

철도차량용 차체틸팅기구의 기구학적 특성연구

The Study on the Kinematics of Carbody Tilting Mechanism for Railway Vehicles

김정석* · 김남포** · 고태환**

Jung-Seok Kim, Nam-Po Kim and Tae-Hwan Ko

Key Words : Tilting train(틸팅 열차), Tilting mechanism(틸팅 메커니즘), Tilting bogie(틸팅 대차)

ABSTRACT

This study presents parametric studies for design of tilting mechanism to be used in 180km/h tilting train. The tilting mechanism is composed of 4 links, a tilting bolster and an electro-mechanical actuator. First, we have determined the installation height of tilting actuator using 3D tilting bogie modeling. Secondary, we verified movements of the tilting center and train body CG along variation of upper and lower span length. From this study, we obtained the upper and lower span length to minimize the lateral and vertical motion of CG of train body. Finally, we evaluated the tilting actuator force and power required to tilt the train body to $\pm 8^\circ$.

1. 서 론

틸팅이란 차량이 곡선부 주행시 차체를 곡선의 내측으로 기울여서 곡선부 주행시 발생하는 원심가속도의 횡방향 성분을 중력가속도의 횡방향 성분으로 감쇄시켜 승객이 느끼는 횡가속도를 저감시키는 기술이다. 철도차량에 이와 같은 틸팅기술을 적용하면 승차감의 향상뿐만 아니라 곡선부 통과속도를 증가시킬 수 있다. 이에 따라 운행시간 단축, 곡선부 통과시 가감속 빈도의 감소를 통해 에너지 소비를 줄일 수 있게 된다. 이러한 틸팅 기술은 유럽과 일본 등 철도 선진국들에서는 자체기술을 확보하고 있지만 국내에는 아직 독자기술을 확보하지 못하고 있다. 본 연구는 현재 개발중인 180km/h급 한국형 고속 틸팅 차량(TTX)에서 곡선부 운행시 차체를 곡선내측으로 틸팅 시키는 역할을 하는 틸팅 메커니즘의 설계에 관한 것이다. 현재 전세계적으로 적용되고 있는 차체 틸팅 방식은 강제틸팅과 자연틸팅방식으로 구별된다. 자연 틸팅방식은 전차의 원리를 이용하므로 구조가 간단하나 실제 곡선부 진입시 차체의 롤 저항으로 인하여 자연 틸팅 동작이 원활하지 않은 경우가 많다. 따라서 속도향상 효과가 강제틸팅방식에 비해 상대적으로 떨어진다. 반면

강제틸팅 방식은 구조가 복잡하고 유지보수성이 떨어지는 단점이 있지만 곡선부 속도향상 효과가 뛰어나 거의 대부분의 틸팅차량에서는 이 방식을 채용하고 있다[1-3].

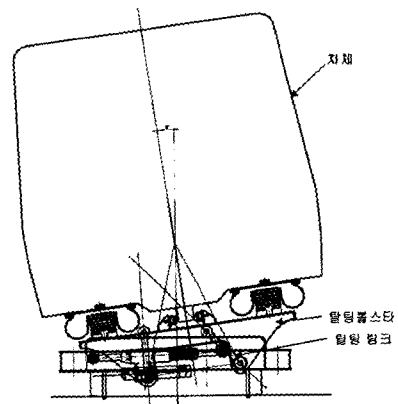


Fig. 1 Schematic diagram of tilting mechanism.

강제틸팅방식에도 링크, 로울러, 센터피봇 방식이 있는데 본 연구에서는 TTX차량에 적용예정인 링크방식에 대한 연구를 수행하였다. 링크방식은 Fig. 1과 같이 대차와 틸팅 볼스터 사이에 두개의 링크를 설치하여 차체를 틸팅 시키는 방식으로 강제틸팅 방식중 구조가 간단하고 유지보수성이 우수하다. 이러한 틸팅방식은 현재 ETR460, X2000, VT611등

* 한국철도기술연구원
기존철도기술개발사업단
E-mail : jskim@krri.re.kr
Tel : (031)460-5663, Fax : (031) 460-5669

** 한국철도기술연구원
기존철도기술개발사업단

에 적용되고 있다.

본 연구에서는 틸팅 액츄에이터와 타 시스템과의 간섭, 에너지 소비량, 틸팅 액츄에이터에 요구되는 하중 및 틸팅 메커니즘 상부 질량중심의 변위량 등을 고려한 틸팅 링크의 상세설계를 수행하는 것이 연구의 목적이다.

2. 틸팅 메커니즘 설계

Fig. 2 에서 알 수 있듯이 본 연구에서 개발중인 틸팅 차량에 적용되는 강제틸팅 메커니즘은 틸팅 볼스타가 두개의 링크에 의해 대차 프레임과 연결되고 한쪽은 대차프레임에 다른 한쪽은 틸팅 볼스타에 연결된 구조로 되어 있다. 본 연구에서는 기본설계에서 1차적으로 결정된 틸팅 메커니즘의 주요치수를 확정해야 하므로 틸팅 메커니즘 설계시 고려해야 되는 타 시스템과의 간섭문제, 틸팅 액츄에이터 용량, 차량한계 등 모든 항목들을 고려하여 주요치수를 결정하였다.

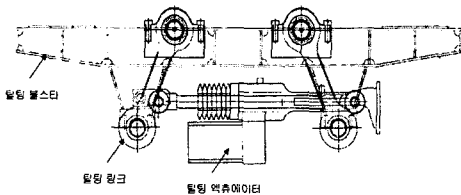


Fig. 2 Active tilting mechanism.

본 연구에서는 상용 다물체 동역학 해석 소프트웨어인 ADAMS를 이용하여 기구해석(kinematics)을 수행하였다.

2.1 액츄에이터 설치높이에 따른 간섭검토

본 절에서는 3차원 대차 모델을 이용하여 차체가 $\pm 8^\circ$ 틸팅시 틸팅액츄에이터의 설치 높이에 따른 액츄에이터와 타 시스템(틸팅 볼스타와 차량한계)사이의 간섭을 먼저 검토하였다. 본 연구에서 고려하고자 하는 틸팅 액츄에이터 설치높이는 레일상면에서 410, 415, 420, 445mm 이다.

Fig. 3은 틸팅 액츄에이터의 설치높이를 나타낸다. 틸팅 액츄에이터는 차체를 $\pm 8^\circ$ 틸팅시키기 위해 Fig. 4와 같이 액츄에이터의 실린더를 밀거나 당기게 되는데 이때 차체를 틸팅시키는 방향에 따라서 액츄에이터 자체도 기울어지게 되어 틸팅볼스타나 차량한계와 간섭을 유발할 수 있다. 일반적으로 틸팅 액츄에이터 설계시 휠의 마모와 차량한계를 고려하여 최소한 레일상부에서 93mm이상에 위치해야 한다.

- New wheel/worm wheel간 반경 차이 : 43 mm
- 차량 한계 하면 높이 : 50 mm

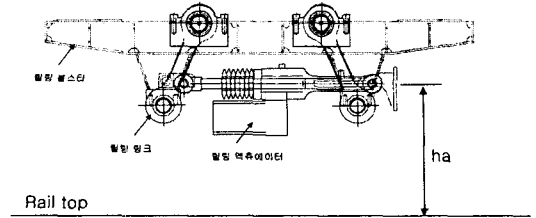


Fig. 3 Installation height of tilting actuator.

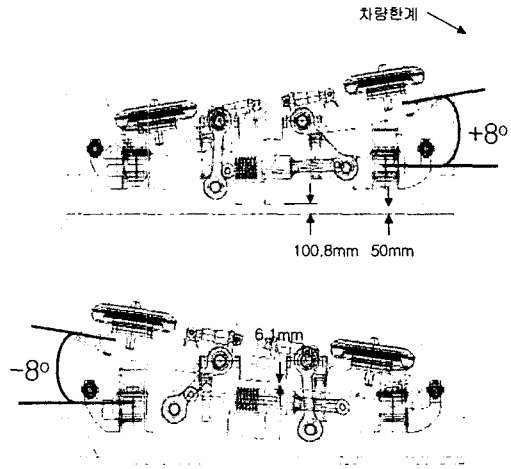


Fig. 4 Side view of tilting mechanism with tilting angle $\pm 8^\circ$.

Table 1 틸팅 액츄에이터 설치높이에 따른 대차 프레임 및 차량한계와의 간섭.

| 틸팅 액츄에이터 설치높이(mm) | 액츄에이터 상부 /대차 프레임 하부와 간섭 | 액츄에이터 하부 /차량한계와 간섭 |
|-------------------|-------------------------|--------------------|
| 410 | - | 불만족 |
| 415 | 11.6mm 여유 | 0.3mm 여유 |
| 420 | 6.1mm 여유 | 7.8mm 여유 |
| 445 | 18.5mm 간섭 | 29.5mm 여유 |

Fig. 4는 액츄에이터의 설치높이가 420mm이고 차체를 $\pm 8^\circ$ 틸팅시켰을때 틸팅링크와 액츄에이터의 변위를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 $+8^\circ$ 틸팅시에는 차량한계와 -8° 틸팅시에는 틸팅볼스타 하부와 간섭이 생길 수 있음을 알 수 있다. 각 액츄에이터의 설치높이별 간섭유무는 Table 1과 같다. 이상의 검토를 통해서 틸팅 액츄에이터의 설치높

이는 420mm로 결정하는 것이 하상부와의 간섭측면에서 합리적이라 판단된다.

2.2 기구 해석을 통한 틸팅 링크 설계

이전 절에서 틸팅 액츄에이터의 설치높이에 대한 검토를 통해서 설치높이를 420mm로 결정하였다. 본 절에서는 액츄에이터 설치높이를 420mm로 고정하고 틸팅 메커니즘의 상부와 하부 스패의 길이를 변화시키면서 최적의 상부와 하부 스패길이를 결정하고자 한다. 해석을 위한 변수 설정은 Fig. 5와 같다.

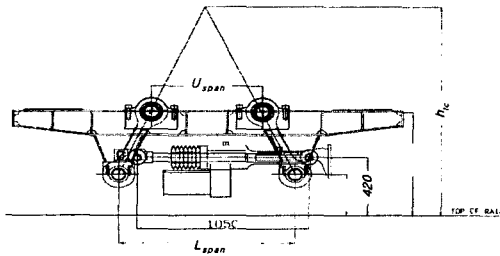


Fig. 5 Design parameters for tilting link design.

틸팅 메커니즘의 상부와 하부 스패길이를 결정을 위한 설계 변수는 Table 2와 같다.

Table 2 틸팅 메커니즘의 상부와 하부 스패길이를 결정을 위한 설계변수.

| | 하부스패길이 Lspan | |
|-------------------------|--------------|--------|
| | 1060mm | 1080mm |
| 상부스패길이 Uspan (mm) | 640 | |
| | 660 | |
| | 680 | |
| | 700 | |

하부스패 길이 1060과 1080mm에 대해 상부스패의 길이를 640mm에서 20mm씩 증가시키면서 700mm까지 고려하였다. 본 해석에서는 극심한 운행조건에서의 차체 틸팅시 액츄에이터에 요구되는 하중과 에너지를 도출하기 위해 틸팅 차량이 S자 곡선을 통과하는 것으로 가정하였다. 해석조건에 적용된 곡선조건, 액츄에이터 속도, 차체원심력 조건은 Fig. 6과 같다.

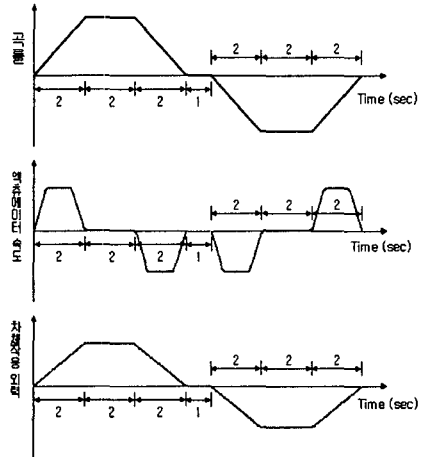


Fig. 6 Analysis conditions for S curve.

Fig. 6에서 차체 작용 외력성분은 차량이 곡선을 주행할 때 캔트에 의해 보상되는 성분을 제외한 가속도를 캔트와 평행한 방향으로 부과하였다. Fig. 7은 해석을 위한 ADAMS 모델을 나타낸 것이다.

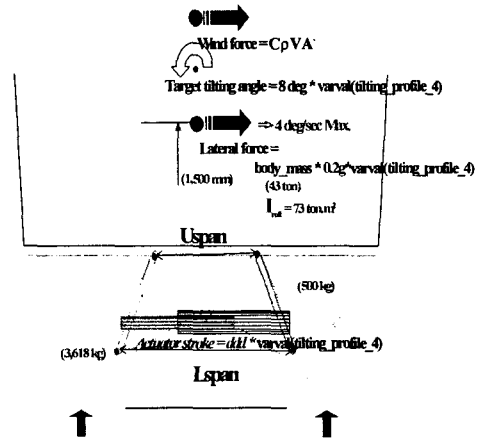


Fig. 7 ADAMS modeling for kinematic analysis.

Table 3은 틸팅 링크 상부 및 하부스패길이의 변화에 따른 틸팅 회전중심고 및 무게중심의 변위량을 나타낸 것이다. Table 3에서 알 수 있듯이 동일한 틸팅 링크 상부스패의 길이에서 하부 스패길이가 길어지면 틸팅 회전중심의 높이는 저하되고, 무게중심의 횡변위는 증가하고 종변위는 감소하는 경향을 보인다.

Table 3 상하부 스펠길이 변화에 따른
틸팅 회전중심 및 무게중심의 변위량.

| Lspan (mm) | Uspan (mm) | 틸팅 회전중심 최대 변위량(mm) | | | 무게중심 최대 변위량 (mm) | |
|---------------|---------------|-----------------------|-------|-------|---------------------|------|
| | | 회전중심 높이 | 횡변위 | 종변위 | 횡변위 | 종변위 |
| 1060 | 640 | 1434.6 | 260.7 | 123.8 | ±16.6 | 18.5 |
| | 660 | 1504 | 289 | 145.6 | ±7.38 | 21.1 |
| | 680 | 1579.8 | 321.1 | 172.2 | ±4.52 | 24.7 |
| | 700 | 1663.3 | 357.6 | 204.8 | ±12.23 | 28.5 |
| 1080 | 640 | 1391 | 246.6 | 113.2 | ±21.4 | 17.0 |
| | 660 | 1456 | 272.4 | 132.4 | ±13.5 | 19.7 |
| | 680 | 1527 | 301.6 | 155.5 | ±4.9 | 22.6 |
| | 700 | 1604 | 334.6 | 183.6 | ±6.6 | 26.1 |

Fig. 8은 하부스팬의 길이가 1060mm일때 틸팅 링크 상부스팬의 길이의 변화에 따라 차체가 -8°에서 +8°로 틸팅될 때 무게중심의 이동 궤적을 나타낸 것이다. 여기서 x축은 무게중심의 횡변위를 y축은 종변위를 나타낸다.

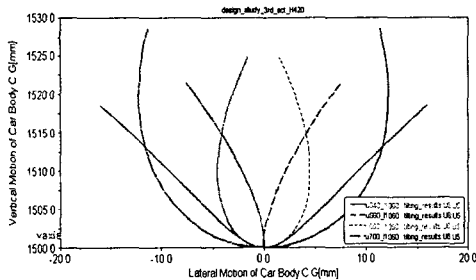


Fig. 8 CG movement at Lspan=1060mm.

Fig. 8에서 알 수 있듯이 무게중심의 횡변위는 좌우대칭 형상을 보이고 있다. 일반적으로 무게중심의 이동에 의한 하중재분배에 따른 궤도부담력 측면에서 볼때 무게중심의 횡변위가 적을수록 그리고 승차감의 측면에서는 종변위가 적을수록 바람직하다. 따라서 본 해석의 경우에는 하부스팬이 1060mm 또는 1080mm이고 상부스팬이 680mm인 경우에서 무게중심의 횡변위가 최소이고, 하부스팬이 1080mm이고 상부스팬이 640mm인 경우에서 종변위가 최소이다.

Table 4는 틸팅 링크하부 스펠길이가 1060과 1080mm일 때 틸팅 링크 상부스팬의 길이 변화에 따른 틸팅 액츄에이터의 스트로크, 속도, 하중, 소비전력을 나타낸 것이다.

Table 4 상하부스펠길이변화에 따른
틸팅 액츄에이터 스트로크 변화.

| Lspan (mm) | Uspan (mm) | 틸팅 액츄에이터 스트로크(mm) | | 틸팅 액츄에이터 속도/하중/소비전력 | | |
|---------------|---------------|----------------------|---------------|------------------------|--------|--------|
| | | 반시계방향 8°틸팅시 | 시계방향 8°틸팅시 | 액츄에이터 속도(mm/s) | 하중(kN) | 파워(kW) |
| 1060 | 640 | -133.6 | 138.4 | 100.2 | 71 | 4.18 |
| | 660 | -141.3 | 147.0 | 106.0 | 74 | 4.56 |
| | 680 | -151.7 | 156.2 | 113.7 | 76.9 | 5.17 |
| | 700 | -161.8 | 166.2 | 121.3 | 80.6 | 5.79 |
| 1080 | 640 | -128.1 | 132.9 | 96.1 | 70.4 | 3.96 |
| | 660 | -136.3 | 141.0 | 102.2 | 72.8 | 4.37 |
| | 680 | -145.1 | 149.7 | 108.8 | 75.5 | 4.84 |
| | 700 | -154.5 | 159.0 | 115.9 | 78.8 | 5.40 |

Table 5 틸팅 액츄에이터의 요구조건.

| 요구조건 | 값 |
|---------|---------|
| 최대 스트로크 | 170mm |
| 최대속도 | 125mm/s |
| 틸팅력 | 80kN |
| 최대 소비전력 | 5kW |

Table 5는 틸팅 액츄에이터의 요구사항을 나타낸 것이다. Table 4에서 알 수 있듯이 모든 결과는 액츄에이터의 최대 스트로크 조건과 속도조건을 만족하고 있고 틸팅 링크 하부스팬의 길이가 줄어들면 요구되는 액츄에이터의 스트로크는 길어지는 것을 알 수 있다. 또한 요구되는 틸팅 각까지 동일한 시간에 도달하기 위해 틸팅 액츄에이터의 속도 역시 증가하게 된다.

차체를 ±8°로 틸팅하기 위해 액츄에이터에 요구되는 하중과 파워의 관점에서는 하부스팬의 길이가 짧을수록 유리한 것을 알 수 있다. 그리고 하부스팬의 길이가 1060mm이고 상부스팬의 길이가 680과 700mm일때는 소비전력이 5kW를 초과하고 있으며 하부스팬의 길이가 1080mm이고 상부스팬의 길이가 700mm일때도 역시 초과하고 있다.

Fig. 9 ~ 11은 하부스팬의 길이가 1080mm일때 액츄에이터 스트로크와 속도, 액츄에이터 하중 및 소비전력을 나타낸 것이다.

이상의 해석을 통해서 알 수 있듯이 틸팅 액츄에이터가 차체를 +8°와 -8°로 틸팅 시킬때 액츄에이터 스트로크나 하중 등은 두 경우에 대해서 대칭적인 거동을 보이지 않는 것을 알 수 있다. 이것은 액츄에이터의 한끝은 대차 프레임에 설치되고 다른 끝은 틸팅 볼스타에 설치되기 때문이다.

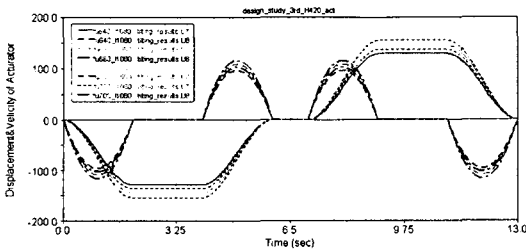


Fig. 9 Actuator stroke and speed history.

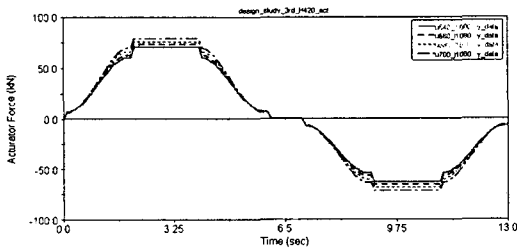


Fig. 10 Actuator force history.

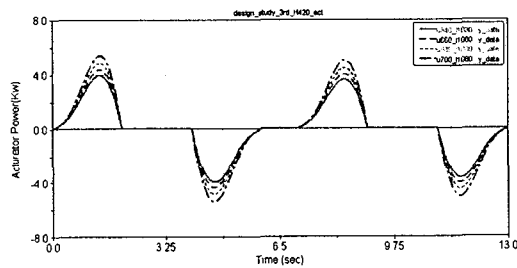


Fig. 11 Actuator power history.

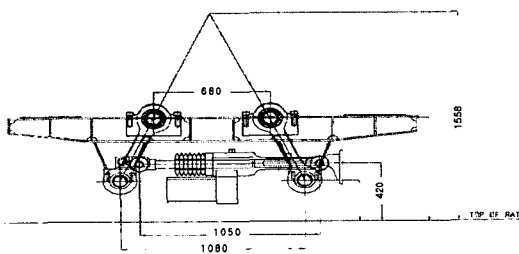


Fig. 12 Design parameters obtained from parametric studies.

이상의 고찰을 통해서 틸팅 메커니즘 설계시 틸팅 링크의

하부스팬과 상부스팬의 길이는 각각 1080과 680mm로 설정하는 것이 가장 적합한 것으로 판단된다. Fig. 12는 최종적으로 확정된 틸팅 메커니즘의 주요 치수를 나타낸 것이다.

3. 결론

본 연구에서는 현재 개발중인 180km/h급 한국형 틸팅차량의 틸팅 메커니즘을 설계하기 위해 틸팅 메커니즘과 타 시스템과의 간섭여부 및 기구해석을 통한 무게중심의 변위량, 액추에이터의 용량등을 고찰하였다. 타 시스템과 간섭측면에서는 액추에이터를 레일상면에서 420mm의 위치에 설치하는 것이 가장 적합하다는 결론을 얻을 수 있었다. 또한 액추에이터의 설치높이를 420mm로 고정하고 틸팅링크의 상하부 스패의 길이를 변화시키면서 무게중심의 횡방향과 수직방향변위를 고찰하여 상대적으로 무게중심의 변위가 적게 발생하도록 스패길이를 설정하였다. 또한 에너지 소비 및 액추에이터의 용량관점도 고려하여 상하부 스패길이를 결정하였다.

후 기

본 연구는 철도청의 지원으로 수행중인 철도기술연구개발사업의 일환으로 수행되었으며 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 김남포 등, 2000, "곡선부 고속주행용 대차 설계기술 개발, 연구보고서", 한국철도기술연구원.
- (2) 김남포 등, 2003, "틸팅 시스템 실용기술 개발, 연구보고서", 한국철도기술연구원.
- (3) 한성호 등, 2003, "차체형상/실내디자인 및 차량설비 기술개발, 연구보고서", 한국철도기술연구원.
- (4) Vijay K. Grag and Rao V. Dukkipati, 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Press.
- (5) B. Eickhoff, G. Scott, R. Troup and P. Annable, 1993, Vehicle Dynamics Training Course, British Rail.
- (6) J. T. Pearson, R. M. Goodall, and I. Pratt, 198, "Control System Studies of an Active Anti-Roll Bar Tilt System for Railway Vehicles," Proc Inst Mech Engrd., Vol. 212, Part F, pp. 43-60.