

급곡선 급경사 선로를 주행하는 산악트램의 차체 상호 거동에 대한 이론적 해석 및 연결기 설계에 관한 연구

서승일^{1*}, 김정국¹, 연제훈²

¹한국철도기술연구원 차세대철도차량본부, ²과학기술연합대학원 한국철도기술연구원스쿨

A study on the analysis of relative behaviors of carbody and the design of a coupler in a mountain tram running on steep curved tracks

Sungil Seo^{1*}, Jeongguk Kim¹, Jea Hoon Yeon²

¹Division of Advanced Railroad Vehicle, Korea Railroad Research Institute

²Korea Railroad Research Institute School, University of Science and Technology

요약 산악트램은 산악지역 도로 위를 운행할 수 있는 전천후 대중교통수단이다. 급곡선과 급경사가 이어지는 선로를 안전하게 주행할 수 있는 산악트램을 만들기 위해서는 차체의 거동 특성을 파악하고, 이에 따른 차체간 상대변형을 충분히 흡수할 수 있는 연결기의 설계가 필요하다. 본 연구에서는 급곡선·급경사 선로에서 차체의 상대회전변형에 의한 피칭, 요잉 및 롤링 변위를 이론적으로 해석하기 위해 곡선 선로와 나선형 선로를 기반으로 하여 계산식을 제시하였고, 3차원 캐드를 이용한 수치해석을 수행하여, 제시된 이론식의 정확성 및 타당성을 입증하였다. 간단한 이론식은 설계변수가 다양하게 변화함에 따라 차체의 거동 특성에 미치는 영향을 단시간에 파악할 수 있다는 장점이 있다. 개발 중인 산악트램에 대해 차체의 거동해석 결과를 바탕으로 차체의 거동을 흡수할 수 있는 연결기를 설계하였다. 연결기는 차체간 피칭과 요잉, 롤링 변위를 면내 회전변형과 면외 회전변형으로 흡수할 수 있다. 설계된 연결기를 적용함으로써 산악트램의 차체는 급곡선·급경사 선로에서 유연하게 회전하면서 주행할 수 있다.

Abstract Mountain trams are an all-weather public transportation system that can operate on roads in mountainous regions. Manufacturing a mountain tram that can run safely on sharp curves and steep slopes requires an understanding of the characteristic behaviors of the carbody and the design of a coupler that can sufficiently absorb the relative deformations between the carbody. This paper presents the theoretical equations for carbody on a curve or a spiral track to analyze the pitching, yawing, and rolling displacements caused by the relative rotational deformation of the carbody. Numerical analysis was performed using a CAD to verify the accuracy and validity of the presented theoretical equations. Simple theoretical equations can quickly identify the effects of various changes in design variables on the behaviors of the carbody. For a mountain tram under development, a coupler absorbing the relative behaviors of the carbody was designed based on the results of carbody behavior analysis. The coupler can absorb pitching, yawing, and rolling displacements between the carbody into in-plane and out-of-plane rotational deformations. Applying the designed coupler will allow mountain trams to run safely and smoothly on sharp curves and steep slopes.

Keywords : Carbody, Coupler, Mountain Tram, Relative Displacement, Sharp Curve, Steep Slope,
Theoretical Equation

본 논문은 국토교통부 R&D사업 "산악용 친환경 운송시스템 기술 실용화" 연구과제로 수행되었음.

*Corresponding Author : Sungil Seo(Korea Railroad Research Institute)

email: siseo@krrri.re.kr

Received November 7, 2023

Revised December 4, 2023

Accepted December 8, 2023

Published December 31, 2023

1. 서론

산악트램은 산악벽지 주민들의 교통기본권 확보와 관광 활성화를 위한 친환경 대중교통수단이다. 산악트램은 산악지역의 환경보전을 위해 별도 노선 건설 없이 Fig. 1과 같이 기존도로를 활용하여 운행할 수 있고, 기존도로 위에 설치된 톱니궤도를 이용하여 폭설, 결빙구간에서도 주행할 수 있다. 그런데, 산악도로에는 급경사와 급곡선 구간이 많이 있어서, 산악트램이 정상적으로 운행하기 위해서는 이러한 지형 조건을 극복하여야 한다. 급곡선·급경사 도로에서 운행하기 위해 산악트램은 차체 길이를 가급적 짧게 하고 차체 사이에 연결부를 두어 전체적으로 유연한 구조를 형성하도록 설계된다. 이러한 운영 특성과 개념을 반영하여 산악트램은 3량 1편성을 기본으로 설계되었다[1].



Fig. 1. Mountain tram on a steep curved track

산악트램이 급곡선과 급경사의 병합 구간에서 주행할 때에 차체는 급곡선에 의한 회전변형뿐만 아니라 급경사에 의한 비틀림변형도 받게 된다. 즉 차체간에는 차체 길이 방향을 중심으로 한 회전 운동인 롤링(rolling) 변위와 횡방향을 중심으로 한 회전 운동인 피칭(pitching) 변위와 수직방향을 중심으로 한 회전 운동인 요잉(yawing) 변위가 상대적으로 발생하게 된다. 차량을 구성하는 차체의 굽힘 강성과 비틀림 강성은 매우 크기 때문에 변형이 발생하기가 곤란하므로, 굽힘과 비틀림변형은 차체를 연결하는 연결기에서 흡수하여야 한다. 연결기가 회전변형과 비틀림변형을 흡수하지 못하면 차체의 강성에 의해 급곡선과 급경사에서 과도한 횡압과 윤증 변화가 생겨서 차륜의 탈선에 이르게 된다. 따라서, 회전변형과 비틀림변형을 흡수할 수 있는 연결기의 설계가 중요한 과제가 된다. 본 연구에서는 3차체-2대차 구조의 산악트램에서 연결기 설계를 위해, 연결기에 요구되는 회전변위과 비

틀림변위의 특성을 파악하고 이에 대비할 수 있도록 연결기의 변위 수용성을 검토하였다. 급곡선과 급경사의 병합 구간을 구현할 수 있도록 나선형 선로를 선로 조건으로 설정하였다.

2. 연구 동향 분석

본 연구와 관련된 연구 동향으로서, 이승일 등은 철도 차량의 곡선 구간별 주행 안전성 평가 연구를 수행하였다[2]. 기존 새마을 열차를 모델로 하여 캔트량과 곡선의 변화에 따른 탈선계수를 동역학 수치해석 시뮬레이션으로 구하였는데, 본 연구와 같이 반경 10 m와 경사 180%인 급곡선과 급경사 선로에서는 적용이 불가능하다. 엄주환 등은 종곡선과 평면곡선이 병합하는 구간을 주행하는 고속열차의 주행 안전성을 수치해석 방법을 이용하여 연구하였다[3]. 경사와 곡선이 있는 선로를 주행한다는 측면에서 본 연구의 목표와 일부 일치하지만, 곡선반경이 5000 m이고, 경사 2.5% 이하인 고속선로에서, 열차가 300 km/h의 속도로 주행한다는 점에서 본 연구 대상인 산악트램의 거동 특성과는 완전히 다르다. 이재혁 등[4]은 저속 및 고속열차 혼용 구간에서 주행안전성을 확보하기 위한 최소곡선반경 및 캔트 설정 범위에 대해 연구하였다. 이 논문에서는 속도에 따라 주행안전성 측면에서 최소곡선반경을 회귀분석 기법을 이용하여 제안하였으나, 최소곡선반경은 400 m 이상을 제안하고 있어서, 본 연구와 같이 10 m 수준의 급곡선 선로에 적용하기는 곤란하다. 서승일 등은 급곡선·급경사 운행 산악트램의 대차 및 차체 연결 구조를 개발하였다[5]. 이 논문에서는 차체 1량당 대차가 1대씩 있는 1대차-1차체 구조를 대상으로 주행장치 개발을 진행하였고, 연결 구조의 축소 모형도 개발하였다.

기존 연구와 달리 본 연구에서는 곡선 반경 10 m와 경사 180%에 달하는 산악도로 상에 설치된 선로에서 차체 3량과 대차 2대로 구성된 산악트램이 운행할 때에 차체 간의 거동을 이론적으로 분석하고, 이에 기초하여 연결기를 설계하고자 한다.

3. 산악트램의 기본 제한

산악트램 1편성은 3량 차체로 구성되어 있다. 각 차체의 길이는 반경 10 m의 급곡선에서 유연하게 회전하도록

록, 기기와 좌석 배치를 고려하여 가능한 한 단축시켰고, 차체와 차체 사이에는 회전과 비틀림이 자유로운 연결기를 적용하였다. 대차의 중앙부에 톱니바퀴가 회전하므로 공간이 협소하여, 견인 전동기는 차체에 붙이고 차륜 동력은 유연한 추진축을 통하여 전달하도록 하였다. 3차체와 2대차로 구성된 산악트램의 배치도는 Fig. 2와 같고 주요한 제원은 Table 1과 같다[5].

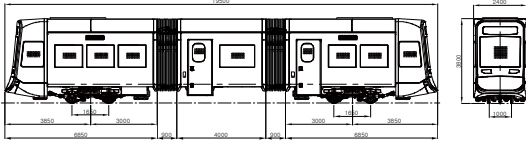


Fig. 2. Dimensions of mountain tram composed of 3cars and 2bogies

Table 1. Major specifications of mountain tram

| Specification | Dimension | Remarks | |
|----------------|------------------------|---------------------------|-------------|
| Tram Formation | Mc+T+Mc | Mc:Motor Car T:Trailer | |
| Overall Length | 19.5 m | 3 Cars | |
| Carbody | Length | 6.95 m | |
| | Breadth | 2.4 m | |
| | Height | 3.8 m | |
| Coupler | Length | 0.9 m | 2 units |
| Bogie | Wheel Diameter | 610 mm | |
| | Wheel Base | 1650 mm | |
| | Pinion Center Distance | 427 mm | Rack&pinion |
| Speed | 50 km/h | Normal | |
| | 10 km/h | at Curve | |

4. 연구 방법

4.1 곡선에서 차체간 회전변형 해석

급경사와 급곡선이 이어지는 산악지역 선로는 횡방향 곡선과 종방향 곡선이 연속된다. 곡선 선로에서 3량의 차체로 구성된 산악트램이 주행할 때, 차체 간의 상대적인 변위는 간단히 기하학적으로 Fig. 3와 같이 표현할 수 있다.

Fig. 3에서 표시된 $\triangle CAB$ 와 $\triangle CA'B'$ 은 합동이고, 직선AB와 직선A'B'는 반경 R 인 원곡선에 접하고 있다. Fig. 3에서 표시된 각 변위 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 는 주요 제원을 기초로 하여 기하학적 관계로부터 다음 식과 같이 구할 수 있다.

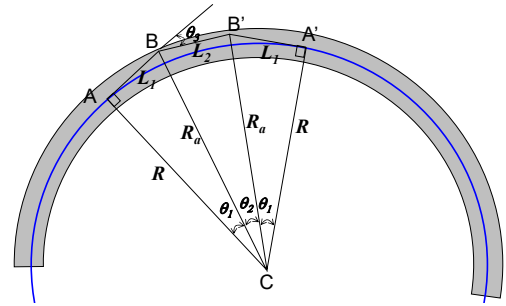


Fig. 3. Simple geometry of 3 cars on the curve

$$\theta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{L_1}{R}\right) \quad (1)$$

$$R_a = \sqrt{R^2 + L_1^2} \quad (2)$$

$$\theta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{2R_a^2 - L_2^2}{2R_a^2}\right) \quad (3)$$

$$\theta_3 = \theta_1 + \frac{\theta_2}{2} \quad (4)$$

where, R denotes the curve radius, L_1 denotes the half length of the first car between the couplers, L_2 denotes the length of the second car between the couplers.

Eq. (4)는 급곡선 선로 위에 위치한 산악트램의 차체와 차체 사이 굽힘 회전에 의한 요잉 변형을 구할 때에 사용할 수 있다. 주행하는 차체의 요잉 변형은 속도 및 가속도에 의해 동적 거동을 보이고 있으나 Table 1에 보여지듯이 곡선에서 주행속도는 10 km/h 이하의 저속이므로, 동적 효과는 미미하다.

4.2 나선 선로에서 차체간 비틀림 변형 해석

정상을 향해 급경사와 급곡선이 이어지는 산악지역 도로의 나선형 선로를 이용하여 이론적으로 표현할 수 있다. Fig. 4와 같이 기울기가 α 이고 반경이 R 인 나선형 선로에서 시점 O에서 출발하여 높이가 h 인 P점에 도달하였을 때, P점의 높이 h 는 기울기 α 와 다음 Eq. (5)의 관계를 갖는다.

$$h = L_a \sin \alpha \quad (5)$$

where, L_a denotes the length of the track, and α denotes the slope of the track, h denotes the height of the track from the base.

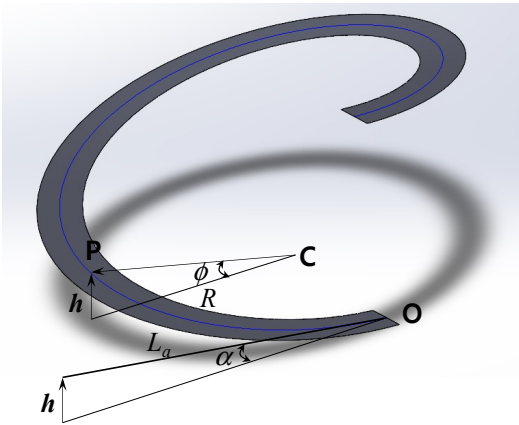


Fig. 4. Spiral track of constant radius

나선 선로는 P점에서 평면을 이루어야 하므로 초기의 선로면이 뒤틀려야 한다. 반경 R인 나선의 중심 C를 중심으로 곡선을 따라 L_a 만큼 이동하는 동안 높이 h인 P점에 도달하기 위해 선로면의 비틀림각 ϕ 는 다음 Eq. (6)과 같이 계산될 수 있다.

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{h}{R}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{L_a \sin \alpha}{R}\right) \quad (6)$$

where, ϕ denotes the twisting angular displacement of the track.

Eq. (6)를 이용하여 급경사와 급곡선 선로에 위치한 산악트램의 차체간 비틀림에 의한 롤링 각도를 계산할 수 있다.

5. 연구 결과의 비교 및 검토

5.1 종곡선에서 차체 피칭변위 해석

산악지역 도로는 평지에서 경사로 올라가는 곳이 많이 있는데, 보통 평지와 경사의 연결 구간에는 종곡선을 두어 급격하게 선로의 기울기가 변화하지 않도록 하고 있다. 산악트램이 종곡선 선로를 주행할 때에 차체간 회전에 의해 피칭변형이 발생한다. 피칭 변형도 Fig. 3을 이용하여 표현할 수 있다. 횡곡선 구간에서 요잉변형과의 차이는 단지 곡선반경에 따른 차이일 뿐이다. 최소 종곡선 반경과 차체 제원을 Eq. (1)~(4)에 대입하면 θ_1 , θ_2 , θ_3 를 구할 수 있다. 종곡선반경 $R=100$ m, 차체길이 $L_1=3.45$ m, $L_2=4.9$ m를 대입하면, 차체간 피칭변형 θ_3

$=0.059\text{rad}(=3.38^\circ)$ 가 된다. 피칭 회전각은 CAD(Computer Aided Design)을 이용하여 수치적으로 구할 수 있다[6]. Fig. 2의 산악트램 차체에 대해 종곡선에서 차체간 피칭 변형을 수치해석을 통해 구하면 Fig. 5와 같이 3.4° 가 된다.

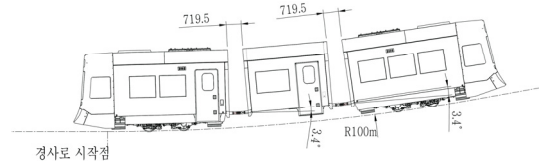


Fig. 5. Pitching angles between cars on the longitudinal curve

피칭각의 이론 해석 결과인 3.38° 는 수치 해석 결과인 3.4° 와 양호한 일치(오차 0.6%)의 오차를 보이고 있다. 미소한 오차가 발생하는 것은 종곡선반경 $R=100$ m를 정할 때에 이론해석에서는 대차 중심점을 기준으로 하였으나 수치해석에서는 차륜 접촉면을 기준으로 하였기 때문이다.

5.2 횡곡선에서 차체간 요잉변형 해석 결과

나선 선로에서 산악트램이 주행할 때 차체간 요잉변위도 Eq. (1)~(4)를 이용하여 계산할 수 있다. 횡곡힘 변형시에 곡선반경 $R=10$ m, 차체길이 $L_1=3.45$ m, $L_2=4.9$ m를 대입하면, 차체간 요잉변위 $\theta_3=0.5959\text{rad}(=32.43^\circ)$ 가 된다. CAD를 이용하여 수치적으로 차체간 요잉(yawing) 변위를 계산해보면 Fig. 6과 같이 32.53° 가 된다.

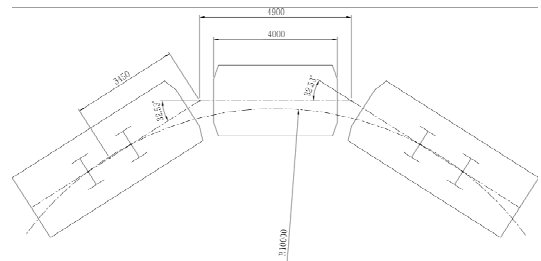


Fig. 6. Yawing angles between the cars on the curve

요잉각의 이론 해석 결과인 36.53° 는 수치 해석 결과인 36.43° 와 양호한 일치(오차 0.3%)의 오차를 보이고 있다. 미소한 오차가 발생하는 것은 이론해석에서 요잉각은 대차의 중심이 곡선반경 $R=10$ m인 선로 위에 있는 것으로 가정하고 계산된 것이나, 수치해석에서는 실

제와 같이 차축의 중심 각각이 선로 위에 있는 것으로 보고 구해진 것이기 때문이다.

5.3 나선 선로에서 차체간 롤링변위 해석

나선 선로에서 산악트램이 주행할 때 선로의 비틀림으로 인해 발생하는 차체간 롤링변위는 Eq. (6)에 의해 계산할 수 있다. Eq. (6)에서 L_a 는 대차 중심을 기준으로 선로중심선의 길이를 의미하므로, Fig. 3을 참고로 하면 다음 Eq. (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$L_a = R(2\theta_1 + \theta_2) \quad (7)$$

$R=10$ m, $L_1=3.45$ m, $L_2=4.9$ m을 Eq. (1)~(4)에 대입하면, $\theta_1=0.3322\text{rad}(=19.03^\circ)$, $\theta_2=0.4674\text{rad}(=26.78^\circ)$, $\theta_3=0.5959\text{rad}(=32.43^\circ)$ 가 되고, 이를 Eq. (7)에 대입하면 $L_a=11.32$ m가 된다. L_a 와 $\alpha=180\%$ 을 Eq. (6)에 대입하면 선로의 비틀림각 $\phi=0.1999\text{rad}(=11.45^\circ)$ 이 된다. 대차와 대차 사이에는 연결부가 2개 있으므로 차체의 비틀림을 무시하고, 연결 부분에서만 비틀림이 발생한다고 가정하면, 연결부의 비틀림 각도, 즉 차체간 상대 롤링변위 $\phi/2=0.1\text{rad}(=5.73^\circ)$ 가 된다. 3차원 CAD[7]를 이용하여 수치적으로 연결부에서 비틀림각을 계산하면 Fig. 7과 같이 5.4° 가 된다. 이론해석 결과인 5.73° 와 비교해보면 양호한 일치(오차 6%)를 보이고 있다. 이론해석에서는 원곡선을 기반으로 한 나선선로를 중심으로 선로의 연속적 비틀림을 차체 사이에서 종합하여 비틀림 각변위를 구하였는데, 수치해석에서는 Fig. 6 및 Fig. 7에 보여지듯이 나선선로를 중심으로 3량의 차체가 직선적으로 연

결되어 있다고 보고 차체간 롤링변위를 구한 것이다. 수치해석 모델에서는 강체 차체의 일부는 나선 선로를 벗어나 있고, 비틀림 각변위는 연결부에서 집중되어 있다. 이로 인해 이론해석 결과와 수치해석 결과의 오차가 발생한 것이다.

5.4 수치해석과 이론해석 결과의 검토

급곡선·급경사 선로에서 산악트램의 차체간 거동에 대한 수치해석 결과는 이론해석 결과와 6% 이내에서 양호한 일치를 보이고 있다. 피칭 각변위와 요잉 각변위에 대한 이론해석 결과와 수치해석 결과의 오차는 각각 0.6%와 0.3%를 보이고 있는데, 이는 이론해석 시에 이상적 조건으로, 대차중심 한점이 선로에 위치한다고 가정하고 상대 각변위를 계산하여, 실제보다는 미소하게 큰 값을 주게 되었기 때문이다. 수치해석에서는 실제와 가깝게 2개의 차축 위치를 기준으로 2점이 선로에 위치한 상태에서 상대 각변위를 계산하였다. 롤링변위의 오차가 6%로 다소 크게 나타난 것은 이론해석에서는 이상적인 연속 나선선로 위에 차체가 접하고 있다고 가정하여 비틀림의 적분값으로 얻어진 각변위 결과였으나, 수치해석에서는 곡선·경사 선로에서 직선 차체가 연결되어 차체간의 비틀림 각변위를 계산한 결과이기 때문이다.

3차원 CAD를 이용한 수치해석은 실제와 가까운 거동을 해석할 수 있는 장점이 있지만 세부 모델링과 해석을 위해 많은 데이터와 연산 시간이 소요된다는 단점이 있다. 이론해석은 실제 거동 특성과 미소한 오차가 있으나 이론식을 이용하여 즉시 계산이 가능하고 각 설계변수의 변화에 따른 영향을 즉각 파악할 수 있는 장점이 있다. 이론해석은 다양한 설계 변수의 조합과 변화에 따른 신속한 영향 분석에 유효하게 활용할 수 있다.

6. 연구 결과의 적용

6.1 연결기 요구 성능

산악트램 차체간 연결기는 위에서 언급하였듯이 차체간 피칭, 요잉, 롤링 변위를 충분히 흡수하여야 한다. 차체거동을 분석한 결과를 바탕으로 연결기가 흡수해야 할 상대변위를 정리해 보면 Table 2와 같다. 곡선 주행중의 속도가 10 km/h 이하이므로 정적인 상태와 유사하나, 내부승객 이동, 외부 교란 등의 동적 효과를 고려하여 10% 여유를 추가하여 연결기의 설계요구조건으로 설정한다.

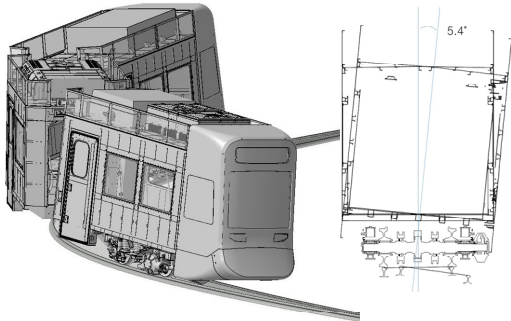


Fig. 7. Twisting angle of coupler on the steep curved track

Table 2. Comparison of theoretical relative angular displacements with numerical ones

| Rotation Type | Yawing | Pitching | Rolling | Remarks |
|----------------------|--------|----------|---------|--|
| Theoretical Analysis | 32.53° | 3.38° | 5.73° | Eqs.(1)~(6) |
| Numerical Analysis | 32.43° | 3.4° | 5.4° | Analysis by 3D CAD |
| Error | 0.6% | 0.3% | 6% | Difference between theoretical analysis and numerical one |
| Design Requirement | 35.8° | 1.8° | 6.3° | 10% margin to the theoretical analysis results for dynamic effects |

6.2 연결기의 설계

연결기는 Table 2의 설계 요구조건에 따라 설계된다. 연결기는 3축 방향으로 회전이 가능해야 하므로, Fig. 8과 같은 볼조인트(ball joint) 형식으로 설계한다. 차체의 전후에 연결되는 연결기의 힌지 브라킷(hinge bracket) 중앙 내부에는 볼이 삽입되어 있어 차체의 피칭, 요잉, 롤링 변위를 모두 흡수할 수 있다.

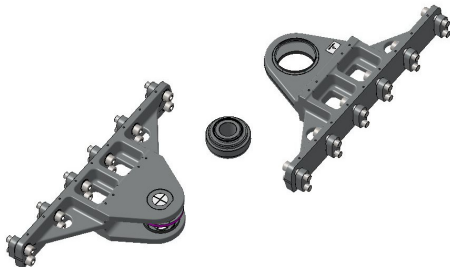


Fig. 8. Coupler design with ball joint

차체간에 요잉변위가 발생할 때에 연결기는 평면내에서 회전하게 된다. Table 2에서 요잉변위의 설계 요구조건은 35.8°인데, 볼조인트 연결기는 평면내에서 Fig. 9와 같이 45°를 회전할 수 있다. 따라서 차체의 요잉변위를 연결기는 충분히 흡수할 수 있다.

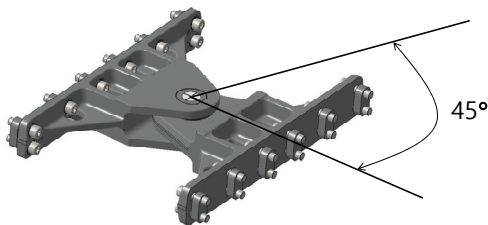


Fig. 9. In-plane rotation of the coupler

차체의 피칭과 롤링 변위는 연결기의 면외(out-of-plane) 변형을 유발한다. 피칭과 롤링 변위의 설계 요구조건은 각각 1.8°, 6.3°이다. 연결기의 전후 브라킷은 볼조인트로 결합되면서 간극(gap)을 갖도록 설계된다. 연결기의 단면을 보면 Fig. 10과 같이 간극이 있어서 6.5°의 면외 회전 변형을 흡수할 수 있다. 따라서, 연결기는 차체의 피칭과 롤링 변위를 흡수할 수 있게 된다.

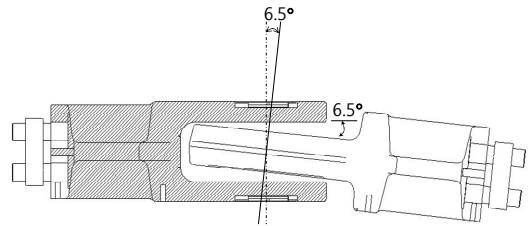


Fig. 10. Coupler design with ball joint

7. 결론

본 연구에서는 급곡선·급경사 병합 선로에서 주행하는 산악트램 차체의 거동을 이론적으로 해석할 수 있는 산식을 제시하고 3D CAD를 이용한 수치해석을 수행하여, 제시된 이론해석 산식의 타당성을 입증하였다. 산악트램 모델에 대한 차체의 거동 해석 결과를 바탕으로 차체의 거동을 흡수할 수 있는 연결기를 설계하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 산악트램이 급곡선 선로를 주행하면서 차체간 회전변형에 의한 차체의 피칭과 요잉 변위가 발생한다. 피칭과 요잉 변위에 대한 이론해석 결과는 수치해석 결과와 매우 근접(오차 0.6% 이내)하였고, 오차는 이론해석 시에 대차 중심이 선로에 위치한다는 가정에 기인한 것이다.
- (2) 급곡선과 급경사가 병합하는 나선형 선로는 선로의 비틀림에 의해 차체에 롤링 변위를 유발한다. 이론해석에 의한 차체의 롤링 변위 계산 결과는 수치해석에 의한 롤링 변위 결과와 양호한 일치(오차 6%)를 보였다. 피칭과 요잉 변위에 비해 오차가 큰 것은 이론해석에서는 연속적인 나선 선로를 가정하였으나, 수치해석에서는 선로 위에 직선 차체가 조합된 것으로 모델링하였기 때문이다.
- (3) 급곡선·급경사 선로에서 발생하는 차체의 상대 거동을 흡수하기 위한 연결기를 설계하였다. 설계된 볼조인트 형식의 연결기는 면내 회전 변형과 면

외 변형을 통해 차체의 롤링과 피칭, 요잉 변위를 모두 흡수할 수 있었다.

- (4) 이론해석에 기초한 차체의 거동 해석은 설계 변수가 반복적으로 변경되면서 그 효과를 신속히 파악하여야 하는 초기 설계 과정에서 유용하게 활용될 수 있다.

References

- [1] S. Seo, H. S. Mun, "Development of a interface structure of bogie and carbody in mountain tram running on sharp Curves", *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol.19, No.7, pp.275-282, July 2018.
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2018.19.7.275>
- [2] S. I. Lee, H. S. Lee, "A running safety assessment for curved section for a railway vehicle", *Transactions of the Korean society for noise and vibration engineering*, Vol.18, No.12, pp.1301-1309, Dec. 2008.
- [3] J. H. Um, I. Y. Choi, M. C. Kim, "Evaluation of running safety and ride comfort for high speed train in cases of superimposition of vertical and horizontal curves" *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol.16, No.4, pp.311-317, Aug. 2013.
- [4] J. H. Lee, J. H. Kim, Y. G. Park, "Review of minimum curve radius and cant range setting for mixed section of low and high speed trains in conventional railway line", *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol.21, No.10, pp.345-353, Oct. 2020.
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2020.21.10.345>
- [5] S. I. Seo, "A study on design and characteristic behaviors of a mountain tram running on sharp curves", *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol.23, No.12, pp.275-282, Dec. 2022.
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2022.23.12.826>
- [6] Autodesk, *AutoCAD 2021*, <http://www.autodesk.co.kr>, 2021.
- [7] SolidWorks Corporation, *SOLIDWORKS 3D CAD*, Dassault Systemes, 2021.

서 승 일(Sungil Seo)

[정회원]



- 1984년 2월 : 서울대학교 조선공학과 (공학사)
- 1994년 2월 : 서울대학교 대학원 조선해양공학과 (공학박사)
- 1986년 2월 ~ 2002년 3월 : 한진중공업기술연구소 수석연구원
- 2002년 4월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 수석연구원

<관심분야>

철도차량시스템, 용접구조 강도, 시스템 신뢰성 평가

김 정 국(Jeongguk Kim)

[정회원]



- 1987년 2월 : 부산대학교 무기재료공학과 (공학사)
- 2002년 5월 : The University of Tennessee, Knoxville, 재료공학과 (공학박사)
- 2003년 12월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 책임연구원

<관심분야>

철도차량시스템, 비파괴평가 및 수명예측

연 제 훈(Jea Hoon Yeon)

[정회원]



- 2020년 2월 : 과학기술연합대학원 교통시스템공학전공 (공학석사)
- 2020년 3월 ~ 현재 : 과학기술연합대학원 교통시스템공학전공 박사과정

<관심분야>

철도차량시스템공학, 차량동역학