

다물체 동역학 시뮬레이션을 통한 버스의 전복 시험 규정과 안전성 평가에 관한 고찰

Review of Regulation for Rollover Test and Evaluation of Safety for Buses by using Simulation of Multi-body Dynamics

박승운¹ · 최요한¹ · 이철희^{1*}

Seung Woon Park, Yo Han Choi and Chul-Hee Lee

Received: 25 May. 2022, Accepted: 23 Jul. 2022

Key Words : Multi-body dynamics analysis(다물체 동역학 해석), Buses(버스), Dynamics model(동역학 모델) Maximum slope angle(최대 안전 경사각도), Rollover Safety(전복 안전성)

Abstract: In South Korea, to evaluate the rollover safety of domestic vehicles, the maximum slope angle of the vehicle is specified, which is verified by the rollover safety test of driving vehicles. However, the domestic rollover safety test is not suitable for buses, because the small amount of static stability factor (SSF) will invalidate the rollover experimental equation due to the high center of mass position of buses. To solve the above problems, a dynamic model of the bus is prepared with assumptions of mass and suspension spring properties. Subsequently, the maximum slope angle of the model was computed by using the simulation of multi-body dynamics, and the result was compared with actual test results to validate the dynamics model. Also, the rollover Fishhook (roll stability) test was conducted in the simulation for driving model. During the simulation, roll angle and roll rate were calculated to check if a rollover occurred. Through the rollover simulation of buses, the domestically regulated formula for rollover safety and the procedure of rollover test for driving vehicles are evaluated. The conclusion is that the present regulation of rollover test should be reconsidered for buses to ensure to get the valid results for rollover safety.

기호 설명

M, M_{su}, M_{sd}, M_u : Mass mass of whole of model, sprung mass and unsprung mass
 H_s, H_{su}, H_{sd}, H_u : Height of sprung mass, upper sprung mass, lower sprung mass and unsprung mass
 H_{center}, H_{rc}, H : Height of mass center, roll center and the top of the model

$T_{tire}, T_{frame}, T_{shaft}$: Width of tire, frame and shaft
 φ_s, φ_u : Roll angle of sprung mass, unsprung mass
 $\dot{\varphi}_s, \dot{\varphi}_u$: roll angular velocity of sprung mass, unsprung mass
 $\ddot{\varphi}_s, \ddot{\varphi}_u$: Roll angular acceleration of sprung mass, unsprung mass
 $L_{rearframe}, L_{frontframe}, L_{interval}$: Length of rear frame, front frame and interval between front shaft and rear shaft
 I_{ys}, I_{yu} : Moment of inertia of sprung mass, unsprung mass
 a_x : Lateral acceleration of model
 K_r, C_r, K : Roll stiffness and damping coefficient of suspension springs, and stiffness of suspension springs

* Corresponding author: chulhee@inha.ac.kr
 1 Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea
 Copyright © 2022, KSFC
 This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

F_x : Lateral forces of the tires
 SSF : Static safety factor
 RP_1, RP_2 : Rollover possibility
 g : Gravitational acceleration

1. 서론

국내 자동차는 국토교통부에서 제공하는 자동차 및 자동차부품의 성능과 기준에 관한 규칙 제8조에 따라 차량의 공차 및 적차 상태에서의 최대 안전 경사 각도가 규정되어 있고, 주행 중 차량 전복 안정성은 국토교통부에서 제공하는 자동차안전도 평가 방법에 따라 진행되며, Fishhook test 방식을 이용한다.^{1,2)}

그러나 국토교통부에서 제공하는 주행 중 전복 안정성 평가에서 일반적인 승용차에 비해 상대적으로 윤거에 비해 중심고가 높은 버스는 비록 최대 안전 경사각도 규정을 통과했음에도 불구하고 주행 중 전복 안전성 시험이 진행될 수 없는 문제가 발생하였다.

이유는 주행 중 전복 안전성 시험을 진행하기 전 정적 안정성 인자를 도출하여 전복 가능성 식을 계산하여 전복 가능성을 판단해야 하는데, 중심고가 상대적으로 높은 버스의 경우 이 식을 계산하는 과정이 유효하지 않기 때문이다. 그리고 이 문제를 해결하기 위해 실제 시험을 진행하는 것은 특히 버스의 경우 비용과 안전 측면에서 큰 위험이 따라올 수 있다.

버스 전복에 관해서 유럽 법규를 통해 전복 시험을 진행한 사례가 존재한다.³⁾ 하지만 국내 국토교통부에서 제공하는 전복 규정을 이용하여 버스의 전복 안전성 평가 방식이 유효한지 연구한 사례는 불충분하다.

본 논문에서는 실제 시험을 진행하는 대신 시뮬레이션 상에서 정적 및 동적 전복 시험을 진행하며 국토교통부에서 제공하는 최대 안전 경사각도 규정을 만족한 버스가 주행 중 전복 안전성 시험을 통과할 수 있는지에 대해 고찰하고 현재 버스에 대한 최대 안전 경사각도 규정과 주행 중 전복 안전성 시험 절차에 대한 고찰이 필요함을 알리는 것을 목적으로 한다. 시뮬레이션 상에서 시험을 진행하기 위해 시뮬레이션을 위한 버스의 3D CAD 파일을 Inventor에서 제작한 후, 이를 다물체 동역학 해석 시뮬레이션 프로그램인 Ansys Motion으로 불러와 시뮬레이션을 수행한다.

2. 본론

2.1 승합차 강제 모델링

2.1.1 강제 모델링 생성 준비와 가정

차량의 제원은 제조 회사의 재산이므로 제조 회사는 차량의 제원표를 외부에 제한적으로 제공한다. 예를 들어 본 연구에서 쓰인 기아자동차의 뉴 그랜버드는 차량의 전체적인 크기만 알 수 있고, 세부적인 차량의 파라미터(서스펜션 형상에 따른 roll center position, 서스펜션 강성, 현가상질량 및 현가하질량 구조)는 알 수 없기에 본 연구에서는 최소한의 정보만을 가지고 강제 동역학 모델링을 구성하여 실제 차량과 같은 거동이 이루어지도록 한다. 먼저 강제 동역학 모델링을 구성하기 위해 기아자동차에서 제공하는 제원표를 참고하여 승합차의 길이, 폭, 높이, 축거 및 윤거 데이터를 습득하였다.⁴⁾ 그리고 한국교통안전공단 자동차안전연구원의 도움을 받아 전 축, 후 축의 공차 질량, 타이어의 반지름, 차량의 무게 중심을 측정하여 모델링 생성에 필요한 데이터를 습득하였다. 이 데이터를 바탕으로 모델링을 생성하고, 해석을 위한 조건으로 다음과 같은 가정을 세웠다.

시뮬레이션 상에서 차량의 Pitch motion, 공기 저항력을 무시한다. 그리고 버스의 앞바퀴, 뒷바퀴에서 받치는 중량을 따로 측정된 것을 고려하여 모델링을 생성할 때 버스의 앞쪽, 뒤쪽을 따로 생성하며 이를 구속조건으로 연결해주었다. 모델링의 모든 부품은 균일밀도를 가진 질량으로 설정하였으며, 각각의 무게중심 좌표계를 기준으로 모든 축에 대해 대칭성을 만족한다. 차축 및 서스펜션 구조로 지름이 300 mm인 원통, Rigid axle suspension으로 가정하였다.

서스펜션의 구조에 따라 roll motion을 결정하는 요소 중 하나인 roll center의 위치가 정해지는데, 실제 서스펜션의 구조를 확인하는 것은 매우 제한적이다. 하지만 대부분의 버스는 Rigid axle body에 에어 서스펜션을 사용하기 때문에 롤 센터의 위치는 차축의 중심에 있다고 가정해도 무방하다.⁵⁾ 그러므로 가상의 Watts linkage가 차축에 설치되어 roll center가 차축의 중심에 위치하도록 설정하고 이와 같은 가정과 함께 구성된 승합차의 강제 동역학 모델링은 Fig. 1와 같다. 가상의 Watts linkage는 모델링 표현에서 생략되었다.

현가하질량(unsprung mass)의 무게중심 위치는 차축의 중심에 위치하며,⁶⁾ 현가상질량(sprung mass)은 균일밀도를 가진 질량으로 가정하였기 때문에 Fig. 1

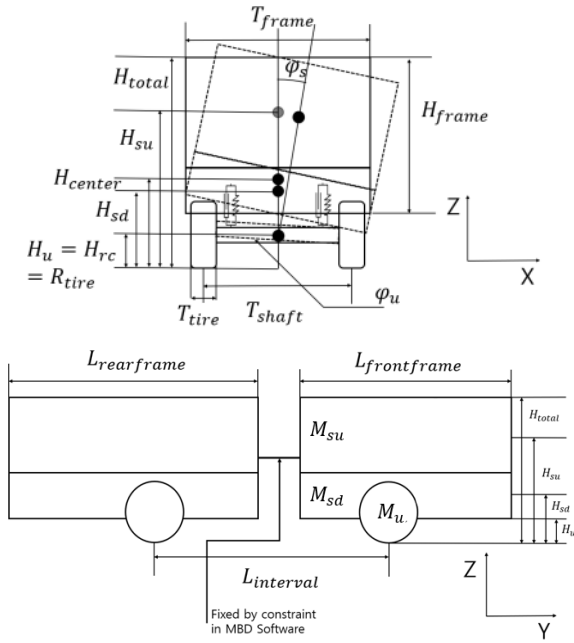


Fig. 1 Rigid body dynamics model of bus

에 소개된 것처럼 sprung mass 및 unsprung mass의 무게중심 위치가 정해진다.

먼저 Fig. 1과 같이 모델링한 차량의 sprung mass 및 unsprung mass의 질량과 무게중심의 높이를 구하는 과정은 다음과 같다.

타이어의 반지름을 R으로 둔다면 타이어의 반지름의 크기와 unsprung mass의 무게중심 높이는 서로 같다. 그리고 차량의 전체 질량과 무게중심의 높이는 측정해서 구하였고, sprung mass에 대한 unsprung mass의 비율은 0.15라고 가정하였으므로, 다음과 같은 연립방정식을 통하여 sprung mass의 질량과 무게중심 높이를 구할 수 있다.

$$M_u = 0.15 \times M_s \quad (1)$$

$$MH_{center} = M_s H_s + M_u R \quad (2)$$

계산한 무게중심 높이를 바탕으로 차량의 roll motion을 표현하는 모멘트 평형식은 다음과 같다.(7)

Sprung mass의 roll motion:

$$I_{ys} \ddot{\varphi}_s = M_s a_x (H_s - H_{rc}) + M_s g H_s \sin \varphi_s - K_r (\varphi_s - \varphi_u) - C_r (\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_u) \quad (3)$$

Unsprung mass의 roll motion:

$$I_{yu} \ddot{\varphi}_u = -2F_x H_{rc} + M_u (H_{rc} - H_u) a_x + M_u g (H_{rc} - H_u) - K_r (\varphi_s - \varphi_u) - C_r (\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_u) \quad (4)$$

식 (3),(4)에서 a_x 는 차량의 x축 방향 가속도를 나타내며, F_x 는 바퀴에 작용하는 x축 방향 반력을 나타낸다. 식을 보면 알 수 있듯이 roll motion이 발생하여 생기는 롤 각도는 관성모멘트, 중심 높이, 질량, 롤 강성 및 감쇠 계수에 의해 결정됨을 알 수 있다. 여기서 모델링을 하기 위한 가정과 식 (1),(2)에서 관성모멘트, 높이 파라미터, 질량 파라미터를 구할 수 있지만, 서스펜션의 롤 강성 및 감쇠 계수는 정확한 값을 구하기 힘들다. 실제 서스펜션 시스템은 에어 서스펜션처럼 다양한 환경에서 주행하는 차량의 안정성을 만족시키고 승차감을 위하여 단순 스프링 형태가 아닌 가변 강성 및 감쇠 계수 시스템으로 구성된다. 본 연구에서는 서스펜션의 강성 및 감쇠 계수를 상수로 설정하고 서스펜션의 롤 강성 및 감쇠 계수를 대입하면서 모델링을 완성한다.

2.1.2 강체 모델링 생성 및 정적 시험

2.1.1 절에서 설명한 과정으로 모델링을 구축하기 위해 제원표를 참고하며 자동차안전연구원의 도움을 받아 필요한 파라미터를 측정하였다. 측정 파라미터에서 H_total은 차량의 전체 높이, H_center는 차량의 무게중심의 높이이고 이 둘은 지표면을 기준으로 측정하였다. 그리고 H_frame은 차량의 sprung mass의 높이, T_frame은 sprung mass의 폭, L_frame은 sprung mass의 차량 진행 방향 길이, L_interval은 전축과 후축 사이의 거리, T_shaft는 윤거, R_tire은 타이어의 반지름, T_tire은 타이어의 폭, mass_total은 차량 전체 질량의 크기, mass_front 및 mass_rear은 차량의 앞쪽 및 뒤쪽에서 측정된 sprung mass와 unsprung mass 질량의 합이다. 계산 파라미터에서 H_u는 unsprung mass의 무게중심 높이, H_rc는 롤 센터의 높이이고, 세 높이는 전부 지표면을 기준으로 측정하였다. 그리고 M_s는 sprung mass의 질량, M_u는 unsprung mass의 질량이다. 이때 차량의 모델링이 실제 차량의 형태와 같은 모양으로 만들기 위해 sprung mass를 상부 및 하부로 나누었고, 높이의 비율을 2:1로 설정하였다. 이에 따라 H_su는 sprung mass 상부의 무게중심 높이, H_sd는 sprung mass 하부의 무게중심 높이이다. Table 1,2는 위에서 언급한 파라미터의 측정 및 계산 결과를 정리한 표이다.

Table 1 measured parameters of newgranbird model

H _{total} (mm)	3435	R _{tire} (mm)	530
H _{frame} (mm)	3000	T _{tire} (mm)	300
H _{center} (mm)	1216	L _{frontframe} (mm)	5230
T _{frame} (mm)	2495	L _{rearframe} (mm)	6470
T _{frontshaft} (mm)	2075	L _{interval} (mm)	6640
T _{rearshaft} (mm)	1850	mass _{total} (kg)	12810
mass _{front} (kg)	4750	mass _{rear} (kg)	8060

Table 2 calculated parameters of newgranbird model

Front vehicle part		Rear vehicle Part	
H _{su} (mm)	2435	H _{su} (mm)	2435
H _{sd} (mm)	935	H _{sd} (mm)	935
H _u (mm)	530	H _u (mm)	530
H _{rc} (mm)	530	H _{rc} (mm)	530
M _{su} (kg)	1057.48	M _{su} (kg)	1794.16
M _{sd} (kg)	3079.73	M _{sd} (kg)	5214.82
M _u (kg)	619.4	M _u (kg)	1051.02

추가적인 가정으로 서스펜션 스프링의 간격이 800 mm만큼 서로 떨어져 있다고 가정하였다. 이때 서스펜션 스프링의 롤 강성은 식(5)을 이용하여 수직 방향의 스프링 강성으로 표현할 수 있고, 마찬가지로 같은 식을 이용하여 롤 감쇠 계수 또한 수직 방향의 스프링 감쇠 계수로 표현할 수 있다.

$$K = \frac{2K_r}{W_{spring}} \tag{5}$$

Fig. 2는 Fig. 1에서 소개된 동역학 모델과 2.1.2절

에서 측정 및 계산한 파라미터들을 종합하여 Inventor에서 모델링된 버스의 모습이다.

모델링은 크게 upper sprung mass, lower sprung mass, unsprung mass 세 구조로 나누어져 있다. 후에 모델링의 CAD 파일을 다물체 동역학 해석 프로그램인 Ansys Motion으로 불러와 시뮬레이션을 진행한다. 이때 모델링에서 해석에 불필요한 요소는 제거 후 시뮬레이션을 진행한다.

시뮬레이션을 진행하기 전, 자동차안전연구원의 도움을 받아 실제 정적 시험을 진행한 결과 버스는 약 37.5~38 deg일 때 전복이 시작되는 것을 확인하였다. 이 값은 자동차 및 자동차부품의 성능과 기준에 관한 규칙 제 8조에 따르면 적차 상태일 때 기준 값인 28도에 비해 약 35%정도 더 큰 값이기 때문에 최대 안전 경사각도 기준을 통과한 차량임을 확인할 수 있다.

이후 시뮬레이션 상에서 최대 안전 경사각도 시험을 진행하였다. 이 결과를 실제 시험 결과에 맞추기 위해 수정 파라미터인 서스펜션의 강성 및 감쇠 계수를 변화시켜가며 대입하며 결과를 확인하였다. 참고 논문에 따르면 경사면이 점점 기울어지면 중력에 의해 안쪽 바퀴의 반력은 점점 증가하는 반면 바깥쪽 바퀴의 반력은 점점 증가하게 되고, 바깥쪽 바퀴의 반력이 0이 되는 순간 지표면으로부터 힘을 받지 않으므로 전복이 시작됐음을 알 수 있다.⁷⁾

이와 같은 방법으로 전복 시점을 구하는 이유는 시뮬레이션에서 지표면은 경사 각도가 0.01*time rad의 함수로 움직이기 때문에 바퀴에 작용하는 반력의 크기가 0이 되도 지표면이 계속 기울어져서 바퀴가 지표면에 계속 접촉해 있어 육안으로 전복을 확인하면 오차가 발생할 수 있기 때문이다.

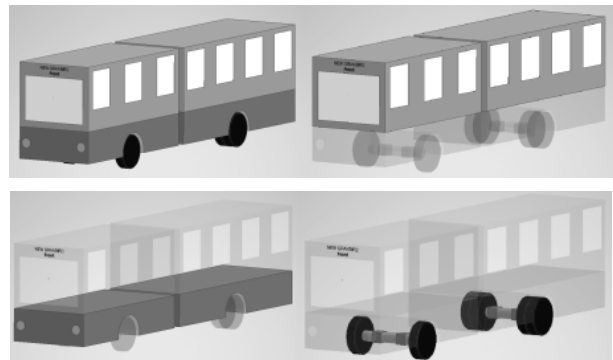


Fig. 2 Modeling of the bus of whole model, upper sprung mass, lower sprung mass and unsprung mass

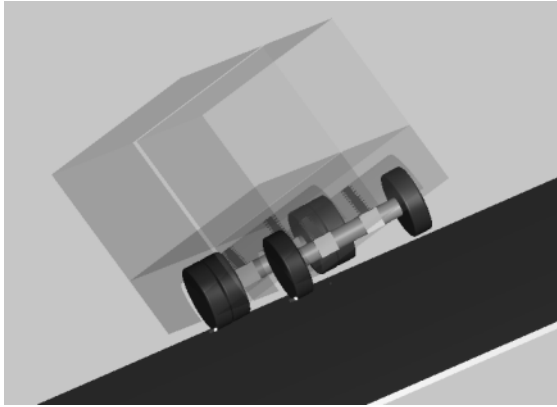


Fig. 3 Dynamic motion of bus in static rollover test simulation

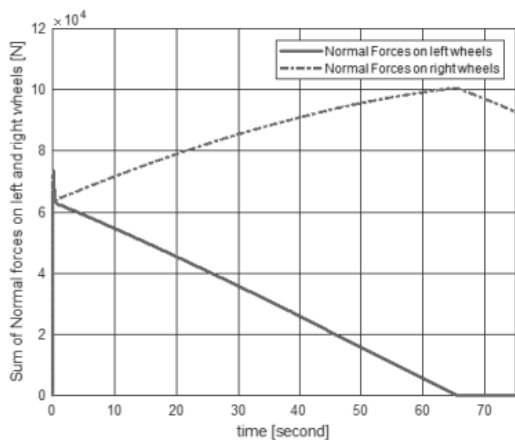


Fig. 4 Sum of normal force on left wheels and right wheels

실험 결과 앞 서스펜션의 스프링 강성 및 감쇠 계수는 550 N/mm 및 55 Ns/mm, 뒤 서스펜션은 900 N/mm 및 90 N/mm일 때 최대 안전 경사각도는 약 37.5도로 측정되었다. 지표면이 기울어져서 버스의 바퀴가 지표면에서 이탈하여 전복이 이루어지는 모습을 Fig. 3에 나타내었고, 전복 시 unsprung mass의 모습을 정확하게 확인하기 위해 sprung mass를 반투명 처리하였다. 그리고 안쪽 및 바깥쪽 바퀴에 작용하는 반력의 크기를 그래프로 표현한 것을 Fig. 4에 나타내었다.

2.2 주행 중 차량 전복 안정성 평가

2.2.1 시뮬레이션 결과를 통한 모델링 검증

시뮬레이션 상에서 서스펜션 스프링 강성 및 감쇠 계수를 변화시켜가며 시뮬레이션에서의 시험 결과를 실제 정적 시뮬레이션 결과에 맞추었다. 식 (3),(4)를 보면 정적 시험에서 x축 방향 가속도는 지표면과 평

행한 방향으로, 경사면이 기울어짐에 따라 생기는 중력 가속도에 의해 발생 되는데, 한편 동적 시험에서는 차량이 일정 속도 주행하면서 커브 길을 돌 때 발생하는 회전 중심방향 가속도에 의해 발생 되며, 나머지 파라미터들은 정적 시험에서의 파라미터와 같다. 그러므로 실제에서와 시뮬레이션 상에서의 정적 시험 결과가 서로 같은 모델링을 이용하여 차량의 주행 중 전복 안전성 시험 시뮬레이션 진행을 통해 실제 주행 중 전복 안전성 시험 진행 결과를 예측할 수 있다.

2.2.2 버스의 주행 중 전복 안정성 평가 한계

국토교통부에서 제공하는 자동차안전도 평가방법의 주행 중 전복 안전성 평가에 따르면 주행 중 전복 안정성 평가를 위해 Fishhook test 시험 방식을 이용한다. 이 시험을 진행하기 전, 정적 안정성 인자(SSF)를 구해야 한다.²⁾ 정적 안정성 인자는 차량의 윤거의 평균값을 차량의 무게 중심고의 2배의 크기 만큼 나누어야 하는데, 버스 같은 대형 승합차는 일반적인 승용차에 비해 무게 중심고가 윤거에 비해 크다. 시험 절차에 따르면 정적 안정성 인자는 0.9 이상이 되어야 하는데, 본 논문에서 측정한 버스는 약 0.86으로 전복 가능성 식 (6)에 대입할 수 없고, 만약 0.9로 근사시킨다 하여도 주행 전복 안정성은 100%로 산출된다. 즉, 버스가 일반적인 승용 차량과 같은 환경으로 주행 시 전복이 무조건 발생할 수밖에 없는 것을 예상할 수 있다.

식 (6)에서 RP1은 바퀴 들림이 발생할 경우, RP2는 바퀴 들림이 발생하지 않은 경우 전복 가능성을 나타내는 식이다. 이 때 SSF는 정적 안정성 인자로, 로 그 항에 의해 SSF가 0.9보다 작으면 식 대입이 이루어질 수 없음을 확인할 수 있다.

$$RP_1 = \frac{1}{1 + e^{(2.6968 + 1.1686 \times \ln(SSF - 0.90))}} \quad (6)$$

$$RP_2 = \frac{1}{1 + e^{(2.8891 + 1.1686 \times \ln(SSF - 0.90))}}$$

주행 중 전복 안전성 평가를 위해 정적 안정성 인자를 구한 후 이 값의 크기에 따라 다르게 다음 절차를 진행해야 한다. 하지만 버스의 경우 원래 시험 대상 차량이 아니며, 정적 안전성 인자를 통한 전복 가능성 식 (6)에 대입할 수 없으므로, 고찰을 위해 위 과정을 무시하고 주행 중 전복 안전성 시험 시뮬레이션을 진행한다. 자세한 내용은 다음 절에서 설명한다.

2.2.3 버스 동적 시험 시뮬레이션 진행 및 결과

먼저 국토교통부에서 제공하는 주행 중 전복 안전성 평가는 정적 안정성 인자를 구한 후, 이 값이 1.25 이하인 차량에 대해서만 실제 시험을 진행하고 바퀴 들림 여부를 판별한 후 식 (6)에 맞게 대입한다. 그리고 정적 안정성 인자가 1.25 보다 큰 차량에 대해서는 정적 안정성 인자 값만 이용하고 바퀴 들림이 없는 것으로 간주하고 식 (6)의 RP1 식에 대입하여 구한다. 먼저 본 논문에서 사용한 버스의 경우 정적 안정성 인자는 0.9보다 작아 식에 대입할 수 없지만 이를 무시하고 시뮬레이션 상에서 주행 중 전복 안전성 시험(이하 동적 시험)을 진행하였다.

동적 시험 절차의 요약으로 Fig. 5에 소개되었으며, 자세한 절차는 다음과 같다.²⁾ 동적 시험 시뮬레이션을 진행하기 위해 먼저 시속 80 km/h로 주행 중인 차량을 13.5 deg/s의 각속도로 조향시킬 때 횡방향 가속도가 약 3 m/s²가 발생할 때 조향 핸들의 각도를 구해야 한다. 시뮬레이션에서는 조향 핸들이 3바퀴 회전할 때 바퀴는 8분의 1바퀴만큼 회전한다고 가정하였고, 핸들로 직접 조향을 이루는 대신 바퀴 자체에 회전 구속조건을 주어 바퀴로 조향이 진행되는 것으로 실험을 진행하였다.

시뮬레이션 결과 바퀴 조향각이 약 0.0407 rad일 때 발생했으며, 이 값에 조향배수인 6.5를 곱한 값인 약 0.265 rad을 동적 시험의 Input value로 정의할 수 있다. 이후 동적 실험 절차대로 시험을 진행한다. 시험 속도는 55, 65, 70, 75, 80 km/h이고, 시뮬레이션에서는 차량의 속도를 직접 인가하는 대신 차량의 바퀴에 회전 조인트를 설정한 후, 차량 속도에 맞는 바퀴의 회전 속도를 입력했다.⁸⁾ 그리고 시험 내의 조향 입력 값을 위한 조향 핸들의 각속도는 720 deg/s이다. 시험 속도마다 첫 조향 입력 후 롤레이트가 1.5 deg/s

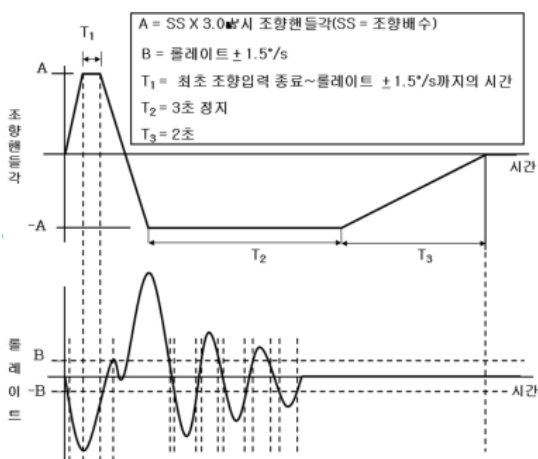


Fig. 5 Description of progress of Fishhook test

인 시점을 조향 반전 시점으로 두고, 이 시점을 구하기 위해 시험속도마다 처음 input value로 조향시킨 후 롤레이트가 1.5 deg/s가 되면서 롤 각이 최대가 되는 시점을 구하였다. 이 시점을 조향 반대 입력 시점으로 두고, 다음 절차를 진행하면 된다.

시뮬레이션 결과 모든 시험속도에서 바퀴가 들러 전복이 발생하였다. 정적 안정성 인자 값이 0.9보다 작다는 사실로 인하여 동적 시험 진행 시 무조건 전복이 발생함을 예상한 것을 검증할 수 있었다.

규정 시험속도에서 주행 시 무조건 전복이 발생하였으므로, 추가적인 실험으로 시험속도 45 km/h일 때 동적 실험을 진행하였고, 시뮬레이션 결과 시험속도 45 km/h에 대해서는 전복이 발생하지 않았음을 확인하였다. Fig. 6은 시험속도 45 km/h에서 시뮬레이션 진행 시 버스의 모습을 나타낸다.

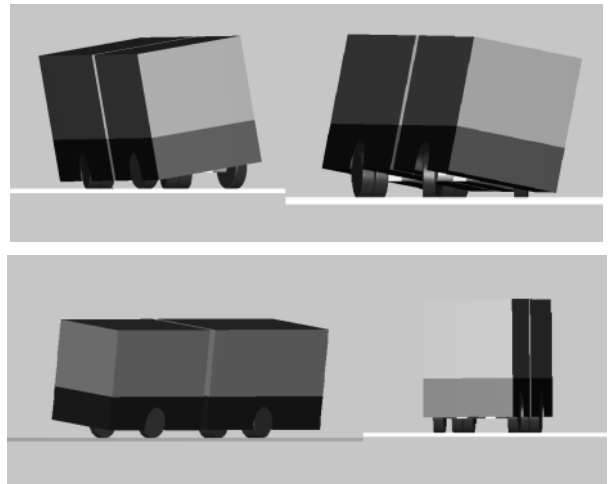


Fig. 6 Dynamic motion of bus in dynamic test simulation at first handle input, at second handle input, at third handle input, at last time of simulation

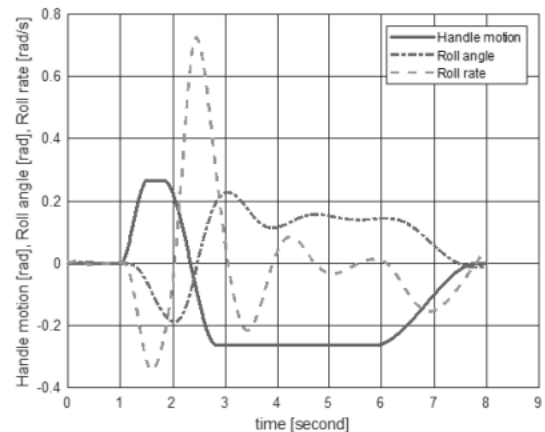


Fig. 7 Roll rate and Roll angle of the bus in 45 km/h test velocity

Fig. 7는 시험속도 45 km/h에서 차량의 롤 각 및 롤 각속도를 시간에 대해 나타낸 그래프이다. 육안으로 전복이 발생하지 않음을 확인하면서 Fig. 7에 소개된 그래프로 버스 차체의 전복 각도를 시간에 대한 그래프로 확인할 수 있다. 추가로 시험속도 40, 50 km/h에서도 같은 시뮬레이션 시험을 진행하였고, 그 결과 추가로 진행한 시험속도에서 전복이 발생하지 않았음을 확인할 수 있었다.

즉, 시뮬레이션 결과로 버스의 경우 주행 중 전복 안전성 시험의 규정 시험속도보다 낮은 속도에서 전복이 발생하지 않는다는 것으로 결론을 지을 수 있다.

2.3 시뮬레이션 결과를 통한 주행 중 전복 안전성 시험 고찰

정적 시험 시뮬레이션을 진행한 모델링은 최대 안전 경사각도 규정인 28도를 통과한 차량이다. 그러므로 비록 버스 같은 대형 승합차의 경우 현재 실시하는 주행 중 전복 안전성 시험 대상 차량이 아니지만, 최대 안전 경사각도 측정 시험에 의하여 전복 안전성을 만족한 차량이므로 같은 차량에 대해 주행 중 전복 안전성 시험 시뮬레이션을 통과할 것이라 예상하였지만, 실제 국토교통부에서 규정하는 절차대로 동적 시험 시뮬레이션 진행 시 모든 규정 시험속도에서 전복이 발생하였다.

버스가 시뮬레이션에서 전복이 발생한 이유를 예상하면 다음과 같다. 먼저 버스는 승객이 서서 탑승하고 있는 상태를 고려해서 전고가 승용차에 비해 높다. 그래서 자연스럽게 차량의 무게중심이 운거에 비해 크기 때문에 정적 안정성 인자가 낮아 전복 가능성 식에 대입할 수 없고, 이 전복 가능성 식이 도출된 시험 또한 진행하면 무조건 전복이 발생할 것이다.

요약하자면, 버스는 국토교통부에서 제공하는 최대 안전 경사각도 규정을 만족했음에도 불구하고 승용차 등과 비교하면 운거에 비해 중심고가 상대적으로 높아서 주행 중 전복 안전성 평가를 위한 식을 이용할 수 없고, 이를 무시하고 규정 시험속도에서 시험을 진행하면 모든 시험속도에서 전복이 발생한다. 모델링에서 버스의 무게 중심 위치 등 버스의 동역학적 특성은 승용차에 비해 전복에 취약함을 알 수 있으며, 버스의 구조적인 특성과 승용차보다 더 안전하게 운행되는 버스의 주행 환경을 고려하며 버스의 최대 안전 경사각도 규정을 명확히 하고 주행 중 전복 안전성 시험 절차에 대한 고찰을 통해 버스의 주행 중 전복 안전성 평가에 대한 명확한 기준이 필요함을 시사한다.

3. 결론

본 연구에서는 국내 버스에 대해서 최대 안전 경사각도 규정과 주행 중 전복 안전성 시험 절차에 대한 고찰을 목적으로, 실차시험 기반의 차량 동역학 모델을 구축하여 시뮬레이션을 통한 해석을 진행하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

1) 실차시험에 사용된 차량 제원 및 시험결과를 기반으로 축거, 윤거, 무게 중심고 등 주요 차량 파라미터 데이터를 습득하여 동역학 간소화 모델을 구축하고 실차시험(최대 안전 경사각도 측정 시험)결과를 기반으로 차량 동역학 모델링이 검증됐다.

2) 검증된 동역학 모델링을 기반으로 시뮬레이션 상에서 주행 중 전복 안전성 시험을 진행하였다. 시뮬레이션 결과 차량 모델링은 실제 최대 안전 경사각도 규정을 만족했음에도 불구하고 주행 중 전복 안전성 평가를 위한 정적 안정성 인자 기준을 통과하지 못하며, 이를 무시하고 실제 주행 시험을 진행했으나 모든 시험속도에서 전복이 발생함을 확인하였다. 이는 버스에 대해서 현행 정적 전복 안전성 시험 기준과 주행 중 전복 시험 간에 차이가 있고, 버스에 대한 명확한 주행 중 전복 안전성 평가를 위해 향후 두 기준에 대한 고찰이 필요함을 시사한다.

3) 본 연구에서는 시뮬레이션을 위해 뉴 그랜버드 1대만을 이용하였고, 제한적으로 공개되는 차량 제원을 기반으로 간소화 모델링을 생성하고 이를 이용하여 시뮬레이션을 진행하기에 해석 결과는 실제 결과와 비교하면 오차가 발생할 수 있다. 특히 롤 모션에 큰 영향을 미치는 서스펜션의 구조 및 강성, 감쇠 계수에서의 가정은 정확한 해석결과를 얻을 수 없다는 한계가 있다. 향후 연구에서는 차량의 자세한 구조와 주요 파라미터를 습득하며 동역학 모델을 고도화시키고 다양한 차량에 대해 시험 및 시뮬레이션을 진행하면서 현재 버스에 대한 정적 및 동적 전복 안전성 시험 규정과 절차에 대한 고찰이 더 명확하게 이루어질 것이다. 또한 버스뿐만 아니라 대형 화물차와 같은 대형 상용차량의 경우, 하물 적재량에 의해 공차 상태에서의 무게 중심 위치보다 더 전복에 취약해질 수 있다.9) 비록 버스의 경우 대형 화물에 비해 덜 무거우며, 탑승객의 위치 또한 차체보다 크게 위에 위치하지 않아 버스의 무게 중심 위치를 크게 변화시키지 않을 수 있지만, 탑승객이 많아질수록 버스의 전복 안전성에 큰 영향을 미칠 수 있음을 암시한

다. 그러므로 상기한 고찰과 함께, 운전자의 탑승객의 안전을 위하여 공차 및 적차 상태에서의 전복 안전성을 전부 고려하여야 할 것이다.

후 기

이 논문은 2022년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (P0012769, 2022년 산업혁신인재성장지원사업)

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) © Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2021, “Reg. for Performance and Safety Standards of Motor Vehicle and Vehicle Parts MOLIT Ordinance No. 797”.
- 2) © Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2020, “Regulations for New Car Assessment Program (NCAP), MOLIT Notification 2020-307, Article 5, Assessment Test Procedure”
- 3) T.E. Chung, G.B. Kim, S.J. Hong, Y.R. Lee, C.S. Kim, Y.U. Cho, 1996, “A Study on Rollover Test Method of Bus Body Section”, Transactions of The Korean Society Of Automotive Engineers, pp. 2~3
- 4) Kia CORP, 2021, “Granbird_202111”.
- 5) Gillespie, T. D., 1992, “Fundamentals of vehicle dynamics”, Warrendale, PA: SAE International, pp. 262~263.
- 6) Bixel, R., Heydinger, G., Durise, N., Guenther, D. et al., 1995, “Developments in Vehicle Center of Gravity and Inertial Parameter Estimation and Measurement”, SAE Technical Paper 950356.
- 7) Zhilin Jin, Jingxuan Li, Yanjun Huang, Amir Khajepour, 2019, “Study on Rollover Index and Stability for a Triaxle Bus”, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 32, No. 64.
- 8) Kwang Ho Han, Chul Hee Lee, 2021, “A Study on the Development of Personal Mobility for the Vulnerable Group”, KSFC, Journal of Drive and Control 18(4), pp. 40~41
- 9) Myoung Kook Seo, Hee Yong Shin, Ho Yeon Lee, Jea Il Ko, Enkhbaatar Tumenjargal, 2021, “Development of Onboard Scales to Measure the Weight of Trucks”, KSFC, Journal of Drive and Control 18(1), pp. 9