

노면 요철을 고려한 AGT 차량의 동적 응답 해석

Dynamic Response Analysis of AGT Vehicle Considering Surface Roughness of Railway

송재필[†] · 김철우* · 김기봉**

Jae-Pil Song, Chul-Woo Kim and Ki-Bong Kim

(2002년 8월 16일 접수 ; 2002년 11월 8일 심사완료)

Key Words : AGT(무인궤도운전열차), Light Railway Transit(경량전철), Dynamic Response Analysis(동적 응답해석), Dynamic Wheel Load(동적 접지력), Three-dimensional Vehicle Model(3차원 차량 모델)

ABSTRACT

The equations of motion for an automated guide-way transit(AGT) system running on a path with roughness have been derived to investigate dynamic responses and wheel loads of moving vehicles of the AGT system. A vehicle of the AGT system is idealized as three-dimensional model with 11 degree-of-freedom. The computer program is developed to solve the dynamic equations, and analytical results are verified by comparing the results with experimental ones. Parametric studies are carried out to investigate the dynamic responses of an AGT vehicle according to vehicle speeds, surface roughness, damping and stiffness of suspension systems. The parametric study demonstrates that amplitudes of dynamic responses and the wheel loads have a tendency to increase according to travel speeds, the stiffness of suspension system and surface roughness. On the other hand, those amplitudes tend to decrease according to increase of damping of the suspension system.

1. 서 론

경량전철은 일반 철도에 비해 수송능력은 작지만 초기 투자비용이 적게 소요되고, 미관과 진동, 소음상의 이점이 있어 국내와 같이 인구가 밀집된 지역 도심지 지선으로, 또는 도심과 부도심을 연결하는 노선으로 활용하기에 가장 적합한 운송수단으로 평가되고 있다.⁽¹⁾ 최근 국내에서도 도심지의 교통문제 해결을 위해 경량전철 시스템을 도입하려는 시도가 활발히 이루어지고 있다. 현재 국내에서는 철도기술연구원과

기타 기관에서 경량전철 설계기준을 정하려는 연구가 수년동안 진행되어왔고⁽²⁾ 국외에서는 일본의 교통계획협회 등의 기관에 의해 경량전철 구조물 설계기준에 관한 연구가 수행되어 왔다.⁽³⁾ 그러나 3차원 모델을 이용한 노면요철에 의한 경량전철 차량의 동적 응답 해석에 관한 연구는 국·내외적으로 전무한 것으로 알고 있으며, 이와 유사한 연구로는 일본의 網島均 등⁽⁴⁾과 국내의 송창민 등⁽⁵⁾에 의해 가이드레일 요철에 의한 차량의 평면 응답 해석을 수행한 바 있다.

경량전철의 노선 특성상 다수의 구간이 도심을 통과하게 되어 지하철에 비해 건설비가 저렴한 고가 교량 구조물로 건설되는 경우가 많아 용지 매입비용을 절감할 수 있다는 장점이 있다.

일반적으로 교량 구조물에 작용하는 주요 활하중은 차량의 동적 특성과 궤도면 요철의 연성작용에 의해 발생하는 동적 접지력이라 할 수 있다. 따라서 경량

† 책임저자, 정희원, 중앙대학교 건설환경연구소

E-mail : jerry68@hitel.net

Tel : (031) 670-4661, Fax : (031) 670-3331

* 일본 Kobe대학교 토목공학과

** 정희원, 중앙대학교 토목공학과

전철 접지력 평가는 경량전철용 교량 구조물 설계 및 경량전철 주행 노면 조도 관리 기준 제시를 위해 필요하다 할 수 있다.

본 연구에서는 경량전철 중 국내 여건에 가장 적합한 것으로 평가되는⁽⁶⁾ 고무차륜 AGT(automated guide-way transit) 차량을 횡방향 운동을 포함하는 3차원 11 자유도 모델로 이상화하여 노면 요철에 대한 동적 응답 해석을 실시하여 노면요철, 현가계의 스프링 계수와 감쇠 계수 변화에 따른 차량의 동적 응답과 차륜의 동적 접지력 변화에 대해 검토하였다.

2. AGT 차량의 운동방정식

AGT 차량은 조향 방식에 따라 four wheel steering system, front wheel steering system 그리고 single axle bogie system으로 구분되어지며⁽¹⁾ 본 연구에서는 현재 국내에 시험선 차량으로 채택된 고무차륜 four wheel steering system의 AGT 차량을 Fig. 1과 같이 11 자유도 3차원 모델로 이상화하였다.

Fig. 1에서 k 는 강성계수, c 는 감쇠계수, m 은 질량을 그리고 y , z 와 θ 는 각각 변위와 회전변위를 나타내는 것으로 상세한 점자 설명은 Table 1과 Table 2에 정리하였다. Fig. 1에 나타난 AGT 차량 모델에 대한 지배 운동방정식은 식 (1)과 같은 Lagrange 운동 방정식을 이용하여 구하였다.⁽⁷⁾

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U_e}{\partial q_i} + \frac{\partial U_d}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (1)$$

식 (1)에서 T 는 운동에너지, U_e 는 탄성에너지 그리고 U_d 는 소산에너지를 나타내는 것으로 식 (2)~(4)와 같이 나타낼 수 있다. 그리고 q_i 는 미지 변수를 표시하는 것이다.

$$T = \frac{1}{2} \left[m_{11} \dot{z}_{11}^2 + m_{12} \dot{y}_{11}^2 + I_{x11} \dot{\theta}_{x11}^2 + I_{y11} \dot{\theta}_{y11}^2 + I_{z11} \dot{\theta}_{z11}^2 + \sum_{j=1}^2 \left\{ m_{2j} \dot{z}_{2j}^2 + I_{x2j} \dot{\theta}_{x2j}^2 + I_{z2j} \dot{\theta}_{z2j}^2 \right\} \right] \quad (2)$$

$$U_e = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left\{ k_{i1j} R_{i1j}^2 + k_{i2j} (R_{i2j} + z_{0ij})^2 + k_{i3j} (R_{i3j} + (-1)^j y_{0ij})^2 + m_{i1} g z_{0ij} (1 - l_{xj} / (l_{x1} + l_{x2})) + m_{z1} g z_{0ij} \right\} + \sum_{i=1}^2 \left\{ k_{i41} R_{i41}^2 \right\} \right] \quad (3)$$

$$U_d = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left\{ c_{i1j} \dot{R}_{i1j}^2 + c_{i2j} (\dot{R}_{i2j} + \dot{z}_{0ij})^2 + c_{i3j} (\dot{R}_{i3j} + (-1)^j \dot{y}_{0ij})^2 \right\} + \sum_{i=1}^2 \left\{ c_{i41} \dot{R}_{i41}^2 \right\} \right] \quad (4)$$

식 (2), (3) 그리고 (4)에서 g 는 중력가속도를, 점자 i 는 차량 전·후 축을 표시하는 것으로 $i=1$ 이면 전축을, $i=2$ 이면 후축을 표시하는 것이다. j 는 i 와 같은 방법으로 좌·우를 나타내기 위해 도입하였다. 그리고 z_{0ij} 와 y_{0ij} 는 각각 주행면과 안내 레일의 요철을 나타내는 것이고 R_{imj} 은 스프링 위치에서의 상대변위를 표시하는 것으로 식 (5)~(8)에 나타난 것과 같다.

$$R_{11j} = -z_{11} + z_{2i} + (-1)^j \theta_{x11} l_{1y} - (-1)^j \theta_{x2i} l_{1y} + (-1)^j \theta_{y11} l_{1x} \quad (5)$$

$$R_{12j} = -z_{2i} + (-1)^j \theta_{x2i} l_{1y} \quad (6)$$

$$R_{13j} = (-1)^j (-y_{11} - \theta_{x11} l_{1z} - \theta_{z2i} l_{x3}) + (-1)^{i+j} \theta_{z11} l_{1x} \quad (7)$$

$$R_{14i} = \theta_{z2i} - \theta_{z11} \quad (8)$$

차량의 각 자유도에 대한 운동방정식은 식 (2)~(4)를 식 (1)에 대입한 다음 각 자유도에 대해 편미분을

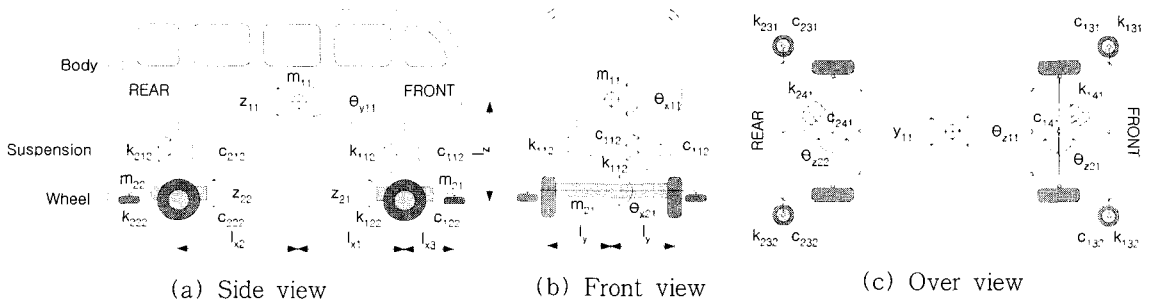


Fig. 1 AGT vehicle model with 11 DOF

Table 1 Properties of AGT vehicle model

Description		Nomenclature	Value
Mass	Body (ton)	m_{11}	1.630
	Suspension system (ton)	m_{2i}	0.153
	Vehicle (ton)	m_{12}	1.936
Spring constant	Suspension (kN/m)	k_{i1j}	490.5, 735.8, 981.0*
	Tire (kN/m)	k_{i2j}	1471.5
	Guide wheel (kN/m)	k_{i3j}	1471.5
	Steering system (kN·m/rad)	k_{i4j}	245.25
Damping constant	Suspension (kN·s/m)	c_{i1j}	4.905, 7.848, 10.79*
	Tire (kN·s/m)	c_{i2j}	0.00
	Guide wheel (kN·s/m)	c_{i3j}	9.81
	Steering system (kN·m·s/rad)	c_{i4j}	58.86
Geometry	From C.G.** of body to C.G. of front and rear axle (m)	l_{xi}	2.50
	From guide wheel to C.G. of axle (m)	l_{x3}	0.50
	From C.G. of body to left and right tire (m)	l_y	0.87
	From C.G. of body to guide wheel (m)	l_z	0.70

* Three types of suspensions are used as parameters in this study. ** Center of gravity

Table 2 AGT vehicle motions

Description		Nomenclature
Body motions	Vertical and lateral motion	z_{11}, y_{11}
	Rolling, pitching, and yawing	$\theta_{x11}, \theta_{y11}, \theta_{z11}$
Axle motions	Parallel hop of front and rear suspension system	z_{21}, z_{22}
	Axle tramp of front and rear suspension system	$\theta_{x21}, \theta_{x22}$
	Steering of front and rear suspension system	$\theta_{z21}, \theta_{z22}$

Table 3 Properties of the test truck

Description		Value	
Mass	Sprung mass including payload (ton)	1.5076	
	Front axle unsprung mass (ton)	0.0663	
	Rear axle unsprung mass (ton)	0.1091	
Spring constant	Suspension	Front leaf spring (kN/m)	476.0
		Rear leaf spring (kN/m)	1,820
	Tire	Front tire (kN/m)	1,390
		Rear tire (kN/m)	1,170
Damping constant	Suspension	Front left leaf spring (kN·s/m)	7.810
		Front right leaf spring (kN·s/m)	8.065
		Rear left leaf spring (kN·s/m)	3.324
		Rear right leaf spring (kN·s/m)	1.649
	Tire	Front tire (kN·s/m)	0.000
		Rear tire (kN·s/m)	0.000
Geometry	Tread (m)	2.070	
	Distance between front and rear axle (m)	6.200	
	Distance between front axle and C.G. of body (m)	3.940	

실시하여 얻을 수 있다. 각 자유도에 대한 운동방정식의 해는 직접적분법인 Newmark- β 방법에 의해 구하였으며, 이 때 상수 β 는 0.25를 사용하였고 해의 오차는 0.001이하가 되도록 하였다.

3. 프로그램 검증

본 연구에서 유도된 차량 운동방정식의 해를 구하기 위해 Fortran language를 사용하여 프로그램을 작성하였으며, 유도된 운동방정식과 해석 프로그램의 해석 결과에 대한 유효성의 평가는 현재 국내에 운행 중인 AGT 시스템이 없는 이유로 AGT 차량과 유사한 구조의 2축 트럭을 사용한 실험 결과와 해석 결과를 비교하여 실시하였다. 비교에 사용된 실험 결과는 참고문헌 (7)의 결과를 사용하였고, 실험에 사용된 트럭의 제원은 Table 3에 나타내었으며, 이 값을 이용하여 해석을 실시하였다. Fig. 2는 참고문헌 (7)의 시험차량이 주행한 주행면의 실측 노면요철을 나타낸

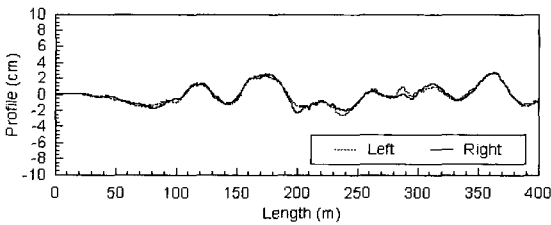
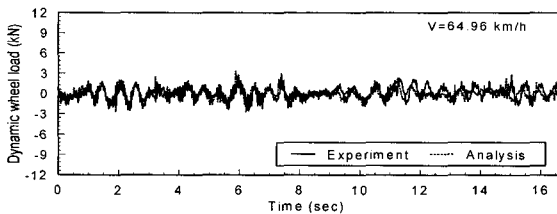
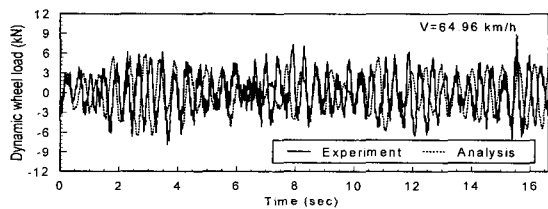


Fig. 2 Measured surface roughness



(a) Front left wheel



(b) Rear left wheel

Fig. 3 Dynamic wheel loads taken from experiment and analysis

것으로 해석 시에 이 실측노면을 노면 데이터로 사용하였다. 참고로 실측한 노면은 ISO 기준⁽⁸⁾에 의해 매우 평활(very smooth)한 상태의 노면으로 판정되었다.

Fig. 3은 실험과 해석에 의한 동적 접지력을 보여주는 것으로 파형과 진폭이 서로 유사함을 보임을 확인할 수 있다. 또한, 동적 접지력의 정량적 평가를 위해 동적 접지력의 실효치(root mean square, RMS)를 사용하여 정리한 Table 4로부터 실험과 해석에 의한 동적 접지력의 RMS값 사이의 최대 오차가 9 % 정도로 해석 모델의 유효성을 확인할 수 있다.

4. 수치해석 예

본 연구에서 개발된 노면 요철에 의한 차량의 동적 응답 해석 프로그램을 사용하여 노면 상태, 현가계 탄성계수, 감쇠계수 변화에 따른 차량 동적응답의 변화를 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션에 사용된 AGT 차량의 제원은 Table 1에 설명한 것과 동일한 것으로 이는 국내의 경량전철 표준화 연구 결과 보고서⁽²⁾와 국외의 경량전철 차량 제원⁽⁴⁾을 참고로 하였다.

Table 1에 보이는 것과 같이 각각 세 종류의 현가계 스프링 계수와 감쇠 계수를 사용하였으며 차량의 주행 속도는 10 km/h에서 일반적인 경량전철의 최고 주행속도인 80 km/h까지 5 km/h의 간격으로 해석을 실시하였다.

4.1 인공노면 요철

수치해석 예에 사용한 노면 요철은 식 (9)의 PSD 함수⁽⁹⁾에 근거하여 Monte-Carlo 시뮬레이션에 의해 인공적으로 생성하여 사용하였다.

$$S(\Omega) = a / (\Omega^n + \beta^n) \quad (9)$$

식 (9)에서 a 는 요철계수로 노면의 상태를 나타내

Table 4 Dynamic wheel load RMS of experiment and analysis

Wheel	RMS of dynamic wheel load		
	Experiment(N)	Analysis(N)	Error(%)
Front left	888.97	878.63	1.16
Front right	934.48	954.47	2.14
Rear left	2899.10	2628.83	9.32
Rear right	2891.36	2910.39	0.66

는 계수이고, β 는 Ω 가 0일 때 PSD 함수가 발산하지 않도록 하는 변수이고, n 은 PSD 곡선의 power 또는 경사의 분포를 나타내기 위한 함수이다. 일반적으로 β 는 동적 응답에 영향을 주지 않으므로⁽⁹⁾ α 값을 노면 요철 상태를 나타내는 함수로 사용한다. 본 연구에서는 Table 5에 정리한 것과 같이 주행면의 요철은 α 값에 따라 세 가지를 사용하였고 안내레일의 요철은 한가지 α 값만을 사용하였다. Fig. 4는 대표적인 노면 요철로 α 값이 0.002(cm단위) 일 때의 노면 상태를 나타낸 것이다.

Table 5 Surface roughness model for analysis

Roadway model	PSD function factors	ISO estimates ⁽⁹⁾
Railway	$\alpha=0.003, \beta=0.02, n=2.5$	Smooth
	$\alpha=0.002, \beta=0.02, n=2.5$	Smooth
Guide-rail	$\alpha=0.001, \beta=0.02, n=2.5$	Very smooth
	$\alpha=0.001, \beta=0.02, n=2.5$	Very smooth

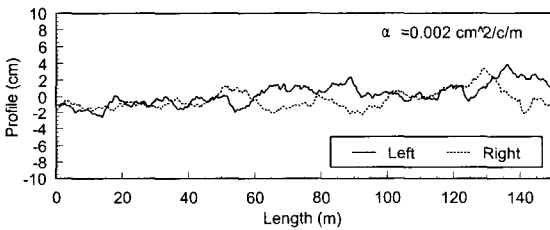


Fig. 4 Artificially generated surface roughness

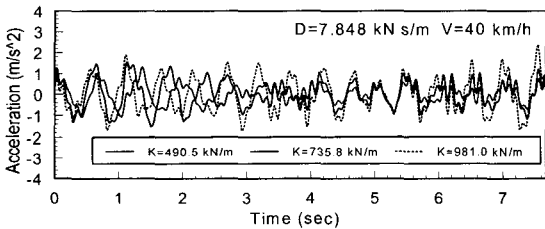


Fig. 5 Acceleration response of bouncing w.r.t. spring constant of suspension

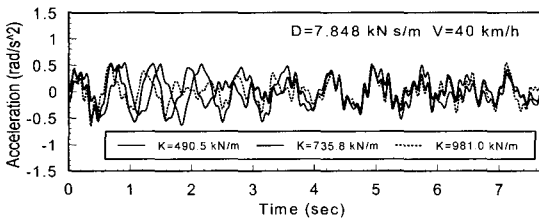


Fig. 6 Acceleration response of pitching w.r.t. spring constant of suspension

4.2 해석 결과

Fig. 5에서 Fig. 8까지의 그림은 대표적인 해석 결과로 40 km/h로 주행 시 현가계 스프링 계수 변화에 따른 차량의 동적 응답과 차륜의 동적 접지력 시간이력곡선을 보여주고 있다. 예상한 대로 현가계의 강성 변화에 따라 차체의 상하운동, pitching 진동 및 동적 접지력이 영향을 받음을 Fig. 5, Fig. 6 그리고 Fig. 8로부터 확인할 수 있었다. 반면에 현가계의 강성 변화는 차륜의 진동에는 큰 영향을 미치지 않음을 Fig. 7로부터 확인할 수 있었다.

차량 가속도 응답의 정량적 평가를 위해 가속도의 RMS를 사용하였고, 차량 접지력은 동적 접지력의 RMS를 정적 하중으로 나눈 동적계수(dynamic factor, DF)⁽¹⁰⁾로 무차원화 하여 평가하였다.

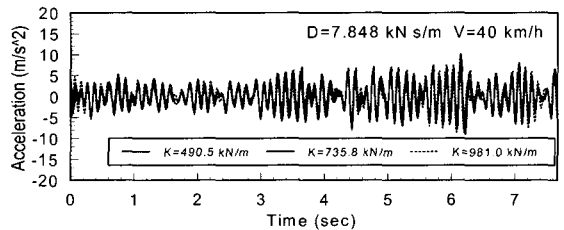


Fig. 7 Acceleration response of parallel hop w.r.t. spring constant of suspension

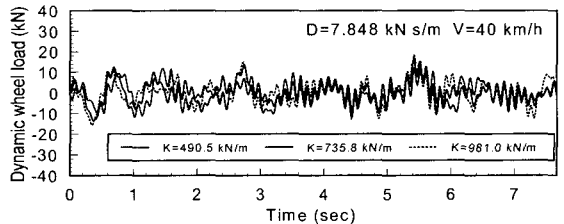


Fig. 8 Dynamic wheel-load w.r.t. spring constant of suspension

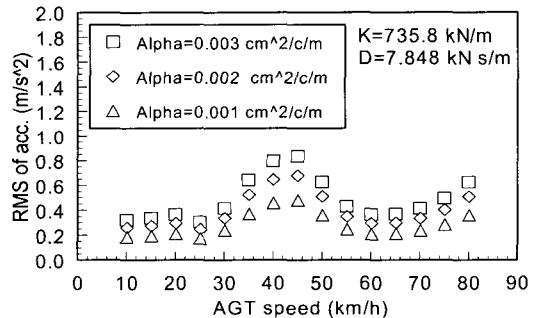


Fig. 9 RMS of acc. w.r.t. surface roughness (bouncing)

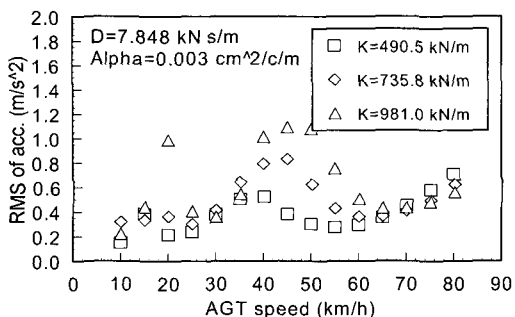


Fig. 10 RMS of acc. w.r.t. spring constant of suspension (bouncing)

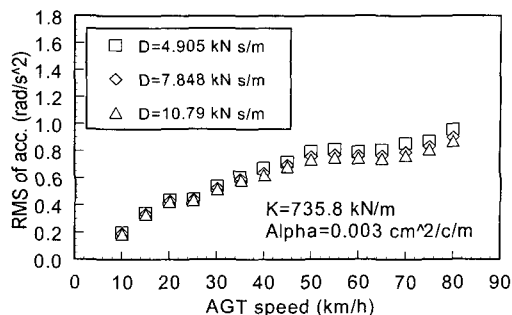


Fig. 14 RMS of acc. w.r.t. damping constant of suspension (rolling)

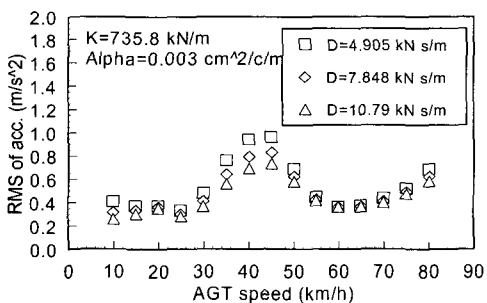


Fig. 11 RMS of acc. w.r.t. damping constant of suspension (bouncing)

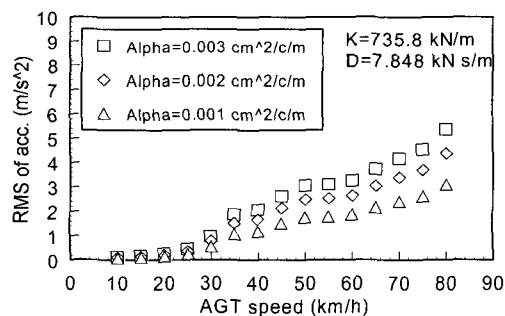


Fig. 15 RMS of acc. w.r.t. surface roughness (parallel hop)

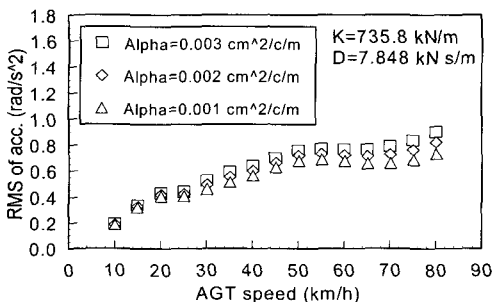


Fig. 12 RMS of acc. w.r.t. surface roughness (rolling)

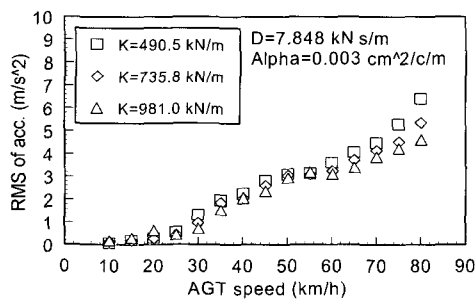


Fig. 16 RMS of acc. w.r.t. spring constant of suspension (parallel hop)

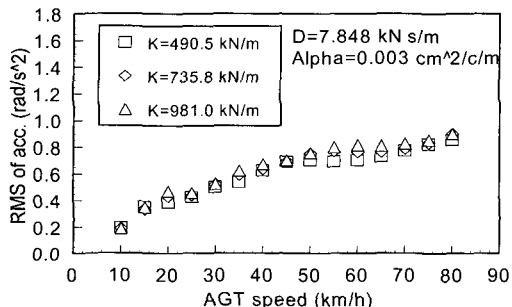


Fig. 13 RMS of acc. w.r.t. spring constant of suspension (rolling)

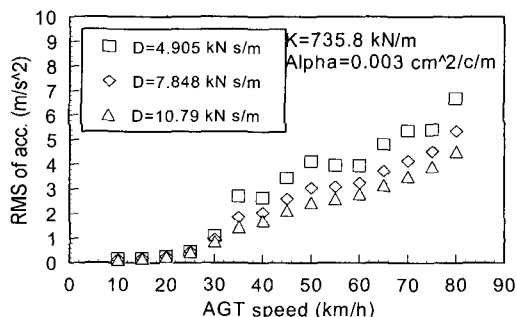


Fig. 17 RMS of acc. w.r.t. damping constant of suspension (parallel hop)

Fig. 9에서 Fig. 11까지의 그림은 각각 노면 요철, 현가계 스프링 계수 그리고 감쇠 계수 변화에 따른 차체의 수직방향 가속도 RMS를 나타낸 것이고, Fig. 12에서 Fig. 14까지의 그림은 차체의 rolling 가속도 RMS를, Fig. 15에서 Fig. 17까지의 그림은 차축의 수직방향 가속도 RMS를 그리고 Fig. 18에서 Fig. 20까지의 그림은 차륜 동적 접지력 DF를 정리하여 나타낸 것이다.

그림에서 보인바와 같이 차량의 가속도 응답과 접지력은 차량의 주행 속도에 따라 증가하는 경향을 보였으나 차체의 수직방향 가속도와 차륜 접지력은 일

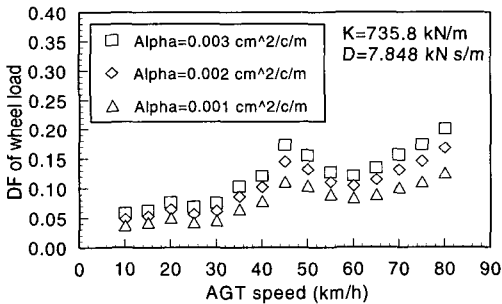


Fig. 18 DF of wheel load w.r.t. surface roughness (front-left wheel)

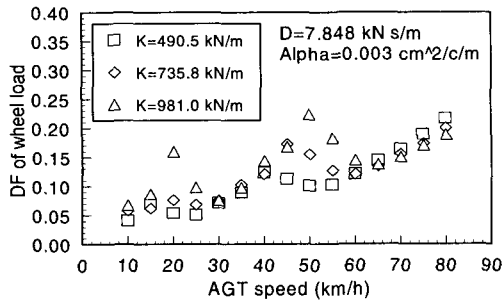


Fig. 19 DF of wheel load w.r.t. spring constant of suspension (front-left wheel)

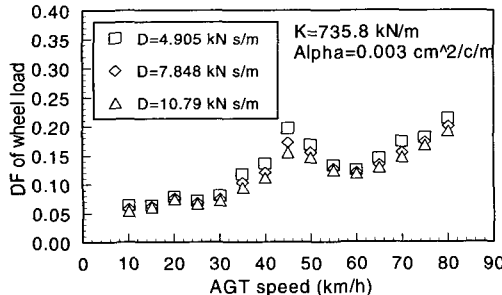


Fig. 20 DF of wheel load w.r.t. damping constant of suspension (front-left wheel)

반적인 경량전철의 주행 속도인 30 km/h에서 60 km/h 사이에 최대 값을 보였다. Fig. 9와 Fig. 11 그리고 Fig. 18과 Fig. 20에 나타난 것과 같이 요철계수의 증가와 현가계 감쇠 계수의 감소에 따라 차체의 수직방향 가속도와 접지력은 증가하였으며, 특히 파라미터의 변화와 상관없이 45 km/h에서 peak를 나타내었다.

반면, Fig. 10 및 Fig. 19에 보인 바와 같이 현가계 스프링 상수의 증가는 가속도와 접지력을 증가시키지만 peak를 나타내는 주행속도는 앞의 요철계수나 감쇠계수의 경우처럼 일정하지 않고 현가계 강성의 변화에 따라 변화함을 보였다. 이는 차량 스프링 상수의 변화가 차량의 진동 특성을 변화시키고 이러한 변화된 차량의 진동 특성과 공진 할 수 있는 노면 요철의 공간 주파수는 주행 속도에 따라 변화하기 때문에 판단된다. 따라서 경량전철의 진동 사용성 파악을 위하여 주행로 노면 요철의 계측과 이를 바탕으로 한 검토가 필요하다고 판단된다.

차체의 rolling운동과 차축의 수직운동의 가속도는 현가계의 강성보다 노면 요철 및 현가계 강성의 영향을 더 크게 받음을 Fig. 12에서 Fig. 17까지의 그림을 통해 관찰 할 수 있다.

5. 결론

(1) 본 연구에서 개발된 시뮬레이션 프로그램의 해석 결과를 실험 결과와 비교함으로써 본 연구를 통해 개발된 해석 프로그램의 유효성을 간접적으로 확인할 수 있었다.

(2) 차량의 가속도 응답과 차륜 접지력은 차량의 주행속도와 노면 요철, 현가계 스프링 계수가 증가할수록, 그리고 현가계 감쇠계수가 감소할수록 증가하는 경향을 보였다.

(3) 차체의 수직방향 가속도와 차륜 접지력은 차량 동특성과 노면요철의 공진에 의해 특정 속도에서 최대 값을 보이며 이 최대값이 발생하는 주행속도는 현가계 스프링 계수가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다.

후 기

본 연구는 (株)韓構엔지니어링의 연구 지원으로 수

행되었음을 밝히며 이에 깊이 감사 드립니다.

참 고 문 헌

(1) 서울특별시지하철건설본부, 1999, "도시 신교통 시스템".

(2) 건설교통부, 1998, "경량전철 표준화 연구 결과 보고서".

(3) 日本交通計劃協會, 1985 新交通システム土木構造物設計指針(案).

(4) 網島均, 福本陽三, 1987, "新交通車輛の走行シミュレーション", 神戸製鋼技報, Vol.37, No. 4, pp. 49~52.

(5) 송창민, 이우식, 2001, "무인자동안내방식 경량전철 시스템의 동특성에 관한 연구", 한국철도학회논문집, 제 4 권 1 호, pp. 1~8.

(6) 포항산업과학연구원, 1999, "경량전철시스템 기술개발사업 1차년도 연구결과 보고서".

(7) Kawatani, M. and Kim, C. W., 2001, "Computer Simulation for Dynamic Wheel Loads of Heavy Vehicles", Int. Journal of Structural Engineering and Mechanics, Vol. 12, No. 4, pp. 409~428.

(8) ISO, 1972, "Proposal for Generalized Road Inputs to Vehicles", ISO/DIS 2631, pp. 1~7.

(9) 川谷充郎, 小菅朗, 嶋田玲志, 小松定夫, 1987, "路面不整の統計學的特性と道路橋の衝擊係數", 構造工學論文集, Vol. 33A, pp. 459~466.

(10) Kim, C. W. and Kawatani, M., A Comparative Study on Dynamic Wheel Loads of Multi-axle Vehicle and Bridge Responses, Proc. of DETC01, ASME, DETC2001/VIB-21524, 2001.