

차륜과 레일 접촉위치의 수치해석에 관한 연구

A Study on Numerical Analysis of Wheel-rail Contact Points

강주석[†]

Juseok Kang

Abstract This paper presents a numerical analysis method to determine wheel-rail contact points, including the flange contact at variable wheel positions. The shapes of the wheel and rail are represented by using the 3-dimensional surface functions with surface parameters. The Newton-Rhapson method for the kinematic constraint equations for wheel-rail contact can provide fast solutions, but may not yield true values at some positions. The method based on optimization process with the condition that minimum distance is zero can provide exact solutions, but is time-consuming. A compound method, combining the Newton-Rhapson methods with the kinematic constraints and the optimization process method is proposed to provide exact solutions efficiently.

Keywords : wheel-rail contact, 3-dimensional surface function, kinematic constraint equation, optimization process

요 지 본 연구에서는 철도차량의 차륜과 레일에 대해 플랜지 접촉을 포함하여 모든 위치에서 차륜-레일간 접촉 위치를 수치 해석적으로 구하는 방법을 제안한다. 이를 위해 차륜과 레일의 형상은 매개변수로 표현되는 3차원 곡면함수로 나타내었다. 기구학적 구속조건식을 Newton-Rhapson 방법을 이용하여 구하는 것과 차륜과 레일간 최소거리가 0이 된다는 최적화 방법을 동시에 이용하여 정확하고 효율적으로 계산 하는 새로운 방법을 제안하였다.

주 요 어 : 차륜-레일간 접촉, 3차원 곡면함수, 기구학적 구속조건식, 최적화 방법

1. 서 론

철도차량 시스템의 동적 거동을 예측하기 위해서는 차륜과 레일의 접촉 매커니즘 해석이 필수적이며, 이에 대한 해석방법은 이미 기존의 철도차량 동역학 해석프로그램에 적용이 되어 널리 이용되고 있다[1]. 그러나 이들 방법은 신속히 해를 구하는 장점은 있으나 2차원 곡선에 기초하거나 형상을 단순화하여 정확성이 떨어지는 단점이 있다. 접촉점을 정확하게 구할수록 차량동특성 예측이 더욱 정확해지므로 2000년대에 들어 차륜과 레일을 파라미터화한 해석적인 3차원 곡면함수로 표현하여 3차원에서 차륜과 레일의 접촉점 해를 구하는 연구가 활발히 진행되고 있다[2-7].

Shabana 등[2]은 차륜과 레일을 3차원 곡면함수로 표현하기 위한 파라미터 함수와 일반좌표계를 시스템 좌표로

하는 기구학적 구속조건식을 제시하였다. 이들 기구학적 구속조건식은 비선형 방정식으로 Newton-Rhapson 방법을 이용하여 해를 구할 수 있지만 본 논문의 다음 장에서 설명하다시피 초기조건에 민감하여 오목하게 만나는 두 곡면에서는 오류가 발생한다. 즉, 기구학적 구속조건식은 접촉점을 만족하기 위한 필요조건은 될 수 있지만 충분조건은 아니다. 기구학적 구속조건식을 이용하지 않고 접촉점을 구하기 위해서 소위 탄성체 방법과 최적화 방법이 제시되었다[3-7].

탄성체 방법은 차륜과 레일을 탄성체로 가정하여 서로 겹침을 허용하지만 겹치는 경우 Hertz힘으로 반발하는 탄성접촉을 가정하는 것이다[3-5]. 이 방법은 순수히 기구학적인 관점에서 차륜과 레일의 접촉점을 구하고자 하는 경우 적용은 불가능하다. 또한 임의의 위치에서 차륜과 레일의 겹침량을 계산해야 하므로 해석시간이 오래 걸리는 단점이 있다. 이를 극복하기 위해 3차원 접촉 데이터를 데이터베이스화하여 실시간으로 룩업 테이블을 이용하여 계산

[†] 책임저자 : 정회원, 한국철도대학 철도차량기계과
E-mail : kjuseok@krc.ac.kr
TEL : (031)460-4551 FAX : (031)462-2944

하는 방법이 제시되었다[5].

이 방법과는 달리 차륜과 레일의 거리가 최소화되는 위치에서 이 거리가 0이 되게 하는 최적화 방법이 제안되었다[6,7]. 최적화 방법은 차륜과 레일간 거리가 최소화되는 위치를 구하고 이 값이 0이 될 때까지 반복수행을 계속해야 하므로 오랜 시간이 걸리는 단점이 있다. Pombo 등[6]은 해석의 속도를 높이기 위해 전처리 방법을 제안하였으나 오목한 곡면과의 접촉은 해석을 제외하였다. Malvezzi 등[7]은 최적화 방법의 효율성을 개선하고자 수학적 가정을 통해 2차원 해석으로 문제를 전환하는 방법을 제시하였다.

위에서와 같이 3차원 접촉해석을 오류없이 수행하기 위해서는 탄성체 방법이나 최적화 방법을 이용해야하나 해석 시간이 길다는 단점이 있다. 본 논문에서는 차륜과 레일의 3차원 기구학적 접촉해석을 효율적으로 해석하는 수치 알고리즘을 제안하고자 한다.

Shabana 등[2]이 제시한 기구학적 구속조건식을 이용하는 경우 일부 구간에서는 오류가 발생하나 나머지 위치에서는 빠른 속도로 해를 구하는 장점이 있다. 최적화 방법은 모든 위치에서 정확한 해를 구할 수 있으나 일반적인 방법으로는 해석시간이 오래 걸리는 단점이 있다. 그러므로 본 논문에서는 이 두 방법을 합쳐 일반적인 구간에서는 기구학적 구속조건식을 이용하여 Newton-Raphson 방법으로 해를 구해 해석시간을 줄이고 기구학적 구속조건식으로 해를 구하지 못하는 위치에서는 최적화 방법을 이용하여 완전한 해를 구하는 복합적 해석 방법을 제시한다. 본 연구에 제시한 방법을 이용하여 고속철도의 차륜과 레일에 적용하여 접촉점 해석을 수행하였다. 휠셋의 횡변위와 요각도의 변화에 대해 차륜의 수직위치와 롤 각도 및 차륜과 레일의 3차원 곡면 파라미터의 경향을 분석하였다.

2. 접촉점 해석 이론

2.1 기구학적 구속조건식을 이용하는 방법

임의의 레일과 차륜의 형상을 3차원 곡면함수로 표현하기 위해서는 레일과 휠에 대해 각 2개의 매개변수를 필요로 한다[2]. Fig. 1은 레일과 차륜에 대한 곡면함수로 표현하기 위한 매개변수를 보여준다. 파라미터 s_1^w 는 차륜의 중심에서 횡방향 성분을 나타내며, 파라미터 s_2^w 는 차륜의 원주방향 성분을 나타낸다. 파라미터 s_1^r 은 레일의 종방향 성분을 나타내며 파라미터 s_2^r 은 레일의 횡방향 성분을 표현한다.

이들 곡면 파라미터를 이용하여 우측 및 좌측 차륜의 곡면에 대한 형상은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

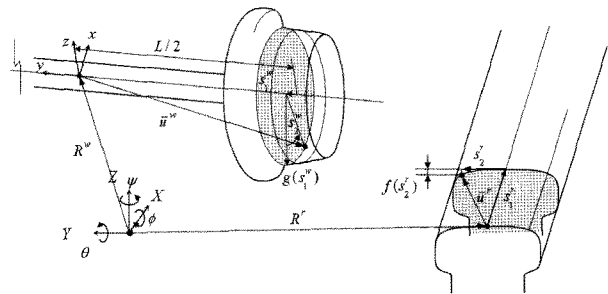


Fig. 1. A coordinates system for wheel and rail

$$\overline{u^w} = [g(s_1^w)\sin(s_2^w) \mp L/2 \pm s_1^w \quad -g(s_1^w)\cos(s_2^w)]^T \quad (1)$$

여기서 L은 우측 차륜과 좌측 차륜의 중심간 거리를 나타내며, $g(s_1^w)$ 은 횡방향 파라미터 s_1^w 로 표현되는 차륜의 형상함수이다. 이는 설계 데이터로부터 구하거나 실측으로부터 스플라인 보간 함수를 이용하여 표현할 수 있다.

우측 및 좌측 레일의 곡면에 대한 형상은 다음 식으로 표현된다.

$$\overline{u^r} = [s_1^r \pm s_2^r \quad f(s_2^r)]^T \quad (2)$$

마찬가지로 $f(s_2^r)$ 는 레일의 횡방향 파라미터 s_2^r 로 표현되는 레일의 형상함수로서 설계 데이터나 실측으로부터 스플라인 보간 함수 등을 이용하여 구할 수 있다. Fig. 2는 식 (1)과 식 (2)로 표현된 차륜과 레일의 3차원 곡면 형상을 보여준다.

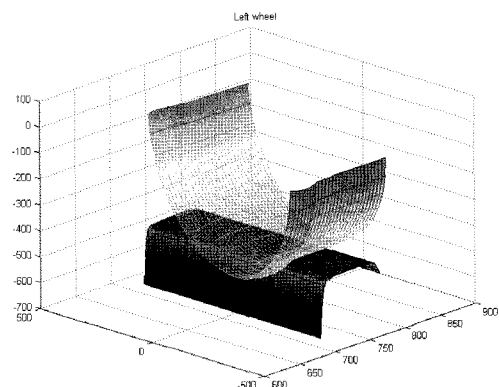


Fig. 2. Generated surface of a wheel and rail in 3-D

Fig. 1과 같이 차륜 상의 임의의 한 점에 대한 좌표는 다음 식으로 표현된다.

$$r^w = R^w + A^w \overline{u^w} \quad (3)$$

여기서 $R^w = [x \quad y \quad z]^T$ 는 휠셋의 중심을 나타내는 위치 벡터이며, A^w 는 오일러각인 요 각 ψ , 스핀 각 θ , 롤 각 ϕ

로 이루어진 좌표변환 행렬이다.

또한, 레일 상의 임의의 한 점에 대한 좌표는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$r^r = R^r + A^r \bar{u}^r \tag{4}$$

여기서 R^r 은 우측 및 좌측 레일에 대해 $R^r = [0 \mp L/2 - r_0]^T$ 로 나타낼 수 있으며, r_0 는 초기 위치에서 차륜 중심에서의 차륜 반경이다. A^r 은 레일에 대한 좌표변환 행렬로 s_1^r 의 함수로 표현이 가능하다.

차륜의 임의의 한 점에 대한 두 방향의 접선 벡터는 다음 식으로 표현된다.

$$t_1^w = A^w \frac{\partial \bar{u}^w}{\partial s_1^w} \tag{5}$$

$$t_2^w = A^w \frac{\partial \bar{u}^w}{\partial s_2^w} \tag{6}$$

마찬가지로 레일위의 임의의 한 점에 대한 두 방향의 접선 벡터는 다음 식으로 표현된다.

$$t_1^r = A^r \frac{\partial \bar{u}^r}{\partial s_1^r} + \frac{\partial A^r}{\partial s_1^r} \bar{u}^r \tag{7}$$

$$t_2^r = A^r \frac{\partial \bar{u}^r}{\partial s_2^r} \tag{8}$$

위의 두식을 이용하여 레일에 대한 법선벡터를 다음 식으로 정의한다.

$$n^r = t_1^r \times t_2^r \tag{9}$$

위와 같은 차륜과 레일의 기하학적 정보로부터 차륜과 레일이 접촉점에 대한 기구학적 관계식을 다음과 같이 구할 수 있다.

륜과 레일의 접촉점에서는 좌표가 일치하므로 다음과 같은 기구학적 구속조건이 얻어진다.

$$r^w - r^r = 0 \tag{10}$$

식 (10)은 하나의 차륜과 레일에 대해서 3개의 구속조건을 포함한다. 접촉점에서 차륜의 각 접선 벡터가 레일의 법선 벡터와 수직이어야 하므로 다음 식과 같은 구속조건을 구할 수 있다.

$$t_1^w \cdot n^r = 0 \tag{11}$$

$$t_2^w \cdot n^r = 0 \tag{12}$$

위의 식 (10)~(12)는 하나의 차륜과 레일에 대해 5개의 구속조건식을 제공한다. 그러므로 좌측 및 우측 차륜의 구

속방정식을 합하면 하나의 휠셋에 대해서는 10개의 구속조건식이 존재한다.

휠셋의 경우 6개의 병진 및 회전 좌표계 변수와 좌측 및 우측 차륜의 각 4개의 곡면 파라미터를 가지므로 총 14개의 변수가 있다. 구속조건은 좌측 및 우측 차륜의 각 5개를 합쳐 10개이다. 그러므로 4개의 외부 구속조건 또는 독립 좌표가 추가로 필요하다. 휠셋 중심좌표의 스핀각도 θ 와 종방향 변위 x 는 차륜과 레일의 접촉점을 구하는 기구학적 문제에만 국한 할 경우 무시할 수 있으므로 결국 2개의 추가적인 구속조건 또는 독립좌표가 필요하다.

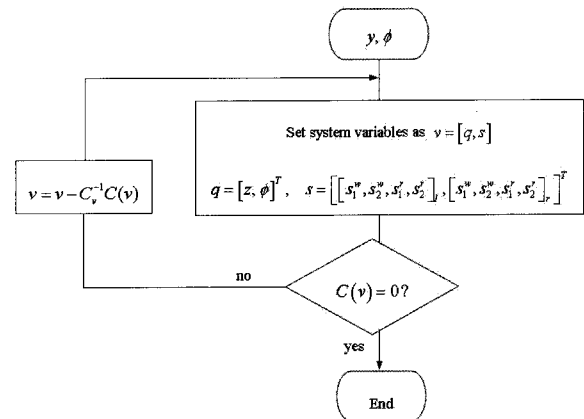


Fig. 3. Newton-Rhapson method

여기서는 횡방향 변위 y 와 요각도 ψ 를 독립변수로 정하여 각 횡변위와 요각도에 대하여 접촉점의 위치와 이때 휠셋의 좌표를 구하고자 한다. 식 (10)~(12)의 비선형 방정식의 해는 Fig. 3에 나타난 순서도와 같이 Newton-Rhapson 방법으로 해를 구할 수 있다.

그러나 Newton-Rhapson 방법에 의한 비선형 방정식의 해는 초기조건에 따라서 접촉점이 아닌 좌표가 구해질 수 있다. 차륜과 레일이 Fig. 4의 (a)와 (b)와 같이 볼록 형상의 접촉이 아닌 경우는 정확한 접촉점을 구할 수 없다. 이런 경우는 차륜의 형상과 접촉 위치에 따라 임의의 형상과 위치에서 나타날 수 있다. 즉, 기구학적 구속조건식은 접촉점을 만족하기 위한 필요조건은 될수 있지만 충분조건은 아니다.

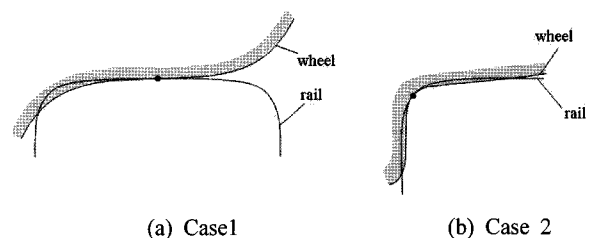


Fig. 4. Error of Newton-Rhapson method

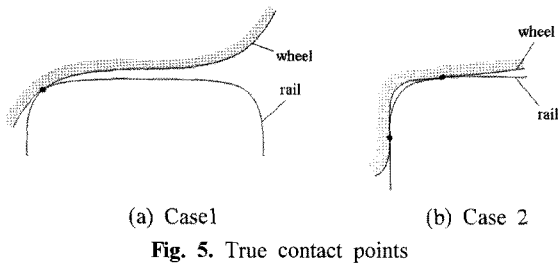


Fig. 4의 (a)와 (b)의 경우 모두 식 (10)~(12)를 만족하지만 접촉점은 아니다. 수치해석의 경우 초기 조건에 따라서 이와 같은 틀린 해가 구해질 수 있다. 정확한 접촉점의 좌표는 Fig. 5의 (a) 및 (b)와 같아야 한다. 그러므로 기구학적 구속 조건식 외에 접촉점인지 아닌지에 대한 판별식이 필요하다.

2.2 최적화 방법을 이용한 접촉점 해석

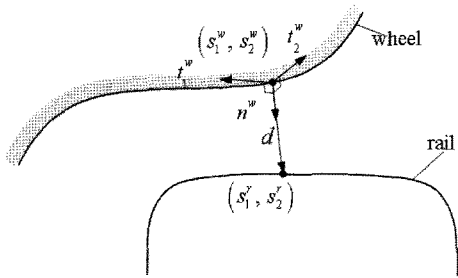


Fig. 6. Solution method based on optimization

이를 위해서는 Fig. 6와 같이 차륜과 레일간의 거리를 나타내는 벡터 d 를 정의하며, 이 벡터는 다음 조건으로부터 구한다.

$$d \cdot t_1^w = 0 \quad (13)$$

$$d \cdot t_2^w = 0 \quad (14)$$

위의 식에서 벡터 d 는 차륜의 좌표가 주어진 경우 $d = r^w(s_1^w, s_2^w) - r^r(s_1^r, s_2^r)$ 로 표현된다. 차륜 형상 파라미터 s_1^w, s_2^w 로 정의되는 임의의 차륜 위의 점이 정의되면, 식 (13)과 (14)를 이용하여 레일 상의 한 점에 대한 파라미터 s_1^r, s_2^r 을 구할 수 있다. 이때 구해진 벡터 d 는 접촉점을 제외하고는 모든 위치에서 다음 판별식을 만족하여야 한다.

$$d \cdot n_1^w > 0 \text{ except contact point} \quad (15)$$

$$d \cdot n_1^w = 0 \text{ at contact point} \quad (16)$$

여기서 n^w 는 차륜의 수직 벡터로서 $n^w = t_1^w \times t_2^w$ 이다. 만약 구속조건식 (10)~(12)에서 구한 접촉점의 위치가 위의 판별식을 만족하지 않는다면 초기 조건을 변경하면서 위의 판별식을 만족할 때까지 계속하여 해를 구할 수 있다. 그러

나 추정되는 해를 알지 못하는 상태에서 초기 조건을 변경하면서 해를 구한다고 해서 위의 판별식을 만족하는 해를 구하는 보장은 없다.

그러므로 위의 판별식을 이용하여 다음 식과 같이 다른 형태로 문제를 변경하여 접촉점 위치를 구할 수 있다[6].

$$\text{Min} [d(s_1^w, s_2^w)] = 0 \quad (17)$$

위의 문제를 구하기 위해서는 차륜과 레일의 최소거리를 구하는 최적화 문제를 풀어야 하며, 최적화 해가 0이 될 때까지 계속적으로 조건을 변경한다. 여기서는 기구학적 구속조건을 구하는 것과 같은 방법으로 횡 방향 변위 y 와 요각도 ϕ 를 독립변수로 하여 식 (17)이 만족될 때까지 반복작업을 계속한다. 이에 대한 구체적인 수치해석 방법은 Fig. 7과 같다.

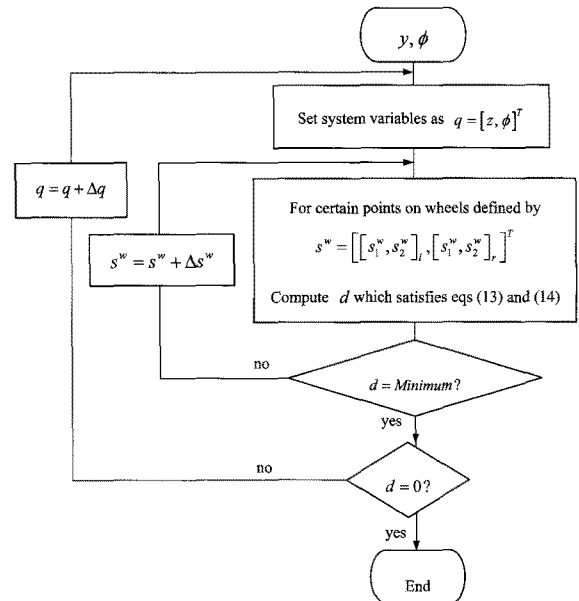


Fig. 7. Solution method based on optimization

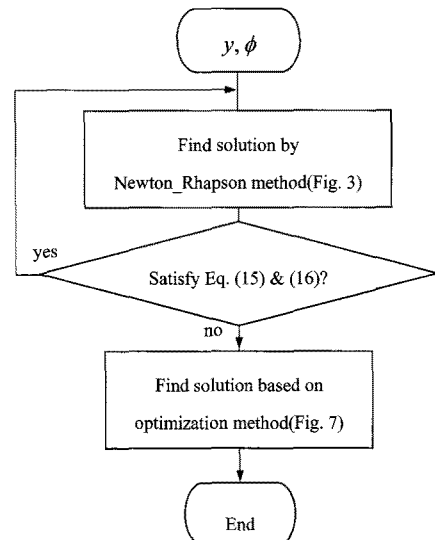


Fig. 8. Hybrid method

2.3 복합적 방법에 의한 접촉점 해석

앞의 2.2절에서의 최적화 방법은 횡방향 변위와 요각도를 변경하면서 최적화 해가 0이 될 때까지 반복하여 해를 구하므로 매우 오랜 계산 시간이 필요하게 된다. 2.1절의 기구학적 구속조건식을 Newton-Rhapson 방법으로 구하는 방법은 일부 구간에서 초기조건에 따라 틀린 해를 구할 수 있지만 짧은 시간에 해를 구하는 장점이 있다. 그러므로 2.1절의 기구학적 구속조건식을 이용하는 방법과 2.2절의 최적화 방법을 복합적으로 사용하여 시간을 줄이면서 정확한 해를 구하는 방법을 제안할 수 있다. 즉, 일반적인 구간에서는 기구학적 구속조건식을 이용하여 Newton-Rhapson 방법으로 해를 구해 해석시간을 줄이고 기구학적 구속조건식으로 해를 구하지 못하는 위치에서는 최적화 방법을 이용하여 완전한 해를 구한다. 이에 대한 수치해석 방법은 Fig. 8에 정리하였다. 주어진 위치에서 횡방향 변위 y 와 요각도 ψ 에 대해서 Newton-Rhapson 방법으로 해를 구하고 이 해의 결과가 식 (15) 및 (16)을 만족하는 지 확인한다. 만약 식 (15)와 (16)을 만족하는 경우 접촉점의 위치가 정확히 구해졌다고 볼 수 있다. Newton-Rhapson 방법으로 구한 해가 식 (15)와 (16)을 만족하지 않는 경우 정확한 해를 구하기 위해 2.2절의 방법인 최적화 값이 0이 되는 해를 구하는 방법을 적용한다.

3. 해석결과

앞에서 제시한 접촉점 해석 방법을 이용하여 차륜과 레일의 3차원 접촉해석을 수행하였다. 본 논문에서는 고속철도의 차륜 GV40과 레일 UIC60의 데이터를 이용하였으며 자세한 데이터는 참고문헌에 나타나 있다[8]. Fig. 9는 곡면 파라미터를 이용하여 표현된 차륜과 레일의 3차원 곡면 함수를 보여 준다. 좌측 차륜과 우측차륜은 차축으로 연결되어 휠셋을 구성한다. 그림에서 차축은 제외되어 있다. 고정 좌표의 중심은 휠셋의 초기 중심위치로 하였다.

Fig. 9에서와 같이 휠셋의 횡방향 변위 y 와 요각도 ψ 를 변화시키면서 접촉점의 위치를 구하고자 한다. Fig. 10은 초기 위치인 횡방향 변위 $y=0\text{mm}$, 요각도 $\psi=0^\circ$ 에서 접촉점 해석을 수행한 결과를 보여준다. 이 위치에서는 차륜과 레일의 접촉이 블록 타원 접촉이므로 쉽게 해를 찾을 수 있다.

그러나 Fig. 11과 같이 차륜이 오목형상인 위치에서 레일과 접촉하는 플랜지 접촉구간에서는 앞에서 설명한 바와 같이 일반적인 기구학적 관계식의 비선형 수치해석으로서는 해를 구할 수 없다. 본 논문에서와 같은 방법으로 해를 구한 결과 Fig. 11(a)에서와 같이 요각도 $\psi=0^\circ$ 인 상태에

서 횡방향 변위 $y=8.2\text{mm}$ 를 가한 상태에서는 좌측 차륜은 레일과 2점에서 접촉이 된다. 이와 같은 경우 차륜의 회전 반경이 급격히 변하게 되는 현상이 나타나게 된다. 이로 인해 차륜과 레일의 미끄러짐이 증대되어 스킵 노이즈나 급격한 마찰력 변화가 발생하여 동적 운동에 영향을 미치게 된다. Fig. 11(b)는 이때의 우측 차륜의 레일과 접촉위치를 보여준다. Fig. 9(b)와 비교해도 우측차륜의 접촉위치는 크게 변함이 없음을 알 수 있다. 휠셋의 요각도가 존재하는 경우에 대해 플랜지 접촉시 접촉점을 구한 결과는 Fig. 12(a)에 표시하였다. 요각도 $\psi=2.0^\circ$ 에서 횡변위 $y=8\text{mm}$ 에서 차륜과 레일이 플랜지에서 접촉하기 시작하며 이때도 2점에서 접촉이 된다. Fig. 12(b)는 이 상태에서 우측 차륜과 레일의 접촉을 보여준다.

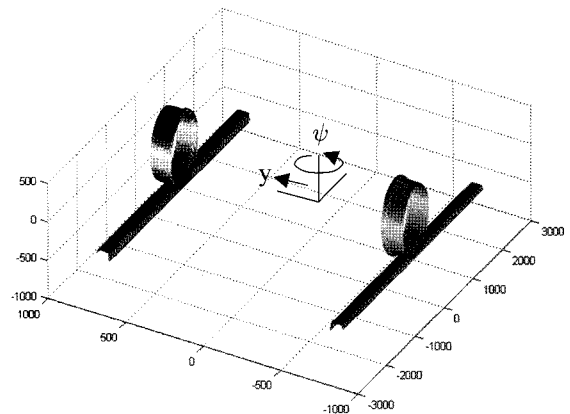


Fig. 9. Initial position of a wheelset and rail

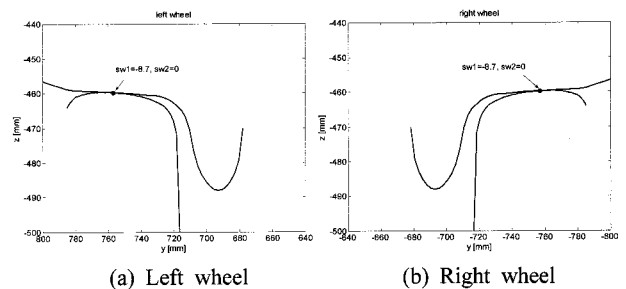


Fig. 10. Initial positions at $y=0, \psi=0^\circ$

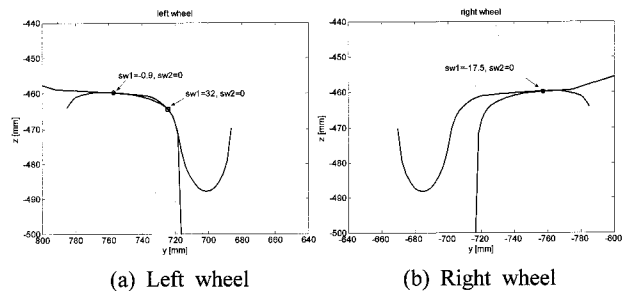


Fig. 11. Wheel positions at $y=8.2\text{mm}, \psi=0^\circ$

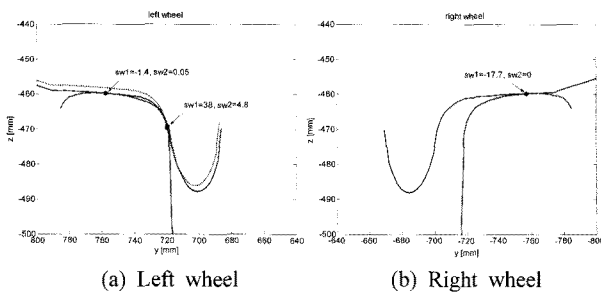


Fig. 12. Wheel positions at $y=8.0\text{mm}$, $\psi = 2.0^\circ$

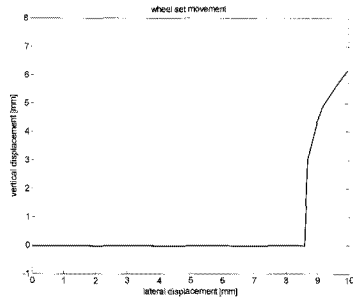


Fig. 13. Wheelset vertical displacement due to lateral displacement

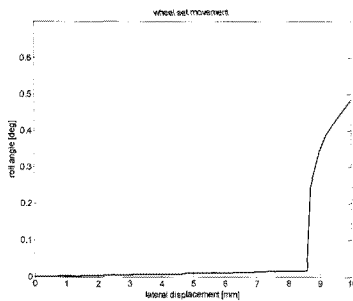


Fig. 14. Wheelset roll angle due to lateral displacement

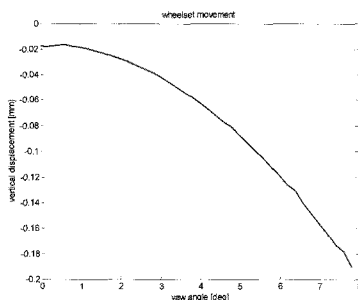


Fig. 15. Wheelset vertical displacement due to yaw angle

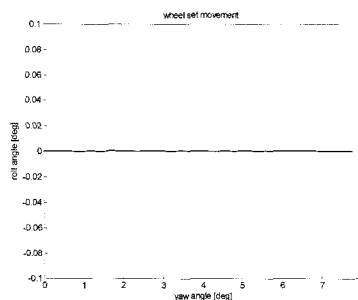


Fig. 16. Wheelset roll angle due to yaw angle

휠셋의 횡방향 변위와 요 각도 변화에 따른 휠셋 중심의 수직 방향 변위와 롤 각도 변위를 살펴본다. Fig. 13은 휠셋의 요 각도 $\psi = 0^\circ$ 인 상태에서 횡 방향 변위에 따른 휠셋의 수직방향 변위를 보여 준다. 그림에서 횡방향 변위가 8.8mm까지에 대해서는 수직변위가 0에 가까움을 알 수 있다. 8.8mm 이상에서는 수직 변위가 급격히 증대됨을 알 수 있다. 이로부터 횡 방향 변위가 8.8mm 이상에서는 휠셋의 수직 변위가 매우 급격히 증대되므로 중력의 반력에 의해 차량이 직진하는 동적인 횡방향 변위가 8.8mm에서 한계가 됨을 추론할 수 있다. 또한 Fig. 11에서 횡방향 변위가 8.2mm에서부터 플랜지 접촉이 시작되므로 횡방향 변위가 8.2mm에서 8.8mm사이에서는 플랜지 접촉 구간임을 알 수 있다. Fig. 14는 휠셋의 횡방향 변위에 대한 휠셋의 롤 각도를 보여준다. 롤 각도는 횡방향 변위에 대해 8.7mm까지 일정한 값으로 증가하다가 수직 변위와 마찬가지로 급격히 증대됨을 알 수 있다.

Fig. 15는 횡방향 변위 $y=0\text{mm}$ 인 상태에서 요 각도에 대한 휠셋의 수직 변위를 보여 준다. 요 각도가 커짐에 따라 수직변위는 줄어드나 그 변화는 매우 작음을 알 수 있다. 그러므로 본 논문의 예제에서 나타나는 차량 형상과 레일 형상의 조합에서는 휠셋이 조향하는 것에 대해 중력의 저항이 없는 것을 알 수 있다. Fig. 16은 횡방향 변위 $y=0\text{mm}$ 인 상태에서 요 각도에 대한 휠셋의 롤각도 변화를 보여준다. 휠셋의 요 각도 변화에 대해서는 롤 각도가 변화가 없음을 알 수 있다.

Fig. 17은 휠셋의 횡 방향 변위에 따른 좌측 및 우측 차륜의 곡면 파라미터를 보여준다. Fig. 18은 휠셋의 요 각도 변화에 따른 좌측 및 우측 차륜의 곡면 파라미터를 보여준다. 이들 곡면 파라미터는 휠셋의 동적 거동을 예측하기 위한 휠셋의 속도 및 가속도, 휠셋에 작용하는 레일의 반력을 계산할 때 기초 자료로 활용된다.

3차원 곡면에 의한 휠셋과 레일의 전 영역에서 접촉점을 구하기 해석에서는 앞장에서 보인바와 같이 기구학적 구속 조건식을 이용하는 방법은 불가능하다. Table 1에 최적화 방법과 본 논문에서 제시한 복합적 방법의 해석 시간을 비교하였다. 요 각도 $\psi = 0^\circ$ 인 상태에서 Fig. 13과 Fig. 14와 같이 횡변위를 0.5mm씩 10mm 변화시키면서 오차한계 0.25mm에서 해를 구한 결과이다. Table 1과 같이 복합적 방법이 기존의 최적화 방법에 비해 5.5%의 시간에 해를 구할 수 있어 매우 효율적임을 알 수 있다. 본 해석에서 제시한 방법에 의한 계산 시간은 오차한계를 작게 하면 줄일 수 있다.

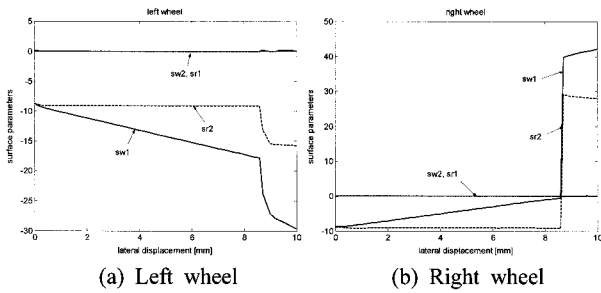


Fig. 17. Surface parameter change due to lateral displacement of wheelset

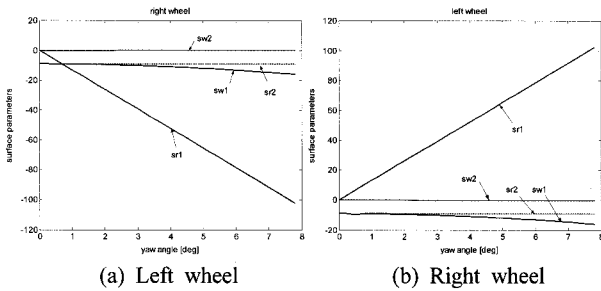


Fig. 18. Surface parameter change due to yaw angle of wheelset

Table 1. Comparison of Computation time

	Method based on optimization	Hybrid Method
Computation Time	533.4 sec	29.6 sec
Error Limit	0.25 mm	0.25 mm

4. 결론

철도 차량은 휠셋의 일부인 차륜이 형상과 위치가 주어진 레일에 의해 안내되어 구름 및 미끄러짐 운동을 하므로 차륜과 레일의 정확한 접촉 위치 해석은 철도 차량 동역학 및 기구학에서 중요한 역할을 한다. 본 논문에서는 차륜과 레일의 접촉 위치를 3차원에서 정확히 구하기 위해서 차륜과 레일의 형상을 곡면 파라미터를 이용하여 3차원 곡면 함수로 표현하였다.

기구학적 구속조건은 접촉점의 위치가 일치하고 접촉점에서 차륜과 레일의 수직 벡터가 일치한다는 조건을 포함한다. 그러나 기구학적 구속조건식을 Newton-Rhapon 방법을 이용하여 해를 구하는 경우 차륜과 레일의 일부 형상 및 위치에서는 초기조건에 따라 해를 구하지 못함을 보였다. 즉, 기구학적 구속조건식은 접촉점 해석을 만족하는 필요조건은 될 수 있으나 충분조건이 될 수 없다. 이를 피하

기 위해 차륜과 레일의 최소거리가 0이 되어야하는 조건인 최적화 방법을 이용해서 해를 구할 수 있지만 많은 시간이 소요된다. 본 논문에서는 이들 방법을 복합적으로 이용하여 짧은 시간에 정확한 접촉점 해를 구할 수 있는 새로운 수치 해석 알고리즘 방법을 제시하였다. 고속열차에서 적용 중인 차륜과 레일 형상을 이용하여 접촉점 위치를 계산하는 예제를 보였다. 휠셋의 횡변위와 요각도의 변화에 대해 차륜과 레일의 접촉점 위치 및 3차원 곡면파라미터를 구하는 3차원 접촉점 해석을 수행하였다. 본 논문에서 제시하는 방법을 이용하여 플랜지 접촉을 포함하여 모든 위치에서 접촉점 해를 구할 수 있으며 기존의 최적화 방법에 비해 효율적으로 계산할 수 있음을 보였다.

참고 문헌

1. Kik, W., Moelle, D. (2000). "Implementation of the wheel-rail element in ADAMS/Rail Ver. 10.1.," In: 5th ADAMS/Rail User's Conference, Haarleem.
2. Shabana, A.A. and Sany, J.R. (2001). "An augmented formulation for mechanical systems with non-generalized coordinates: application to rigid body contact problems," Nonlinear Dynamics, 24, 183-204.
3. Shabana, A.A. ZaaZaa, K.E., Escalona, J.L., Sany, J.R. (2004). "Development of elastic force model for wheel/rail contact problems," J. of Sound and Vibration, 269, 295-325.
4. Shabana, A.A. Tobaa, M., Sugiyama H. (2005). "On the computer formulation of the wheel/rail contact problem," Nonlinear Dynamics 40, 169-193.
5. Santamaria, J., Vadillo, E.G. and Gomez J. (2006). "A comprehensive method for the elastic calculation of the two-point wheel-rail contact," Vehicle System Dynamics, Vol. 44, Supplement, pp. 240-250.
6. Pombo, J., Ambrosio, J. and Silva, M. (2007). "A new wheel-rail contact model for railway dynamics," Vehicle System Dynamics, Vol. 45, No. 2, Feb., pp.165-189.
7. Malvezzi, M, Meli E, Falomi, S, Rindi, A. (2008) "Determination of wheel-rail contact points with semianalytic methods," Multibody System Dynamics, 20, 327-358.
8. 허현무(2006), "차륜/궤도를 기하학적 접촉특성에 관한 연구", 한국철도학회 논문집, 제 9권, 제 5호, 한국철도학회, pp.618-6
9. 박정훈, 임진수, 황요하, 김창호(1999), "차륜/레일간의 접촉력 계산을 위한 접촉점 해석 알고리즘", 한국철도학회 논문집, 제 2권, 제 3호, 한국철도학회, pp.1-8.

접수일(2008년 9월 22일), 수정일(2008년 10월 15일), 게재확정일(2009년 4월 10일)