

動力耕耘機—트레일러 시스템의 運動 및 轉倒 시뮬레이션⁺

Simulation of Motion and Overturns for Power Tiller-Trailer System

朴 金 柱*, 朴 又 龍*
K. J. Park, U. L. Park

Summary

Computer simulation was carried out to predict the motion and overturns of power tiller-trailer system this system when traveling over an obstacle on inclined planes.

To estimate the effects of design factors (mass center of main body and wheel base), ground factors (ground inclination and height of obstacle), and operation factors (traveling velocity) on the sideways overturn, the motion of power tiller-trailer system was simulated as the factors were varied with five different levels.

1. 서 론

동력경운기는 1990년말 현재 75만 여대가 보급되어 있으며⁵⁾ 경운, 정지 및 운반 등의 중요한 농작업에 이용되고 있다. 또한 동력경운기는 농촌에 다른 대체 운반 수단이 없는 상태에서 농산물의 운반은 물론 경우에 따라서는 인원 수송을 담당하고 있다.

그러나 동력경운기는 그 구조적 특성, 열악한 도로 조건 및 운전자의 부주의로 인하여 빈번한 전도사고를 유발하고 있다. 특히 동력경운기가 트레일러를 연결한 상태에서 경사지를 주행할 때 그 위험은 더욱 커진다. 따라서 동력경운기의 설계 조건, 주행 도로의 조건 및 운전 조건 등이

동력경운기의 운동 특성과 전도에 미치는 영향을 분석하여 사전에 그 위험성을 제거하는 것은 매우 절실한 과제가 되고 있다.

운동하는 차량의 역학적 특성과 전도 특성을 구명하는 방법은 실제의 차량을 시험하는 직접적 방법과 운동 시뮬레이션에 의하여 운동을 예측하는 간접적 방법이 있다. 운동시뮬레이션에 의한 간접적 예측 방법은 다양한 조건에 대한 결과를 신속하고 안전하게 평가할 수 있다. 구미에서는 트랙터의 운동을 예측할 수 있는 운동 시뮬레이션 모델을 개발하고 이의 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 트랙터의 운동 분석 및 안정성 평가를 수행하였다.

국내에서도 동력경운기의 운동을 평가하기 위

+ 이 논문은 1990년도 문교부 지원 한국학술진흥재단의 지방대 육성

학술연구조성비에 의하여 연구되었음

* 순천대학교 농과대학 농업기계공학과

한 몇가지의 시뮬레이션 프로그램이 개발되었다. 김¹⁾은 동력경운기 운동을 시뮬레이션하기 위한 운동모델을 개발하였으며, 박^{2,3)}등은 동력경운기-트레일러 시스템의 시뮬레이션 모델(SIMPTS)을 개발하여 외형치수가 약 1/8 인 모형을 만들어 운동모델의 타당성을 입증하였다.

본 연구는 박 등이 개발한 동력경운기-트레일러 시스템의 시뮬레이션 모델(SIMPTS)을 이용하여 동력경운기가 트레일러를 연결하고 경사지에서 장애물을 통과하여 주행할 때 동력경운기의 설계 조건, 지형 조건 및 운전조건 변화가 횡전도에 미치는 영향을 분석하는데 그 목적이 있다.

2. 운동모델의 상수 결정

시뮬레이션 운동모델에 포함된 상수는 주요 부분의 치수, 질량, 질량 중심, 질량관성모멘트, 타이어의 스프링 상수, 타이어의 댐핑계수 등의 물리적 상수와 구름저항계수, 견인 계수, 측면력 계수와 같은 타이어와 주행노면이 상호 관련된 상수가 있다.

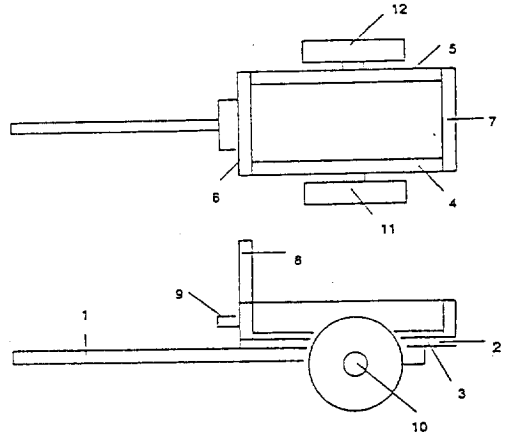
이들은 실험, 도면에 의한 계산 또는 문헌 자료를 이용하여 구하였다.

가. 치수, 질량, 질량 중심 및 질량 관성모멘트

동력경운기 본체의 각 부분사이의 치수, 질량, 질량중심 및 질량관성모멘트는 민⁴⁾ 등의 연구결과를 이용하였다. 민은 치수와 질량은 자와 저울을 이용하여 실측하였으며, 질량중심은 동력경운기를 여러 지점에서 체인으로 매달아 사진을 촬영하여 체인의 연장선의 교점을 찾아 구하였다. 질량관성모멘트 및 질량관성력은 동력경운기를 2개의 바(bar)에 매달아 요동운동을 시키고 운동 주기를 측정하여 계산하였다.

트레일러의 치수, 질량, 질량 중심 및 질량관성모멘트는 설계 도면에 의하여 산출하였다. 트레일러를 그림 1 과 같이 12 개 부분으로 분리하여 각 부분에 대한 질량, 질량중심, 질량관성

모멘트를 구한 다음 트레일러 전체에 대한 값을 계산하였다. 표 1은 동력경운기와 트레일러의 치수, 질량 및 질량 관성모멘트의 값을 나타낸 것이다.



- 1) main frame 2) support frame 3) base plate
- 4) left side plate 5) right side plate 6) front side plate
- 7) rear side plate 8) protect plate 9) seat
- 10) wheel shaft 11) left wheel 12) right wheel

Fig.1 Schematic diagram of trailer divided into 12 parts to calculate the mass moment of inertia.

나. 타이어의 스프링 상수 및 댐핑계수

타이어의 스프링 상수는 타이어에 반경 방향의 하중을 단계별로 증가시키면서 타이어의 변형량을 측정하였다. 타이어의 변형량은 그림 2 에서와 같이 하중이 증가됨에 따라 비선형으로 변화 하였다.

타이어의 댐핑계수는 동력경운기 타이어의 특성이 트랙터의 것과 크게 다르지 않을 것으로 가정하여 Raney⁷⁾ 등이 구한 트랙터 타이어의 댐핑계수값을 그대로 적용하였다.

Table 1. Physical properties of power-tiller and trailer system.

Description	Notation (unit)	Value
Mass of		
main body	K_B (kg)	300.5
trailer	M_T (kg)	295
power tiller wheel	M_W (kg)	15.8
Displacement		
from main body to left wheel	R_{LAB} (m)	(-0.127, -0.3425, 0.276)
from main body to right wheel	R_{RAB} (m)	(-0.127, 0.3425, 0.276)
from main body to hitch point	R_{HBB} (m)	(-0.685, 0.0, 0.09)
from main body to left handle	R_{LHB} (m)	(-1.53, -0.3175, -0.28)
from main body to right handle	R_{RHB} (m)	(-1.53, 0.3175, -0.28)
from hitch point to trailer	R_{THT} (m)	(-2.094, 0.0, -0.043)
from trailer to left trailer wheel	R_{LTT} (m)	(-0.34, -0.586, 0.164)
from trailer to right trailer wheel	R_{RTT} (m)	(-0.34, 0.586, 0.164)
Radius of		
power tiller tire	R_P (m)	0.3
trailer tire	R_T (m)	0.365
Mass moment of inertia of main body		
	I_{BB11} kg·m ²	41.565
	I_{BB22} kg·m ²	66.438
	I_{BB33} kg·m ²	46.33
	I_{BB13} kg·m ²	-85.038
	I_{BB31} kg·m ²	-85.038
Mass moment of inertia of trailer		
	I_{TT11} kg·m ²	42.5
	I_{TT22} kg·m ²	165.08
	I_{TT33} kg·m ²	186.19
	I_{TT13} kg·m ²	4.62
	I_{TT31} kg·m ²	4.62
Mass moment of inertia of wheel		
	$I_{LB11} = I_{RB11}$ kg·m ²	0.355
	$I_{LB22} = I_{RB22}$ kg·m ²	0.711
	$I_{LB33} = I_{RB33}$ kg·m ²	0.355

다. 타이어의 구름저항계수, 견인계수 및 측면력계수

타이어의 구름저항계수, 견인계수 및 측면력계수는 타이어의 특성과 타이어와 접촉하는 지표면의 조건에 따라 달라진다. 본 연구에서는 동력경운기 타이어의 구조가 트랙터 타이어의 구조와 크게 다르지 않으므로 트랙터 타이어에 관한 결과를 이용하였다. 또한 주행 지표면은 아스팔트 노면으로 가정하여 이들 값을 구하였다.

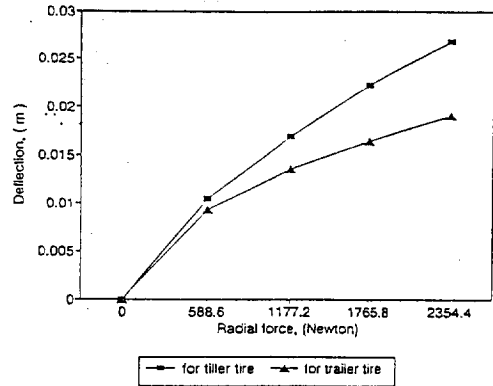


Fig.2 Relation between radial force and deflection of tire.

Table 2. Values of tire and tire - surface interface parameters.

1. Tire radial force - deflection	Radial force (N)	Deflection (m)
power tiller tire	0.0	0.0
	588.6	0.0104
	1177.2	0.0169
	1765.8	0.0222
	2354.4	0.0268
trailer tire	0.0	0.0
	588.6	0.0093
	1177.2	0.0135
	1765.8	0.0164
	2354.4	0.019
2. Tire damping coefficient (N · s/m)		
power tiller tire	730	
trailer tire	730	
3. Rolling resistance coefficient		
($C_r = a + b \cdot \text{slip angle}$)	a	b
power tiller tire	0.015	0.0001
trailer tire	0.015	0.0001
4. Traction coefficient of		
power tiller tire	C_{max}	C_n
$C_t = C_{max} (1 - e^{-0.3 C_n \text{ Slip}})$	0.75	50
5. Slip angle - lateral force coefficient		
	Slip angle(deg)	Coefficient
	0.0	0.0
	4.0	0.2
	8.0	0.34
	2.0	0.42
	16.0	0.45

구름저항계수는 Rehkgler⁸⁾가 제시한 값을 이용하였으며, 전인계수(Ct)는 슬립율과 원추지수의 함수인 $C_t = C_{max} (1 - e^{-0.3 C_n Slip})$ 의 식으로 예측하였으며, 여기서 C_{max} 와 C_n 의 값은 Liljedhal⁶⁾가 제시한 값을 이용하였다. 슬립각의 변화에 따른 측면력계수는 Schwanghart⁹⁾의 연구 결과를 이용하였다.

3. 운동 시뮬레이션

동력경운기-트레일러 시스템이 경사진 아스팔트 노면에서 좌측 바퀴가 경사지 위쪽의 장애물을 통과할 때를 대상으로 시뮬레이션하였다. 장애물은 동력경운기의 측면에서 보았을 때 그 사다리꼴 형상의 것으로 가정하였다.

그림 3 은 동력경운기-트레일러 시스템이 주행할 때 운동 방향의 좌표, 장애물의 위치, 장애물 단면의 형상 및 지표면의 경사각을 나타낸 것이다.

시뮬레이션은 동력경운기 본체의 설계 조건(질량 중심의 위치, 차륜간의 거리), 주행 도로의 조건(지표면의 좌우 경사도, 장애물의 높이) 및 운전 조건(주행 속도)을 5 수준으로 변화시키면서 수행하였다. 각 조건간의 간섭 효과를 배제하기 위하여 하나의 조건변화에 대한 시뮬레이션을 수행할 때는 다른 조건은 일정한 값을 갖도록 하였다. 표 3은 시뮬레이션 수행 조건을 나타낸 것이다.

시뮬레이션 결과는 동력경운기 본체의 3방향 병진 속도와 절대 변위, 동력경운기 본체의 3방향 각속도와 절대 각변위, 그리고 동력경운기 본체에 대한 트레일러의 2방향 각속도 및 각변위를 포함하여 모두 16 개의 변수에 대한 시간별 예측치를 출력하였다.

4. 결과 및 고찰

동력경운기-트레일러 시스템의 운동을 시뮬레이션한 결과 중 전도와 관련된 예측치는 전후 방향에 대한 좌우 회전각(roll angle)이다. 동력경운기가 측면 경사지를 통과하는 동안 좌우 회전각이 동력경운기 본체의 정지 횡전도각을 초과할 경우에는 전도가 일어나게 된다. 본 연구에서는 동력경운기-트레일러 시스템이 주행하는 동안 발생하는 좌우 회전각을 이용하여 동력경운기의 설계 조건, 도로 조건 및 운전 조건이 전도에 미치는 영향을 분석하였다.

가. 본체의 질량 중심에 의한 영향

표 4는 동력경운기 본체의 질량 중심의 위치를 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였을 때, 정지 횡전도각, 주행하는 동안 최대 좌우 회전각을 나타낸 것이다.

표 4에서와 같이 질량 중심의 높이가 높아질수록 정지 횡전도각은 작아지고, 최대 좌우 회전각은 커지므로 전도의 가능성은 높아진다고 할

Table 3. Conditions factor for simulation of power tiller - trailer motions

Mass center in B ₃ direction (m)*	Width of wheel base (m)	Inclination of ground (deg)	Height of obstacle (m)	Travel velocity (m/s)
0.216	0.665	0	0.05	1.4
0.236	0.685**	5	0.06	1.9
0.256	0.705	10	0.07	2.4
0.276**	0.725	15**	0.08**	2.9**
0.296	0.745	16	0.09	3.0

*) Distance from ground surface

***) Constant while other one parameters vary for simulation

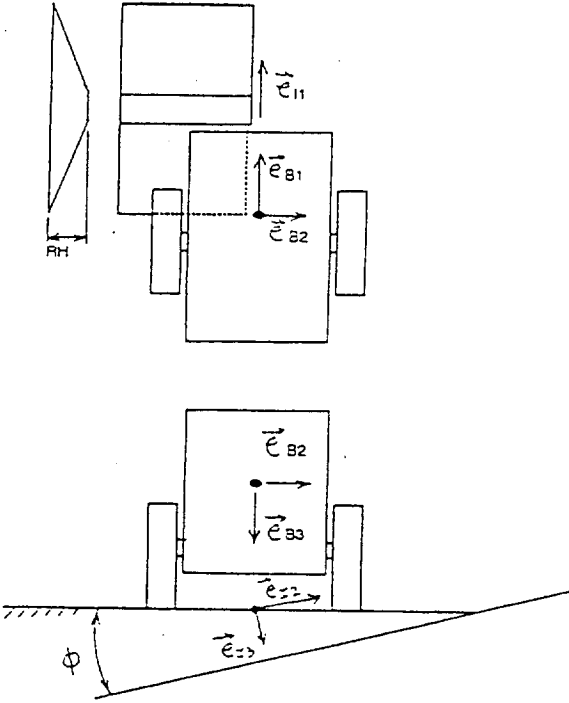


Fig.3 Definition of coordinate system and ground plane for power tiller motion simulation.

수 있다. 중심의 높이가 0.276m 일 때에는 정지 횡전도각이 30.74°, 최대 좌우 회전각이 28.53°로서 전도되지 않고 주행하였지만 중심의 높이를 0.296m 로 하였을 때에는 정지 횡전도각이 29.88°로 작아지는 반면 좌우 회전각은 이 값을 초과하면서 전도하였다.

그림 4는 중심의 높이가 0.276m 인 경우 경운기 본체 重心의 X, Y, Z 축 방향의 위치와 좌우

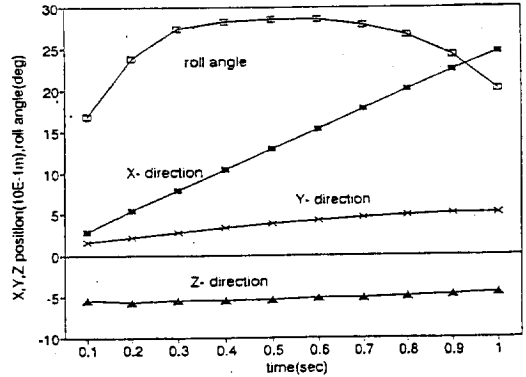


Fig.4 Position of mass center in X, Y, Z direction and roll angles when mass center height is 0.276m.

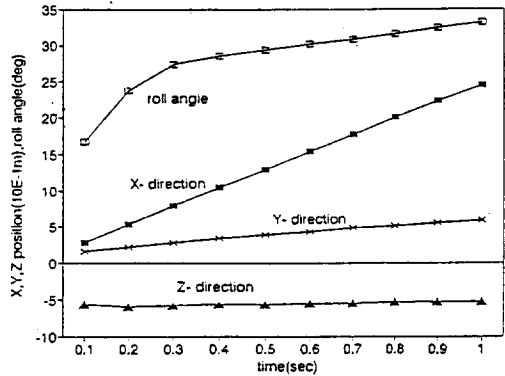


Fig.5 Positions of mass center in X, Y, Z direction and roll angles when mass center height is 0.296m.

Table 4. Predicted Roll angles by changes in ground height of mass center.

Height of mass center (m)	Wheel base (m)	Ground inclination (deg)	Height of Obstacle (m)	Traveling velocity (m/s)	Static tipping angle(deg)	Maximum roll angle (deg)
0.216	0.685	15	0.08	2.9	33.57	27.47
0.236	0.685	15	0.08	2.9	32.58	27.64
0.256	0.685	15	0.08	2.9	31.63	27.9
0.276	0.685	15	0.08	2.9	30.74	28.53
0.296	0.685	15	0.08	2.9	29.88	over turn

회전각을 나타낸 것이며, 그림 5는 중심의 높이가 0.296m 인 경우이다.

그림 4와 5에서 중심의 높이가 0.276m 인 경우에는, 동력경운기가 장애물을 통과한 다음, 좌우회전각이 노면의 경사각으로 회복되어 전도되지 않고 주행하였으나 중심의 높이가 0.296m 인 경우에는 좌우회전각이 주행을 시작한후 0.57초만에 정지 횡전도각을 초과하고 계속 증가하여 전도하였다.

나. 차륜간의 거리에 의한 영향

표 5는 동력경운기 본체의 차륜간 거리에 따라, 정지 횡전도각, 최대 좌우회전각의 변화를 나타낸 것이다. 차륜간 거리가 좁아질수록 정지 횡전도각은 감소하고, 최대 좌우회전각은 증가한다. 차륜간 거리가 0.665m 인 경우, 정지 횡전도각은 30° 이고 좌우회전각은 정지 횡전도각을 초과하여 전도가 되었다.

Table 5. Predicted Roll angles by changes in wheel base of power tiller

Height of mass center (m)	Wheel base (m)	Ground inclination (deg)	Height of Obstacle (m)	Traveling velocity (m/s)	Static tipping angle(deg)	Maximum roll angle (deg)
0.276	0.665	15	0.08	2.9	30.0	over turn
0.276	0.685	15	0.08	2.9	30.74	28.53
0.276	0.705	15	0.08	2.9	31.47	26.99
0.276	0.725	15	0.08	2.9	32.18	26.05
0.276	0.745	15	0.08	2.9	32.89	25.27

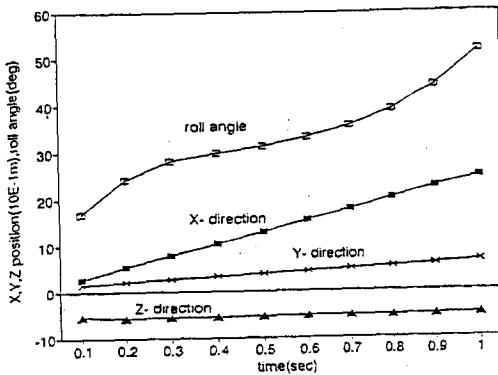


Fig.6 Position of mass center in X, Y, Z direction and roll angles when wheel base is 0.665m.

그림 6은 차륜간 거리가 0.665m인 경우 경운기 본체 중심의 X, Y, Z 축 방향의 위치와 좌우회전각을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 전도가 시작되는 0.43초 후부터 좌우회전각이 정지 횡전도각을 초과하여 전도가 발생하는 것으로 판단 된다.

다. 주행 면의 경사도에 의한 영향

표 6은 주행 면의 경사도를 변화시키면서 시뮬레이션하였을 때 얻어지는 결과를 나타낸 것이다. 동력경운기의 설계 변수의 값을 변화시키지 않았으므로 정지 횡전도각은 일정하며, 경사도가 증가함에 따라 최대 좌우회전각이 증가하여 16°의 경사도에서 전도가 일어나는 것으로 나타났다.

그림 7은 경사도가 16°인 경우의 경운기 본체 중심의 X, Y, Z 변위와 좌우회전각을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 주행 시작 0.34초 후부터 좌우회전각이 정지 횡전도각을 초과하여 전도되는 것으로 나타났다.

라. 장애물 높이에 의한 영향

표 7은 장애물 높이를 변화시키면서 시뮬레이션하였을 때의 얻어지는 결과를 나타낸 것이다. 정지 횡전도각은 일정하며, 장애물의 높이가 증가함에 따라 최대 좌우회전각이 증가하여 0.09

Table 6. Roll angle as the inclination of ground plane varies

Height of mass center (m)	Wheel base (m)	Ground inclination (deg)	Height of Obstacle (m)	Traveling velocity (m/s)	Static tipping angle(deg)	Maximum roll angle (deg)
0.276	0.685	0	0.08	2.9	30.74	10.87
0.276	0.685	5	0.08	2.9	30.74	16.21
0.276	0.685	10	0.08	2.9	30.74	21.81
0.276	0.685	15	0.08	2.9	30.74	28.53
0.276	0.685	16	0.08	2.9	30.74	over turn

Table 7. Roll angle as the height of obstacle varies

Height of mass center (m)	Wheel base (m)	Ground inclination (deg)	Height of Obstacle (m)	Traveling velocity (m/s)	Static tipping angle(deg)	Maximum roll angle (deg)
0.276	0.685	15	0.05	2.9	30.74	22.42
0.276	0.685	15	0.06	2.9	30.74	23.6
0.276	0.685	15	0.07	2.9	30.74	25.49
0.276	0.685	15	0.08	2.9	30.74	28.53
0.276	0.585	15	0.09	2.9	30.74	over turn

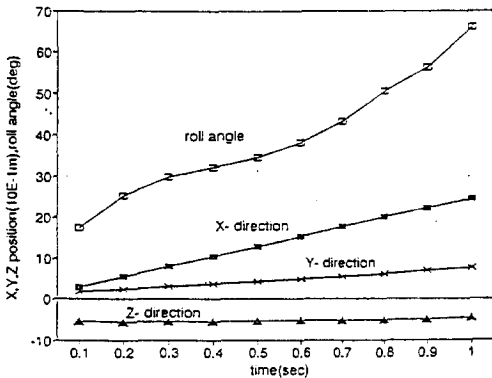


Fig.7 Trajectories of mass center in X, Y, Z direction and roll angle in relation to time for the 16 deg. of ground inclination.

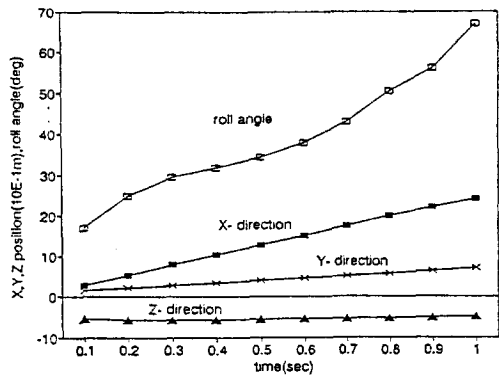


Fig.8 Trajectories of mass center X, Y, Z direction and roll angle in relation to time for the 0.09m of obstacle height.

m의 높이에서 전도가 일어나는 것으로 나타났다.

그림 8은 장애물 높이가 0.09m인 경우에 경운기 본체 중심의 X, Y, Z 변위와 좌우회전각을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 주행 시작 0.36초 후부터 좌우회전각이 정지 횡전도각을 초과하여 전도되는 것으로 나타났다.

다. 주행속도에 의한 영향

표 8은 주행속도를 변화시키면서 시뮬레이션 하였을 때 얻어지는 결과를 나타내주고 있다. 주행속도가 증가함에 따라 최대 좌우회전각이 증가하여 3.0m/s의 속도에서 전도가 일어나는 것으로 나타났다.

Table 8. Roll angles as the travelling velocity of power tiller varies

Height of mass center (m)	Wheel base (m)	Ground inclination (deg)	Height of Obstacle (m)	Traveling velocity (m/s)	Static tipping angle(deg)	Maximum roll angle (deg)
0.276	0.685	15	0.08	1.4	30.74	23.95
0.276	0.685	15	0.08	1.9	30.74	24.08
0.276	0.685	15	0.08	2.4	30.74	25.04
0.276	0.685	15	0.08	2.9	30.74	28.53
0.276	0.685	15	0.08	3.0	30.74	over turn

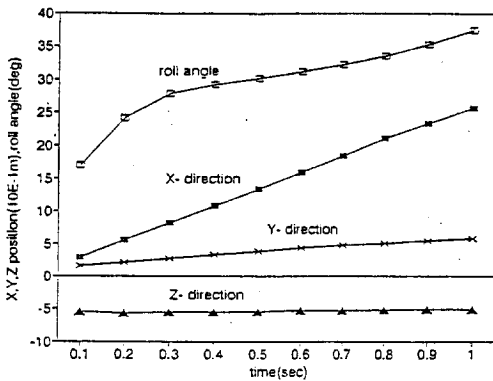


Fig.9 Trajectories of mass center in X, Y, Z direction and roll angle in relation to time for the 3.0m/s of traveling velocity.

그림 9는 주행속도가 3.0 m/s인 경우에 경운 기본체 중심의 X, Y, Z 축 방향의 변위와 좌우회전각의 값을 나타내주고 있다. 그림에서와 같이 주행시작 0.57 초 후부터 좌우회전각이 정지 횡전도각을 초과하면서 계속 증가하여 전도되는 것으로 나타났다.

5. 결 론

이미 개발된 동력경운기-트레일러 시스템의 운동 시뮬레이션 모델을 이용하여 동력경운기가 트레일러를 연결하고 경사지에서 장애물을 통과 할 때의 운동을 동력경운기의 설계 조건, 주행 도로의 조건 및 운전 조건을 다양하게 변화시키 면서 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

동력경운기 본체의 질량 중심, 차륜간의 거리, 주행 도로의 경사도, 장애물의 높이 및 주행 속도를 임의의 5수준으로 변화시켜 이들 변수들이 동력경운기의 횡전도에 미치는 영향을 분석한 결과는 다음과 같다.

1) 시뮬레이션의 비교 기준으로서 채택한 동력경운기의 설계 변수는 실제 동력경운기의 치수로서 질량 중심 0.276m, 차륜간의 거리 0.685 m로 하고, 주행 도로는 경사도를 15°, 장애물 높이를 0.08m로 하고, 주행 속도는 변속 단수 6 단의 속도인 2.9m/s로 하여 시뮬레이션을 수행한 결과 전도되지 않고 주행하였다.

2) 동력경운기의 질량 중심의 위치가 높을수록, 차륜간의 거리가 좁을수록 정지 횡전도각은 감소하고, 좌우 회전각은 증가하는 것으로 나타났다. 중심 위치를 0.296m로 증가시켰을 때, 차륜간의 거리를 0.665m로 감소시켰을 때 좌우 회전각이 정지 횡전도각을 초과하여 전도가 발생하는 것으로 나타났다.

3) 경사도가 클수록, 장애물의 높이가 높을수록, 주행 속도가 빠를수록 좌우 회전각이 증가하여 경사도는 16°에서, 장애물 높이는 0.09m에서, 주행속도는 3.0m/s 에서 전도가 발생하는 것으로 나타났다.

參 考 文 獻

1. 김경욱. 1987. 동력경운기의 운동 시뮬레이션을 위한 모델 개발. 한국농업기계학회지 12 (2) : 1-5

2. 박금주, 류관희, 정창주. 1987. 동력경운기의 안정성 향상을 위한 주행 및 선회에 관한 연구 (II) - 동력경운기 트레일러 시스템의 운동모델 개발 -. 한국농업기계학회지 12(3) : 17-29
3. 박금주, 류관희, 정창주, 김경욱, 유수남. 1988. 동력경운기의 안정성 향상을 위한 주행 및 선회에 관한 연구(III) - 운동 모델 검증 -. 한국농업기계학회지 13(2) : 1-8
4. 민경태. 1986. 동력경운기의 운동 시뮬레이션 모델. 서울대학교 대학원 석사학위 논문
5. 한국농업기계학회. 1991. 농업기계연감
6. Liljedhal, J. B., W. M. Carleton, P. K. Turnquist and D. W. Smith. 1979. Tractor and their power units. John Wiley & Sons, Inc.
7. Raney, J. P., J. B. Liljedhal and R. Cohen. 1961. The dynamic behavior of farm tractors. Transactions of the ASAE 4(4) : 215-218, 221
8. Rehkugler, G. E., V. Kumar and D. C. Davis. 1976. Simulation of Tractor Accidents and Overturns. Transactions of the ASAE : 602-609, 613
9. Schwanghart, H. 1968. Lateral forces on steered tires in loose soil. Journal of Terramechanics 5(1) : 9-29