

크리피지를 고려한 분산형 고속전철의

34 자유도 동적해석

Dynamic Analysis on High-Speed EMU Based on 34-Degree-of-Freedom Model with Creepage

이래민* 이필호* 김주섭** 구자춘*** 최연선*** 이상원†
Lee, Rae-Min Lee, Pil-Ho Kim, Ju-Sub Koo, Ja-Choon Choi, Yeon-Sun Lee, Sang-Won

ABSTRACT

This paper discusses the numerical study on the dynamics of the high-speed EMU by developing the 34 degrees-of-freedom (DOF) lumped parameter model including the effect of the creepage. In order to reflect the creepage, the Kalker's wheel-rail contact theory is introduced in the proposed model. The dynamic analysis using Matlab[®] software is conducted, and its results are compared with those from ADAMS/Rail to investigate the validity of the proposed 34-DOF lumped parameter model. It is demonstrated that the results from the numerical study are similar to those from ADAMS/Rail. In addition, the critical design parameters of high-speed EMU are examined, and the design guidelines for reducing vibration and enhancing ride quality are proposed.

1. 서 론

고속전철은 항공이나 선박에 비해 높은 안전성을 가지고 있으며, 빠른 속도로 인해 여객수송 등의 측면에서 그 필요성이 증대되고 있다. 이로 인해 고속전철이 도입되지 않은 국가에서도 고속전철의 필요를 인식하고 도입하려는 움직임이 활발해짐에 따라 향후 세계시장에서 고속전철 수요는 꾸준히 증가할 것으로 예상된다. 이러한 수요를 만족시키기 위해 고속전철 속도향상에 대한 연구가 진행되어 왔으며, 최근 국내 동력분산형 고속전철의 개발이 진행 중에 있다. 분산형 고속전철은 한국형 고속전철과 달리 동력원이 각 차량에 분산되어 있는 구조로 최고 400km/h 주행을 목표로 한다. 차량의 동력구조, 차체 크기, 운행속도 등이 기존 한국형 고속전철과 다름에 따라 각 설계제원의 타당성 검토가 필요하며, 고속화에 따른 안전성과 승차감 유지를 위해 진동저감 연구가 요구되고 있다.

철도차량 진동저감을 위한 선행연구로서 박찬경[1]은 휠/레일 및 궤도특성을 반영한 수치모델을 개발하고 전산해석과 연계하여 주행 시뮬레이션을 수행하였으며, 김명훈[2]은 철도차량의 비선형 현가장치에 대한 민감도 해석을 통하여 각 현가장치의 승차감 기여도를 분석하였다. 정우진[3]은 휠/레일 크리프 접촉이론을 사용하여 차량을 모델링하고 임계속도를 예측하였으며, 최성규[4]는 크리프 접촉이론의 분석을 통한 수정식을 제시하였다. Nishimura[5]는 철도차량 차체에 대한 17 자유도 동역학적 모델을 개발하여 차체 동특성을 해석하였다. 그러나 기존 연구는 강체차량의 운동방향이 일부 제한적이고, 승차감 및 안정성 중 하나의 해석목적에 맞게 모델링하여 차량 1량의 동특성을 모두 고려하는데 한계가 있다.

본 연구에서는 분산형 고속전철의 진동저감을 통한 승차감 향상을 위해 휠/레일 접촉요소를 반영하는 크리피지를 고려한 고속철도 차량 1량에 대한 34자유도 동적 해석 모델의 개발 및 진동 거동 해석을

† 책임저자 : 정회원, 성균관대학교, 기계공학부, 교수
E-mail : sangwonl@skku.edu
TEL : (031)299-4757 FAX : (031)299-4630

* 정회원, 성균관대학교, 기계공학과, 석사과정

** 비회원, 성균관대학교, 기계공학부, 학사과정

*** 정회원, 성균관대학교, 기계공학부, 교수

수행하였다. 제시한 모델의 타당성을 검증하기 위해 Matlab을 사용한 해석 결과를 ADAMS/Rail 시뮬레이션 결과와 비교, 분석하였으며, 검증된 모델을 기반으로 분산형 고속전철의 설계제원을 검토하고, 각 위치별 진동가속도를 예측하였다.

2. 수치해석 모델

2.1 크리피지(creepage)

철도차량 주행 중 휠/레일의 접촉으로 인해 크리이프 속도가 발생하게 된다. 크리이프 속도는 수직력에 의한 마찰력보다 횡하중이 작아도 변형률의 시간에 대한 변화율에 의하여 횡방향 속도가 발생하는 것으로 철도차량의 휠/레일 접촉요소를 모델링할 때 고려되었다. 크리이프 속도를 차량의 정상 진행속도로 나눈 것을 크리피지라 한다. 크리피지는 식 2.1과 같이 종방향(ξ_1), 횡방향(ξ_2), 회전방향(ξ_3)으로 나타내어지며, 크리피지에 의하여 휠/레일의 접촉면에서 크리프력이 발생하게 된다. 그림 1은 휠/레일 접촉을 좌표를 통하여 나타낸 것으로서 휠의 좌우에 작용하는 크리프력인 $F_{Lx}, F_{Ly}, M_{Lz}, F_{Rx}, F_{Ry}, M_{Rz}$ 의 성분과 작용방향을 보여주고 있다. 본 연구에 사용된 휠/레일 크리이프 접촉이론은 Kalker의 선형이론을 수정한 최성규[4]의 식 2.2를 기반으로 모델링 하였다.

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \frac{\text{차량 속도 종방향성분} - \text{차륜 구름에 의한 진행속도 종방향성분}}{\text{차륜의 정상 진행속도}(V)} \\ \xi_2 &= \frac{\text{차량 속도 횡방향성분} - \text{차륜 구름에 의한 진행속도 횡방향성분}}{\text{차륜의 정상 진행속도}(V)} \\ \xi_3 &= \frac{\text{차륜의 회전각속도} - \text{차륜 레일 접촉면의 상대각속도}}{\text{차륜의 정상 진행속도}(V)} \end{aligned} \quad (2.1)$$

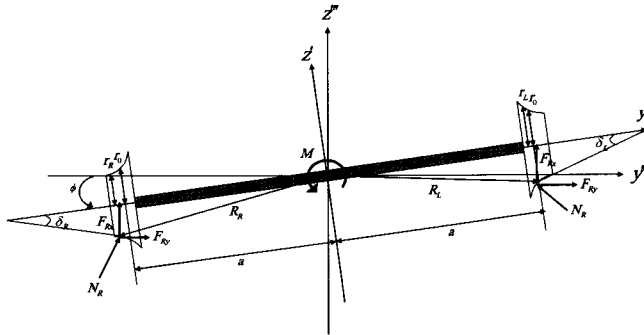


그림 1. 휠/레일 접촉 좌표

$$\begin{aligned} F_{Lx} &= -f_{33} \left[1 - \frac{r_L}{r_0} + \frac{1}{V} (\dot{x} + \alpha \dot{\psi}) \right] \cos \psi + f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_L}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y + \delta_L \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_L + r_L) \right] \cos(\delta_L + \phi) \sin \psi + f_{12} \frac{\dot{\psi} - \Omega \delta_L}{V} \cos(\delta_L + \phi) \sin \psi \\ F_{Ly} &= -f_{33} \left[1 - \frac{r_L}{r_0} + \frac{1}{V} (\dot{x} + \alpha \dot{\psi}) \right] \sin \psi - f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_L}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y + \delta_L \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_L + r_L) \right] \cos(\delta_L + \phi) \cos \psi - f_{12} \frac{\dot{\psi} - \Omega \delta_L}{V} \cos(\delta_L + \phi) \sin \psi \\ M_{Lz} &= f_{12} \left[\left(1 - \frac{r_L}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y + \delta_L \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_L + r_L) \right] \cos(\delta_L + \phi) - f_{22} \frac{\dot{\psi} - \Omega \delta_L}{V} \cos(\delta_L + \phi) \\ F_{Rx} &= -f_{33} \left[1 - \frac{r_R}{r_0} + \frac{1}{V} (\dot{x} + \alpha \dot{\psi}) \right] \cos \psi + f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_R}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y - \delta_R \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_R + r_R) \right] \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi + f_{12} \frac{\dot{\psi} + \Omega \delta_R}{V} \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi \\ F_{Ry} &= -f_{33} \left[1 - \frac{r_R}{r_0} + \frac{1}{V} (\dot{x} + \alpha \dot{\psi}) \right] \sin \psi - f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_R}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y - \delta_R \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_R + r_R) \right] \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi - f_{12} \frac{\dot{\psi} + \Omega \delta_R}{V} \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi \\ M_{Rz} &= f_{12} \left[\left(1 - \frac{r_R}{r_0} \right) \psi + \frac{1}{V} (y - \delta_R \dot{z}) + \frac{\dot{\phi}}{V} (a \delta_R + r_R) \right] \cos(\delta_R - \phi) - f_{22} \frac{\dot{\psi} + \Omega \delta_R}{V} \cos(\delta_R - \phi) \end{aligned} \quad (2.2)$$

2.2 34 자유도 철도차량 강체해석모델

34 자유도 철도차량 강체해석모델은 그림 2와 같이 모델링 하였다. 모델은 철도차량 1량의 X , Y , Z 의 변위와 롤(roll, ϕ), 피치(pitch, θ), 요(yaw, ψ)운동을 모두 볼 수 있도록 모델링하였으며, 레일의 상하, 좌우 불균일을 가진원으로 입력할 수 있도록 하였다. 차체와 대차의 경우 센터피봇(center pivot) 요소인 요잉스프링(Yawing Spring)과 횡댐퍼(Lateral Dumper) 요소를 고려하였다. 요잉스프링은 센터피봇이 차체가 지나치게 회전하지 않도록 하는 역할을 하며, 횡댐퍼는 대차와 차체의 좌우방향 움직임의 차이가 지나치게 크지 않도록 잡아주는 역할을 한다. 식 2.3, 2.4, 2.5는 크리프지가 반영된 휠/레일 접촉에서 휠의 Y 방향의 가속도와 롤링(rolling, ϕ), 요잉(yawing, ψ)에 관한 식이다. 식 2.3과 식 2.4에서는 기존 34자유도 운동방정식에 휠의 좌우에 작용하는 크리프력이 추가되었고, 식 2.5에는 Z 방향을 중심으로 하는 모멘트 항이 추가되었다.

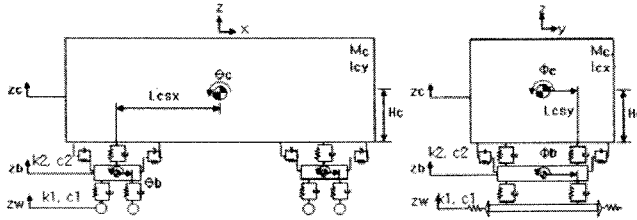


그림 2. 34 자유도 모델

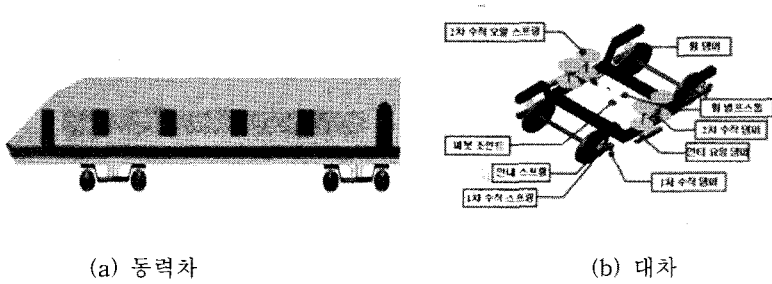
$$\begin{aligned}
 M_w \ddot{Y}_{w1} = & 2K_{1y}y_{b1} + 2H_w K_{1y} \phi_{b1} + 2L_{\eta px} K_{1y} \psi_{b1} - (2K_{1y} + 2K_{0y})y_{w1} + (2H_w K_{1y} - 2H_w K_{0y})\phi_{w1} + K_{0y}(Y_{01} + Y_{02}) \\
 & + 2C_{1y}y_{b1} + 2H_w C_{1y} \dot{\phi}_{b1} + 2L_{\eta px} C_{1y} \dot{\psi}_{b1} - (2C_{1y} + 2C_{0y})\dot{y}_{w1} + (2H_w C_{1y} - 2H_w C_{0y})\dot{\phi}_{w1} + C_{0y}(\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02}) \\
 & - f_{33} \left[1 - \frac{r_{R1}}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_{w1}}{V} \right] \sin \psi_{w1} - f_{11} \left[- \left(1 - \frac{r_{R1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} - \delta_R (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right. \\
 & \left. + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_R + r_{R1}) \right] \cos(\delta_R - \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} - f_{12} \frac{\dot{\psi}_{w1} + \Omega \delta_R}{V} \cos(\delta_R - \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} \\
 & - f_{33} \left[1 - \frac{r_{L1}}{r_0} - \frac{a\dot{\psi}_{w1}}{V} \right] \sin \psi_{w1} - f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_{L1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} + \delta_L (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right. \\
 & \left. + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_L + r_{L1}) \right] \cos(\delta_L + \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} - f_{12} \frac{\dot{\psi}_{w1} - \Omega \delta_L}{V} \cos(\delta_L + \phi_{w1}) \sin \psi_{w1}
 \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned}
 I_{wy} \ddot{\phi}_{w1} = & -2H_w K_{1y} y_{b1} + (-2H_w H_w K_{1y} + 2L_{\eta py}^2 K_{1z}) \phi_{b1} - 2L_{\eta px} H_w K_{1y} \psi_{b1} + (2H_w K_{1y} - 2H_w K_{0y}) y_{w1} \\
 & - (2H_w^2 K_{1y} + 2H_w^2 K_{0y} + 2L_{\eta py}^2 K_{1z} + 2L_w^2 K_{0z}) \phi_{w1} + H_w K_{0y} (Y_{01} + Y_{02}) + L_w K_{0z} (-Z_{01} + Z_{02}) \\
 & - 2H_w K_{1y} y_{b1} + (-2H_w H_w K_{1y} + 2L_{\eta py}^2 K_{1z}) \phi_{b1} - 2L_{\eta px} H_w K_{1y} \psi_{b1} + (2H_w K_{1y} - 2H_w K_{0y}) y_{w1} \\
 & - (2H_w^2 K_{1y} + 2H_w^2 K_{0y} + 2L_{\eta py}^2 K_{1z} + 2L_w^2 K_{0z}) \phi_{w1} + H_w K_{0y} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02}) + L_w K_{0z} (-\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02}) \\
 & + H_w \left[-f_{33} \left[1 - \frac{r_{R1}}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_{w1}}{V} \right] \sin \psi_{w1} - f_{11} \left[- \left(1 - \frac{r_{R1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} - \delta_R (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_R + r_{R1}) \right] \cos(\delta_R - \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} - f_{12} \frac{\dot{\psi}_{w1} + \Omega \delta_R}{V} \cos(\delta_R - \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} \right] \\
 & + H_w \left[-f_{33} \left[1 - \frac{r_{L1}}{r_0} - \frac{a\dot{\psi}_{w1}}{V} \right] \sin \psi_{w1} - f_{11} \left[\left(1 - \frac{r_{L1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} + \delta_L (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_L + r_{L1}) \right] \cos(\delta_L + \phi_{w1}) \cos \psi_{w1} - f_{12} \frac{\dot{\psi}_{w1} - \Omega \delta_L}{V} \cos(\delta_L + \phi_{w1}) \sin \psi_{w1} \right]
 \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned}
 I_{wx} \ddot{\psi}_{w1} = & 2L_{\eta py}^2 K_{1x} \psi_{b1} - 2L_{\eta py}^2 K_{1x} \psi_{w1} + 2L_{\eta py}^2 C_{1x} \dot{\psi}_{b1} + 2L_{\eta py}^2 C_{1x} \dot{\psi}_{w1} \\
 & + f_{12} \left[- \left(1 - \frac{r_{R1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} - \delta_R (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right] + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_R + r_{R1}) \cos(\delta_R - \phi_{w1}) - f_{22} \frac{\dot{\psi}_{w1} + \Omega r_{R1}}{V} \cos(\delta_R - \phi_{w1}) \\
 & + f_{12} \left[\left(1 - \frac{r_{L1}}{r_0} \right) \dot{\psi}_{w1} + \frac{1}{V} (\dot{Y}_{01} + \dot{Y}_{02} + \delta_L (\dot{Z}_{01} + \dot{Z}_{02})) \right] + \frac{\dot{\phi}_{w1}}{V} (a\delta_L + r_{L1}) \cos(\delta_L + \phi_{w1}) - f_{22} \frac{\dot{\psi}_{w1} - \Omega r_{L1}}{V} \cos(\delta_L + \phi_{w1})
 \end{aligned} \quad (2.5)$$

2.3 모델 타당성 검증

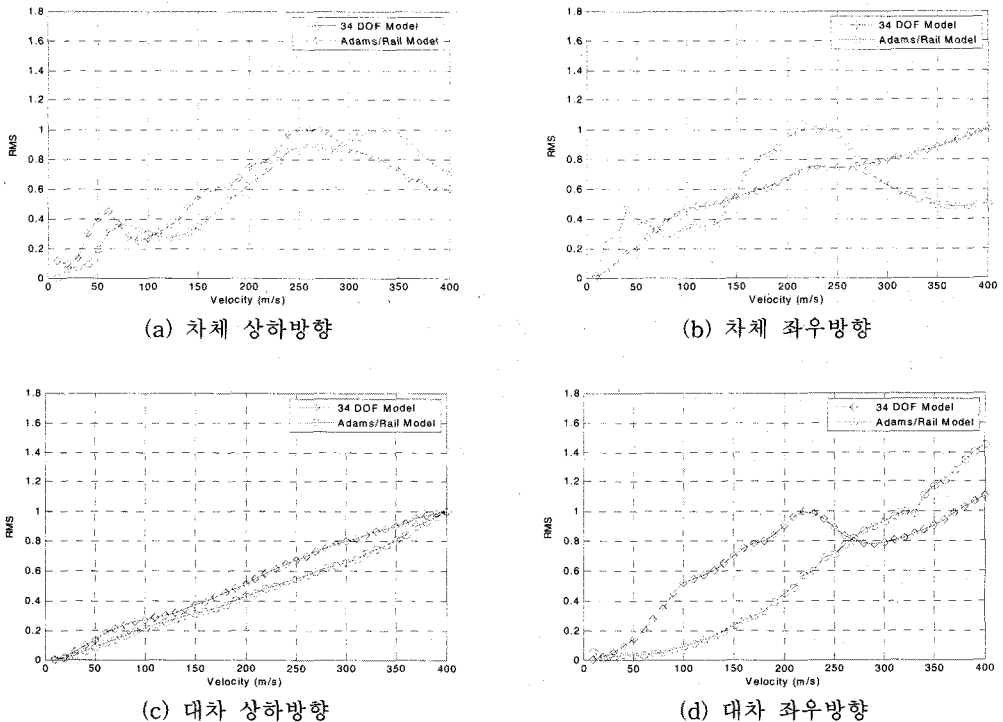
분산형 고속전철 차량 34 자유도 강제해석모델의 타당성을 검토하기 위하여 Matlab을 이용한 시뮬레이션 결과와 상용화된 철도차량 해석 프로그램인 ADAMS/Rail의 전산해석 결과와 비교, 분석을 수행하였다. 그림 3은 ADAMS/Rail의 3차원 모델이다. ADAMS/Rail 모델은 이론해석과 마찬가지로 한국형 고속전철의 동력객차 설계제원을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그림 4는 34 자유도 차량모델 시뮬레이션 결과와 ADAMS/Rail 결과를 비교한 것으로, 최대응답을 기준으로 정규화한 것이다. 그림과 같이 상하 방향의 진동은 차체와 대차에서 유사한 결과가 나타남을 알 수 있으나 좌우방향의 진동의 경향은 차이가 나타났다. 이는 ADAMS/Rail은 휠/레일 형상정보를 통한 크리프력이 반영되어 있음에 비해 34 자유도 차량모델의 가진원은 레일 불균일에 한정되어 있어 좌우 응답경향 방향 진동 해석 시에 한계가 있다.



(a) 동력차

(b) 대차

그림 3. ADAMS/Rail 시뮬레이션 모델링



(a) 차체 상하방향

(b) 차체 좌우방향

(c) 대차 상하방향

(d) 대차 좌우방향

그림 4. 34 자유도 차량모델 검증

3. 시뮬레이션

3.1 분산형 고속전철 설계제원

분산형 고속전철은 한국형 고속전철과 다르게 동력원이 각 차량에 분산되어 있고, 요구되는 차량의 설계제원이 표 1과 같이 기존 한국형 고속전철의 설계제원 중 윤축간 거리, 대차 간격, 바퀴 지름, 차 너비에 변경된 값을 사용하고 그 변경된 값에 대하여 34자유도 모델을 시뮬레이션 하였다.

표 1 한국형 고속전철과 분산형 고속전철의 설계제원 비교

(단위 : mm)

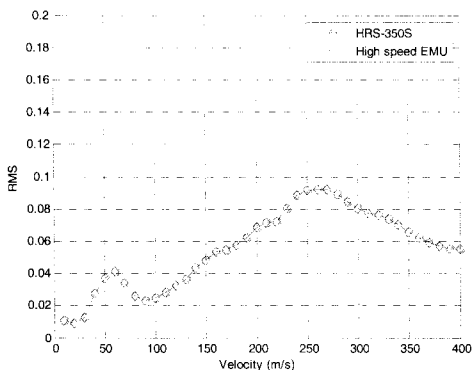
	윤축간 거리	대차 간격	휠 지름	차체 너비
한국형 고속전철	2100	13800	920	2900
분산형 고속전철	3000	13500	860	3100

표 2 분산형 고속전철의 질량 및 관성모멘트

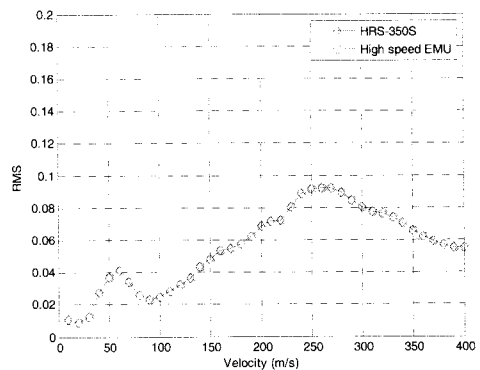
차체질량 (M_c :kg)	관성모멘트 (I_{cx} :kgm ²)	관성모멘트 (I_{cy} :kgm ²)	관성모멘트 (I_{cz} :kgm ²)
41145	1118991	52225	1116215

3.2 매개변수 분석

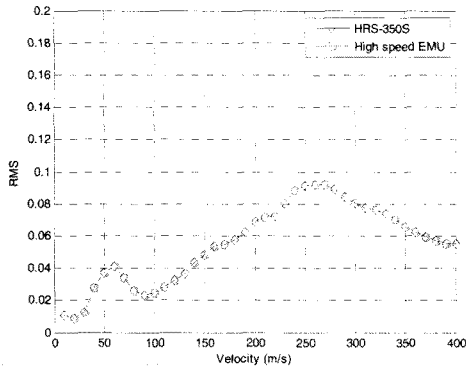
그림 5는 한국형 고속전철과 분산형 고속전철의 설계제원 변화에 따라 차체 상하방향의 진동가속도이다. 그림 5와 같이 윤축간 거리, 대차 간격, 휠 지름은 차체 상하방향의 진동에 미치는 영향이 미미하며, 차체너비가 증가되는 분산형 고속전철의 가속도응답이 증가됨을 확인할 수 있다. 이는 한국형 고속전철의 경우 동력차 모델이 기준으로 하며, 동력차의 경우 공차기준 차체중량이 분산형 고속전철에 대하여 13,000 kg이 무거움에 따라 차체진동이 낮게 나타남을 알 수 있다. 본 해석에 사용된 1, 2차 현가장치 제원은 한국형 고속전철의 설계 값을 사용한 것으로 최종 차량의 진동량과는 차이가 있다. 그러나 적정 현가장치의 설계 및 설계값의 해석적용을 통하여 분산형 고속전철의 차체 진동량의 예측이 가능하다.



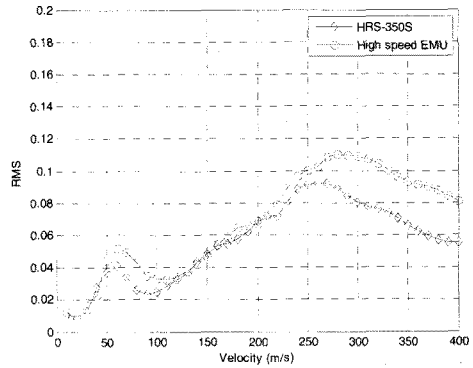
(a) 윤축간 거리



(b) 대차간격



(c) 휠 직경



(d) 차체너비

그림 5. 분산형 고속전철 설계제원에 관한 매개변수 분석

4. 결론

본 논문에서는 분산형 고속전철의 동적특성 파악 및 설계제원 도출을 위하여 크리피지(creepage)를 고려한 34 자유도 수치해석 모델을 개발하고, 이를 이용하여 분산형 고속전철의 설계 값을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

크리피지(creepage)를 고려한 34 자유도 철도차량 모델은 상하방향 차량응답이 전산해석결과와 유사하였다. 그러나 좌우방향 응답의 경우 차이를 보이며, 이는 차량의 가진원이 레일불균일에 한정되어 있어 레일접촉면 형상을 반영한 전산해석과 좌우방향 휠/레일 접촉력의 차이로 기인하였다.

분산형 고속전철의 설계 값을 검토한 결과 차체너비가 커지며, 차체중량이 낮아지는 분산형 고속전철이 한국형 고속전철 보다 차량의 상하진동이 커짐을 알 수 있으며, 휠 직경, 대차간격, 윤축간 거리의 영향은 미미함을 알 수 있다. 그러나 휠직경, 대차간격, 윤축간 거리의 경우 레일의 곡선구간에서 차이가 나타날 수 있으며, 이는 본 34 자유도 크리피지 모델의 수정 및 보완이 필요함을 알 수 있다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 07차세대고속철도A01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. 박찬경, 박기준, 박준서, 배대성(1998), “철도차량 동특성 해석을 위한 휠/레일 상호작용의 선형모델링 연구”, 한국철도학회 춘계학술대회논문집, pp. 517-524.
2. 김명훈, 탁태오, 박진용(1998), “비선형 현가요소를 가진 철도차량의 승차감 및 민감도 해석”, 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp. 828-833.
3. 정우진, 김성원(2000), “철도차량의 임계속도에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제 24 권, 제 8 호, pp. 1991-1999.
4. 최성규(2007), “직선 평면 선로상 차륜-윤축셋에 대한 기준운동방정식의 수정”, 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp. 922-934.
5. Kazuhiko Nishimura, Yoshiaki Terumichi, Tsutomu Morimura, Kiyoshi Sogabe(2007), “Development of vehicle dynamics simulation for safety analyses of rail vehicles on excited tracks”, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference.