

Bouncing과 Sliding에 의한 55 kW급 전기 트랙터의 조향 불안정성 수치해석 Numerical Analysis of Steering Instability of 55kW Electric Tractor by Bouncing and Sliding

김영수¹ · 손진호² · 한유진² · 강석호² · 박형규² · 김용직² · 우승민² · 하유신^{2*}

Yeong Su Kim¹, Jin Ho Son², Yu Jin Han², Seok Ho Kang², Hyung Gyu Park²,
Yong Gik Kim², Seung Min Woo² and Yu Shin Ha^{2*}

Received: 21 Aug. 2024, Revised: 28 Aug. 2024, Accepted: 28 Aug. 2024

Key Words : Agricultural Terrain(농업지형), Eco-Friendly Energy(친환경 에너지), Numerical Investigation(수치적 조사), Steering Instability(조향 불안정성), Tractor Safety(트랙터 안전)

Abstract: Tractors are used for farming in harsh terrain such as slopes with slippery fields and steep passages. In these potentially dangerous terrain, steering instability caused by bouncing and sliding can lead to tractor rollover accidents. The center of gravity changes as parts such as engines and transmissions used in existing internal combustion engine tractors are replaced by motors and batteries, and the risk of conduction must be newly considered accordingly. The purpose of this study was to derive the center of gravity of a 55 kW class electric tractor using an electric platform from an existing internal combustion engine tractor, and to numerically investigate the tractor steering instability due to bouncing and sliding. The analysis provides a strong analysis by integrating an elaborate combination of a bouncing model and a sliding model based on Coulomb's theory of friction. Various parameters such as tractor speed, static coefficient of friction, bump length and radius of rotation are carefully analyzed through a series of detailed designs. In particular, the simulation results show that the cornering force is significantly reduced, resulting in unintended trajectory deviations. By considering such complexity, this study aims to secure optimal performance and safety in the challenging terrain within the agricultural landscape by providing valuable insights to improve tractor safety measures.

1. 서 론

농업용 트랙터는 시장 수요에 맞게 지속적으로 개선 및 개발이 되고 있다. 트랙터 개선 및 개발 과정에서는 다양한 설계 변경이 이루어지며, 설계 변경

이후에는 차량 내구성 확보와 주행 안정성을 위한 평가가 반드시 수행되어야 한다. 농업기계 분야에서는 대부분의 성능평가는 시제품을 이용하여 필드시험을 통해 수행되고 있다.¹⁾

기술 발전에 따라 산업은 차세대 에너지원인 수소와 전기로 빠르게 전환되고 있다.²⁾ 이러한 변화는 농업기계 분야에도 영향을 미치며, 내연기관 트랙터에서 전기 및 수소를 사용하는 트랙터로의 전환을 촉진하고 있다.³⁻⁷⁾ 이 과정에서 기존의 엔진 및 변속기 등이 배터리와 모터로 교체되고 있다.⁸⁻⁹⁾

농업 기계와 관련된 사고와 부상은 전 세계적으로 농업 안전과 자동화에 큰 문제를 야기한다. 특히 트랙터 전복 사고는 치명적인 농업 사고의 주요 원인 중 하나이다.¹⁰⁻¹³⁾ 많은 노력이 수동적 안전 보호와

* Corresponding author: yushin72@knu.ac.kr

1 Department of Agricultural Engineering, National Institute of Agricultural Sciences, 310 Nonsaengmyeong-ro, Deokjin-gu, Jeonju 54875, Republic of Korea

2 Department of Bio Industrial Machinery Engineering, Kyungpook National University, Republic of Korea

Copyright © 2024, 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.

능동적 안전 예방에 기울어져 왔다. ROPS(roll over protective structure)는 수년간 개발 및 조사된 대표적인 수동적 안전 보호 조치로, 전복 시 작업자의 부상을 줄이는 데 중점을 두고 있다.^{14,16)} 능동적 안전 보호 연구는 주로 트랙터 역학에 초점을 맞추고 있으며,¹⁷⁾ 전복 평가 지표 개발에도 많은 연구가 이루어졌다.¹⁸⁻²⁰⁾ 또한, 자동차에서 널리 사용되는 능동 조향 제어는 트랙터 역학에도 적용되어 전복을 방지하고 있다.²¹⁾

한국의 농업 환경에서 트랙터는 아스팔트, 비포장 도로, 거친 농로, 미끄러운 눈, 가파른 경사로, 좁은 경사진 측면 길과 같은 어려운 지형에서 작업을 수행하도록 특히 논과 같은 거친 지형을 다룬다.²²⁻²⁴⁾ 이러한 농작업 환경에서 발생하는 진동은 종종 수직 바운싱과 측면 슬라이딩을 초래한다. 도로 표면의 자극으로 인해 휠의 수직 하중이 0으로 감소하면, 휠이 지면과의 접촉을 잃고 점프와 도약 현상이 발생한다. 이 현상은 바운싱 트랙터라고 불리며²⁵⁻²⁶⁾, 이로 인한 충격 동역학은 큰 비선형성의 원인이 되어 트랙터의 안정성을 크게 악화시킨다.²⁷⁻³⁰⁾ 또한, 수직 하중이 0이 되지 않더라도, 코너링 힘이 정지 마찰 한계를 초과하면, 타이어와 도로 표면 사이에 동적 마찰이 발생하여 트랙터의 휠이 측면으로 미끄러진다. 이 시점에서 작업자는 제대로 조향할 수 없으며, 슬라이딩으로 인해 트랙터 자세가 급격히 악화된다.

이러한 조향 불안정성은 안전 문제일 뿐만 아니라 자율 운행에서 사용되는 궤적 추적의 정밀도를 감소시킬 수 있다.³¹⁻³²⁾

본 연구는 55 kW급 전기트랙터를 개발하는 과정에서 기존의 부품이 새로운 부품으로 교체될 때 변화되는 무게중심을 계산하고 설계 변경된 요인들을 적용하여 다양한 농작업기 부착여부와 농업 주행로 환경에 따른 수치해석을 진행하였다. 해석에 사용된 수치 모델은 바운싱 모델과 자전거 모델을 결합한 Coulomb의 마찰 이론을 기반으로 개발된 바운싱과 슬라이딩 모델을 사용하였다.³³⁻³⁵⁾

2. 재료 및 방법

2.1 주요 부품 배치 및 무게 중심 설정

각 부품의 사양은 55 kW급 트랙터에 장착되는 사양으로 Table 1과 같이 채택하였다. LIB(Li-ion battery)는 83.14 kWh 사양의 배터리를 사용하였고⁸⁾, DM(Drive Motor)은 트랙터를 구동하는 모터로 토크

는 185.3 Nm, 파워는 58.4 kW, PM(PTO Motor)은 PTO에 동력을 전달하는 모터로 토크는 176.0 Nm, 파워는 55.3 kW로 설정하였다.³⁶⁾

Table 1 Specifications of main parts

Part	L × W × H [mm]	Weight [kg]
LIB	1426 × 600 × 786	600
DM	400 × 400 × 400	70
PM	400 × 400 × 400	65
HM	300 × 300 × 400	40
HS	400 × 700 × 400	30
Inverter	400 × 700 × 400	30

Son 등(2023)이 연구한 기존 트랙터에서 전기 트랙터로 전환 시 부품의 위치를 고려하여 트랙터의 엔진을 제거하고 구동 모터, PTO(Power take off) 모터와 배터리 팩의 위치를 조정한 모델을 참고하여 배터리 팩, 구동 모터, PTO 모터, 유압구동모터, 유압시스템, 인버터의 구성에 따라 Fig. 1과 같이 자세한 부품 배치를 이루었다.³⁶⁾ 유압 시스템의 경우 오일쿨러와 로터밸브로 이루어져 있으며, 인버터의 경우 유압구동 인버터, PTO 인버터, 주행 인버터, LDC(Low voltage DC-DC converter), 저전압 배터리를 구성하여 간략화 하였다.

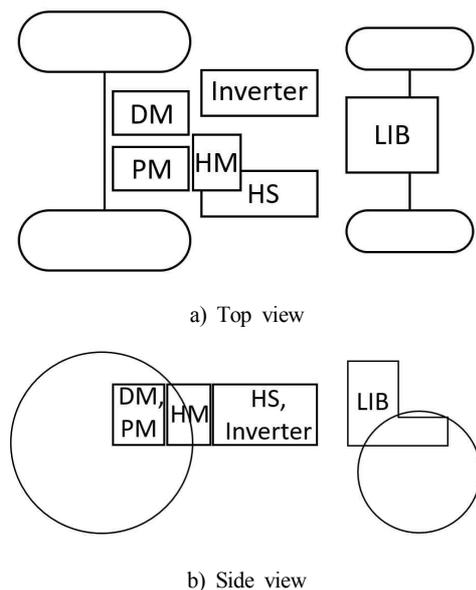


Fig. 1 Electric tractor main parts layout diagram

55 kW급 전기 트랙터 적용 모델의 무게중심을 평가하기 위해 구동 모터와 PTO 모터를 후방에 위치시

키고 그 앞단에 유압구동 모터를 배치하였다. 트랙터 양단으로는 유압 시스템과 인버터를 연결하였고, 배터리 팩은 전방에 위치시켰다. 배터리 팩, 구동 모터, PTO 모터, 유압구동모터, 유압시스템, 인버터는 각각 지상으로부터 700 mm, 1,200 mm, 1,200 mm, 1,200 mm, 1,000 mm, 1,000 mm로 배치하였다. 배치 후, 55 kW급 전기 트랙터의 무게 중심 높이는 1,520 mm, 전방과 후방의 무게 분포 비율은 48.0:52.0이다.

2.2 수치해석에서 고려된 55 kW급 전기 트랙터의 파라미터

개발된 55 kW급 전기트랙터의 3D 모델을 통해 CoG(center of gravity)을 측정하였고³⁶⁾, 트랙터의 크기는 3,800(L)× 2,700(W)× 2,800(H) mm이며 자세한 제원은 Table 2와 같다. 바퀴의 무게는 다음과 같이 설정하였다. 앞바퀴는 11.2-24 규격의 타이어를 사용하

였고, 뒷바퀴는 16.9-30 규격의 타이어를 사용하였다. 3D 모델에서 엔진이 장착된 내연기관 트랙터 형상에 무게 중심을 설정하고 엔진을 제거 후 전기 트랙터의 각 부품을 배치하여 Fig. 2와 같이 무게 중심을 도출하였다. 55 kW급 트랙터에 장착되는 각 부품의 사양은 Table 2와 같다.

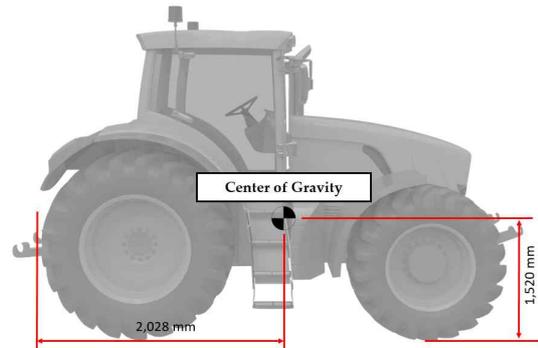


Fig. 2 3D model of the tractor

Table 2 Parameters Specifications of 55 kW Electric Tractor Considered in Numerical Experiments

Parameters	Symbol	Values	Unit
Stiffness of front wheel	k_1	200	kN m^{-1}
Stiffness of rear wheel	k_2	260	kN m^{-1}
Damping coefficient of front wheel	c_1	5500	N s m^{-1}
Damping coefficient of rear wheel	c_2	6690	N s m^{-1}
Cornering power of front wheel	$C_{p,1}$	218.54	N deg^{-1}
Cornering power of rear wheel	$C_{p,2}$	435.12	N deg^{-1}
Mass of tractor body	M_T	3065	kg
Pitch moment of inertia	I_{yy}	700	kg m^2
Yaw moment of inertia	I_{zz}	700	kg m^2
Distance between centre of gravity of the tractor body and front wheel	l_1	1.1	m
Distance between centre of gravity of the tractor body and rear wheel	l_2	1.2	m
Wheelbase of the tractor	WB	2.2	m
Distance between centre of gravity of the tractor body and the centre of gravity of implement	l_3	2.24	m
Motion resistance coefficient of front wheel	$\mu_{r,1}$	0.12	-
Motion resistance coefficient of rear wheel	$\mu_{r,2}$	0.12	-

2.3 수학적 모델

바운싱 모델과 자전거 모형을 결합하여 개발된 수학적 모델을 이용하여 조향 불안정성을 분석하였다. 수직하중, 코너양력, 바퀴에 작용하는 종방향 힘 등 세 가지 유형의 타이어 힘이 쿨롱의 마찰이론을 이용하여 모형에 결합된다. 모형에서 주행속도는 일정하고 롤링 운동은 무시할 수 있으며 슬립각은 좌측 타이어와 우측 타이어 모두 동일하며 무게중심은 고

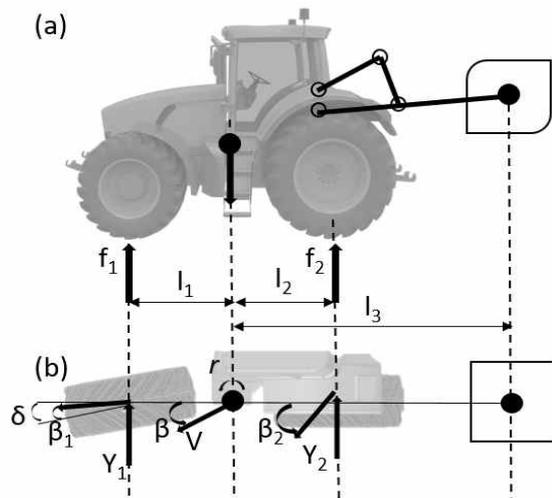


Fig. 3 Combined Bouncing and Cycling Model: (a) bouncing tractor model with two degrees of freedom, namely the vertical motion z and pitch motion ϕ ; (b) bicycle model with two degrees of freedom, namely the yaw rate r and slip angle β

정되어 있다고 가정한다. 바퀴의 수직하중을 모델링하기 위해 2개의 자유도를 갖는 2차원 바운싱 모델을 사용하였다. Fig. 3 (a)는 바운싱 트랙터 모델의 측면도를 개략적으로 나타낸 것이다.

바운싱 트랙터 모델은 두 가지 자유도로 트랙터의 동적 동작을 포착하는 수학적 표현이다. 수직 운동(z)은 트랙터의 상하 운동을 나타내며, 이는 지형 불규칙성 및 트랙터 서스펜션 시스템과 같은 요인의 영향을 받는 수직 축을 따른 선형 변위이다.

피치 동작(γ)은 수평 축을 기준으로 트랙터의 각도 이동을 나타내며, 트랙터가 앞뒤로 기울어지는 현상으로 이는 질량 분포, 무게 중심 위치, 트랙터에 작용하는 외력에 의해 영향을 받는다.

이러한 운동을 지배하는 방정식은 질량, 관성, 감쇠 및 강성과 같은 매개변수를 통합하는 동역학 원리에서 파생될 수 있다. 이러한 방정식은 일반적으로 수직 변위 $z(t)$ 및 피치 각도 $\gamma(t)$ 가 응답 시간에 따라 어떻게 변화하는지 설명하는 결합 미분 방정식의 형태를 취한다. 운동 방정식은 다음 식 (1), (2)와 같이 나타낸다.

$$(M_T + M_I)\ddot{z} = f_1 + f_2 - (M_T + M_I)g \quad (1)$$

$$(I_{yy} + M_I l_3^2)\ddot{\gamma} = l_2 f_2 - l_1 f_1, \quad (2)$$

여기서, dot은 시간 t 에 대한 미분, M_T 는 트랙터의 중량(kg), M_I 는 작업기의 중량(kg), \ddot{z} 는 수직운동(m), f_1 는 전륜의 수직하중(kN), f_2 는 후륜의 수직하중(kN), g 는 중력가속도(g), I_{yy} 는 피치 관성모멘트(kg m²), l_1 는 트랙터 본체의 무게중심과 전륜 중심까지의 거리(m), l_2 는 트랙터 본체의 무게중심과 후륜 중심까지의 거리(m), l_3 는 트랙터 본체의 무게중심과 작업기 무게중심의 거리(m)를 나타낸다. 바퀴는 선형 스프링과 같은 댐퍼의 특성을 가지며, 바퀴에 가해지는 수직하중 f_1 과 f_2 는 다음 식 (3)과 같이 표현된다.

$$f_i = \begin{cases} -k_i(z_i - d_i) - c_i(\dot{z}_i - \dot{d}_i) \\ 0 \end{cases} \quad (3)$$

여기서, i 는 바퀴의 인덱스를 뜻하며, 1은 전륜, 2는 후륜을 뜻한다. f_i 는 바퀴의 수직하중(kN), k_i 는 바퀴의 강성(kg m⁻¹), z_i 는 바퀴의 수직모션(m), c_i 는 바퀴의 감쇠계수(N s m⁻¹)를 나타낸다. 바퀴의 변위는 다음 식 (4), (5)와 같이 계산할 수 있다.

$$z_1 = z + \left(1_1 + 1_3 \frac{M_I}{M_T + M_I}\right)\gamma \quad (4)$$

$$z_2 = z + \left(1_2 + 1_3 \frac{M_I}{M_T + M_I}\right)\gamma \quad (5)$$

자전거 모델은 코너링 힘을 모델링하는 데 사용되었다. 자전거 모델은 코너링 시 트랙터를 포함한 차량의 횡방향 역학을 단순화하면서도 효과적으로 분석할 수 있는 방법을 제공한다. 이 모델은 슬립 앵글(β)과 요레이트(r)를 주요 자유도로 사용하며, 앞바퀴와 뒷바퀴에 작용하는 횡방향 힘을 고려하여 본질적인 역학을 포착한다. 이를 통해 다양한 주행 조건에서 차량의 안정성과 제어를 연구할 수 있다. Fig. 3 (b)는 자전거 모델의 평면도를 개략적으로 나타낸 것이며, 운동 방정식은 다음 식 (6), (7)과 같이 표현된다.

$$(M_T + M_I)V(\dot{\beta} + r) = Y_1 + Y_2 \quad (6)$$

$$(I_{zz} + M_I l_3^2)\dot{r} = l_1 Y_1 - l_2 Y_2 \quad (7)$$

바퀴에 작용하는 코너링 힘은 다음 식 (8), (9)와 같이 휠의 슬립 각도에 선형적으로 비례한다.

$$Y_1 = -C_{p,1} \left(\beta + \frac{l_1 r}{V} - \delta \right) \quad (8)$$

$$Y_2 = -C_{p,2} \left(\beta - \frac{l_2 r}{V} \right) \quad (9)$$

트랙터가 회전할 때 필요한 조향각은 다음 식 (10)과 같이 구하였으며, 지속시간은 식 (11)과 같이 구하였다.

$$\delta = \left(1 - \frac{(M_T + M_I)(l_1 C_{p,1} - l_2 C_{p,2})}{2WB^2 C_{p,1} C_{p,2}} V^2 \right) \frac{WB}{\rho} \quad (10)$$

$$T_\delta = \frac{X_\rho}{V} \quad (11)$$

여기서, V 는 트랙터의 이동속도(m s⁻¹), ρ 는 회전반경(m), X 는 회전각도(°)를 나타낸다.

Watanabe와 Sakai (2020)가 연구한 쿨롱의 마찰이론을 바탕으로 결합한 바운싱 모델과 자전거 모델은 타이어와 지면 사이에 정지마찰이 발생하고³¹⁾, 측면 슬라이딩이 발생하지 않을 때 다음 식 (12)와 같이 나타낼 수 있으며, 트랙터는 운동 및 저항에서 등속으로 이동하는 것을 간주하여 등속 주행에 필요한

종방향 힘은 다음 식 (13)과 같다.

$$\sqrt{Y_i^2 + T_i^2} \leq \mu_s f_i \quad (12)$$

$$T_i = \mu_r f_i + \frac{l_i}{WB} f_i \sin(\theta) \quad (13)$$

식 (11)의 부등식은 마찰원의 개념으로 이어진다. 마찰원의 개략도는 Fig. 4와 같다. 마찰원의 반지름은 $\mu_s f_i$, 코너링 힘과 종방향 힘은 $\sqrt{Y_i^2 + T_i^2}$ 으로 $\mu_s f_i$ 보다 작게 나타난다. 이 경우 타이어와 도로 사이에 정적 마찰이 발생하고 미끄러짐이 발생하지 않는다. 그림마진은 일반적으로 차량 역학 연구에서 조향 안정성을 평가하는데 사용되며 식 (14)와 같이 계산된다.

$$\epsilon_i = \mu_s f_i - \sqrt{T_i^2 + Y_i^2} \quad (14)$$

휠의 수직하중이 감소하고 코너링 힘이 증가하면 힘이 정마찰 한계를 초과한다. 이 경우 동적 마찰이 발생하고 측면 슬라이딩이 발생한다.

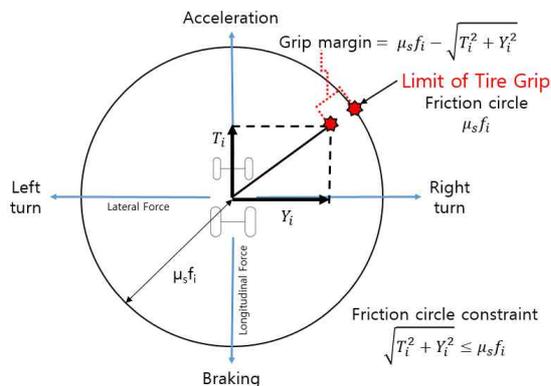


Fig. 4 Schematic diagram of a friction circle

슬라이딩의 한계는 최대 코너링 힘으로 설명되며 식 (15)와 같이 계산할 수 있다.

$$Y_{\max,i}(f_i) = \sqrt{\mu_s^2 f_i^2 - T_i^2} = f_i \sqrt{\mu_s^2 + \mu_r^2 + \frac{l_i^2 \sin^2 \theta}{WB^2} + \frac{\mu_r l_i \sin \theta}{WB}} \quad (15)$$

여기서, $Y_{\max,i}$ 는 최대 코너링 힘을 나타낸다. 최대 코너링 힘이 휠의 수직 하중에 대한 함수임을 의미하며, 최대 코너링 힘은 일정하지 않으며 범프 또는 경사의 영향으로 교란 여파기에 따라 수직 하중이 변하므로 작동중에 변경된다. 코너링 힘이 최대 코너링 힘보다 낮아지면 식 (12)의 부등식이 만족되어 정적 마찰이 발생하므로 슬라이딩이 발생하지 않는다. 코너링 힘이 최대 코너링 힘보다 크면 타이어

와 지면 사이에 동적 마찰이 발생할 수 있으며, 슬라이딩이 발생한다. 따라서, 코너링 힘에 대해 새로 정의된 스위칭 식은 다음 식 (16)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Y_i(t) = \begin{cases} -C_{p,i} \beta_i, & |C_{p,i} \beta_i| < Y_{\max,i} \\ \text{sgn}(-\beta_i) |\mu_{d,i} Y_{\max,i}|, & |C_{p,i} \beta_i| \geq Y_{\max,i} \end{cases} \quad (16)$$

여기서, $\text{sgn}()$ 는 부호함수를 나타내며, $|C_{p,i} \beta_i|$ 가 $Y_{\max,i}$ 보다 작을 때 코너링 힘은 식 (17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y_i = -C_{p,i} \beta_i \quad (17)$$

반면, $|C_{p,i} \beta_i|$ 가 $Y_{\max,i}$ 보다 클 때 동적 마찰과 슬라이딩이 발생한다. 이때 코너링 힘의 절대값은 $|\mu_{d,i} Y_{\max,i}|$ 이며, 코너링 힘의 방향은 $-\beta_i$ 이다. 이 전환식을 기준으로 코너링 힘은 휠에 가해지는 수직 하중에 따라 달라지며, 수직 동역학과 횡방향 동역학이 결합된다.

수학적 모델의 조향성능과 안정성에 대한 바운딩 및 슬라이딩 효과를 조사하기 위해 범프와 내리막 경사로에서 수치 선회 시뮬레이션을 수행하였다. 범프는 농경지에서 트랙터 주행시 발생할 수 있는 상황을 고려하여 도로의 방지턱, 필드의 두둑을 규격으로 배치하였다. 또한, 내리막 경사의 경우 농로 및 필드 진입 경사로를 배치하였다. 범프는 다음 식 (18)과 같다.

$$d(x) = \frac{d_0}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi x}{l_b}\right) \right) \quad (18)$$

여기서, d_0 는 범프 높이(m), l_b 는 범프길이(m)를 나타낸다.

2.4 선회시험 주행 요인 파라미터

트랙터의 주행 환경에 따른 선회시험을 수행하기 위해 Fig. 5와 같이 트랙터의 주행경로에 따른 장애물 환경을 조사하였다. 또한, 작업기 부착에 따른 시험을 위해 Fig. 6과 같은 작업기를 선정하여 Table 3과 같은 제원을 사용하였으며, 최종적으로 주행 파라미터는 Table 4와 같다. 이때, 범프 높이가 0.1 m일 때에는 범프 길이를 3.6 m, 범프 높이가 0.25 m일 때에는 범프 길이를 1.5 m로 설정하였다. 기존 55 kW급 트랙터의 최소 선회반경이 3.7 m인 것을 고려하여 선회시험을 진행하였다.

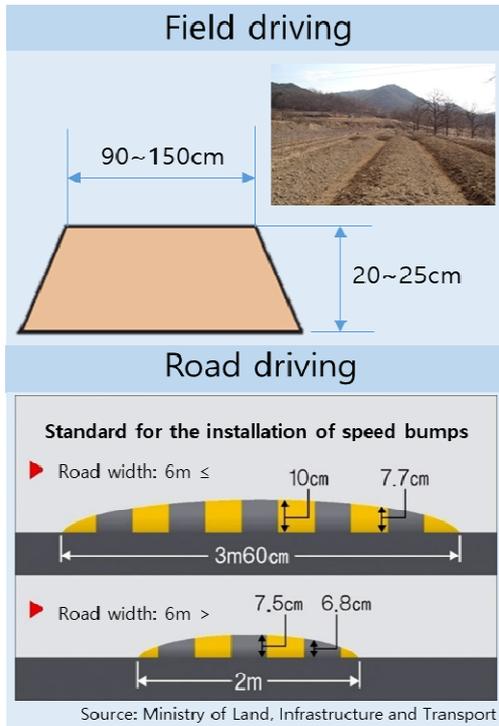


Fig. 5 Obstacle environment according to the driving route of tractor

(a)



(b)



Fig. 6 Type of 3-point hitch work machine used for 55 kW tractors: (a) Rotavator; (b) Disk rotary flow

Table 3 Specifications of 3-point hitch attachment for 55 kW tractors

Model	Rotavator	Disk rotary flow
Recommended Tractor (kW)	45 ~ 55	35 ~ 75
L × W × H [mm]	900 × 2470 × 1000	1745 × 2625 × 1070
Weight [kg]	439	537

Table 4 Specification of Obstacles and Driving Parameters along Tractor Path Considered in Numerical Experiments

Parameters	Symbol	Values	Unit
Travel velocity of the tractor	V	1.5 ~ 4.0	$m s^{-1}$
Static friction coefficient	μ_s	0.2 ~ 1.0	-
Mass of implement	M_I	439, 537	kg
Bump height	d_o	0 ~ 0.25	m
Bump length	l_b	0 ~ 3.6	m

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

본 연구에서는 내연기관과의 무게중심이 다른 55 kW급 전기트랙터의 설계 및 무게중심 선정을 통해 작업기부착과 작업환경 조건에 따른 조향 안정성에 대한 바운싱 및 슬라이딩 영향을 조사하였다. 실험은 주행 요인에 따라 제원을 달리하여 선회실험을 수행하였다.

수치해석에서 선회유형은 크게 세 가지로 관찰되며, 이는 조향 불안정성이 없는 선회, 조향 불안정성으로 오차가 발생하는 선회, 조향 불안정으로 전도가 발생하여 선회에 실패하는 경우이다. Fig. 7은 트랙터의 일정한 주행 속도에서 범프 유·무에 따른 선회 궤적을 보여주고 있다. 이때 범프 길이는 0.25 m, 선회 반경은 3.5 m, 작업기 무게는 439 kg으로 설정하였다.

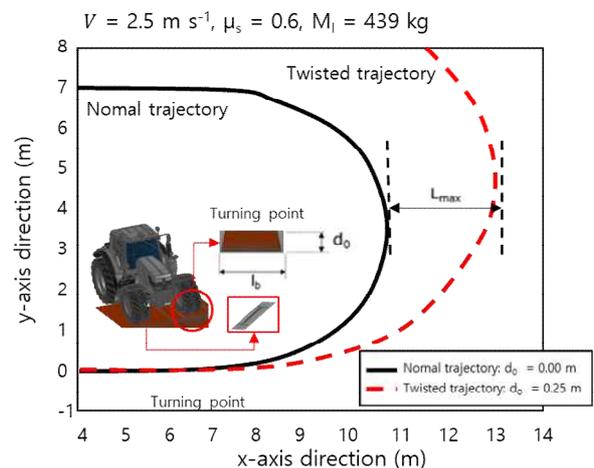


Fig. 7 Tractor's turning trajectory during the turning test past the bump point

Fig. 7에서 실선과 점선은 각각 트랙터 조향이 안정적이고 불안정함을 나타낸다. 안정적인 궤적은 조향 불안정성이 없는 원하는 방향 선회를 나타낸다. μ_s 가 0.6이고, d_0 가 0.00 m일 때 범프 장애물이 없고 조향 불안정성이 발생하지 않았다. 따라서 원하는 궤적으로부터 L_{max} 거리는 0.00 m였다. 트랙터가 범프 위로 이동한 후 바운싱과 슬라이딩은 조향 불안정성을 발생시켰고, 불안정한 궤적은 원하는 선회 궤적에서 바깥쪽으로 벗어났다. 이 경우 원하는 궤적으로부터 L_{max} 거리는 2.5 m였다.

Fig. 8은 트랙터의 일정한 주행 조건에서 작업기 부착에 따른 선회 궤적을 보여주고 있다. 이때 작업기 무게는 537 kg, 선회 반경은 3.5 m로 설정하였다.

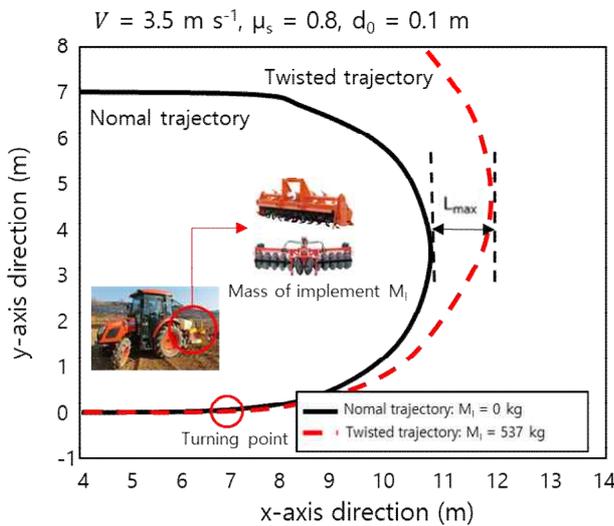


Fig. 8 Tractor's turning trajectory during turning test by implement load

Fig. 8에서 범프가 없는 주행환경에서 μ_s 가 0.8이고 M_i 가 0 kg일 때 조향 불안정성이 발생하지 않았다. 따라서 원하는 궤적으로부터 L_{max} 거리는 0.00 m였다. 트랙터가 범프 위로 이동한 후 바운싱과 슬라이딩은 조향 불안정성을 발생시켰고, 불안정한 궤적은 원하는 선회 궤적에서 바깥쪽으로 벗어났다. 이 경우 원하는 궤적으로부터 L_{max} 거리는 1.3 m였다.

필드의 범프 높이와 트랙터 작업기 부착은 조향 불안정성을 야기하는 것으로 분석되었으며, 상황에 따른 주행 안정성 및 경로 정확성을 높이기 위해 개발된 55 kW급 전기 트랙터 모델의 구동 능력에 해당하는 모든 조건의 수치적 주행 시뮬레이션을 진행하였다. Fig. 9-11은 트랙터의 범프의 높이 변화에 따른 L_{max} 거리의 변화값을 나타내었다.

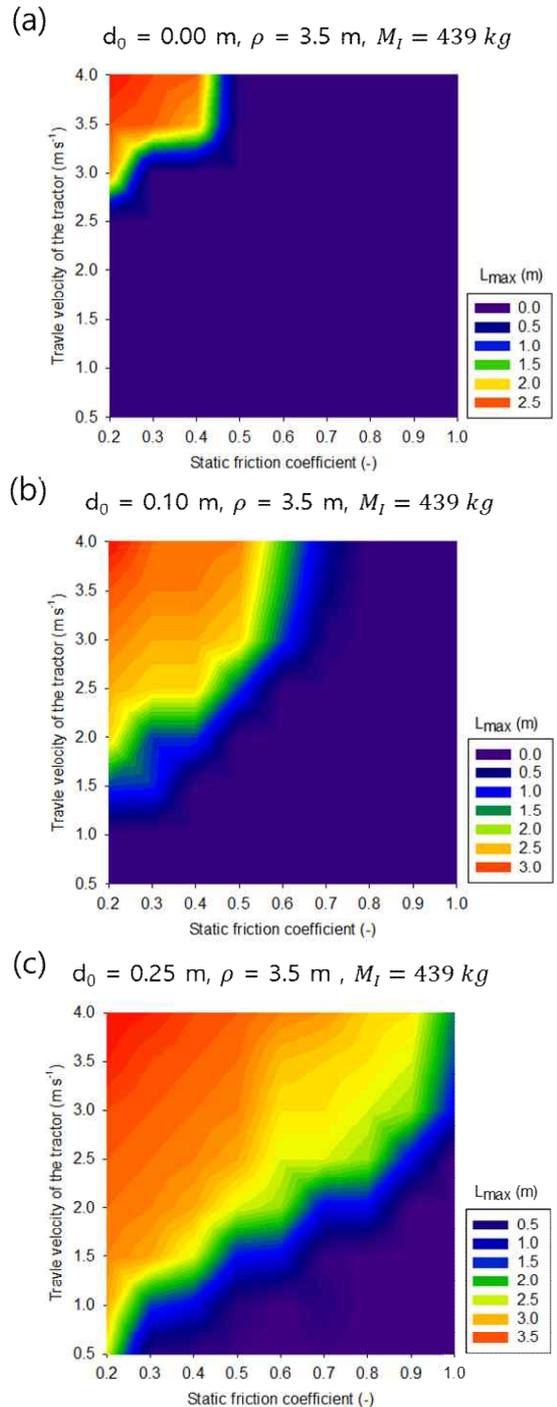


Fig. 9 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{max}) for different travel velocities (V), bump length (d_o) and friction coefficients (μ_s); (a) $d_o = 0.00$ m, $\rho = 3.5$ m, $M_I = 439$ kg; (b) $d_o = 0.10$ m, $\rho = 3.5$ m, $M_I = 439$ kg; (c) $d_o = 0.25$ m, $\rho = 3.5$ m, $M_I = 439$ kg

Fig. 9 (a), (b) 및 (c)는 정지 마찰 계수와 주행 속도가 L_{max} 에 미치는 영향을 보여준다. L_{max} 는 정지 마

찰 계수가 증가함에 따라 크게 감소하는 경향을 보인다. 특히, 정지 마찰 계수가 0.3 이상일 때 주행 속도와 상관없이 L_{max} 가 급격히 낮아지는 것을 확인할

수 있다. 이와 반대로, 낮은 정지 마찰 계수에서는 더 높은 L_{max} 값을 나타낸다. 이 결과는 마찰이 높아질수록 트랙터의 효율성이 증가하고, 그로 인해 더 낮은 L_{max} 값을 가지게 된다는 것을 시사한다. 낮은 마찰은 에너지 손실을 초래하여 트랙터의 그림자진을 초과하며, 이는 주행 속도와 비례하여 더 높은 영향을 보인다.

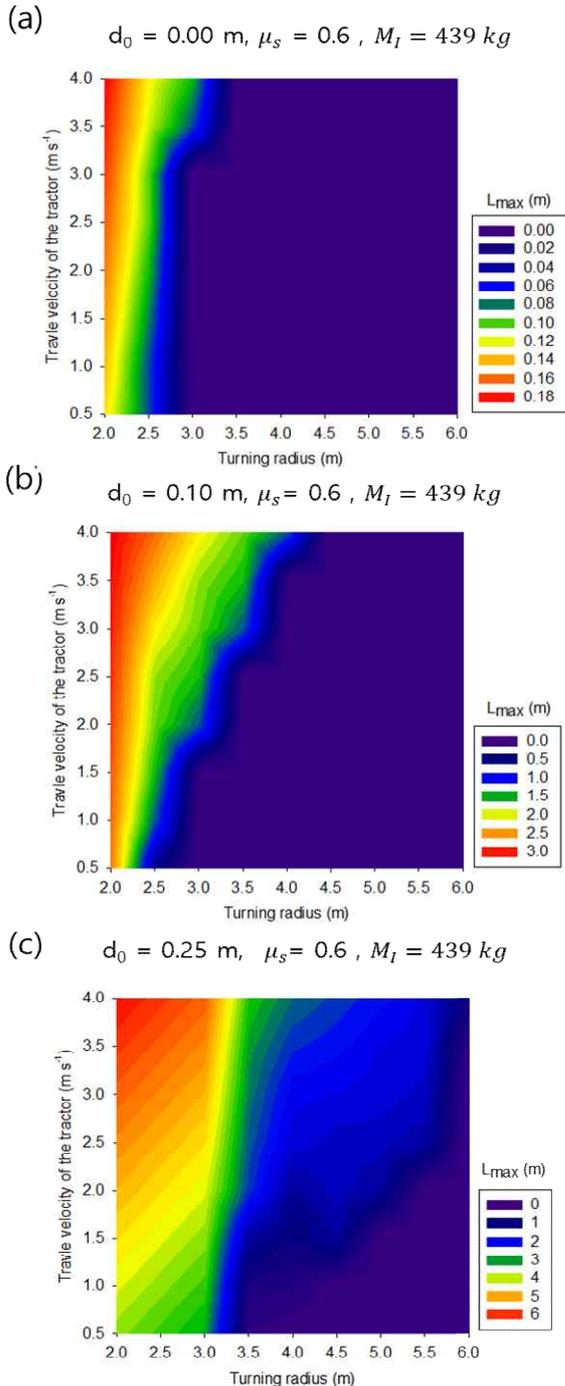


Fig. 10 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{max}) for different travel velocities (V), bump length (d_0), and turning radius (ρ); (a) $d_0 = 0.00\text{ m}$, $\mu_s = 0.6$, $M_I = 439\text{ kg}$; (b) $d_0 = 0.10\text{ m}$, $\mu_s = 0.6$, $M_I = 439\text{ kg}$; (c) $d_0 = 0.25\text{ m}$, $\mu_s = 0.6$, $M_I = 439\text{ kg}$

Fig. 10 (a), (b) 및 (c)는 회전 반경과 주행 속도가 L_{max} 에 미치는 영향을 나타낸다. 회전 반경이 증가할수록 L_{max} 가 증가하는 경향이 나타나며, 특히 높은 주행 속도에서 이러한 경향이 더욱 두드러진다. 예를 들어, 회전 반경이 2.5 m 이하일 때는 L_{max} 가 매우 높게 나타나며, 이는 급격한 회전이 L_{max} 에 큰 영향을 미친다는 것을 보여준다. 작은 회전 반경, 즉 급회전은 트랙터에 추가적인 측면 응력을 가하여 L_{max} 를 증가시키는 원인으로 작용한다. 반대로, 회전 반경이 클수록 트랙터는 더 안정적이 되어, 더 큰 하중을 유지할 수 있게 된다. 이로 인해 트랙터의 조종성과 하중 용량 사이의 균형을 맞추는 것이 중요하다는 결론을 도출할 수 있다.

Fig. 11 (a), (b) 및 (c)는 정지 마찰 계수와 회전 반경의 조합이 L_{max} 에 미치는 영향을 나타낸다. 이 그래프들은 마찰 계수가 낮고 회전 반경이 작을수록 L_{max} 가 높게 나타나는 경향을 보여준다. 반대로, 정지 마찰 계수가 높거나 회전 반경이 클 때는 L_{max} 가 감소한다. 이 조합은 L_{max} 를 최적화하기 위해서는 마찰 계수와 회전 반경을 높여야 한다는 것을 시사한다. 마찰이 클수록, 그리고 더 큰 회전 반경을 유지할수록, 트랙터는 더 높은 하중을 안정적으로 운반할 수 있다.

이 결과는 트랙터의 설계와 운영에서 고려해야 할 중요한 요소들을 강조한다. 범프 높이가 증가함에 따라 L_{max} 거리가 증가하여 불안정한 주행능력을 보여준다. 따라서 환경에 따라 주행요건을 제한하여 안정성을 높일 수 있다. 예를 들어, 타이어 디자인을 최적화하여 지면과의 마찰을 높이고, 운전 시 회전 반경을 크게 유지함으로써 트랙터의 주행 안정성을 최대화할 수 있다. 이는 특히 무거운 하중을 다루는 작업에서 매우 중요한 전략이 될 수 있다. 또한, 회전 반경이 작을 때 트랙터의 성능이 크게 저하될 수 있다는 점을 고려하여, 무거운 하중을 운반할 때는 급격한 회전을 피하는 것이 중요하다. 이러한 점들은 트랙터 운전자가 현장에서 어떻게 조작해야 할지에 대한 중요한 지침을 제공할 수 있다.

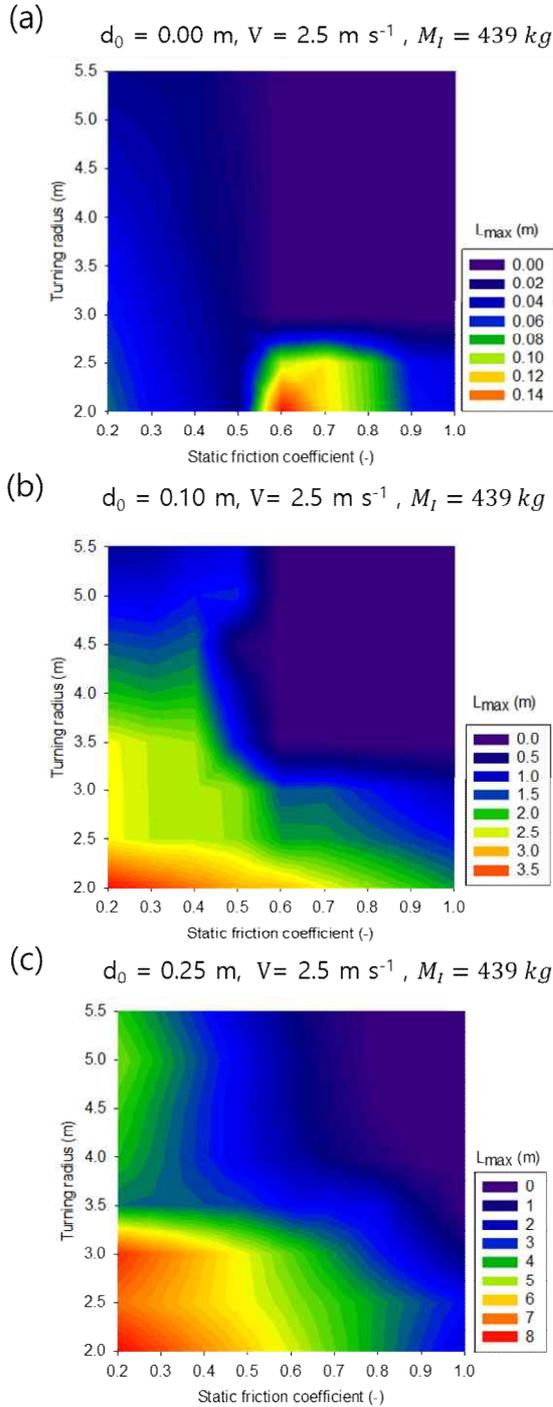


Fig. 11 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{\max}) for different friction coefficients (μ_s), bump length (d_o) and turning radius (ρ); (a) $d_o=0.00 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}, M_I = 439 \text{ kg}$; (b) $d_o=0.10 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}, M_I = 439 \text{ kg}$; (c) $d_o=0.25 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}, M_I = 439 \text{ kg}$

Fig. 12-14는 트랙터 부착 작업기의 무게변화 따른 L_{\max} 거리의 변화값을 나타내었다.

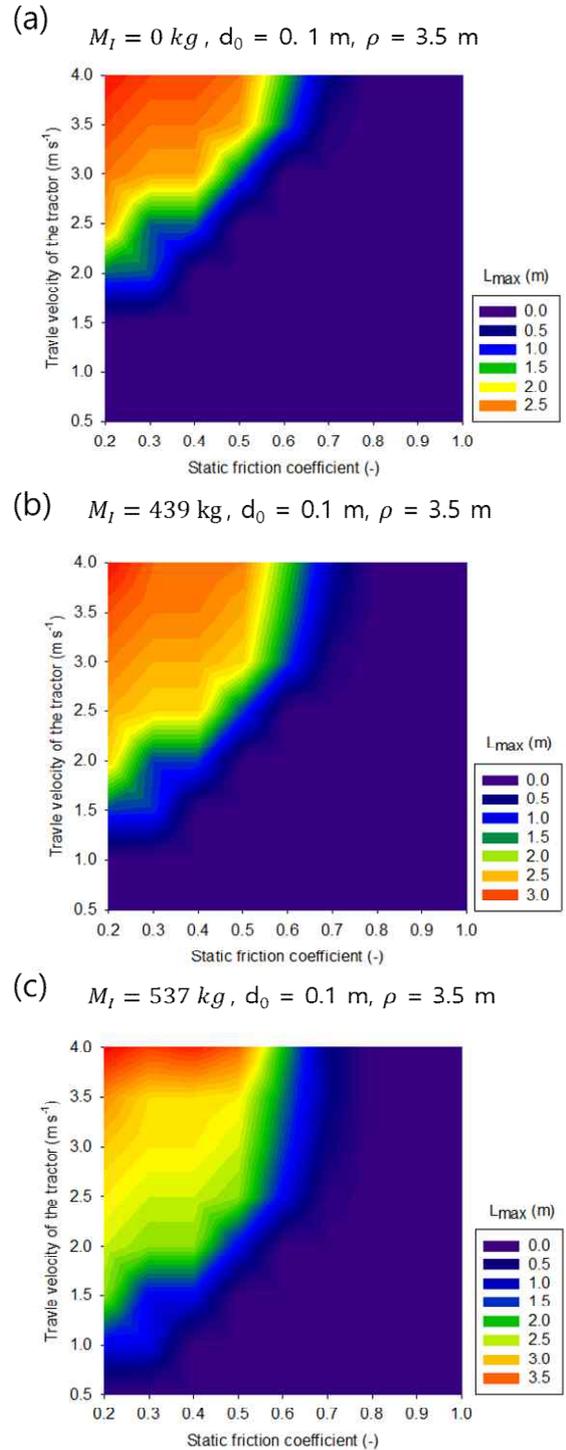


Fig. 12 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{\max}) for different travel velocities (V), friction coefficients (μ_s) and mass of implement (M_I); (a) $M_I = 0 \text{ kg}, d_o=0.10 \text{ m}, \rho = 3.5 \text{ m}$; (b) $M_I = 439 \text{ kg}, d_o=0.10 \text{ m}, \rho = 3.5 \text{ m}$; (c) $M_I = 537 \text{ kg}, d_o=0.10 \text{ m}, \rho = 3.5 \text{ m}$

Fig. 12 (a), (b) 및 (c)는 정지 마찰 계수와 주행 속도가 L_{max} 에 미치는 영향을 보여준다. L_{max} 는 정지 마

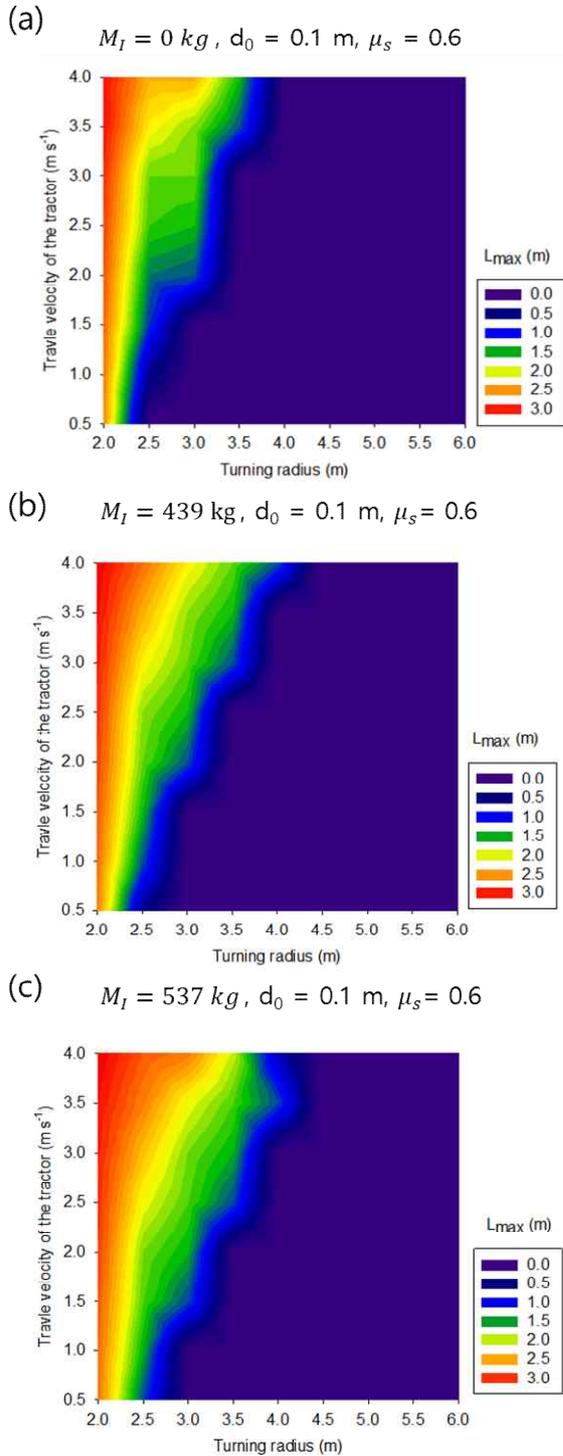


Fig. 13 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{max}) for different travel velocities (V), mass of implement (M_I), and turning radius (ρ); (a) $M_I = 0 \text{ kg}, d_o = 0.10 \text{ m}, \mu_s = 0.6$; (b) $M_I = 439 \text{ kg}, d_o = 0.10 \text{ m}, \mu_s = 0.6$; (c) $M_I = 537 \text{ kg}, d_o = 0.10 \text{ m}, \mu_s = 0.6$

찰 계수가 낮은 범위(0.2-0.5)에서 증가하는 경향이 있으며, 마찰 계수가 0.6을 넘어서면 L_{max} 값이 안정되거나 약간 감소하는 경향을 보인다. 이 경향은 다양한 속도 범위에서 일관되게 나타나며, 높은 마찰 계수가 안정적인 주행능력을 보여준다.

Fig. 13 (a), (b) 및 (c)는 회전반경과 주행 속도가 L_{max} 에 미치는 영향을 나타낸다. 이 그래프들은 회전반경이 증가함에 따라 L_{max} 가 일반적으로 감소하는 경향을 보여준다. 특히, 회전반경이 3.0 m 이하인 경우, L_{max} 값이 크게 증가한다. 그래프들은 또한 L_{max} 의 증가가 높은 주행 속도와 작은 회전반경에서 더 두드러지게 나타나는 것을 보여준다. 더 작은 회전반경은 더 급격한 회전을 의미하며, 이는 트랙터에 더 큰 측면 응력을 가한다. 이러한 힘들은 트랙터 부착작업기 무게가 증가함에 따라 증가하였다. 이는 증가된 측면 힘이 안정성과 운용 효율성을 감소시키기 때문이다. 회전반경이 증가함에 따라(즉, 회전이 덜 급격해짐에 따라) 트랙터가 경험하는 측면 힘이 줄어들어 더 무거운 하중을 운반할 수 있게 되며, 따라서 L_{max} 가 감소하여 안정적인 주행능력을 보여준다. 이 경향은 특히 무거운 하중을 다루는 작업에서 급격한 회전을 피해야 함을 강조한다.

Fig. 14 (a), (b) 및 (c)는 정지 마찰 계수와 회전반경의 조합이 L_{max} 에 미치는 영향을 나타낸다. 그래프들은 복잡한 관계를 보여주지만, 전체적인 경향은 회전반경이 높아질수록(2.5 m 이상) 마찰 계수가 증가함에 따라 L_{max} 가 크게 감소한다는 것을 보여준다. 회전반경이 낮은 경우(2.0 m 이하) 마찰 계수가 L_{max} 에 미치는 영향은 덜 두드러지지만, 유사하게 마찰 계수가 증가할수록 L_{max} 가 감소하는 경향을 보인다. 이 관계는 회전반경의 크기가 마찰이 L_{max} 에 미치는 부정적인 영향보다 더 두드러진다는 것을 나타낸다. 회전반경이 감소함에 따라 마찰로 인한 손실이 심화되어 에너지 전달 효율이 감소하고, 따라서 실제 회전반경이 커지게 된다. 회전반경이 큰 경우에는 트랙터가 주행시 낮은 마찰에서도 안정적으로 주행이 가능하다.

작업기 무게에 따른 선회시험 결과 범프 높이 변화와 비교하였을 때 보다 작은 변화가 관찰되었으며, 이는 보편적인 작업기 사용시 주행안정성에 큰 영향이 없음을 나타낸다. 따라서 트랙터 선회시험 범프의 높이에 따라 안정성을 높일 수 있는 방법을 강구하여야 한다.

시나리오별로 주요 변수에 따른 전기 트랙터의 조향 안정성을 종합적으로 비교하여 각 시나리오에서

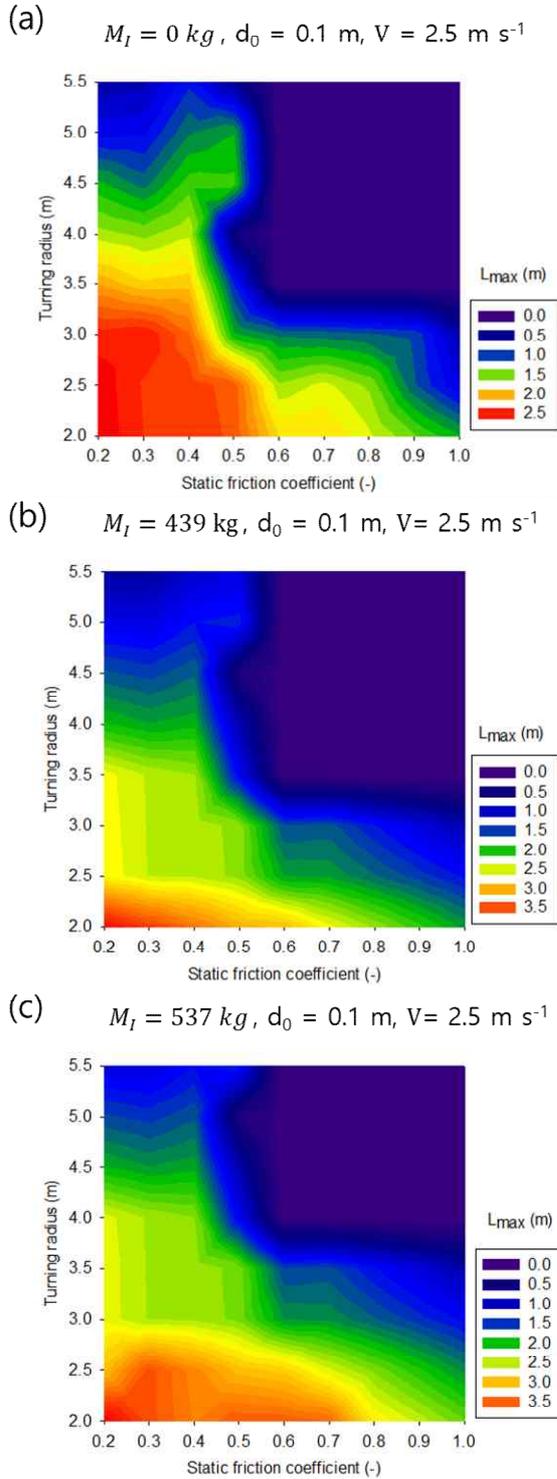


Fig. 14 Maximum lateral difference from the desired trajectory (L_{max}) for different friction coefficients (μ_s), mass of implement (M_I), and turning radius (ρ); (a) $M_I = 0 \text{ kg}, d_0 = 0.10 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}$; (b) $M_I = 439 \text{ kg}, d_0 = 0.10 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}$; (c) $M_I = 537 \text{ kg}, d_0 = 0.10 \text{ m}, V = 2.5 \text{ m s}^{-1}$

의 조향 안정성과 L_{max} 최적화 가능성을 중심으로 결과를 Table 5와 같이 정리할 수 있다

Table 5 Comparative Analysis of Steering Stability and L_{max} Optimization Across Different Simulation Scenarios

Parameters	Scenario 1	Scenario 2	Scenario 3
Travel velocity of the tractor [$m s^{-1}$]	2.5	2.0	4.0
Static friction coefficient [-]	0.8	0.6	0.7
Bump height [m]	0.05	0.1	0.08
Steering Stability	High	Moderate	Low
L_{max} Optimization Feasibility	Feasible	Feasible	Not Feasible

이러한 발견을 바탕으로 몇 가지 운영 추천 사항을 제안할 수 있다. 첫째, 마찰이 낮은 경우에는 고속 운행을 피해야 하며, L_{max} 에 미치는 부정적인 영향을 최소화할 수 있다. 둘째, 트랙터가 완전히 적재된 경우 급격한 회전을 피해야 하며, 이는 하중 용량을 크게 감소시킬 수 있다. 셋째, 타이어 설계를 최적화하고 지면 마찰을 높이면 전체적인 트랙터 효율을 향상시켜 속도를 낮추지 않고도 더 높은 하중 용량을 가능하게 할 수 있다.

결론적으로, 정지 마찰 계수, 회전 반경, 주행 속도 간의 상호작용을 이해하는 것은 트랙터 성능을 최적화하는 데 중요하다. 이러한 변수를 효과적으로 관리함으로써 L_{max} 를 최적화하고 농업 작업의 전반적인 효율을 향상시킬 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 55 kW급 전기 트랙터 모델을 이용하여 트랙터의 조향불안정성을 수치 시뮬레이션을 통해 알아보았다. 그 결과 바운싱과 슬라이딩의 조합을 이용해 불규칙한 농작업 환경에서 트랙터의 조향 안정성을 저하시킬 수 있으며 전복 사고를 유발할 수 있음을 밝혔다.

연구에서 사용된 모델의 수치 분석은 농업용 트랙터의 조향 안정성에 대한 바운싱 및 슬라이딩의 중요한 영향을 강조한다. 트랙터 설계 및 운영 관행을 개선함으로써 농업 운영의 안정성과 안전성을 향상시킬 수 있다. 또한, 트랙터 개선 및 개발 과정에서 설계 변경 이후 다양한 주행요건에서 주행 안정

성을 위한 평가로 사용될 수 있으며, 주행 가이드 라인을 구축하여 트랙터의 주행요건을 실시간으로 제어하여 경로 이탈 문제와 안정성을 향상 시킬 수 있다.

하지만 실제 트랙터 동적 거동은 롤링과 파워 트레인 시스템을 포함하기 때문에 복잡하다. 따라서 복잡한 매개 변수 조합에 대한 추가 조사가 필요하다.

후 기

이 연구는 2024년도 산업통상자원부 및 산업기술 평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임(20023098).

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) H. J. Kim, K. K. Park, D. H. Hong, C. Jang, B. S. Myung, J. S. Choi and T. W. Kim, "Development of a Tractor Attached Round Bale Wrapper(II) - Manufacturing of Proto-type Bale Wrapper and its Performance Test", *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.27, No.3, pp.195-202, 2002.
- 2) R. Faria, P. Moura, J. Delgado and A. T. De Almeida, "A sustainability assessment of electric vehicles as a personal mobility system," *Energy Conversion and Management*, Vol.61, pp.19-30, 2012.
- 3) G. P. Moreda, M. A. Munoz-Garcia, and P. J. E. C. Barreiro, "High voltage electrification of tractor and agricultural machinery; A review," *Energy Conversion and Management*, Vol.115, pp.117-131, 2016.
- 4) Z. Zhou, Q. Ni, and L. Xu, "Design and performance analysis of parallel hybrid electric tractor transmission parameters," *Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, Vol.37, No.6, pp.9-15, 2016.
- 5) M. B. Azwan, A. L. Norasikin, K. Sopian, S. Abd Rahim, K. Norman, K. Ramdhan and D. Solah, "Assessment of electric vehicle and photovoltaic integration for oil palm mechanisation practise," *Journal of cleaner production*, Vol.140, pp.1365-1375, 2017.
- 6) E. Kang, P. S. Pratama, J. Byun, D. Supeno, S. Chung and W. Choi, "Development of super-capacitor battery charger system based on photovoltaic module for agricultural electric carriers," *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.43, No.2, pp.94-102, 2018.
- 7) S. Y. Baek, Y. S. Kim, Y. S. Kim, Y. J. Kim, C. G. Park, S. C. An, H. C. Moon, B. S. Kim, "Development of a Simulation Model for an 80 kW-class Electric All-Wheel-Drive (AWD) Tractor using Agricultural Workload," *Journal of Drive and Control*, Vol.17, No.1, pp.27-36, 2020.
- 8) P. Xie, L. Jin, G. Qiao, C. Lin, C. Barreneche and Y. Ding, "Thermal energy storage for electric vehicles at low temperatures: Concepts, systems, devices and materials," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.160, 2022.
- 9) S. Y. Baek, S. M. Baek, H. H. Jeon, J. H. Lee, W. S. Kim, Y. J. Kim, "Design Verification of an E-driving System of a 44 kW-class Electric Tractor using Agricultural Workload Data," *Journal of Drive and Control*, Vol.19, No.4, pp.36-45, 2022.
- 10) S. M. Antunes, C. Cordeiro and H. M. Teixeira, "Analysis of fatal accidents with tractors in the Centre of Portugal: Ten years analysis," *Forensic Science International*, Vol.287, pp.74-80, 2018.
- 11) V. Rondelli, C. Casazza, and R. Martelli, "Tractor rollover fatalities, analyzing accident scenario," *Journal of safety research*, Vol.67, pp.99-106, 2018.
- 12) M. S. A. Abubakar, D. Ahmad, and F. B. Akande, "A review of farm tractor overturning accidents and safety," *Pertanika J. Sci. Technol*, Vol.18, pp.377-385, 2010.
- 13) L. Day, G. Rechnitzer, and J. Lough, "An Australian experience with tractor rollover protective structure rebate programs: process, impact and outcome evaluation," *Accident Analysis & Prevention*, Vol.36, No.5, pp.861-867, 2004.
- 14) A. L. Guzzomi, V. Rondelli, A. Guarnieri, G. Molari, and P. G. Molari, "Available energy during the rollover of narrow-track wheeled agricultural tractors," *Biosystems Engineering*, Vol.104, No.3,

- pp.318-323, 2009.
- 15) R. G. Lim, Y. S. Kang, T. J. Kim, "Measurement Uncertainty calculation for improving test reliability of Agricultural tractor ROPS test", *Journal of Drive and Control*, Vol.20, No.1, pp.34-40, 2023.
 - 16) S. J. Reynolds, and W. Groves, "Effectiveness of roll-over protective structures in reducing farm tractor fatalities," *American Journal of Preventive Medicine*, Vol.18, No.4, pp.63-69, 2000.
 - 17) H. H. Jeon, S. M. Baek, S. Y. Baek and Y. J. Kim, "Development of Dynamics Simulation Model of Agricultural Tractor for Prediction of Axle Torque," *Transactions of the Korean Society of mechanical Engineers A*, Vol.47, No.1, pp.853-864, 2023.
 - 18) I. Ahmadi, "Dynamics of tractor lateral overturn on slopes under the influence of position disturbances (model development)," *Journal of Terramechanics*, Vol.48, No.5, pp.339-346, 2011.
 - 19) Z. Li, M. Mitsuoka, E. Inoue, T. Okayasu, Y. Hirai and Z. Zhu, "Parameter sensitivity for tractor lateral stability against Phase I overturn on random road surfaces," *Biosystems Engineering*, Vol.150, pp.10-23, 2016.
 - 20) S. W. Park, Y. H. Choi, C. H. Lee, "Review of Regulation for Rollover Test and Evaluation of Safety for Buses by using Simulation of Multi-body Dynamics", *Journal of Drive and Control*, Vol.19, No.3, pp.39-46, 2022.
 - 21) J. H. Qin, Z. H. Zhu, H. Y. Ji, Z. X. Zhu, Z. Li, Y. F. Du, Z. H. Song and E. R. Mao, "Simulation of active steering control for the prevention of tractor dynamic rollover on random road surfaces," *Biosystems Engineering*, Vol.185, pp.135-149, 2019.
 - 22) H. W. Han, K. D. Kim, W. H. Im, J. M. Kim, S. J. Cho and Y. J. Park, "Analysis on Whole-Body Vibration of 100kW Class Agricultural Tractor Operator for Evaluating Ride Comfort," *Journal of Agriculture & Life science*, Vol.56, No.2, pp.135-142, 2022.
 - 23) D. H. Han, S. I. Kang, S. N. Yoo, S. R. Suh, Y. S. Choi, Y. S. Kang and S. J. Park, "Analysis of Operation Status for Agricultural Tractors Over 75kW," *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.36, No.6, pp.397-406, 2011.
 - 24) Y. J. Kim, S. O. Chung, S. J. Park and C. H. Choi, "Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor by Major Field Operation," *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.36, No.2, pp.79-88, 2011.
 - 25) T. Gilet, N. Vandewalle and S. Dorbolo, "Completely inelastic ball," *Physical Review E*, Vol.79, No.5, 2009.
 - 26) M. Hubert, F. Ludewig, S. Dorbolo and N. Vandewalle, "Bouncing dynamics of a spring," *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol.272, pp.1-7, 2014.
 - 27) M. Watanabe and K. Sakai, "Impact dynamics model for a nonlinear bouncing tractor during inclined passage," *Biosystems Engineering*, Vol.182, pp.84-94, 2019a.
 - 28) M. Watanabe and K. Sakai, "Numerical analysis of tractor accidents using driving simulator for autonomous driving tractor," In *Proceedings of the 5th international conference on mechatronics and robotics engineering* pp. 65-68, 2019b.
 - 29) M. Watanabe, J. Bauerdick, K. Sakai and H. Bernhardt, "Comparison of jumping process between small-sized and large-sized tractors. Lecture Note in Informatics," *Gesellschaft fur Informatik in der Land-, Forst- und Ernährungswirtschaft*, Vol.38, pp.247-250, 2018.
 - 30) L. O. Garciano, K. Sakai and R. Torisu, "Experimentally obtained bifurcation phenomenon in chaotic tractor vibrating in time and frequency domain," *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol.15, No.1, pp.225-231, 2005.
 - 31) X. Han, H. J. Kim, C. W. Jeon, H. C. Moon, J. H. Kim and S. Y. Yi, "Application of a 3D tractor-driving simulator for slip estimation-based path-tracking control of auto-guided tillage operation," *Biosystems Engineering*, Vol.178, pp.70-85, 2019.
 - 32) H. Fang, R. Fan, B. Thuilot and P. Martinet, "Trajectory tracking control of farm vehicles in presence of sliding," *Robotics and Autonomous Systems*, Vol.54, No.10, pp.828-839, 2006.
 - 33) K. Sakai, A. Sasao, S. Shibusawa and A. Bukta,

- “Experimental analysis of nonlinear dynamics and chaos in bouncing tractor,” *Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery*, Vol.62, No.4, pp.63-70, 2000.
- 34) E. Kayacan, E. Kayacan, H. Ramon and W. Saeys, “Towards agrobots: Identification of the yaw dynamics and trajectory tracking of an autonomous tractor,” *Computers and Electronics in Agriculture*, Vol.115, pp.78-87, 2015.
- 35) M. Watanabe and K. Sakai, “Numerical analysis of steering instability in an agricultural tractor induced by bouncing and sliding,” *biosystems engineering*, Vol.192, pp.108-116, 2020.
- 36) J. H. Son, Y. S. Kim and Y. S. Ha, “Analysis of Rollover Angle According to Arrangement of Main Parts of Electric Tractor Using Dynamic Simulation,” *Journal of the Korea Society for Simulation*, Vol.32, No.4, pp.77-84, 2023.