

農用트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 시뮬레이션⁺

Simulation of Sideways Overturning of Agricultural Tractor-Trailer Systems

鄭勝榮*, 金景旭*
S. Y. Jung, K. U. Kim

Summary

A mathematical model was developed to simulate sideways overturning of agricultural tractor-trailer systems. Sideways overturn of a tractor-trailer system was described by oscillatory motions of the tractor with respect to the first and second tipping axes, and of the trailer with respect to the drawbar hitch point when either the tractor or trailer rides over an obstacle on slopes. By a computer simulation, critical slope angles of the ground on which the tractor-trailer system is likely to sideways overturn were evaluated under the given operational conditions.

Validity of the proposed mathematical model was proved by comparing the results of computer simulation and experiment with a model tractor-trailer system. A close agreement was observed between the two results.

1. 緒論

1989년말 現在, 우리나라의 트랙터 普及 臺數는 약 2萬5千여대에 이르고 있으며, 1980년대의 年平均 增加率은 약 32%로서 그 보급이 급격히 증가하고 있다¹⁾ (農業機械年鑑, 1989). 트랙터 사용이 증가함에 따라 트랙터 事故도 증가하고 있다. 트랙터 事故는 다른 農業 機械의 事故에 비하여 人的 및 物的 피해가 크다. 트랙터 事故에서 가장 치명적인 것은 轉倒 事故이다. 우리나라의 경우, 轉倒 事故는 전체 事故의 약 27%로서 發生 頻度가 가장 높은 것으로 조사되었다²⁾ (朴, 1989). 트랙터 轉倒 事故에는 트랙터만의 轉倒 事故와 트레일러 등 作業機를 부착하였을 때의 轉倒 事故가 있다.

朴(1989)의 조사결과에 의하면 轉倒 事故의 약 50%는 운반 및 이동 作業中에 발생하고, 운반 및 이

동 作業中에 발생한 事故의 약 42.3%는 트레일러와 관련된 事故인 것으로 밝혀지고 있다. 적절한 運搬 手段이 없는 농촌에서 트레일러를 이용한 運搬 作業은 계속 증가할 것으로 예상되며 트레일러를 부착한 트랙터 事故도, 따라서 증가할 것으로 전망된다. 잠재적으로 轉倒 事故의 위험성이 높은 트랙터-트레일러 시스템에 대한 安定性 문제는 밭 作物 및 경사지 기계화가 추진될 90年代에는 보다 중요한 연구 과제로서 대두될 것이며 또 많은 연구가 필요하다. 본 연구는 트랙터-트레일러 시스템에 대한 安定性 연구로서, 구체적인 目的은 첫째, 경사지를 주행하는 트랙터 혹은 트레일러 차륜이 障礙物을 통과할 때, 障礙物의 형태, 障礙物과의 충돌위치, 트랙터-트레일러 시스템의 走行 速度, 走行 方向 및 地面 傾斜度에 따라 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒를 예측할 수 있는 運動 方程式을 유도하고,

+ 이 연구는 1989년도 韓國科學財團 研究費 支援에 의한 결과의 일부임. (과제번호 : 891-1501-069-2)

* 서울大學校 農科大學 農工學科

둘째, 이를 이용하여 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動을 시뮬레이션할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하는 데 있다.

2. 研究史

트랙터의 橫轉倒는 그동안 많은 연구의 대상이 되어 왔으나, 트랙터-트레일러 시스템에 대한 橫轉倒 研究는 극히 부진하였다. 日本의 松山龍男 等(1970)⁽⁵⁾은 트랙터의 橫轉倒를 靜止 橫轉倒와 動 橫轉倒로 구분하여, 정지 상태에서 트랙터가 橫轉倒될 때의 地面 傾斜角을 靜止 橫轉倒角이라 하고, 주행할 때 차륜이 正弦波型 장애물을 통과하여 橫轉倒되는 지면 경사각을 動 橫轉倒角이라 하였다. 土屋功位 等(1973)⁽⁶⁾은 橫轉倒를 2차원 운동으로 가정하여 경사 아래쪽의 트랙터 前後輪의 接地點을 연결한 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 回轉運動 方程式을 유도하고, 사다리꼴 장애물을 이용한 충돌실험을 통하여 動 橫轉倒를 분석하였다. Smith 等(1974)⁽¹⁰⁾은 트랙터의 橫轉倒 運動을 경사 아래쪽에 있는 트랙터 후륜의 접지점과 앞차축의 힌지점을 연결한 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動과 경사 아래쪽의 前後輪의 접지점을 연결한 2次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動으로 구분하였다. 또 트랙터의 구조적 특성, 지면 경사도, 장애물의 높이 등의 변수로써 트랙터의 限界 橫轉倒角을 표시하고 이를 安定性 평가의 기준으로 삼았다. 최근, 玄(1989)⁽⁴⁾은 경사지에서 경사 위쪽의 트랙터 후륜이 障礙物과 충돌할 때, 트랙터 앞차축을 제외한 트랙터 본체의 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動 方程式과, 1次 橫轉倒角이 앞차축의 最大 回轉角에 도달 하였을 때 앞차축을 포함한 트랙터 전체의 2次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動 方程式을 유도하고, 이를 이용한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

대한 回轉運動 및 트레일러의 橫轉倒軸에 대한 橫轉倒 運動으로 구분하였다. 일반적으로, 경사지에서 트랙터-트레일러 시스템이 轉倒하기 쉬운 상태는 경사 위쪽의 트랙터 後輪이 障礙物을 통과하는 경우 혹은 경사 위쪽의 트레일러 車輪이 障礙物을 통과하는 경우이다.

본 研究에서는 경사 위쪽의 트랙터 後輪 혹은 트레일러 車輪이 障礙物을 통과할 때 일어날 수 있는 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動에 대하여 분석하였다. 橫轉倒 運動분석에 있어서 트랙터-트레일러 시스템의 走行 速度는 일정하다고 假定하였으며, 角運動量 保存의 法則을 적용하여 각 轉倒軸에 대한 運動 方程式의 초기조건을 결정하였다.

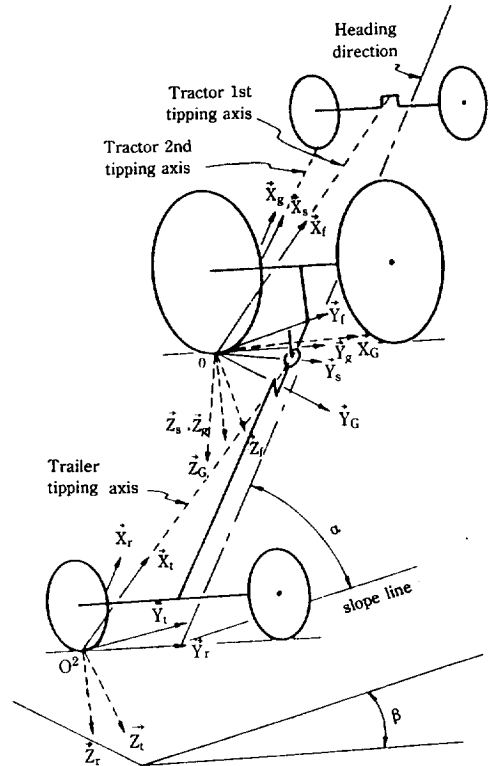


Fig. 1. Tipping axes and reference coordinate systems

3. 橫轉倒 運動 모델의 開發

가. 基本 概念 및 假定

트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒는 트랙터의 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動과 2次 橫轉倒軸에

다음은 황전도 운동 모델을 설정하는 데 사용된 주요한 假定이다. :

- 1) 트랙터는 廣幅 앞차축형(wide front-end)이다.
- 2) 트랙터와 트레일러는 後車輪에 수직이고 무게

중심을 수직 평면에 대하여 左右對稱이다.

- 3) 트랙터와 트레일러의 드로우바 히치점은 트랙터의 대칭선 상에 위치한다.
- 4) 地面은 平坦하고 變形이 없다.
- 5) 障礙物은 사다리꼴이며 變形이 없다.
- 6) 바퀴와 地面은 點接觸을 한다.

橫轉倒 運動 方程式은 유도하기 위하여 Fig. 1에서와 같이 6개의 기준 좌표계를 설정하였으며 좌표계 사이의 좌표 변환은 $\{A\} = T_{AB}\{B\}$ 로 표시하였다. 이 때 T_{AB} 는 좌표계 $X_B - Y_B - Z_B$ 의 벡터 $\{B\}$ 를 좌표계 $X_A - Y_A - Z_A$ 에 대한 벡터 $\{A\}$ 로 변환하는 좌표 변환 행렬이다.

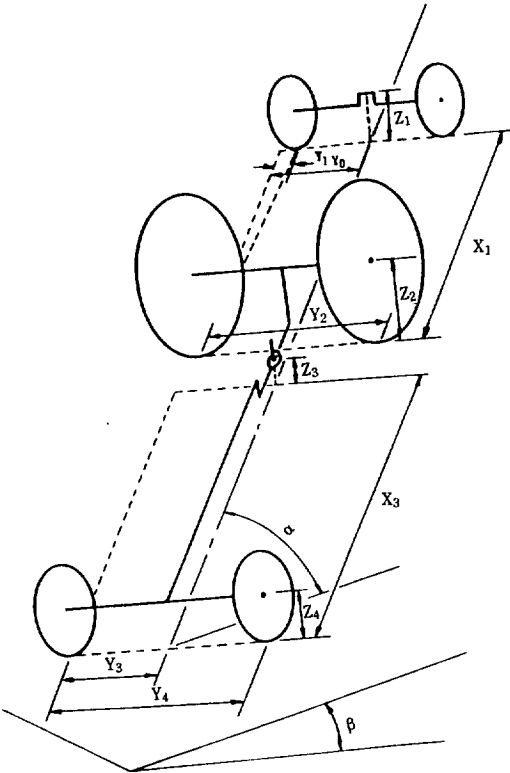


Fig. 2. A major parameters in tractor-trailer system.

橫轉倒 運動 方程式을 유도하는 데 사용된 주요한 부호의 설명과 좌표 변환 행렬식은 Fig. 2와 Appendix에 수록하였다. 모든 운동 방정식은 오른쪽 차륜이 경사 윗쪽에 위치한 경우를 기준으로 하

여 유도하였으며, 왼쪽 차륜이 경사 윗쪽에 위치하는 경우에는 주행 방향각 $\alpha=0$ 을 지나는 수직평면에 대하여 대칭인 것으로 하였다.

나. 橫轉倒 運動 方程式

- 1) 傾斜 윗쪽의 트랙터 後輪이 障礙物을 통과하는 경우

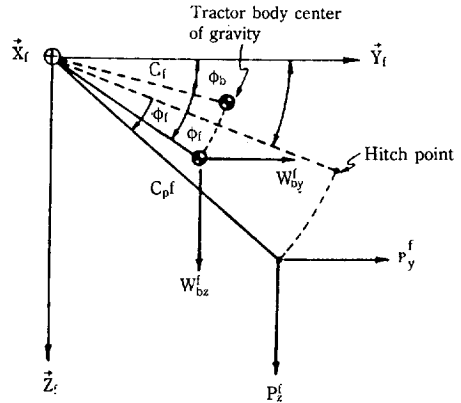


Fig. 3. Rotational motion of tractor-trailer system with respect to the first tipping axis

경사 윗쪽의 트랙터 後輪이 障礙物을 통과할 때 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動은 트랙터의 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動과 트랙터의 2次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動으로 나타낼 수 있다. 경사 윗쪽의 트랙터 後輪이 障礙物의 최대 높이에서 地面과 분리하여, 트랙터가 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動을 시작하면, 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動 方程式은 Fig. 3에서와 같이

$$I_{xx} d^2\phi_t/dt^2 = -W_{by} C_t \sin(\phi_b + \phi_t) + W_{bz} C_t \cos(\phi_b + \phi_t) - P_y^f C_{pt} \sin(\phi_{pt} + \phi_t) + P_z^f C_{pt} \cos(\phi_{pt} + \phi_t) \quad (1)$$

로 표현된다. 여기에서 W_{by} 와 W_{bz} 는 \vec{W}_b 의 Y_t 와 Z_t 축 성분이며 P_y^f 와 P_z^f 는 각각 트레일러에 의하여 트랙터 히치점에 작용하는 힘의 \vec{P} 의 Y_t 와 Z_t 축 성분이다. 回轉運動 方程式 (1)의 초기 조건은 障礙物을 통

과하기 직전 후륜 접지점의 위치와 障礙物의 최대 높이에서 地面과 분리될 때 후륜 接地點의 위치로부터 다음과 같이 구할 수 있다. $X_1-Y_1-Z_1$ 에서 후륜이 障礙物을 통과하기 前, 후륜 접지점의 위치벡터 \vec{O}_b^f 와 障礙物의 최대 높이에서 地面과 분리되기 직전, 접지점의 위치벡터 \vec{O}_a^f 는 각각

$$\vec{O}_b^f = \begin{Bmatrix} O_{bx}^f \\ O_{by}^f \\ O_{bz}^f \end{Bmatrix} = T_{fg} \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_2 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y_1 Y_2 / A \\ E Y_2 G \\ -X_1 Y_2 Z_2 / A G \end{Bmatrix}$$

$$\vec{O}_a^f = \begin{Bmatrix} O_{ax}^f \\ O_{ay}^f \\ O_{az}^f \end{Bmatrix} = T_{fg} \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_2 \\ -H_0 \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} (Y_1 Y_2 - z_1 H_0) / A \\ (E Y_2 - F H_0) / G \\ -(X_1 Y_2 Z_2 + X_1 Y_2 H_0) / A G \end{Bmatrix}$$

이고, 後輪의 接觸點에서 1次 橫轉倒軸 까지의 最단거리 P_0 는

$$P_0 = \sqrt{(O_{by}^f)^2 + (O_{bz}^f)^2} = \sqrt{(E Y_2 G)^2 + (-X_1 Y_2 Z_2 / A G)^2}$$

가 된다. 後輪이 障礙物을 통과하기 前 P_0 가 Y_1 軸과 이루는 角 θ_1 과 障礙物의 최대 높이에서 地面과 분리되기 직전 P_0 가 Y_1 軸과 이루는 角 θ_2 는 각각 다음과 같다.

$$\theta_1 = \tan^{-1}(O_{bz}^f / O_{by}^f) = \tan^{-1}(-X_1 Z_2 / E A)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1}(O_{ax}^f / O_{ay}^f) = \tan^{-1}(-X_1 Y_2 Z_2 + Y_1 Y_2 H_0) / (E Y_2 - F H_0) A$$

따라서, 초기 조건은 다음과 같이 결정된다.

$$\phi_f(0) = \theta_2 - \theta_1$$

$$d\phi_f(0)/dt = (1/P_0) d(O_{az}^f - O_{bz}^f) / dt = -X_1 Y_2 H_0 V / (A G P_0 X_0)$$

1次 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 回轉角이 앞차축의 最大 回轉角에 이르면 트랙터-트레일러 시스템은 2次 橫轉倒軸을 중심으로 回轉運動을 한다. Fig. 4에서 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시

스템의 回轉運動 方程式은 다음과 같이 표현된다.

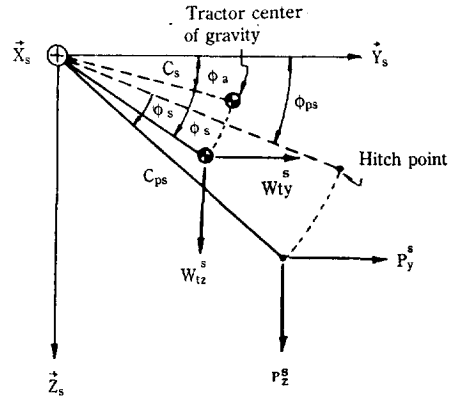


Fig. 4. Rotational motion of tractor-trailer system with respect to the second tipping axis

$$I_{xx}^s d^2\phi_s / dt^2 = -W_{ty}^s C_s \sin(\phi_a + \phi_s) + W_{tz}^s C_s \cos(\phi_a + \phi_s) - P_y^s C_{ps} \sin(\phi_{ps} + \phi_s) + P_z^s C_{ps} \cos(\phi_{ps} + \phi_s) \quad (6)$$

여기에서 W_{ty}^s 와 W_{tz}^s 는 각각 \vec{W}_t 의 Y_s 와 Z_s 軸 成分이며 P_y^s 와 P_z^s 는 트레일러에 의하여 트랙터 히치점에 작용하는 힘 \vec{P} 의 Y_s 와 Z_s 軸 成分이다.

運動 方程式(6)에 대한 초기 조건 $\phi_s(0)$ 와 $d\phi_s(0)/dt$ 는 다음과 같이 결정하였다.

$$\phi_s(0) = 0 \quad (7)$$

로 가정하고, $d\phi_s(0)/dt$ 는 1次 橫轉倒軸과 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 角運動量이 같다는 角運動量 保存의 法則을 적용하여 구하였다. 즉,

$$\frac{d\phi_s(0)}{dt} = \frac{I_{xx}^f}{I_{xx}^s} \frac{(X_1 + Y_0 Y_1) Y_1}{A H} \frac{d\phi_f}{dt} \Big|_{\phi_f = \phi_{fmax}} \quad (8)$$

가 된다. 여기에서 $d\phi_f/dt |_{\phi_f = \phi_{fmax}}$ 는 1차 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 각변위 ϕ_f 가 앞차축의 最大 回轉角 ϕ_{fmax} 와 같을 때 1次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 角速度이다.

2) 傾斜 윗쪽의 트레일러 車輪이 障礙物을 통과하는 경우

경사 윗쪽의 트레일러 車輪이 障礙物을 통과하는 경우, 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動은

트레일러의 橫轉倒 運動과 트랙터-트레일러 시스템의 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動 및 2次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動으로 나타낼 수 있다.

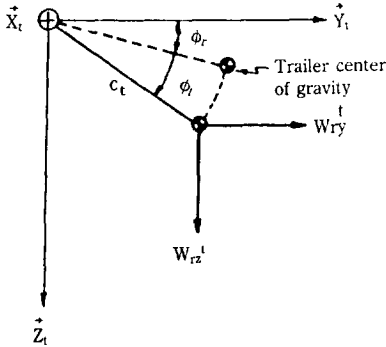


Fig. 5. Rotational notion of trailer with respect to trailer tipping axis

트레일러의 橫轉倒 運動은 경사 윗쪽의 트레일러 車輪이 障礙物의 최대 높이에서 地面과 분리할 때 트레일러의 橫轉倒軸, 즉 트레일러의 히치점과 경사 아래쪽 차륜의 接地點을 연결하는 軸에 대한 回轉運動으로 나타낼 수 있으며, 運動 方程式은 Fig. 5에서와 같이

$$I_{xx}^t d^2\phi_t/dt^2 = -W_{ry}^t C_t \sin(\phi_r + \phi_t) + W_{rz}^t C_t \cos(\phi_r + \phi_t) \quad (9)$$

로 표현된다. 여기에서 W_{ry}^t 와 W_{rz}^t 은 각각 \vec{W}_r 의 Y_t 와 Z_t 軸 成分이다.

(9) 式의 초기 조건은 (1)式의 초기 조건을 구하는 방법과 같은 방법으로 구하였다. 障礙物을 통과하기 直前 트레일러 車輪의 接地點 위치 벡터 \vec{B}_b^t 와, 障礙物의 최대 높이에서 接地點의 위치 벡터 \vec{B}_a^t 는

$$\begin{aligned} \vec{B}_b^t &= \begin{Bmatrix} B_{bx}^t \\ B_{by}^t \\ B_{bz}^t \end{Bmatrix} = T_{tr} \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_4 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y_3 Y_4 / P \\ SY_4 U \\ -X_3 Y_4 Z_4 / PU \end{Bmatrix} \\ \vec{B}_a^t &= \begin{Bmatrix} B_{ax}^t \\ B_{ay}^t \\ B_{az}^t \end{Bmatrix} = T_{tr} \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_4 \\ -H_0 \end{Bmatrix} \\ &= \begin{Bmatrix} (Y_3 Y_4 - ZH_0) / P \\ (SY_4 - TH_0) / U \\ -(X_3 Y_4 Z_4 + X_3 Y_4 H_0) / PU \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

이고, 接地點에서 트레일러의 橫轉倒軸 까지 最단 거리 C_0 는

$$C_0 = \sqrt{(B_{by}^t)^2 + (B_{bz}^t)^2} = \sqrt{(SY_4/U)^2 + (-X_3 Y_4 Z_4 / PU)^2}$$

가 된다. 또한 차륜이 장애물을 통과하기 前과 直前과 분리하기 直前 C_0 가 Y_t 軸과 이루는 角을 각각 δ_1, δ_2 라고 하면

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \tan^{-1}(B_{bz}^t / B_{by}^t) = \tan^{-1}(-X_3 Z_4 / SP) \\ \delta_2 &= \tan^{-1}(B_{bz}^t / B_{ay}^t) \\ &= \tan^{-1}(-(X_3 Y_4 Z_4 + X_3 Y_4 H_0) / (SY_4 - TH_0) P) \end{aligned} \quad (12)$$

이다. 따라서, 초기 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \phi_t(0) &= \delta_2 - \delta_1 \\ d\phi_t(0)/dt &= (1/C_0) d(B_{az}^t - B_{bz}^t) / dt \\ &= -X_3 Y_4 H_0 V / (PUC_0 X_0) \end{aligned} \quad (13)$$

트레일러의 橫轉倒角이 트레일러의 橫轉倒軸에 대한 最大 回轉角에 이르면 트랙터-트레일러 시스템은 트랙터의 1次 橫轉倒軸에 대한 回轉運動을 시작한다. 이 경우, 트레일러가 트랙터의 橫轉倒를 助長시키므로, Fig. 3에서 P_z^t 를 $-P_z^t$ 로 하여 1次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러의 回轉運動 方程式을 구하면

$$I_{xx}^t d^2\phi_t/dt^2 = -W_{by}^t C_t \sin(\phi_b + \phi_t) + W_{bz}^t C_t \cos(\phi_b + \phi_t) - P_z^t C_{pt} \sin(\phi_{pt} + \phi_t) - P_z^t C_{pt} \cos(\phi_{pt} + \phi_t) \quad (14)$$

가 된다. 여기에서 W_{by}^t 와 W_{bz}^t 는 \vec{W}_b 의 Y_t 와 Z_t 軸 成分이며, P_y^t 와 P_z^t 는 각각 트레일러에 의하여 트랙터 히치점에 작용하는 힘의 \vec{P} 의 Y_t 와 Z_t 軸 成分이다. (14)式의 초기 조건으로

$$\phi_t(0) = 0$$

이며, $d\phi_t(0)/dt$ 는 트레일러의 橫轉倒軸과 트랙터의 1次 橫轉倒軸에 대한 角運動量 保全의 法則을 적용하여 구하였다. 즉,

$$\begin{aligned} \frac{d\phi_t(0)}{dt} &= \frac{I_{xx}^t (X_1(X_3 \cos\theta - Y_3 \sin\theta) + Y_1(Y_3 \sin\theta + Y_3 \cos\theta) + Z_1 Z_3)}{I_{xx}^t AP} \left. \frac{d\phi_t}{dt} \right|_{\phi_t = \phi_{tmax}} \end{aligned} \quad (16)$$

가 된다. 여기서 $d\phi_i/dt \mid \phi_i = \phi_{i\max}$ 는 트레일러의 橫轉倒軸에 대한 回轉角 ϕ_i 가 최대 回轉角 $\phi_{i\max}$ 가 되었을 때 트레일러의 角速度이다.

1次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉角이 트랙터 앞차축의 最大 回轉角에 이르면 트랙터-트레일러 시스템은 트랙터의 2次 橫轉倒軸을 중심으로 回轉運動을 시작한다. Fig. 4에서 P_z^s 를 $-P_z^s$ 로 하여 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動 方程式을 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$I_{xx}^2 d^2\phi_s/dt^2 = -W_{iy}^s C_s \sin(\phi_a + \phi_s) + W_{iz}^s C_s \cos(\phi_a + \phi_s) - P_y^s C_{ps} \sin(\phi_{ps} + \phi_s) - P_z^s C_{ps} \cos(\phi_{ps} + \phi_s) \quad (17)$$

여기에서 W_{iy}^s 와 W_{iz}^s 는 각각 \vec{W}_i 의 Y_s 와 Z_s 軸 成分이며, P_y^s 와 P_z^s 는 트레일러에 의하여 트랙터 히치점에 작용하는 힘 \vec{P} 의 Y_s 와 Z_s 軸 成分이다. (17)式의 초기 조건은 (7)과 (8)式에서와 같다.

3) 橫轉倒 條件

트랙터의 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動에 의하여 트랙터 전체의 무게 중심이 X_s-Z_s 수직 평면을 통과하면 트랙터는 橫轉倒된다. 즉, 트랙터-트레일러 시스템의 2次 橫轉倒軸에 대한 角加速度的 방향이 橫轉倒가 일어나는 방향과 일치하면 트랙터-트레일러 시스템은 橫轉倒된다. 횡전도 방향은 트랙터-트레일러 시스템의 2차 횡전도축에 대한 (-)의 角加速度 方向이다. 따라서, 이러한 상태를 나타내는

$$d^2\phi_s/dt^2 \leq 0 \quad (18)$$

를 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 條件으로 설정하였다.

4. 運動 方程式의 解 및 컴퓨터 프로그래밍

非線型 2階 微分方程式인 1次 및 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動 方程式과 트레일러의 橫轉倒 運動 方程式, (1), (6), (9), (14) 및 (17)式의 解는 4次 Runge-Kutta 方法을 적

용하여 수치 해석으로 구하였다.

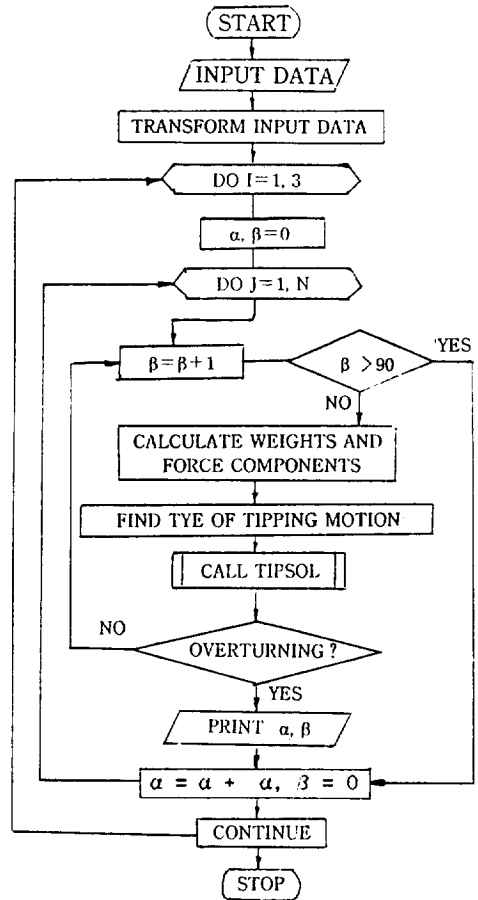


Fig. 6. Flow chart of main program SIMTTS

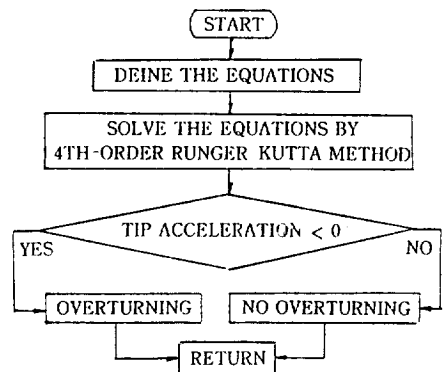


Fig. 7. Flow chart of subprogram TIPSOL

橫轉倒 運動 方程式을 이용하여 트랙터-트레일러 시스템의 限界 地面 傾斜角을 예측하고, 轉進도에 미치는 트랙터-트레일러 시스템의 設計 要因을 분석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 FORTRAN 言語를 사용하였으며, 主 프로그램 SIMTTS와 副 프로그램 TIPSOL로 구성하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 각각 主 프로그램 SIMTTS와 副 프로그램 TIPSOL의 흐름도이다.

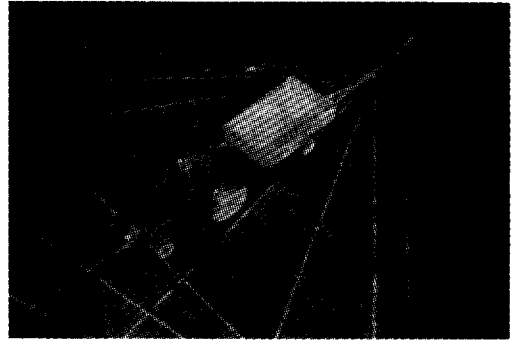


Fig. 8. View of sideways overturning experiment of tractor-trailer system

5. 運動 모델의 檢證

트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動 모델에 대한 유효성은, 모형 트랙터-트레일러 시스템을 이용한 橫轉倒 實驗에서 실측한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角과, 동일한 조건에서 시뮬레이션으로 예측한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角을 비교하는 방법으로 檢證하였다.

가. 實驗 裝置

1) 模型 트랙터-트레일러 시스템 製作

橫轉倒 運動 모델의 유효성을 檢證하기 위하여 Fig. 8에서와 같이 大同 T3910 트랙터의 약 1/8 크기로 模型 트랙터를, 大同 TR40 트레일러의 약 1/8 크기로 模型 트레일러를 製作하였다. 模型 트랙터는 直流 모터(RS-540S)에 의한 後輪 구동형으로 하였다. 模型 트랙터-트레일러 시스템의 主要 諸元은 Table 1에서와 같다.

Table 1. Specifications of the model tractor-trailer system

Parameters	Values	Parameters	Values
W_a	3.118N	(X_3, Y_3, Z_3)	(0.324, 0.103, -0.052) m
w_B	27.564N	Y_4	0.206 m
w_B	18.994N	Z_4	-0.045 m
I_{xx}^f	0.0594 kg · m ²	(F_1, F_2, F_3)	(0.243, 0.100, -0.0445) m
I_{xx}^s	0.1011 kg · m ²	(C_1, C_2, C_3)	(0.086, 0.099, -0.0935) m
I_{xx}^t	0.0754 kg · m ²	(H_1, H_2, H_3)	(-0.054, 0.097, -0.052) m
(X_1, Y_1, Z_1)	(0.243, 0.100, -0.0485) m	(S_1, S_2, S_3)	(0.028, 0.103, -0.102) m
Y_0	0.015 m	ϕ_{max}	10.0 degree
Y_2	0.196 m	ϕ_{max}	22.9 degree
Z_2	-0.079 m		

2) 傾斜 地面 및 障礙物

模型 트랙터-트레일러 시스템을 사용하여 橫轉倒 實驗을 수행한 地面은 2.4m×2.4m의 木板으로서 傾斜度를 임의로 조정할 수 있도록 製作하였으며, 模型 트랙터-트레일러 시스템이 미끄러지지 않

도록 表面을 샌드 페이퍼(K35)로 被服하였다.

障礙物은 길이와 높이로써 결정할 수 있는 사다리꼴로 製作하였으며, 경사 윗쪽의 트랙터 後輪 혹은 트레일러 車輪이 障礙物을 통과할 수 있도록 傾斜面에 부착하였다. 實驗에서는 높이 및 사면의 두

영 길이가 각각 1.5cm, 2.0cm와 2.0cm, 3.0cm인 두 종류의 障礙物을 사용하였다.

나. 橫轉倒 實驗

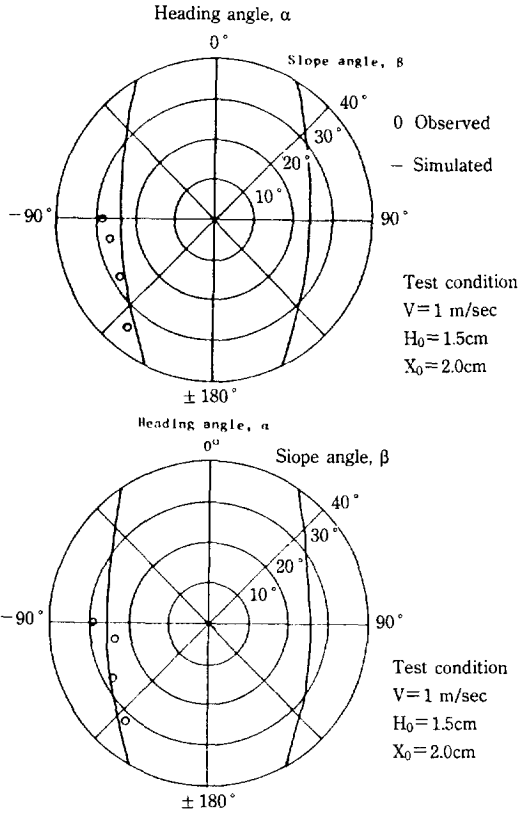


Fig. 9. Critical slope angle for tractor-trailer system when the up-hill side tractor rear wheel rides over an obstacle

走行 方向, 走行 速度, 障礙物의 길이와 높이 등에 따라서 模型 트랙터-트레일러 시스템이 橫轉倒되는 限界 地面 傾斜角을 측정하기 위하여 Fig. 8에서와 같이 橫轉倒 實驗을 실시하였다. 實驗에서는 障礙物, 走行 方向 및 走行 速度를 일정한 수준으로 유지하고 지면 경사각을 변화시키면서 횡전도가 일어나는 限界 地面 傾斜角을 측정하였다. 이러한 방법으로 주행속도가 1m/sec일 때 일정한 模型트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 限界 地面 傾斜角은 Fig. 9 및 Fig. 10에서와 같다. Fig. 9는 트랙터의 後輪이 障礙物을 통과하는 경우이고 Fig. 10은 트레일

러의 車輪이 障礙物을 통과하는 경우이다. Fig. 9와 Fig. 10에서 중심원은 地面의 傾斜角을 나타내며 放射 方向은 트랙터-트레일러 시스템의 走行 方向을 나타낸다.

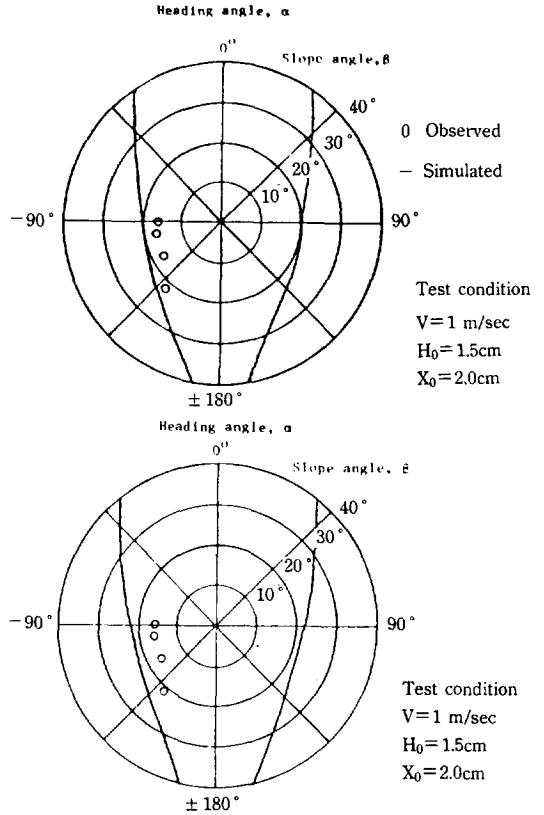


Fig. 10. Critical slope angle for tractor-trailer system when the up-hill side trailer wheel rides over an obstacle

다. 컴퓨터 시뮬레이션 豫測

컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 模型 트랙터-트레일러 시스템의 諸元, 走行 速度, 障礙物의 길이와 높이 등을 입력하고 走行 方向에 따라 시스템이 橫轉倒되는 限界 地面 傾斜角을 豫測하였다. 컴퓨터 시뮬레이션으로 豫測한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角은 橫轉倒 實驗에서 예측한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角과 함께 Fig. 10에 나타내었다. 橫轉倒 限界 地面 傾斜角을 연결한 限界 地面 傾斜線의 내부는 橫轉倒가 일어나지 않는 安全 領域이라고 할

수 있으며 외부는 橫轉倒가 일어나는 不安全 領域이라고 할 수 있다. 橫轉倒 限界 地面 傾斜線이 走行方向 0°와 ±180°를 연결한 선에 대하여 對稱인 것은 트랙터-트레일러 시스템을 左右 對稱으로 假定하였기 때문이다.

라. 운동모델의 有效性

Fig. 9와 Fig. 10에서 보는 바와 같이 橫轉倒 實驗에서 측정된 橫轉倒 限界 地面 傾斜角과 컴퓨터 시뮬레이션으로 豫測한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角은 약 ±2°~3°의 차이가 있으나 근사적으로 일치하였으며, 장애물, 走行 方向, 走行 速度의 변화가 限界 地面 傾斜角에 미치는 영향도 동일한 것으로 판단되었다. 따라서 本 研究에서 開發한 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動모델은 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 運動과 橫轉倒 限界 地面 傾斜角을 豫測할 수 있는 유효한 모델이라고 할 수 있다.

6. 要約 및 結論

트랙터-트레일러 시스템이 傾斜 地面을 走行할 때, 경사 윗쪽의 트랙터 後輪이 障礙物을 통과하거나 혹은 트레일러 車輪이 障礙物을 통과할 때 일어날 수 있는 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒 운동을 수학적으로 모형화하고, 이 모델을 이용하여 橫轉倒 運動 시뮬레이션 프로그램을 開發하였다. 橫轉倒 運動 모델은, 트랙터 後輪이 障礙物을 통과하는 경우, 1次 및 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動 方程式으로 표현하였으며, 트레일러 車輪이 障礙物을 통과하는 경우에는, 트레일러 橫轉倒軸에 대한 트레일러의 回轉運動 方程式 및 1, 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터-트레일러 시스템의 回轉運動 方程式으로 표현하였다.

橫轉倒 運動 모델을 이용한 橫轉倒 運動이 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램은 트랙터-트레일러 시스템의 走行 速度, 走行 方向, 障礙物의 높이와 기울기 등 운전 조건 뿐만 아니라, 트랙터와 트레일러의 무게 中心, 히치점의 位置 등 設計 條件에 따라서 트랙터-트레일러 시스템의 限界 地面 傾斜角을 豫測할 수 있도록 設計하였다.

橫轉倒 運動 모델의 有效性을 檢證하기 위하여 일정한 條件에서 模型 트랙터-트레일러 시스템을 이용한 橫轉倒 實驗과 동일한 조건에서 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고, 實驗으로 측정된 橫轉倒 限界 地面 傾斜角과 시뮬레이션으로 예측한 橫轉倒 限界 地面 傾斜角을 비교하였다. 橫轉倒 運動 컴퓨터 시뮬레이션으로 예측한 값과 實驗으로 측정된 값은 비교적 일치하였으며, 橫轉倒 運動 모델의 有效性을 인정하는 데 충분하였다.

參考文獻

1. 朴南鍾. 1989. 農業機械의 事故와 安全對策에 관한 심포지움 발표문. 韓國農業機械學會. p. 175-218.
2. 鄭勝榮. 1990. 트랙터-트레일러 시스템의 橫轉倒에 대한 컴퓨터 시뮬레이션. 서울大學校 大學院 農工學科, 碩士學位 論文.
3. 韓國農業機械學會. 1989. 農業機械年鑑. 韓國農機具工業協同組合.
4. 玄東潤. 1989. 農業用 트랙터의 橫轉倒에 대한 컴퓨터 시뮬레이션. 서울大學校 大學院 農工學科, 碩士學位 論文.
5. 松山龍男, 川崎健, 藤岡澄行, 前岡邦彦. 1970. 傾斜地における農業機械の橫轉限界. 日本西國農業試驗場報告 第21號: 100-125.
6. 土屋功位, 上出順一, 赤瀬章. 1973. 트럭의 轉倒에 關する 研究(제1報). 日本農業機械學會誌34(4): 294-299.
7. 森芳明, 平田晃, 松尾陽介. 1988. 乘用트럭의 安全運轉. 機械化農業 11月號, 日本新農林社. p. 4-13.
8. Hunter, A.G.M. 1985. Stability analysis of trailed tankers on slope. J. of Agricultural Engineering Research 32(3): 311-320.
9. Owen, G.M. 1987. Trailed equipment stability on slopes: problem and solution. Agricultural Engineer 42(4): 124-127.
10. Simith, D.W., J.V. Perumpral and J.B. Liljedahl. 1974. The kinematics of tractor sideways overturning. transactions of the ASAE 17(1): 1-3.

11. Spencer, H.B. 1978. Stability and control of two-wheel drive tractors and machinery on sloping ground. J. of Agricultural Engineering Research 23(2) : 169-188.

APPENDIX

1. 符號說明

本文中 사용된 符號에 대한 說明은 다음과 같다(Fig. 1과 Fig. 2참조).

W_a : 트랙터 앞차축의 무게 $[MLT^{-2}]$

W_b : 트랙터 앞차축을 제외한 트랙터 本體의 무게 $[MLT^{-2}]$

W_t : 트랙터 全體의 무게, W_a+W_b $[MLT^{-2}]$

W_r : 트레일러의 무게 $[MLT^{-2}]$

I_{xx}^t : 앞차축을 제외한 트랙터 本體의 1次 橫轉倒軸에 대한 質量 慣性 모우멘트 $[ML^2]$

I_{xx}^s : 트랙터 全體의 2次 橫轉倒軸에 대한 質量 慣性 모우멘트 $[ML^2]$

I_{xx}^r : 트레일러의 橫轉倒軸에 대한 質量 慣性 모우멘트 $[ML^2]$

(X_1, Y_1, Z_1) : $X_g-Y_g-Z_g$ 座標系에서 앞차축 한지점의 位置 벡터 $[L]$

Y_0 : 傾斜 아래쪽 前輪 接地點의 Y_g 座標 $[L]$

Y_2 : 傾斜 윗쪽 後輪 接地點의 Y_g 座標 $[L]$

Z_2 : 傾斜 윗쪽 後輪 回轉中心의 Z_g 座標 $[L]$

(X_3, Y_3, Z_3) : $X_r-Y_r-Z_r$ 座標系에서 트레일러 히치점의 位置 벡터 $[L]$

Y_4 : 傾斜 위쪽 트레일러 車輪 接地點의 Y_r 座標 $[L]$

Z_4 : 傾斜 위쪽 트레일러 車輪의 回轉 中心에 대한 Z_r 座標 $[L]$

(F_1, F_2, F_3) : $X_g-Y_g-Z_g$ 座標系에서 앞차축 重心의 位置 벡터 $[L]$

(C_1, C_2, C_3) : $X_g-Y_g-Z_g$ 座標系에서 앞차축을 제외한 트랙터 重心의 位置 벡터 $[L]$

(H_1, H_2, H_3) : $X_g-Y_g-Z_g$ 座標系에서 트랙터 히치점의 位置 벡터 $[L]$

(S_1, S_2, S_3) : $X_r-Y_r-Z_r$ 座標系에서 트레일러 重心의 位置 벡터 $[L]$

C_t : 트랙터 앞차축을 제외한 트랙터 本體의 重心과 1次 橫轉倒軸 사이의 最단 거리 $[L]$

C_s : 트랙터 全體의 重心과 2次 橫轉倒軸 사이의 最단 거리 $[L]$

C_{pt} : 트랙터 히치점과 1次 橫轉倒軸 사이의 最단 거리 $[L]$

C_{ps} : 트랙터 히치점과 2次 橫轉倒軸 사이의 最단 거리 $[L]$

C_t : 트레일러의 重心과 트레일러의 橫轉倒軸 사이의 最단 거리 $[L]$

H_0 : 障礙物의 높이 $[L]$

X_0 : 障礙物 경사면의 투영 길이 $[L]$

α : 트랙터-트레일러 시스템의 走行 方向角.

β : 地面 傾斜角

ρ : 트랙터와 트레일러의 중심선이 이루는 角

ϕ_b : C_t 벡터와 Y_t 축 方向이 이루는 角

ϕ_a : Y_s 벡터와 Y_s 축 方向이 이루는 角

ϕ_{pt} : C_{pt} 벡터와 Y_t 축 方向이 이루는 角

ϕ_{ps} : C_{ps} 벡터와 Y_s 축 方向이 이루는 角

ϕ_r : 1次 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 回轉角

ϕ_{rmax} : 트랙터 앞차축의 最大 回轉角

ϕ_s : 2次 橫轉倒軸에 대한 트랙터의 回轉角

ϕ_t : 트레일러의 橫轉倒角

ϕ_{tmax} : 트레일러의 橫轉倒軸에 대한 트레일러의 最大 回轉角

V : 트랙터-트레일러 시스템의 走行 速度 $[LT^{-1}]$

2. 좌표 변환 행렬

본문에서 사용된 기준 좌표계 사이의 좌표 변환 행렬식은 다음과 같다.(玄, 1989).

$$T_{tg} = \begin{bmatrix} X_1/A & Y_1/A & Z_1/A \\ D/G & E/G & F/G \\ (Y_1Z_2 - Y_2Z_1)/AG & X_1Z_2/AG & X_1Y_2/AG \end{bmatrix}$$

$$T_{rg} = \begin{bmatrix} X_1/H & Y_0/H & 0 \\ -Y_0/H & X_1/H & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_{gG} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\alpha & -\cos\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha\cos\beta & \cos\alpha & \sin\alpha\sin\beta \\ \sin\alpha & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}$$

$$T_{rG} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\sin\phi & \cos\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_{tr} = \begin{bmatrix} X_3/P & Y_3/P & Z_3/P \\ R/E & S/U & T/U \\ (Y_3Z_4 - Y_4Z_3)/PU & -X_3Z_4/PU & X_3Y_4/PU \end{bmatrix}$$

$$T_{rG} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha + \rho) \cos\beta & \sin(\alpha + \rho) & \cos(\alpha + \rho) \\ -\sin(\alpha + \rho) \cos\beta & \cos(\alpha + \rho) & \sin(\alpha + \rho) \\ \sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}$$

여기서, $A = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2}$
 $D = -X_1(Y_1Y_2 + Z_1Z_2)/A^2$
 $E = Y_2 - [Y_1(Y_1Y_2 + Z_1Z_2)/A^2]$
 $F = Z_2 - [Z_1(Y_1Y_2 + Z_1Z_2)/A^2]$
 $G = \sqrt{D^2 + E^2 + F^2}$
 $H = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}$
 $P = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2 + Z_3^2}$
 $R = -X_3(Y_3Y_4 + Z_3Z_4)/P^2$
 $S = Y_4 - [Y_3(Y_3Y_4 + Z_3Z_4)/P^2]$
 $T = Z_4 - [Z_3(Y_3Y_4 + Z_3Z_4)/P^2]$
 $V = \sqrt{R^2 + S^2 + T^2}$

이다.

3. 橫轉倒運動方程式에 포함된 常數의 결정

$X_1 - Y_1 - Z_1$ 에 대한 트랙터 重心의 위치 벡터 \vec{C}_b^s 는

$$\vec{C}_b^s = \begin{Bmatrix} C_{bx}^s \\ C_{by}^s \\ C_{bz}^s \end{Bmatrix} = T_{tr} \vec{C}_b^f = \begin{Bmatrix} (X_1C_1 + Y_1C_2 + Z_1C_3)/A \\ (DC_1 + EC_2 + FC_3)/G \\ \{(Y_1Z_2 - Y_2Z_1)C_1 - X_1Z_2C_2 + X_1Y_2C_3\}/AG \end{Bmatrix}$$

가 되므로, C_r 와 ϕ_b 는 각각 다음과 같이 결정된다.

$$C_r = \sqrt{(C_{by}^f)^2 + (C_{bz}^f)^2}$$

$$\phi_b = \tan^{-1}(C_{bz}^f/C_{by}^f)$$

1次 橫轉倒角이 앞차축의 最大 回轉角에 도달하였을 때 $X_s - Y_s - Z_s$ 에 대한 트랙터 重心의 위치 벡터 \vec{C}_b^s 는

$$\vec{C}_b^s = \begin{Bmatrix} C_{bx}^s \\ C_{by}^s \\ C_{bz}^s \end{Bmatrix} = T_{st} \begin{Bmatrix} C_{bx}^f \\ C_r \cos(\phi_b - \phi_{fmax}) \\ C_r \sin(\phi_b - \phi_{fmax}) \end{Bmatrix}$$

가 되며, 앞차축 重心의 위치 벡터 \vec{C}_a^s 는 다음과 같다.

$$\vec{C}_a^s = \begin{Bmatrix} C_{ax}^s \\ C_{ay}^s \\ C_{az}^s \end{Bmatrix} = T_{sg} \vec{C}_a^g = T_{sg} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} (X_1F_1 + Y_0F_2)/H \\ (X_1F_2 - Y_0F_1)/H \\ F_3 \end{Bmatrix}$$

따라서, 1次 橫轉倒角이 앞차축의 最大 回轉角에 도달하였을 때 全體 트랙터 重心의 위치 벡터, \vec{C}_c^s 는

$$\vec{C}_c^s = \begin{Bmatrix} C_{cx}^s \\ C_{cy}^s \\ C_{cz}^s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (W_a C_{ax}^s + W_b C_{bx}^s)/(W_a + W_b) \\ (W_a C_{ay}^s + W_b C_{by}^s)/(W_a + W_b) \\ (W_a C_{az}^s + W_b C_{bz}^s)/(W_a + W_b) \end{Bmatrix}$$

가 된다. 이제, $Y_s - Z_s$ 평면에서 벡터의 크기와 방향 C_s 와 ϕ_a 는 각각 다음과 같이 결정된다.

$$C_s = \sqrt{(C_{cy}^s)^2 + (C_{cz}^s)^2}$$

$$\phi_a = \tan^{-1}(C_{cz}^s/C_{cy}^s)$$

$X_1 - Y_1 - Z_1$ 에 대한 트랙터 히치점의 위치 벡터 \vec{C}_p^f 는

$$\vec{C}_p^f = \begin{Bmatrix} C_{px}^f \\ C_{py}^f \\ C_{pz}^f \end{Bmatrix} = T_{fg} \vec{C}_p^g = T_{fg} \begin{Bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \end{Bmatrix}$$

이므로, C_{pf} 와 ϕ_{pf} 는 각각 다음과 같다.

$$C_{pf} = \sqrt{(C_{py}^f)^2 + (C_{pz}^f)^2}$$

$$\phi_{pf} = \tan^{-1}(C_{pz}^f/C_{py}^f)$$

1次 橫轉倒角이 앞차축의 最大 回轉角에 이르렀을 때 $X_s - Y_s - Z_s$ 에 대한 히치점의 위치 벡터 \vec{C}_p^s 는

$$\vec{C}_p^s = \begin{Bmatrix} C_{px}^s \\ C_{py}^s \\ C_{pz}^s \end{Bmatrix} = T_{st} \begin{Bmatrix} C_{px}^f \\ C_{pf} \cos(\phi_{pf} - \phi_{fmax}) \\ C_{pf} \sin(\phi_{pf} - \phi_{fmax}) \end{Bmatrix}$$

이므로, C_{ps} 와 ϕ_{ps} 는 각각 다음과 같이 결정된다.

$$C_{ps} = \sqrt{(C_{py}^s)^2 + (C_{pz}^s)^2}$$

$$\phi_{ps} = \tan^{-1}(C_{pz}^s/C_{py}^s)$$

$X_1-Y_1-Z_1$ 에 대한 트레일러 무게 중심의 위치 벡터 \vec{C}_t^1 는

$$\vec{C}_t^1 = \begin{Bmatrix} C_{tx}^1 \\ C_{ty}^1 \\ C_{tz}^1 \end{Bmatrix} = T_{tr} \vec{C}_t^r = T_{tr} \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{Bmatrix}$$

이므로, C_t 와 ϕ_r 는 각각 다음과 같다.

$$C_t = \sqrt{(C_{ty}^1)^2 + (C_{tz}^1)^2}$$

$$\phi_r = \tan^{-1}(C_{tz}^1/C_{ty}^1)$$

기준 좌표계에 대한 트랙터 本體의 무게, 앞차축을 포함한 트랙터 전체의 무게 및 트레일러의 무게를 나타내는 하중 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{W}_b^g = T_{gG} \vec{W}_b^G, \vec{W}_b^r = T_{fg} \vec{W}_b^g, \vec{W}_t^s = T_{sG} \vec{W}_t^G,$$

$$\vec{W}_t^r = T_{rG} \vec{W}_t^G, \vec{W}_t^i = T_{ir} \vec{W}_t^r$$

여기서 \vec{W}_t^i 는 $X_3-Y_3-Z_3$ 에 대한 무게 \vec{W}_t^i 의 하중 벡터를 나타낸다. 트랙터-트레일러 시스템이 傾斜面에 정지하고 있을 때 경사 아래쪽의 트레일러 車輪에 作用하는 힘을 \vec{F}_1^r , 경사 윗쪽의 트레일러 車輪에 作用하는 힘을 \vec{F}_2^r , 트레일러 히치점에 作用하는 힘을 \vec{P}^r 라 하자. $X_1-Y_1-Z_1$ 에 대한 \vec{P}^r 는 트레일러에 作用하는 힘과 모우멘트의 평형 조건으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\vec{P}^r = \begin{Bmatrix} P_x^r \\ P_y^r \\ P_z^r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -W_{rx}^r \\ -S_1 W_{ry}^r / X_3 \\ (Z_3 - S_3) W_{rz}^r / X_3 - S_1 W_{tz}^r / X_3 \end{Bmatrix}$$

그리고, 트랙터 히치점에 作用하는 힘 \vec{P}^g, \vec{P}^i , 및 \vec{P}^s 는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\vec{P}^g = T_{gr}(-\vec{P}^r), \vec{P}^i = T_{ig} \vec{P}^g, \vec{P}^s = T_{sg} \vec{P}^g$$