

철도차량 차륜/레일 접촉모듈 개발

Development of a Wheel/Rail Contact Module for Railway Vehicles

한형석*, 허신*, 하성도*
Han, Hyung-Suk, Hur, Shin, Ha, Sung-Do

ABSTRACT

A wheel/rail contact module for dynamics analysis of railway vehicles is developed. The developed module is based on non-linear contact and FASTSIM algorithm which calculates contact forces. And the module is incorporated into the general purpose program DADS using user-defined subroutines. The simulation results of this developed program is compared to those of the railway vehicle dynamics analysis program AGEM. Since the module is based on DADS, various simulation environments can be considered.

1. 서론

철도차량의 고급화, 고속화 및 다양화에 따라 설계시 신뢰성 있는 동력학 해석이 요구된다. 철도차량 동력학 해석을 위한 VAMPIRE[1], AGEM[2]와 같은 전용 프로그램들이 이미 선진국에서 개발되어 이용되고 있다. 이러한 전용프로그램은 철도차량의 동력학 해석을 목표로 하여 개발되었기 때문에 기본적인 동적해석에 편리하고 다양한 데이터를 가지고 있다. 그러므로 철도차량의 일반적인 해석 사항인 승차감, 곡선주행성능, 안정성 해석 등에 이러한 전용 프로그램을 이용하는 것이 경제적이다 할 수 있다. 그러나 전용 프로그램은 다양한 해석 환경을 고려하는데 한계가 있다. 예로 차체의 유연성을 고려한 승차감 해석, 제어시스템 통합 해석, 동용력 산출 및 사고 시나리오 예측 등에 있어서 한계성을 가진다. 반면에 범용 동력학 해석 프로그램은 다양한 해석 요소와 편리한 전후처리를 가진다. 예로 범용 프로그램인 DADS[3]는 기구적 해석, 정적해석, 준정적 해석, 역기구적 해석, 동적 해석, 제어시스템 통합해석, 유연체 포함해석, 제어기 설계 프로그램과의 연계 등 다양한 기능을 가진다. 그러나 DADS는 철도차량 동력학의 핵심인 차륜/레일 접촉모듈이 없기 때문에 철도차량에 이용하지 못하는 실정이다.

본 논문에서는 차륜/레일 접촉모듈을 개발하여 범용동력학 해석 프로그램인 DADS에 추가함으로써 범용의 장점을 살려 폭 넓은 철도차량 동력학 해석이 가능하게 하는데 목적이 있다. 이를 위하여 차륜/레일의 기하학적 접촉계산, 크리퍼지 계산 및 크리이프힘을 계산하는 차륜/레일 접촉모듈을 개발하여 DADS와 연계시킨다. DADS와의 연결은 DADS의 사용자 정의 서브루틴을 이용한다.

개발모듈의 검증은 위해 개발모듈과 가장 유사한 접촉력 계산법을 이용하는 AGEM과 결과를 비교하였다. 개발모듈은 다양한 해석 조건에서 철도차량 동력학 해석이 가능하게 한다.

* 한국기계연구원(KIMM)

2. 모듈개발

2.1 좌표계

차륜/레일 접촉을 모델하기 위하여 3개의 좌표계가 그림 1과 같이 정의된다. 궤도의 중앙에 위치한 궤도좌표계($x_l-y_l-z_l$), 륜축에 위치한 차륜좌표계($x_w-y_w-z_w$) 그리고 차륜과 레일의 접촉점에 위치한 접촉좌표계($x_{cr}-y_{cr}-z_{cr}, x_{cl}-y_{cl}-z_{cl}$)가 정의된다. 세 좌표계의 위치는 시간에 따라 변하며 X축은 차량의 진행방향, Y축은 횡방향이다.

2.2 차륜/레일 접촉

차륜과 레일의 접촉과 그에 따른 접촉힘을 계산하기 위해서는 기하학적 매개변수가 필요하다. 기하학적 매개변수를 정의하기 위하여 차륜과 레일은 항상 접촉한다고 가정한다. 레일상에서 차륜의 위치가 변하면 그에 따라 기하학적 매개변수 값이 변한다. 그림 1에서는 차륜과 레일의 접촉에 기본적으로 이용되는 기하학적 매개변수들을 보여주고 있다. 매개변수에는 차륜의 회전반경(r_r, r_l), 접촉각 (δ_r, δ_l), 틀각 (φ), 요각 (ψ), 횡변위 (y_{lat}) 등이 있다. 차륜과 레일은 일반적으로 비선형 형상을 가지기 때문에 기하학적 매개변수 값은 차륜의 위치에 비선형적으로 종속적이다. 일반적으로 차륜과 레일의 접촉을 정의하기 위하여 횡변위 y_{lat} , 요각 ψ 이 이용된다. 그러나 요각은 2차적 효과를 주기 때문에 무시되고 단지 모든 접촉 매개변수들은 횡변위 y_{lat} 의 함수로 나타낼 수 있다.

차륜/레일 접촉힘을 예측하기 위하여는 접촉면적의 크기와 형상이 필요하다. 이러한 값들은 접촉점에서의 차륜과 레일의 주반지름(principal radius)에 크게 영향을 받는다. 그러므로 접촉힘을 계산하기 위하여 차륜의 구름반경(rolling radius), 차륜과 레일의 횡단반경(transverse radius)이 필요하다. 이러한 매개변수들의 값도 횡변위의 함수이고 플랜지 접촉위치에서 크게 변하는 특성을 가진다.

차륜과 레일의 기하학적 접촉에 대한 정확한 표현은 어렵기 때문에 수치적 표현이 이용된다. 본 논문에서는 비선형, 비대칭 형상에 대한 접촉을 계산해주는 프로그램[4]을 이용한다. 이 프로그램은 주어진 차륜과 레일의 형상에 대하여 모든 매개변수들과 접촉힘을 계산하기 위해 필요한 변수들을 횡변위에 따라 결정한다.

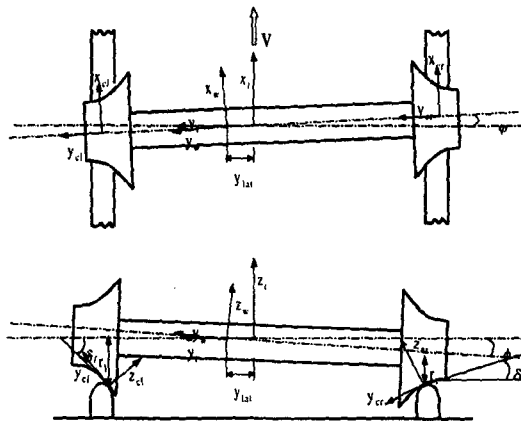


그림 1. 차륜/레일 접촉을 묘사하기 위한 좌표계와 기하학적 매개변수

2.3 접촉력

차륜과 레일은 수직하중에 의하여 서로 압착되어 변형을 일으킨다. Hertzian 이론에 의하면 접촉면

의 형상은 타원형이다. 타원형에 대한 주축, 부축 치수는 해석적으로 결정할 수 있다. 또한 궤도의 방위와 접촉각의 크기로부터 접촉평면(contact plane) 즉 접촉좌표계가 정의된다. 접촉평면의 방위로부터 접촉힘은 접촉평면에 수직인 수직력과 접촉평면에 접선인 크리프힘으로 나누어진다. 크리프힘은 차륜과 레일사이의 크리퍼지라 불리는 슬립에 의하여 생성된다. 이 크리프힘이 차량의 안내를 담당한다. 크리프힘은 종방향 성분과 횡방향 성분으로 나눌 수 있고 접촉평면에 스핀 크리프 모멘트를 생성한다. 각 차륜에 대한 합 크리프힘은 접촉좌표계에 대해 다음식과 같이 정의 된다.

$$\mathbf{F}_r = F_{xr} \mathbf{i}_r + F_{yr} \mathbf{j}_r \quad (1)$$

$$\mathbf{F}_l = F_{xl} \mathbf{i}_l + F_{yl} \mathbf{j}_l \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_r = M_r \mathbf{k}_r \quad (3)$$

$$\mathbf{M}_l = M_l \mathbf{k}_l \quad (4)$$

여기서,

F_{xr}, F_{xl} : 종방향 크리프힘

F_{yr}, F_{yl} : 횡방향 크리프힘

M_r, M_l : 스핀 크리프 모멘트

실제적으로 스핀 크리프 모멘트의 크기는 작고 차량의 거동에 큰 영향을 미치지 못한다. 이러한 크리프힘과 모멘트는 크리퍼지에 종속적이다. 크리퍼지는 접촉좌표계로 계산되며 횡방향, 종방향, 스핀 성분을 갖는다. 세 크리퍼지는 다음식으로 계산할 수 있다.

$$\xi_{xr} = \frac{V + a(V/R + \dot{\psi}) - \omega r_r}{V} \quad (5)$$

$$\xi_{yr} = \frac{(\dot{y} - V\psi + r_r\dot{\phi}) \sec(\delta_r)}{V} \quad (6)$$

$$\xi_{sr} = \frac{(V/R + \dot{\psi}) \cos(\delta_r) + \omega \sin(\delta_r)}{V} \quad (7)$$

$$\xi_{xl} = \frac{V - a(V/R + \dot{\psi}) - \omega r_l}{V} \quad (8)$$

$$\xi_{yl} = \frac{(\dot{y} - V\psi + r_l\dot{\phi}) \sec(\delta_l)}{V} \quad (9)$$

$$\xi_{sl} = \frac{(V/R + \dot{\psi}) \cos(\delta_l) - \omega \sin(\delta_l)}{V} \quad (10)$$

여기서,

$\xi_{xr}, \xi_{yr}, \xi_{sr}$: 우측 차륜의 크리퍼지

$\xi_{xl}, \xi_{yl}, \xi_{sl}$: 좌측 차륜의 크리퍼지

V : 차량의 속도

R : 궤도의 곡률반경

a : 궤도중심으로부터 접촉점까지의 공칭 거리

\dot{y} : 차륜의 횡방향 속도

$\dot{\psi}$: 궤도에 대한 차륜의 요 속도

$\dot{\phi}$: 궤도에 대한 차륜의 롤 속도

ω : 차륜의 회전 속도

크리프힘은 크리퍼지, 수직하중, 차륜/레일 형상, 건마찰분리한계 등의 함수로 비선형적이다. 크리퍼지가 작을 경우에는 선형 Kalker 이론[5]을 이용하여 다음식과 같이 크리프힘을 계산할 수 있다.

$$F_x = f_{11}^* \cdot \xi_x \quad (11)$$

$$F_y = f_{22}^* \cdot \xi_y + f_{23}^* \cdot \xi_s \quad (12)$$

$$M_z = f_{23}^* \cdot \xi_y + f_{33}^* \cdot \xi_s \quad (13)$$

여기서,

F_x : 종방향 크리프힘

F_y : 횡방향 크리프힘

M_z : 크리프 모멘트

f_{11}^* : 종방향 크리프 계수

f_{22}^* : 횡방향 크리프 계수

f_{23}^* : 횡방향-스핀 크리프 계수

f_{33}^* : 스핀 크리프 계수

상기의 크리프 계수들은 다음식과 같이 정의된다.

$$f_{11}^* = 2\pi abGC_{11} \quad (14)$$

$$f_{22}^* = 2\pi abGC_{22} \quad (15)$$

$$f_{23}^* = 2\pi [ab]^{1.5} GC_{23} \quad (16)$$

$$f_{33}^* = 2\pi [ab]^2 GC_{33} \quad (17)$$

여기서,

a : 타원 접촉면의 종축 길이

b : 타원 접촉면의 횡축길이

G : 강성계수

C_{ij} : Kalker 크리프 계수

Kalker 크리프 계수는 곡률반경과 Poisson 비에 종속적이다. 크리퍼지가 커지면 비선형성을 고려해야 한다. Kalker는 선형이론을 확장하여 3차원 접촉이론을 이용하는 DUVOROL[6] 프로그램을 개발하여 실험을 통하여 검증하였다. DUVOROL은 반복적으로 크리프힘을 구하기 때문에 미리 계산된 데이터 테이블을 보간하여 이용하기도 한다. Kalker는 또한 DUVORAL의 단순화시켜 상대적으로 계산시간이 적은 FASTSIM[7]을 개발하였다. Fortin은 DUVORAL과 FASTSIM을 비교하여 최대 10%의 차이를 가짐을 보였다[8]. 본 논문에서는 신뢰성이 입증되고 계산시간이 짧은 FASTSIM을 이용한다.

2.4 DADS와의 연결

2.1-2.3절에서 언급한 차륜/레일 접촉을 범용다물체동역학 해석 프로그램인 DADS에 첨가하였다. 결과적으로 철도차량의 차륜/레일 접촉을 제외한 부분은 DADS의 기존 요소를 이용하고 차륜/레일

접촉은 본 논문에서 개발한 모듈을 추가함으로써 동력학 해석을 수행할 수 있게 된다. 개발모듈의 구성과 기능은 그림 2와 같다. 서브루틴 FRCUDF는 DADS의 사용자 정의 서브루틴으로 이 서브루틴에서 주요 계산을 수행하고 DADS의 주 프로그램과 연결시키는 기능을 수행한다.

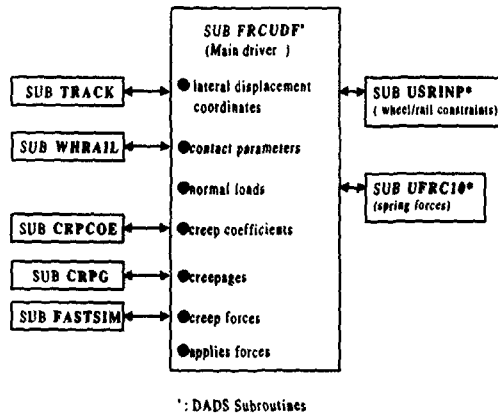


그림 2 차륜/레일 접촉모듈(DADS Rail)

DADS와의 연결시 중요 사항 중에는 수직하중을 계산하는 것과 차륜이 레일과 접촉하도록 하는 것이 있다. 본 논문에서는 수직하중은 1차원가의 수직방향(Z)의 힘에 차륜의 중량을 더하여 계산한다. 물론 차륜의 관성효과가 무시되지만 일반적으로 관성효과가 상대적으로 작기 때문이다. 그리고 차륜의 접촉조건을 구현하기 위하여 본 논문에서는 두 가지 방법을 이용한다. 첫째는 기구적 구속에 의한 방법이고 다른 하나는 힘에 의한 것이다. 두 방법에 대한 것이 그림 3에 나타나 있다. 기구적 구속에 의한 방법은, 차륜의 위치는 횡변위의 함수이므로 횡변위에 따라 차륜의 위치를 구속함으로써 접촉조건을 만족하게 하는 것이다. 이 방법의 장점은 이상적인 접촉이 가능하다는 것이다. 그러나 항상 접촉하기 때문에 차륜이 레일로부터 분리되는 거동은 해석할 수 없다는 단점을 가진다. 힘에 의한 구속은 기구적 구속과는 달리 차륜이 레일로부터 탈선이 가능하다는 장점을 가지나 접촉에 있어서 오차가 포함되며 이 오차는 크리프 힘에 영향을 줄 수 있는 단점을 가진다. 두 방법에 있어서 수치적 안정성은 힘에 의한 방법이 유리하다. 즉 기구적 구속에 의한 방법은 구속방정식의 해를 구하는데 발산할 가능성이 있기 때문이다. 본 개발모듈서는 두 방법을 사용목적에 따라 선택하도록 하였다.

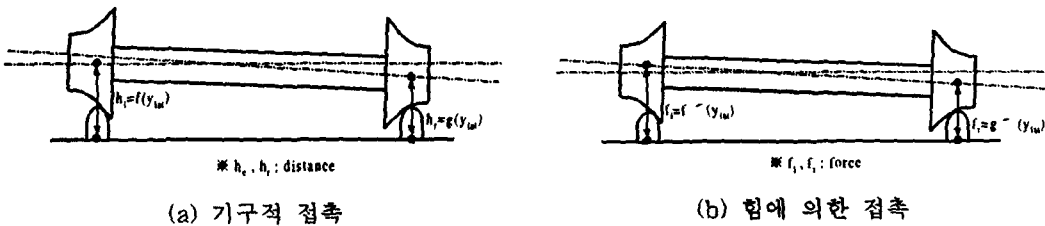


그림 3 차륜/레일 접촉 구현

3. 적용

2절에서 개발한 차륜/레일 접촉모듈을 DADS에 첨가한 후 경전철에 적용하였다. 대상 경전철의 전차량 구조는 그림 4와 같다. 차량은 전후차체와 세 개의 대차로 구성된다. 본 경전철은 중앙에 관절대차를 이용하는 것이 특징이다. 관절대차는 두 차량간의 연결 및 회전을 가능하게 하게 하기 때문에 곡률반경이 작은 노선에도 주행성능이 우수하다는 장점을 가진다. 관절대차의 구조는 그림 5와 같다.

관절대차는 관절기능을 위하여 Slewing ring을 가지는 것이 특징이다. 전체차량을 DADS에서 모델하기 위하여 이용된 일반좌표 수는 427 이고 자유도는 120이다. 주요 해석 조건은 도표 1과 같다.

해석 결과 중 곡선주행에서 전방으로부터 1,3번째의 률축 횡변위가 그림 6, 그림 7에 주어져 있다. 결과의 검증을 위하여 본 개발모듈(DADS Rail)과 가장 유사한 크리프힘 계산알고리즘을 이용하는 AGEM의 결과와 비교하였다. 그림에서 보듯이 정상상태에서의 횡변위는 약 9mm를 나타내고 있으며 두 결과가 거의 일치함을 볼 수 있다. 그러나 과도상태에서는 차이를 보여주고 있다. 그림 8에서는 탈선계수를 보여주고 있다. 정상상태에서는 비교적 일치하나 과도상태에서는 개발모듈의 값이 상대적으로 변화가 큰 것을 알 수 있다. 그림 9, 그림 10에서는 해석 결과에 대한 그래픽 애니메이션을 보여주고 있다. 이 애니메이션은 DADS를 이용하여 수행하게 된다. 이상과 같이 개발된 모듈을 이용한 철도차량의 동역학 해석을 수행하였다. 범용동역학 해석 프로그램에 기초를 두고 있기 때문에 다양한 환경에서의 응용이 가능하다.

4. 결론

본 논문에서는 철도차량동역학 해석을 위한 차륜/레일 접촉모듈을 개발하였다. 개발모듈을 범용동역학 해석 프로그램과 연결시킴으로써 범용프로그램의 장점을 이용한 다양한 환경에서의 동역학 해석을 가능하게 하였다. 개발 모듈을 경전철에 적용한 결과 기존의 전용해석 프로그램인 AGEM과 유사한 결과를 나타내었다. 개발 모듈은 철도차량의 제어시스템 통합해석, 동용력 산출, 탈선해석 등에 이용이 가능하다.

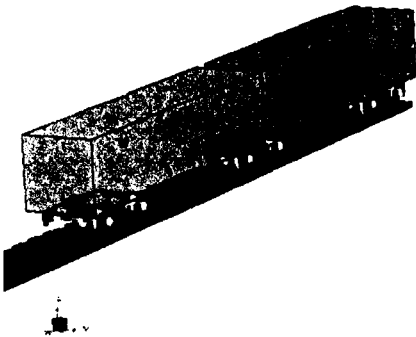


그림 4. 경량전철

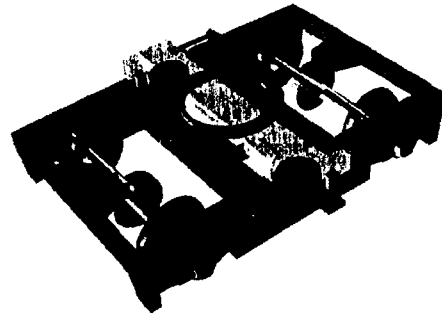


그림 5. 관절대차

도표 1. 곡선주행 조건

항목	값
속도	20km/h
레일캔트	0.0
레일형상	UIC50
차륜형상	UIC/ERRI profile [D=760mm, d=630mm]
곡선궤도형상	tangent:30m ,spiral track: 20m constant radius: R=300m

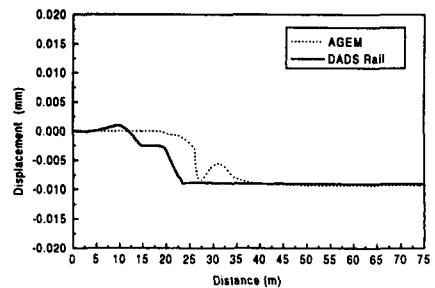


그림 6. 1번 률축의 횡변위

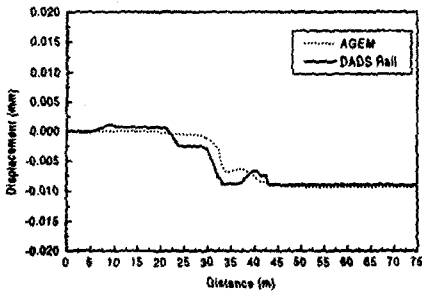


그림 7. 3번 륜축의 횡변위

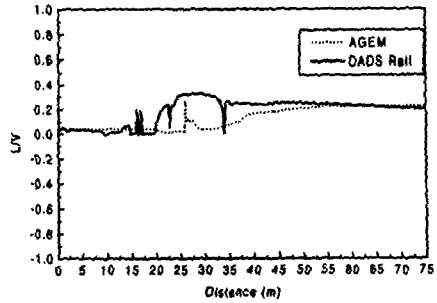


그림 8. 1번 오른쪽 차륜의 탈선계수(L/V)

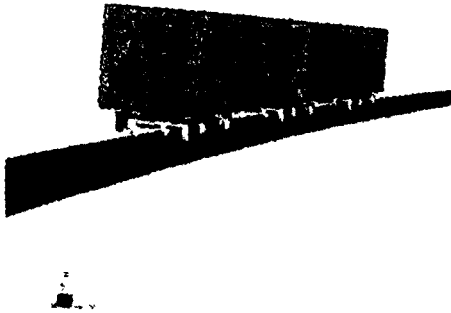


그림 9. 일정반경 구간 진입

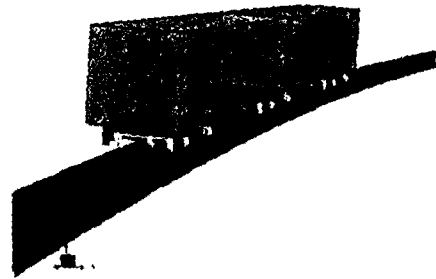


그림 10. 일정반경 구간 주행

참고문헌

1. VAMPIRE User's Manual, BRR, England
2. AGEM User's Manual, Queen's University, Canada.
3. DADS User's Manual, CADSI, USA.
5. R. Heller and N.K. Cooperrider(1997), "User's Manual for Asymmetric Wheel/Rail Contact Characterization Program," U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Washington, USA.
6. J.J. Kalker(1979), "Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory," Vehicle System Dynamics, Vol. 8, p.137-144.
7. A.S.K.S. Tjoend and J.J. Kalker(1980), "User's Manual for the Program "DUVOROL" in Algol 60 and Fortran for the Computation of Three-Dimensional Rolling Contact with Dry Friction," Department of Mathematics, Delft University of Technology.
8. J.J. Kalker(1982), "A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact," Vehicle System Dynamics, Vol.11, p.1-8.
9. C. Fortin(1984), "Dynamic Curving Simulation of Forced-Steering Rail Vehicles," Ph.D Thesis, Queen's University, Canada.