	0.1196	0.152	0.1196
30	0.13	0.11	0.18	0.16
10	0.12	0.10	0.17	0.16

3. 진동 실험

3.1 실험 방법

실험 조건은 2차 현가 장치인 공기 스프링의 강성비가 $K=0.326$, 0.249 , 0.147 , 0.125 인 경우로 실차의 $K=0.147$ 을 표준으로 실험하였으며, 축소형 객차 차체의 상하 방향 진동을 측정하기 위한 가속도 센서를 차체의 측면에 설치하고 실시간으로 진동값을 측정한 후 데이터를 분석하였다. 질량비에 의한 조건은 빈차 $=0.1520$, 승객이 만차한 150% 승차인 $=0.1196$ 의 질량비 변화를 주기 위하여 축소형 차량 내부에 철판재로 조건 변화를 주었다.

차량 속도는 차륜이 일회전할 때 1개의 신호가 발생하도록 포토 센서를 설치하였으며, 1회전의 시간 영역 신호를 이용하여 차량 속도를 계산하였으며, 축소형 여객차량은 실물 차량과 동일 회전수 (rpm)로 환산하여 실험하였다. 실험 속도는 $V=90$, 120 , 150km/h 로 정속 주행시의 진동을 샘플링하여 분석하였다.

3.2 실험 결과 및 고찰

축소형 여객 차량에 적용할 2차 현가장치에 대하여 정적 강성을 실험하였으며, Fig. 3은 스프링 정수의 실험 결과이다. 1차 현가 장치는 코일 스프링을 사용하여 선형적 특성을 나타내고 있다. 2차 현가장치는 강성비를 변화시키기 위하여 공기 스프링과 비슷한 $\phi 32\text{mm}$ 고무 볼(Rubber Ball) 형태로 3가지를 제조하여 실험한 결과이다. L-40은

경도가 Hs40, L-60은 Hs60으로 실차와 다른 값을 가지도록 하고, L-50은 Hs47로서 실차와 비슷한 고무 특성이다. 하중에 따라 비선형을 나타내고 차체 질량에 비례하는 강성비로 실험에 적용하였다.

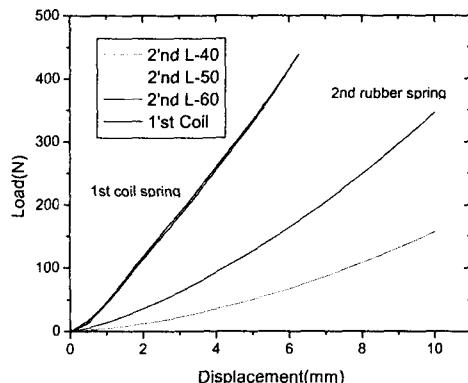


Fig. 4 Stiffness of the suspension system

Fig. 5는 빈차인 질량비 =0.1520일 때 강성비를 변화하면서 진동크기를 rms 값으로 측정한 결과이다. 빈차인 경우로서 강성비가 작은 값일수록 차체의 진동값은 줄어드는 경향으로 나타나고 있어 진동 해석과 일치하는 경향으로 나타나고 있다. 특히 주행속도에 의한 영향으로 보면 150km/h 속도에서 진동값은 급격하게 낮아지고 있으므로 차량속도에 의한 영향이 매우 큼을 알 수 있다.

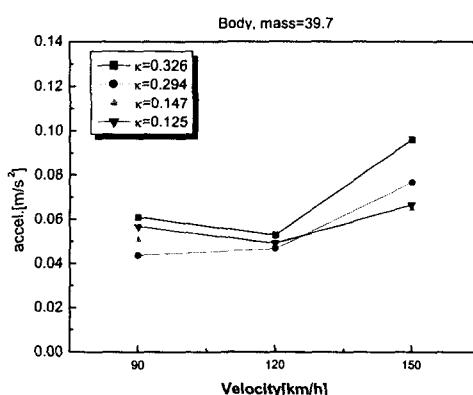


Fig. 5 Vibration experiment in the vehicle on the car body ($\rho=0.152$, rms, 30Hz filtering)

Fig. 6은 빈차시 시험속도 150km/h에서 강성비에 따른 차체 진동을 주파수 영역으로 비교한 것이다. KT-23형에 의한 강성비 =0.147인 경우를 중심으로 15~16Hz대역에서 강성비가 작으면 진동크기가 낮아지고, 강성비가 크면 진동크기도 뚜렷하게 증가하는 것으로 보이며, 다만, 6~7Hz 대역은 비슷한 값을 나타내고 있다.

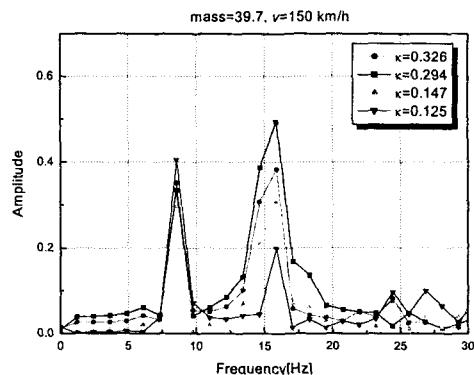


Fig. 7 Vibration experiment on the car body ($\rho=0.152$)

Fig. 7은 만차인 질량비 =0.1196일 때 강성비를 변화시키면서 진동크기를 rms 값으로 측정한 결과이다. 만차인 경우로서 빈차인 경우보다 강성비가 작을수록 차체의 진동값은 크게 줄어드는 경향으로 나타나고 있다. 특히 주행속도에 의한 영향으로 보면 빈차에서 보다 150km/h 속도에서 진동값은 더욱 크게 낮아지고 있으므로 차량속도에 의한 강성비의 영향이 더욱 크게 나타남을 알 수 있다.

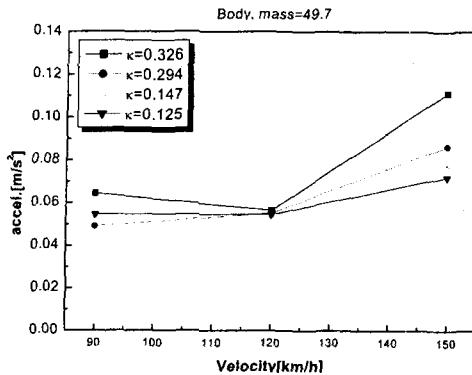


Fig. 7 Vibration experiment in the vehicle on the car body($\omega = 0.1196$, rms, 30Hz filtering)

Fig. 8은 만차시 시험속도 150km/h에서 강성비에 따른 차체 진동을 주파수 영역으로 비교분석한 것이다. 빈차인 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있으며, KT-23형에 의한 강성비 = 0.147인 경우를 중심으로 15~16Hz대역에서 강성비가 작으면 진동크기가 낮아지고, 강성비가 크면 진동크기가 증가하는 보인다.

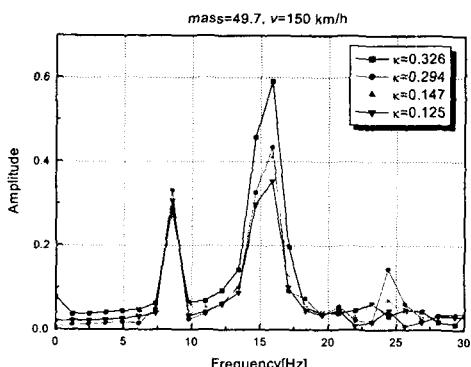


Fig. 8 Vibration experiment on the car body
($\omega = 0.1196$)

4. 결론

본 논문에서는 여객차량의 최적 설계 파라미터

를 도출하기 위하여 실차에서 구하기 어려운 강성비가 미치는 상하 방향 진동에 대하여 KT-23형 무궁화호 여객차량의 축소형 여객차량과 주행 실험 장치를 제작하고 실험을 수행하였다. 강성비 변화에 따른 상하 진동값을 분석한 결과는 다음과 같다.

현재 무궁화호급으로 사용중인 KT-23형의 강성비 = 0.147은 적정한 것으로 보인다. 다만, 강성비를 더 낮출 경우의 차체 진동에 미치는 영향은 좋 아질 가능성을 확인하였으며, 강성비를 높게 하는 것은 바람직하지 않다.

특히, 여객차량의 최고 운행속도인 150km/h에서는 강성비에 의하여 진동에 미치는 영향이 매우 크므로 고속화에 있어서의 강성비는 매우 중요하게 다루어져야 함을 알 수 있다.

향후, 축소형 실험장치를 보완하여 궤도가진을 주는 형태의 강성비가 미치는 영향을 실험조건으로 안하여 실험할 예정이며, 실차 다이나모 실험장치의 기술개발에 유용한 것으로 보인다.

참고문헌

- (1) Gray, V. K., Dynamics of Railway Vehicle Systems, Toronto, ACADEMIC PRESS, 1984, pp. 103 ~ 105,
- (2) 黃重嚴, 1971, “走行安全性の評價とその測定法”, 鉄道のための試験法口計測法, pp. 1 ~ 4,
- (3) 三芳功達, 1971, “車輛振動の測定および判定法”, pp. 100 ~ 107
- (4) 최경진, 이동형, 문경호외, 1997, “수도권 통근용 전기동차의 주행진동 실차시험”, 한국 소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 295 ~ 301
- (5) 허현무, 최경진, 2000, “대차 현가개 구성요소 진단방법에 관한 연구”, 한국철도학회 추계 학술대회 논문집, pp. 476 ~ 483
- (6) 유원희, 최경진, 고성순, 박규환, 2001, “여객열차 승차감평가 및 향상방안 연구”, 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B, pp. 170 ~ 175
- (7) 최경진, 장동욱, 유원희, 김완두, 2001, “여객차량의 질량비 변수가 상하진동에 미치는 영향”, 한국 소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 1293-1299
- (8) 大口誠之, 鐵道車輛, 昭和32年9月, 日刊工業新聞社, pp. 362 ~ 365

후기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 기계설비요소
기술 개발사업의 일환으로 수행되었으며 관계자께
감사 드립니다.

Appendix. Specification of the KT-23 vehicle

Index	Items	Units	Input
Body	Length	m	23.5
	Weight of the car body	ton	27.89
Bogie Frame	Weight of the bogie	ton	2.12
Axe	Weight of the axle	ton	1.78
	Half of wheel diameter	m	0.43
1'st S/P	Vertical stiffness	MN/m	1.02
2'nd S/P	Vertical stiffness	MN/m	0.30