

틸팅 시스템을 장착한 트레일러의 전복임계속도 특성

정태건
건국대학교 기계공학과

Characteristics of the Rollover Critical Speed of a Trailer Equipped with a Tilting System

Tae-Gun Jeong

Department of Mechanical Engineering, Konkuk University

요약 대형트럭으로 견인되는 트레일러는 무게중심이 일반 차량에 비해 상대적으로 높기 때문에 전복사고 위험이 높게 된다. 곡선 주행 구간에서 차체를 기울여 곡선부의 주행속도를 향상시키는 원리를 적용하는 틸팅 시스템은 고속철도 차량에서 먼저 그 개념이 연구되고 사용되어 왔는데, 이 논문에서는 일반 대형트럭의 트레일러 적재함에 이 틸팅 시스템을 적용함으로써 아주 작은 틸팅각의 변화로도 급회전 시 주행 안정성을 크게 개선할 수 있는 가능성에 대해 연구하였다. 틸팅 가능한 트레일러의 동역학적 모델을 사용하여 선회주행 시 운동 관계식을 유도함으로써 주어진 도로 선회반경과 하중조건에 대해 원심력 효과와 수직력의 균형으로 전복임계속도를 결정할 수 있었다. 본 논문에서는 보수적인 기준을 선택하여 한쪽 바퀴가 지면으로부터 떨어지는 순간을 전복임계상태로 정의하였다. 실제로 틸팅 시스템을 작동시키기 위해서는 조향각과 주행속도로부터 최적 틸팅각을 계산해야 한다. 트레일러가 달린 대형트럭을 간단하게 모델링하고 시뮬레이션을 통해 곡선주행시 차량의 틸팅각에 따른 전복임계속도의 변화를 분석하고, 틸팅의 효과를 입증하였다.

Abstract Rollover is a major concern for vehicles with a higher center of gravity and for improving driving performance. This study investigates a tilting system to prevent rollover, which was successfully implemented for high-speed trains. It may be useful to apply the concept of the tilting system to a large truck such as a trailer. Even a small adjustment in the tilting angle can improve the driving stability during a steep turn. The equation of motion was derived from a dynamic model of the trailer with the tilting system. The balance of the centrifugal force and normal force determines the rollover critical speed for a given radius of the turn and load. To obtain a more conservative criterion, the rollover critical state was defined as the instant when any side wheel loses contact with the road. To actuate the tilting system, the optimal tilting angle must be calculated from the steering angle and the vehicle speed. Using a simplified model of a large truck, the effects of the tilting angle and load on the rollover critical speed were investigated.

Keywords : Driving Stability, Radius of Turn, Rollover Critical Speed, Steering Angle, Tilting Angle

1. 서론

자동차 전복사고는 차량사고의 많은 비중을 차지하지는 않지만 한번 발생하면 심각한 인명과 재산 피해가 발생하는 사고이다[1]. 승용차의 경우 이러한 전복사고를

기술적으로 방지하기 하기 위하여 주로 VDC(Vehicle Dynamic Control)가 이용된다. 차량의 선회 주행 시 안쪽 바퀴 또는 바깥쪽 바퀴로 이동하려는 힘이 발생하고, 오버스티어와 언더스티어와 같은 횡력(drift out)이 발생하여 주행 안정성이 저하될 때, 제동력으로 반대방향의

본 논문은 2014학년도 건국대학교 연구년교원 지원에 의하여 연구되었음.

*Corresponding Author : Tae-Gun Jeong(Konkuk Univ.)

Tel: +82-2-450-3471 email: tgjeong@konkuk.ac.kr

Received January 4, 2018

Revised February 1, 2018

Accepted February 2, 2018

Published February 28, 2018

요 모멘트를 발생시켜 서로 상쇄시킴으로써 차량주행 안정성 및 선회 안정성을 향상시키는 기술을 VDC라 한다[2].

VDC 외에도 전복 방지를 위한 많은 기술들이 연구 개발되고 있다. EBS (electronic brake system)는 대형차량에 주로 쓰이는 제동 시스템인데, EBS에 있는 속도 센서를 통하여 한쪽바퀴의 지지력이 영이 되는 순간을 감지하여 제동 시스템을 작동시켜 횡가속도를 제거함으로써, 전복을 방지한다[3]. 또 서스펜션 스트로크 센서를 횡가속도 센서와 조합하여 전복이 언제 발생할지 측정하거나, TTR(time to roll)이란 개념을 만들어 전복이 일어나기까지 남은 시간을 계산하기도 한다[4,5,6]. 퍼지 제어 기법을 사용해 전복에 관련된 비선형성 및 불확실성을 모델링하여 전복속도를 개선하는 방법도 연구되었다[7].

대형트럭의 트레일러는 무게중심이 일반 차량에 비해서 상대적으로 위쪽에 위치하기 때문에 전복사고 위험에 쉽게 노출된다. 기존 연구들은 주로 SUV (sport utility vehicle) 차량이나 버스에 대한 전복방지를 대상으로 했다[8,9]. 그러나 이 연구의 목적은 대형트럭, 즉 적재함을 가지고 있는 차량에 대한 전복방지 시스템을 연구하는 것이다. 이 전복방지 시스템은, 대형트럭의 적재함을 기울임으로써 선회 주행 시 빠른 속도로 인한 차량의 전복을 방지하는 것이다. 틸팅 시스템은 철도차량에서 먼저 그 개념이 사용되었는데, 선회 주행구간에서 차체를 기울여 승객이 느끼는 횡가속도를 저감시킴으로써 곡선부의 주행속도를 향상시키는 원리이다. 이 연구에서는 일반 대형트럭의 적재함에 틸팅 시스템을 적용함으로써, 틸팅 시스템을 갖춘 트레일러가 그렇지 않은 트레일러에 비해 얼마나 더 효과적인 선회 주행을 할 수 있는지를 수학적 모델링을 통해 계산하고 그 결과를 여러 조건에 따라 비교, 분석하였다.

2. 틸팅 시스템의 기본 원리

2.1 기본 원리

틸팅 시스템은 곡선부에서 주행 속도를 높이기 위해 차체를 기울일 수 있도록 하는 기술이다. 그 원리는 모터 싸이클 선수가 급커브에서 차량을 좌우로 기울여 전복되지 않고 고속주행을 하는 것과 같다.

차량이 곡선구간에서 속도를 줄이지 않고 달려서 전복되는 이유는 원심력 효과(횡가속도에 의한 관성력)때

문이다. 틸팅 시스템이 없는 일반 차량은 우측방향 커브에서 좌측방향의 원심력 효과에 의하여 전복되고 만다. 그러나 틸팅 시스템을 탑재한다면 차량은 Fig. 1에서 보는 것과 같이 기울어지므로 전복의 주원인이 되는 원심력을 상쇄시키는 방향으로 모멘트가 생겨 차량의 전복을 방지할 수 있다.

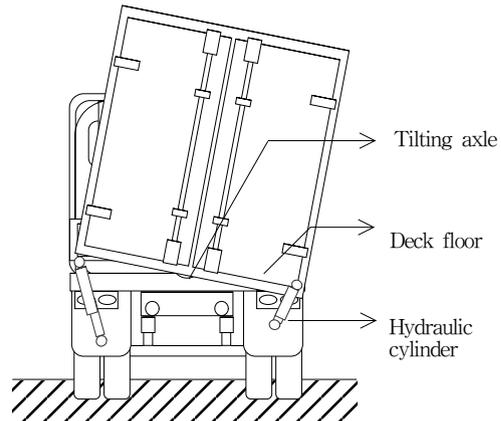


Fig. 1. Sketch of tilting system

2.2 기구학적 형상

본 논문에서 선정된 간략화된 차량모델의 기구학적 형상을 Fig. 1과 같이 간단한 구조로 표현하였다. 적재물이 실리는 적재함 바닥부분과 차량과의 연결은 유압 시스템을 통해 이루어지며 적재함 바닥부분의 가운데 틸팅 중심축이 있어 차량과 적재함 바닥 사이의 약간의 회전 운동이 가능하다. 바닥부분의 좌우측 말단부에 유압실린더가 있어 유압실린더의 동시작용으로 적재물이 실린 적재함 바닥을 기울일 수 있게 된다.

3. 수학적 모델링

이 연구에서는 안전하고 보수적인 설계를 목표로 하여 한쪽 바퀴의 지지력이 영이 되는 순간을 전복의 시작으로 정의하였다. 본 연구의 대상이 되는 틸팅 차량은 적재물의 중량에 따른 차이가 존재하므로 비 틸팅 차량과 틸팅 차량의 차이를 이해하기 쉽게 하기 위하여 모델링 과정에서 가상의 힘인 원심력 효과를 사용하여 진행하였다. 차량의 동역학 해석은 매우 복잡한 과정이므로 연구 대상으로 선정한 대형 트럭을 간략화하여 간단한 박스형

차량형태로 가정하고 수학적 모델링을 실시하였다. 또한 차량은 틸팅으로 인한 차체의 변화 이외에 다른 변형은 없다고 가정하고, 또 현가장치의 영향을 제외한다고 가정하였다.

3.1 전복임계속도의 정의

기존의 차량 전복에 관한 연구에서는 차체 롤링에 의한 회전중심에 해당하는 바퀴에서의 가상의 수직선을 차량의 무게중심점이 지나는 것을 전복이라 정의하였고, 그 수직선을 전복지점이라 하였다[10]. 전복예방을 위한 제어에 관한 연구에서는 전복위험지수(rollover index)를 도입하여 주행 중인 차량의 전복가능성을 정량적으로 비교할 수 있는 지표로 사용한 바 있다[11]. 그러나 차량의 바퀴가 도로면에서 떨어지게 되면 제어에 어려움이 있기 때문에 전복에 대해 더 보수적인 기준을 바탕으로 간략화된 차량모델의 성능을 평가하기 위하여, 차량을 지지하고 있는 양측 바퀴 중 한쪽의 바퀴에 지지력이 없는 상태가 되는 순간의 속도를 전복임계속도(Rollover critical speed, V_c)라고 정의하였다. 틸팅 시스템은 곡선 부에서 이 전복임계속도를 높이기 위해 차체를 기울일 수 있도록 하는 기술이다.

3.2 곡선 주행시 기본 차량의 전복임계속도

Fig. 2는 차량의 뒷면에서 바라본 것으로 차량은 앞으로 진행하고 선회 중심은 차량의 우측에 있다. 모멘트는 O 점을 중심으로 반시계방향을 (+)방향으로 정한다. O 점에 대한 모멘트가 영일 때 위 자유물체도의 상태를 가깝스로 유지한다.

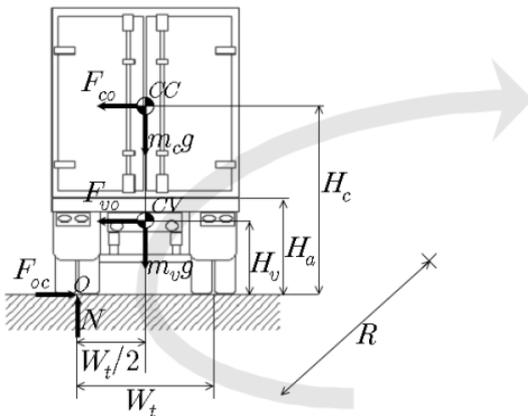


Fig. 2. Free body diagram of a large truck

구심력 F_{oc} 의 크기는 적재물 원심력과 차량 원심력의 합인 크기와 같으며 방향은 반대이다. 즉,

$$F_{oc} = \frac{m_c v^2}{R} + \frac{m_v v^2}{R} \quad (1)$$

이며, 그 방향은 곡률 중심을 향한다.

$$\sum M_o = (H_v \frac{m_c v^2}{R}) + (H_c \frac{m_c v^2}{R}) - [\frac{W_t}{2} (m_v + m_c) g] \quad (2)$$

식 (2)에서 $\sum M_o > 0$ 이면 차량은 무게중심이 회전중심과 반대로 이동하게 되며 차량은 전복된다. 따라서 위의 조건을 만족하는 최소 속도를 전복임계속도 V_c 라 정의하면 식 (3)과 같다.

$$V_c = \sqrt{\frac{RW_t(m_v + m_c)g}{2(H_v m_v + H_c m_c)}} \quad (3)$$

3.3 곡선 주행시 틸팅 차량의 전복임계속도

Fig. 3은 적재함에 틸팅을 적용한 모습으로 다른 테이터는 Fig. 2와 동일하다. O 점에 대한 모멘트가 영일 때 틸팅 차량은 Fig. 3의 자유물체도의 상태를 유지한다.

$$H_b = H_c - H_a \quad (4)$$

$$H'_c = H_a + H_b \cos \theta \quad (5)$$

$$W_d = \frac{W_t}{2} + H_b \sin \theta \quad (6)$$

$$\sum M_o = [(H'_c \frac{m_c v^2}{R}) + (H_v \frac{m_v v^2}{R})] - [\frac{W_t}{2} m_v g + W_d m_c g] \quad (7)$$

식 (7)에서 $\sum M_o > 0$ 이면 차량은 무게중심이 회전중심과 반대로 이동하게 되며 차량은 전복된다. 따라서 조건을 만족하는 최소속도를 전복임계속도 V'_c 이라 정의하면 식 (8)과 같다.

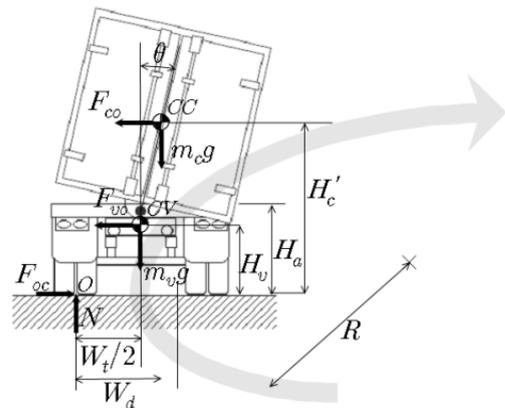


Fig. 3. FBD of a large truck with tilting system

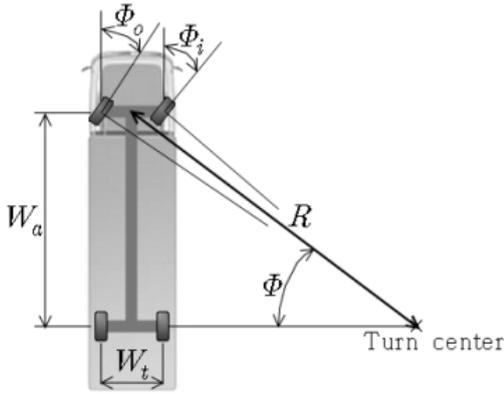


Fig. 4. Picture of steering angle

$$V_c' = \sqrt{\frac{Rg[W_t m_v + (W_t + 2H_b \sin\theta)m_c]}{2(H_c' m_c + H_v m_v)}} \quad (8)$$

실제 주행 중에 선회반경을 직접 측정하기는 매우 어렵기 때문에 이 연구에서는 간략화된 조향각과 선회반경의 관계를 이용하였다. 또한 연구의 목적상 선회반경이 축간거리보다 세 배 이상 큰 경우에 Fig. 4의 기하학적 조건을 만족하는 조향각 Φ_i , Φ_o 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\Phi_i = \frac{W_a}{R - \frac{W_t}{2}} \quad (9)$$

$$\Phi_o = \frac{W_a}{R + \frac{W_t}{2}} \quad (10)$$

조향각이 작은 경우 Φ_i , Φ_o 를 대신하여 그 평균값 Φ 를 사용할 수 있고, Φ 는 다음 근사식을 만족한다.

$$\Phi = \frac{W_a}{R} \cong \sin\Phi \cong \tan\Phi \quad (11)$$

즉, 식 (12)를 얻을 수 있으며, 식 (3)과 식(8)에 대입하면 다음과 같다.

$$R = W_a / \tan\Phi \quad (12)$$

$$V_c = \sqrt{\frac{W_a W_t (m_v + m_c) g}{2(H_v m_v + H_c m_c) \tan\Phi}} \quad (13)$$

$$V_c' = \sqrt{\frac{[W_t m_v + (W_t + 2H_b \sin\theta)m_c] W_a g}{2(H_c' m_c + H_v m_v) \tan\Phi}} \quad (14)$$

식(13)과 (14)에 있는 값들은 차량의 제원에서 얻어지는 값들과 중력가속도, 조향각 등인 것을 알 수 있다. 즉 전복임계속도는 차량의 특성인 제원, 즉 차량의 축거, 윤거, 상면지상고와 무게중심의 높이와 같이 운행 중에 조

정이 불가능한 변수들을 제외한 나머지 두 변수, 조향각 Φ 와 틸팅각 θ 에 따라 변화하는 것을 알 수 있다.

3.4 최적 틸팅각의 결정

최근 차량에 전자제어 기술이 적용되면서 차량이 이동하고 있을 때 조향각과 차량속도 등 운행 정보들이 실시간으로 측정되고 있다. 본 시스템을 실제 차량에 적용하기 위해서 측정된 운행정보들을 이용할 수 있는데, 위에서 구한 식 (14)를 이용하여 주어진 주행속도와 조향각에 대한 틸팅각을 계산하면 식(15)와 같다.

$$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{2 \tan\Phi (H_c' m_c + H_v m_v) V_c'^2}{2 H_b m_c} - \frac{W_t m_v}{2 H_b m_c} - \frac{W_t}{2 H_b} \right] \quad (15)$$

식 (15)를 이용하면 차량이 운행되고 있을 때, 차량의 속도와 조향각을 통하여 전복이 예방되는 틸팅각을 계산할 수 있다.

4. 틸팅 시스템의 효과

4.1 시뮬레이션 조건 및 가정

선정된 틸팅 차량의 수학적 모델을 이용하여 시스템의 틸팅각이 곡선주행속도에 미치는 영향과, 차량의 전복에 어떠한 영향을 주는지 비교하였다. 전복임계속도 (V_c)를 그 비교기준으로 삼았다. 시뮬레이션 과정에서 전복임계속도가 비틸팅 차량(이하 기준차량)과 틸팅 차량에서 변수에 따라 어떻게 변하는지 예측하고 확인하였다. 앞에서 구한 식(3)과 (8)을 이용하여 계산하였으며 그 변수는 적재물 질량(m_c), 선회반경(R), 틸팅각(θ)이며, 결과값은 전복임계속도(V_c)이다. 식 (13)과 (14)는 식(3)과 (8)에서 선회반경(R)을 조향각(Φ)으로 바꿔준 형태이다. 본 연구에서는 결과의 이해를 쉽게 하기 위하여 선회반경(R)을 변수로 사용하였다.

시뮬레이션에서는 Table 1과 같이 현재 시중에서 사용되고 있는 22톤 트럭의 제원을 사용하여 결과의 신뢰성을 높이고자 하였다. 시뮬레이션에 필요한 조건으로 제원에 나타나지 않는 값은 Table 2와 같이 현실적인 값으로 선정하여 사용하였다.

시뮬레이션 대상 차량은 횡방향 기울기가 없는 평평한 도로 위를 주행하고, 차체는 수평을 유지한다는 가정하에 시뮬레이션을 실시하였다.

Table 1. Specifications of a 22t truck

| Property | Value | |
|-----------------------------|-----------|-----------|
| Overall length | 12,650 mm | |
| Overall width | 2,495 mm | |
| Overall height | 3,145 mm | |
| Cargo box | Length | 10,100 mm |
| | Width | 2,340 mm |
| | Height | 450 mm |
| Deck floor height | 1,415 mm | |
| Vehicle's weight | 12,955 kg | |
| Minimum radius of curvature | 12,000 mm | |
| Wheel base | 7,950 mm | |

Table 2. Conditions of a large truck

| Property | Value |
|---------------------------------------|---------|
| Wheel track | 2000 mm |
| Height of vehicle's center of gravity | 950 mm |
| Height of load's center of gravity | 2700 mm |

4.2 기존 차량의 전복임계속도

Fig.5는 기존 차량을 대상으로 전복임계속도를 구해 본 결과로 여러 선회반경에서 적재질량을 0 kg부터 22,000 kg까지 증가시키면서 전복임계속도의 변화를 나타냈다. 각 결과곡선을 비교해보면 선회반경에 따른 변화와 적재질량에 따른 변화가 존재함을 확인할 수 있다. 선회반경에 따른 변화를 보면 선회반경이 큰 경우가 작은 경우보다 전복임계속도가 크다. 적재중량이 증가할수록 전복임계속도가 감소하게 되는 것도 볼 수 있다. 선회반경에 따라 적재중량에 따른 전복임계속도 감소율이 변화하는데 이는 전복의 원인이 되는 적재물의 원심력이 질량에 비례하고 선회반경에 반비례하기 때문이다. 따라서 적재중량이 동일하더라도 선회반경에 따라 전복임계속도의 차이가 나타난다.

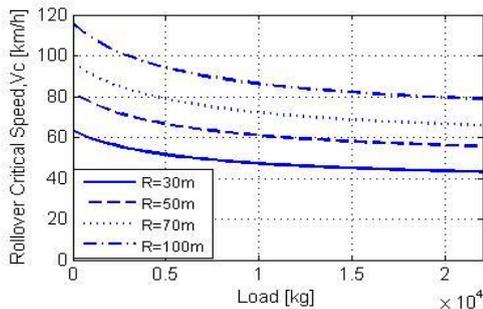


Fig. 5. Rollover critical speed of normal truck in terms of load

4.3 틸팅 차량의 성능 분석

틸팅 기능을 적용한 차량에 대해서 각각의 선회반경, 적재중량에서 틸팅각을 변화시키면서 전복임계속도의 변화에 대해 결과를 얻었다. 각 변수별로 전복임계속도에 미치는 영향을 알아보기 위하여 하나의 변수를 일정하게 정해놓은 뒤에 다른 변수의 변화에 따른 전복임계속도의 변화를 알아보았다.

Fig. 6은 선회반경이 100 m인 경우로 적재중량에 대한 전복임계속도를 0°부터 15°의 틸팅각에 대해 각각 얻은 결과이다. 적재중량이 영인 경우는 적재물이 없는 상태로 전복임계속도가 가장 높게 나타났다. 또한 틸팅각이 증가하면 전복임계속도가 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 틸팅각이 커지면 적재물의 중량에 의한 롤링모멘트가 전복을 방해하는 방향으로 발생하기 때문이다. 이로 인해 전복이 일어나는 전복임계속도의 값이 증가하게 된다. 적재중량이 증가할수록 틸팅각에 의한 전복임계속도 개선 효과가 커짐을 알 수 있다.

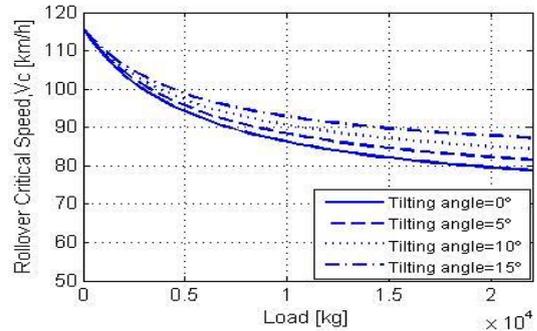


Fig. 6. Rollover critical speed of tilting truck in terms of load (radius of curvature = 100m)

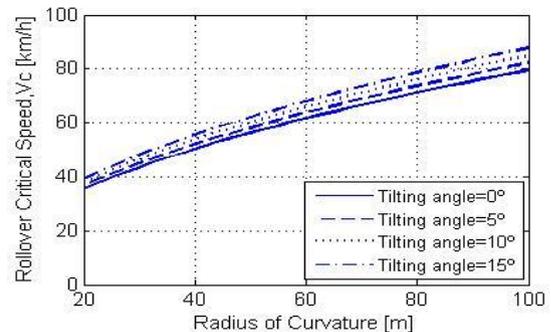


Fig. 7. Rollover critical speed of tilting truck in terms of radius of curvature (load = 20,000 kg)

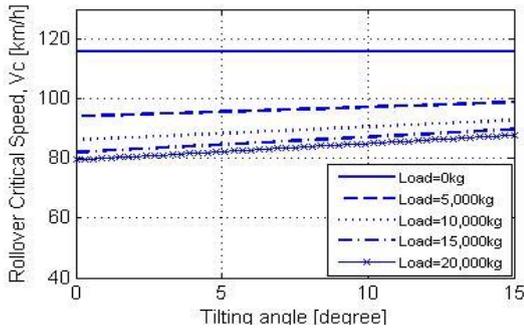


Fig. 8. Rollover critical speed of tilting truck in terms of tilting angle (radius of curvature=100m)

Fig. 7은 일정한 적재중량에서의 선회반경에 따른 전복임계속도를 각 틸팅각에 대해 얻은 곡선이다. 결과곡선 중 차량의 최소선회반경 이하의 범위는 현실적 의미가 없는 값으로 일반적으로 차량의 최소선회반경은 차량의 전장과 유사한 값을 가지며, 국내에서는 그 값의 최대치를 12 m로 정하였다.

특정 적재중량에서 선회반경이 증가함에 따라 전복임계속도도 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 전복의 원인이 되는 원심력이 선회반경에 반비례하기 때문이다. 즉, 선회반경이 증가하면 동일속도로 주행하더라도 전복이 일어날 가능성이 작아지며, 전복임계속도가 증가하게 되는 것이다. 틸팅각이 증가함에 따라 전복임계속도도 증가하게 되는데 그 증가량은 틸팅각과 비례하는 듯이 보이지만 실제로 약간의 차이가 있다. 그러나 틸팅각이 작은 편이므로 오차가 매우 작다. 시뮬레이션에서 틸팅각은 한쪽 방향으로 최대 15°만큼 변화시켰다.

Fig. 8은 Fig. 6을 다른 형태로 나타낸 것으로 틸팅각과 전복임계속도의 관계를 알기 쉽게 구성한 결과이다. 적재량이 일정할 때 틸팅각이 증가하게 되면 전복임계속도가 증가하게 되는 것을 알 수 있다. 적재량이 영인 경우는 틸팅의 효과가 나타나지 않는 것을 알 수 있다. 이는 틸팅으로 얻을 수 있는 롤링 모멘트의 변화가 없기 때문이다. 또한 각 적재량에 따라서 전복임계속도 곡선의 기울기가 다른 것을 알 수 있는데, 이는 Fig. 6의 분석에서 본 것처럼 적재량에 따라 달라지는 원심력의 차이 때문이다.

앞서 정의하였던 전복임계속도라는 개념을 이용하여 기존차량과 틸팅 차량을 비교 분석해 본 결과 선회반경과 적재량에 따른 전복임계속도의 변화는 예상했던 바와

같이 기존차량과 틸팅 적용차량에서 동일한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 차량의 곡선주행시의 기본특성이라 할 수 있다. 이번 연구에서의 중요한 변수인 틸팅각에 따른 전복임계속도의 변화는 적재량이 증가할수록 더 커짐을 밝혔으며, 그 결과 상용차량의 적재함에 틸팅 기술을 적용함으로써 곡선 주행 시 주행 가능한 최대속도의 증가가 가능하며 동일 속도에서의 전복 가능성 또한 감소된다.

5. 결론

이 연구에서는 대형 상용차량(트럭)의 적재함에 틸팅 기술을 적용하여 곡선주행 시 틸팅각에 따른 주행가능속도를 분석하였다. 틸팅 기술이 상용차량에 적용되었을 때의 효과를 분석하기 위해 간단한 차량모델을 선정하고 그에 따른 수학적 모델을 구하였다.

곡선주행성능을 분석하기 위해서 기존의 전복 개념보다 더 보수적인 전복 개념을 적용하였고, 전복임계속도라는 개념을 도입하여 틸팅 효과를 분석함에 있어 그 지표로 삼았다. 차량의 곡선주행에서의 변수로서, 주행도로의 선회반경, 상용차량의 적재중량, 적재함의 틸팅각을 선정하고 조건을 변화시키면서 틸팅 적용차량의 틸팅 효과에 대해 분석하였다. 시뮬레이션으로 대상모델의 곡선주행시의 차량의 틸팅각에 따른 전복임계속도의 변화를 확인하였고, 틸팅의 효과를 입증하였다.

이번 연구를 통하여 틸팅 기술이 차량분야에 적용되어 선회주행 속도를 증가시킬 수 있고 롤링에 의한 전복 예방이 가능하다는 것을 보였다.

References

- [1] D. C. Viano, C. S. Parenteau, "Rollover Crash Sensing and Safety Overview", SAE Technical Paper no. 2004-01-034, 2004.
- [2] T. Kim, Y. Park, M. Suh, "A Study on the Performance Characteristics of the VDC Vehicle", Transactions of the KSAE, vol. 7, pp. 146-157, 1999.
- [3] L. Palkovics, A. Semsey, E. Gerum, "Roll-Over Prevention System for Commercial Vehicles - Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System", International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 32, pp. 285-297, 1999.
DOI: <https://doi.org/10.1076/vesd.32.4.285.2074>

- [4] T. J. Wielenga, "A Method for Reducing On-Road Rollovers-Anti-Rollover Braking", SAE Technical Paper no. 1999-01-0123, 1999.
- [5] T. J. Wielenga, M. A. Chace, "A Study in Rollover Prevention Using Anti-Rollover Braking", SAE Technical Paper no. 2000-01-1642, 2000.
- [6] B. C. Chen, H. Peng, "Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluations", International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 36, pp. 359-389, 2001.
DOI: <https://doi.org/10.1076/vesd.36.4.359.3546>
- [7] H. Dahmani, O. Pages, A. E. Hajjaji, "Observer -Based Robust Control of Vehicle Dynamics for Rollover Mitigation in Critical Situations", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, vol. 15, pp. 274-284, 2013.
DOI: <https://doi.org/10.1109/TITS.2013.2281135>
- [8] S. B. Lee, Y. J. Jang, H. J. Yim, D. B. Nah, "Optimum Design of SUV Suspension Parameters Considering Rollover Stability", Journal of the KSMTE, vol. 18, pp. 410-416, 2009.
- [9] T. E. Chung., "Rollover Analysis and Measurement of a Large-sized Bus", Proceedings of the KSAE, vol. 5, no. 6, pp. 148-154, 1997.
- [10] M. H. Kim, J. H. Oh, "Study on the Vehicle Rollover Criterion", Proceeding of the KSAE Autumn Annual Conference, pp. 1019-1024, 2004
- [11] J. Y. Yoon, R. W. Chung, T. Y. Chung, K. S. Yi, "Development of Rollover Index Using Vehicle Roll Estimator", Symposium of the KSAE, pp. 151-156, 2005.

정 태 건(Tae-Gun Jeong)

[정회원]



- 1983년 2월 : 한국과학기술원 기계공학과 (기계공학석사)
- 1991년 12월 : 캘리포니아대학교 기계공학과 (기계공학박사)
- 1991년 12월 ~ 1993년 2월 : CML 박사후 연구원
- 1993년 3월 ~ 현재 : 건국대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

동역학, 진동, 응용역학