철도차량 현가특성의 최적설계에 관한 연구
A Study on the Optimum Design of Rail Vehicle Suspension Characteristics

조동현* 임진수**
Cho, Dong-Hyun Lim, Jin-Soo

Abstract

In this study, optimum design methodology for rail vehicle suspension characteristics is suggested. Three parameters, primary lateral/longitunal stiffness and secondary lateral stiffness, are selected as design parameters. Critical speed, suspension stroke trade-off and derailment coefficient are selected as perfomance constraints. The optimum parameters to maximize ride quality are evaluated under the constraints. Steady-state curiving model to be able to evaluate derailment coefficient is developed. The combined design procedure is developed to evaluate Three parameters at the same time.

1. 서론

철도차량의 설계는 크게 기하학적 설계, 관성특성의 설계 그리고 현가특성의 설계가 있다. 차량의 크기, 형상 및 관성특성은 정역학적 설계단계에서 이루어지고 있으며, 현가특성은 동역학적 설계를 통해 정해진다. 그중에서 현가특성은 철도차량의 동역학적 성능 즉, 주행속도, 승차감 그리고 곡선주행 안전성 등에 큰 영향을 주는 요인이다.

본 연구에서는 횡방향의 현가특성을 설계하기 위하여 동적성능지수로 승차감을 설계구속조건으로 임계속도와 2차현가장치의 stroke 최대허용치 그리고 탈선계수의 최대허용치를 정의하였다. 성능지수와 설계구속조건 들을 해석하기 위하여 단일차량에 대한 횡방향 직선주행 모델과 정상상태 곡선주행 해석모델을 수립하였다. 특별히 곡선주행해석을 위하여 플랜지 비접촉과 플랜지 접촉을 분리해석하는 구간선형모델을 수립하였다. 지금까지의 현가특성의 설계에서는 프랜지 비접촉 통과능력을 성능지수로 하는 방법을 사용하였다.[1][4] 그러나 실제적으로는 최소곡선반경에서 안전하게 통과할 수 있는 능력이 더 중요하여 많은 경우 비선형시간응답해석을 통한 탈선계수로 곡선주행 안전성을 검증하고 있다. 이러한 비선형해석의 문제점은 해석시간이 매우 오래 걸리기 때문에 매우 많은 현가특성의 조합을 해석해야하는 설계단계에서는 비현실적인 방법이다. 따라서 본 연구에서는 설계단계에서 탈선계수를 해석할 수 있는 모델을 개발하였다.

주로 지금까지의 현가특성의 설계방법은 1차현가특성과 2차현가특성의 설계를 비연성해석하는 방법을 사용하였다. 본 연구에서는 1차와 2차현가특성의 연성효과를 고려하기 위하여 1차와 2차현가특성의 최적치를 동시에 설계하는 방법을 사용하였다.

* 아주대학교 박사과정, 학생회원
** 아주대학교 교수, 정회원

설계에 사용한 기본모델은 무궁화호 객차를 사용하였다. 기본모델와 본 연구에서 설계한 현가특성 모델의 성능지수를 비교함으로써 기존 철차의 성능향상이나 새로운 모델개발의 방법을 제시하였다.

2. 차량의 동역학적 모델과 설계변수

단일차량의 횡방향 운동모델은 차체, 대차, 차축이 각각 횡변위와 요변위를 갖는 총 14자유도계 모델이다. 그림1은 1차량 모델의 좌표와 질량요소의 배치를 나타내고 있다. x방향을 주행방향으로 하며 차축을 w, 대차를 t , 차체를 b로 명시하였다. 대차간의 거리는 2×lt이다. 그림2는 대차모델이며 표1에서는 질량요소, 기하학적 요소 및 기본모델에서 사용된 현가특성치의 값을 나타내었다. 설계변수는 1차현가장치의 길이방향 스프링상수 k_x와 횡방향 스프링상수 그리고 2차현가장치의 횡/길이방향 스프링상수 $k_{2x/y}$이다. 2차현가장치는 에어스프링을 사용하므로 길이방향과 횡방향의 스프링 상수는 같다.

표 1 기본모델의 고정변수치와 설계변수치

기호	설명	값	기호	설명	값
m_c	차체질량(kg)	27890	c_{2x}	2차 현가장치 길이방향 감쇠(Ns/m)	0
m_t	대차질량(kg)	2120	c_{2y}	2차 현가장치 횡방향 감쇠(Ns/m)	0.039×10^6
m_w	차축질량(kg)	1780	a	차륜접촉점간 길이 1/2	0.75
I_c	차체 요관성모멘트 (kgm^2)	1.1×10^6	b	고정축거 1/2	1.15
I_t	대차 요관성모멘트 (kgm^2)	2220	d	1차 현가장치 스프링 횡방향 간격 1/2	0.965
I_w	차축 요관성모멘트 (kgm^2)	965	d_{2s}	2차 현가장치 스프링 횡방향 간격 1/2	1.0
k_{1x}	1차 길이방향 스프링 상수(N/m)	12×10^6	d_{2d}	2차 현가장치 감쇠 횡방향 간격 1/2	1.30
k_{1y}	1차 횡방향 스프링상수(N/m)	4.9×10^6	l_t	대차중심간 거리	7.95
k_{2x}	2차 길이방향 스프링상수(N/m)	0.16×10^6	r_c	중립상태 차륜회전반경	0.43
k_{2y}	2차 횡방향 스프링상수(N/m)	0.16×10^6	λ	effective conicity	0.1(New) 0.4(Worn)

3. 성능지수와 설계구속조건의 해석

본 연구에서 정의한 동적성능지수와 설계구속조건은 다음과 같다.

(1) 동적성능지수
- 승차감

(2) 설계구속조건
- 차량의 안정성 (임계속도)
- 2차 현가장치의 스트로크(Stroke) 최대 허용치
- 곡선주행 안전성 (탈선계수의 최대 허용치)

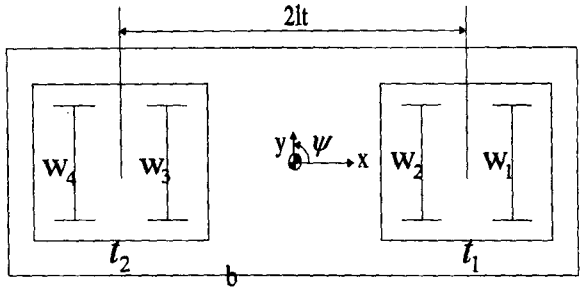

그림 1 차량모델

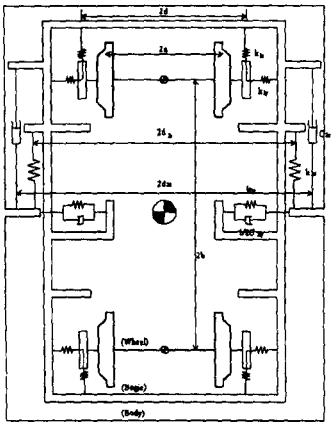

그림 2 대차모델

3.1 승차감과 2차현가장치 스트로크(stroke)

철차의 진동은 불규칙한 궤도 위를 주행함으로써 발생하게 된다. 그림3은 단일차량에 궤도의 외란으로써 궤도정열(track alignment) e를 나타내고 있다. e(t)가 시간 t일 때의 차체중심점 위치에서의 궤도정열이면 각 차축중심점 위치에서의 궤도정열은 각각 시간에 대한 위상의 차이를 가지며 차축에 작용하게 된다.

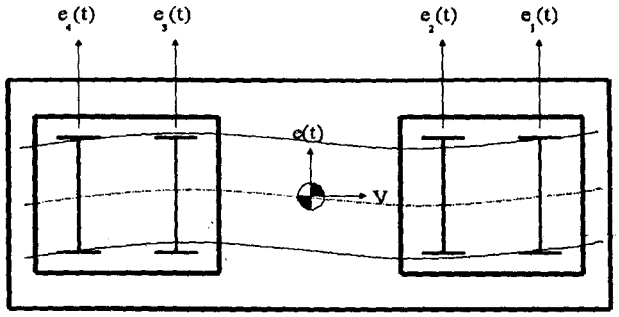

그림 3 각 차축에 작용하는 alignment

차축에 가해지는 외력은 궤도정열의 함수가 되며 이때의 차량의 운동방정식은 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{\vec{y}} + C\dot{\vec{y}} + K\vec{y} = F\vec{e} \qquad (1)$$

M : 14×14 질량요소 행열
C : 14×14 감쇠요소 행열
K : 14×14 스프링요소 행열
F : 14×1 외력변환행열
$\vec{y}$: 14 자유도 변위벡터
$\vec{e}$: 궤도정열벡터

변위벡터에서 1-4행은 차축1-4의 횡변위이며 5-8행은 차축의 요변위, 9,10행은 대차1,2의 횡변위 11,12행은 대차의 요변위, 13행은 차체의 횡변위, 14행은 차체의 요변위를 나타낸다. 식(1)을 주파수영역으로 변환하면 식(2)와 같다.

$$\vec{Y}(f) = T(f)\vec{E}(f) \qquad f : 주파수(Hz) \tag{2}$$

행렬 T는 궤도정열을 입력으로 하고 계의 변위벡터를 출력으로하는 14×14 전달함수 행열이다. 계의 어느 한점의 상대변위나 가속도를 x(f)라고 하면 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$X(f) = \vec{a}(f) \cdot \vec{Y}(f) \tag{3}$$

$\vec{a}^T$는 각 자유도의 변위벡터에서 어느 한점의 가속도나 상대변위를 구하는 14×1 변환행열이다. 궤도정열의 파워스펙트럼(power spectrum)을 G_{ee}라고 하면 계의 어느 한점의 변위, 가속도의 파워스펙트럼 G_{xx}은 다음과 같다.

$$G_{xx}(f) = B(f)G_{ee}(f) \ , \quad B(f) = |\vec{a}(f)^T T(f)| \tag{4}$$

궤도정열의 파워스펙트럼 G_{ee}는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$G_{ee}(\omega) = \frac{B_a \omega_c^2}{\omega^2(\omega^2 + \omega_c^2)} \ , \quad \omega = 2\pi f \ , \ B_a = VA_a \ , \quad \omega_c = V\Omega_c \tag{5}$$

$A_a = 0.0762\ cm^2 rad/m$, $\Omega_c = 0.8245\ rad/m$ (FRA Class5 궤도)

위에서 구한 상대변위, 가속도의 파워스펙트럼을 주파수에 대해 적분하면 RMS 값을 구하게 된다. 승차감지수는 차체 가속도의 파워스펙트럼을 ISO 2631 Filtering한 후 적분하여 계산하고, 2차 현가장치의 스트로크(stroke)는 차체와 대차의 상대변위 파워스펙트럼을 적분하여 3배를 취한 값이 peak-to-peak 스트로크가 된다.

3.2 임계속도

3.1의 식(1)에서 외력을 0으로 하여 주행속도에 대한 eigenvalue 해석을 하면 차량의 고유모드를 구하게 된다. 이때 여러 모드 중 어느 하나라도 감쇠가 0에 도달하게되면 이때의 주행속도가 임계속도가 된다. 임계속도는 차량이 안정적으로 주행할 수 있는 최고속도를 제한하게 된다.

3.3 탈선계수

3.3.1 플랜지 비접촉 해석

캔트부족 θ_d(rad), 곡선반경 R의 궤도를 주행속도 V로 통과할 때, 각 질량요소 m에 작용하는 정상상태 원심력은 다음과 같다.

$$Y = \left(mg + \frac{mV^2}{R}\right)\sin\theta_d \tag{6}$$

차축에 작용하는 횡방향 크리이프힘은 $2f_{11}\psi_w$ 이며, 요모멘트는 $2af_{33}\left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda y_w}{r_c}\right)$이다.

f_{11} , f_{33}은 선형 크리이프 계수이며 y_w는 차축의 횡변위, ψ_w는 차축의 요변위이다.

질량요소에 작용하는 정상상태 원심력이 외력으로 작용할 때의 차량의 평형방정식은 다음과 같은 형태의 선형연립대수방정식이 된다.

$$A\vec{y} = \vec{f} \tag{7}$$

A : 14×14 행렬 , $\vec{f}$: 원심력과 크리이프힘 성분이 포함된 14×1 벡터

3.3.2 플랜지 접촉 해석

3.3.1의 결과에서 차축의 횡변위 중 어느 하나라도 플랜지 간극(flange clearance)을 넘으면 플랜지 접촉이 된 상태이며 플랜지 비접촉 해석을 가지고는 더 이상 설명이 불가능하다. 이 때는 플랜지 접촉을 한 차축의 변위가 플랜지 간극의 값에서 계의 평형을 만족시키는 횡방향 프랜지 접촉력 해석을 다시 하여야 한다. 이 경우 플랜지 접촉력이 새로이 변수가 되며 차축의 변위는 상수가 된다.

플랜지 접촉시에는 크리이퍼지가 매우 큰 상태이므로 크리이프힘은 건마찰력과 같아진다. 이 때의 차축에서 플랜지 접촉을 하는 차륜에는 횡방향 플랜지 접촉력이 길이방향으로는 건마찰력이 작용하며 플랜지 접촉을 하지않는 차륜에는 선형 크리이프힘이 계속 작용하는 것으로 가정할 때 플랜지 접촉이 일어난 차축에 작용하는 합력은 다음과 같다.

(1) 곡선궤도 바깥쪽에서 플랜지 접촉이 발생하는 경우

횡방향 힘 : $-N_f + f_{11}\psi_w$, N_f : 플랜지 접촉력

요 모멘트 : $\pm a\mu N_f\left(1 + \frac{r_f}{r_R}\right)$ (8)

μ : 마찰계수 , r_f : 플랜지 접촉시의 차륜회전반경 , r_R : 안쪽차륜의 회전반경

(2) 곡선궤도 안쪽에서 플랜지 접촉이 발생하는 경우

횡방향 힘 : $N_f + f_{11}\psi_w$

요 모멘트 : $\pm a\mu N_f\left(1 + \frac{r_f}{r_R}\right)$ (9)

r_L : 바깥쪽차륜의 회전반경

탈선계수를 계산하기 위한 윤중 P는

$$P = \frac{1}{8}\left((m_c + 2m_t + 4m_w)g + \frac{(m_c + 2m_t + 4m_w)V^2}{R}\right)\cos\theta_d \tag{10}$$

와 같으며 횡압 Q는 플랜지 접촉력 N_f와 같다.

4. 현가특성의 설계

1차 및 2차 현가특성의 설계는 표2와 같은 구속조건을 만족하면서 성능지수인 승차감을 최대화하는 것(차체 가속도의 최소화)을 목표로 하였다. 동역학 해석시에 적용한 운행조건은 표3에 명시하였다. 설계변수는 표4에서 명시한 범위를 1차 현가특성의 경우 등간격으로 20개로 분할하고 2차 현가특성은 40개로 분할하여 총 16000 가지 조합의 설계변수에 대한 해석을 수행하였다.

표 2 설계구속조건

구속조건	허용치
임계속도	① 50m/s 이상 ② 55m/s 이상 (effective conicity 0.4)
2차 현가장치의 횡방향 Stroke	10mm 이하
탈선계수(Q/P)	0.8 이하

표 3 차량 운행조건

직선/곡선	운행조건
직선구간	평균속도 130 km/h 주행궤도등급 FRA class5 rail effective conicity 0.1
곡선구간	곡선반경 400m 주행속도 90 km/h 캔트부족 6.9×10^{-2} rad (정상상태 횡방향 원심가속도 0.08g 일 때)

표 4 설계변수 해석구간

설계변수	해석구간
1차 횡방향 스프링상수	$10\times10^6 \sim 20\times10^6$ N/m
1차 길이방향 스프링상수	$1\times10^6 \sim 10\times10^6$ N/m
2차 횡/길이방향 스프링상수	$0.1\times10^6 \sim 0.3\times10^6$ N/m

5. 설계 결과

그림4는 임계속도 50m/s 이상의 영역을 나타낸 것이다. x축은 k_{1x}이며 y축은 k_{1y} z축은 $k_{2x/y}$의 설계구간을 나타내고 있다. 그림 5는 2차 현가장치의 횡방향 스트로크가 10mm 이하인 영역을 나타내고 있으며 그림 6은 탈선계수가 0.8 이하의 영역을 나타내고 있다.

그림 7,8은 구속조건인 그림4,5,6을 동시에 만족하는 설계가능영역에서 차체가속도를 흑백농도의 차로 표시한 그림이다. 그림7은 임계속도를 50m/s로 하였을 때, 그림8은 55m/s로 하였을 때이다.

표 5에서는 본 연구에서 구한 최적현가특성을 적용하였을 때의 차체가속도와 기본모델의 가속

도를 비교하였다. 최적설계된 현가특성치는 기본모델의 특성치에 근접한 값으로 나온 것으로 보아 본 설계방법에 큰 문제점은 없는 것으로 볼 수 있다. 성능지수를 볼 때는 최적모델 1,2 모두 임계속도가 기본모델보다도 높으면서도 승차감이 향상된 것을 볼 수 있다. 또한 탈선계수의 경우 기본모델이 0.76정도로 충분히 높게 나오므로 본 연구에서 설정한 설계상한치 0.8을 적용하여도 충분히 안전한 설계가 될 수 있음을 알 수 있다.

표 5 최적설계 결과

	현가특성치(N/m)	차체 RMS 가속도 (m/s²)
기본모델 (임계속도는 48m/s)	$k_{1x} = 12\times10^6$, $k_{1y} = 4.9\times10^6$ $k_{2x/y} = 0.16\times10^6$	9.4335×10^{-2}
최적모델1 (임계속도 50m/s)	$k_{1x} = 18\times10^6$, $k_{1y} = 7\times10^6$ $k_{2x/y} = 0.2\times10^6$	8.268×10^{-2}
최적모델2 (임계속도 55m/s)	$k_{1x} = 18\times10^6$, $k_{1y} = 7.5\times10^6$ $k_{2x/y} = 0.2\times10^6$	8.351×10^{-2}

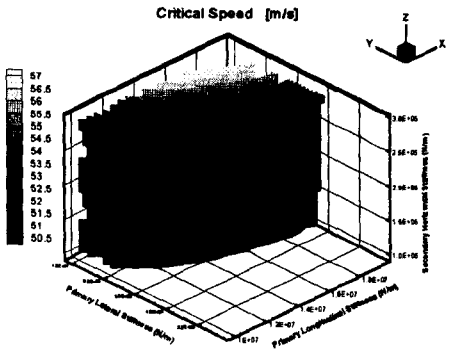

그림 4 임계속도

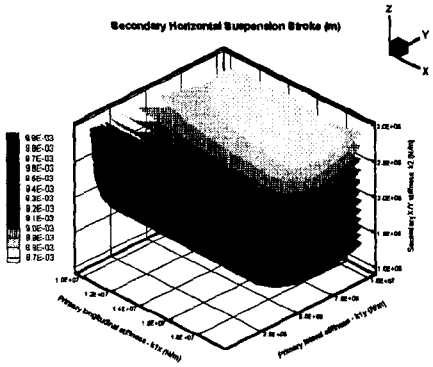

그림 5 2차현가장치 stroke trade-off

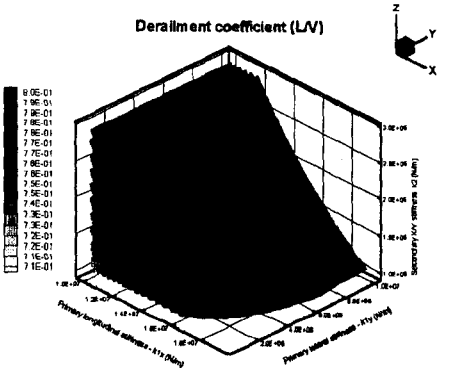

그림 6 탈선계수 (Q/P)

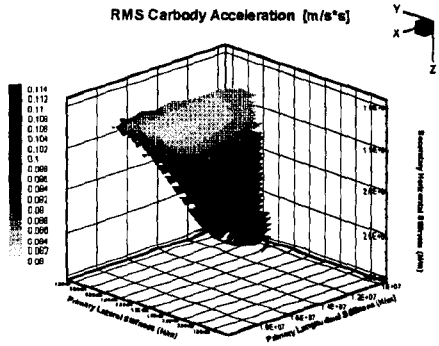

그림 7 승차감 (임계속도 50m/s)

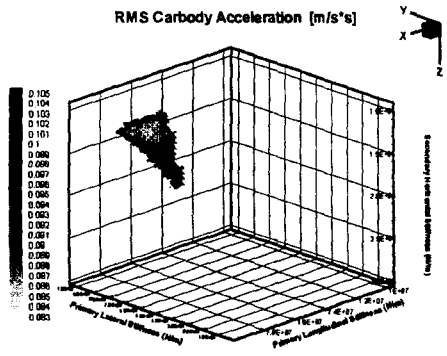

그림 8 승차감 (임계속도 55m/s)

6. 결론

본 연구에서는 철차의 현가특성을 설계를 위한 완전차량의 직선주행모델과 곡선주행시의 탈선계수를 구할 수 있는 구간선형모델을 사용하였기 때문에 많은 설계변수에 대한 해석을 수행할 수 있었다. 또한 1차와 2차현가특성의 연성효과를 동시에 고려한 최적설계방법을 제시하였다.

최적설계의 결과는 기본모델의 현가특성에 크게 벗어나지 않았으며, 승차감은 향상시킬 수 있었다. 따라서 본 연구결과를 바탕으로 비선형해석과의 검증과정을 충분히 거친다면 철차의 현가특성 설계시 유용한 방법으로 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. D. Wormley, K. Hedrick, D. Horak(1981), "Rail passenger vehicle truck design methodology", NTIS Report No. FRA/ORD-81/11
2. Rao V. Dukkipati, Joseph R. Amyot(1988), "Computer-aided simulation in railway dynamics", Marcel Dekker, INC
3. Newland, D.C (1969), "Steering a flexible railway truck on curved track", Journal of engineering for industry
4. D. Horak, C.E. Bell, J.K. Hedrick(1981), "Stability and curving performance of rail vehicles", Journal of dynamic system, measurement, and Control, Vol. 103, pp 181-190