

## Off-road에서 트랙터의 최대 조타력 예측에 관한 연구

김성엽 이규승 이상식 이성범 이종환 박원엽

### A Study on Prediction of Maximum Steering Torque of Tractor on Off-road

S. Y. Kim K. S. Lee S. S. Lee S. B. Lee J. W. Lee W. Y. Park

#### Abstract

In this study, a mathematical model was suggested to predict the maximum steering torque of a tractor on off-road. The model took into account the characteristics of soil, including the pressure-sinkage and the shearing characteristics as well as the primary design parameters of steering system of the tractor. The efficiency of the developed model was verified via comparison of the maximum steering torque predicted using the model with those measured from steering torque test. The results showed that the predicted maximum steering torques were in good agreement with the measured ones from the steering test on soft soil in which tractor is generally operated. Thus, we concluded that the model developed in this study could be used for prediction of maximum steering torque of a tractor.

**Keywords :** Steering, Maximum Steering torque, Off-road, Ground condition

#### 1. 서론

차량의 조향(steering)은 운전자의 핸들(steering wheel) 조작력, 즉 조타력(steering torque)에 의한 타이어 조향각의 변화를 통해 이루어진다. 이러한 조타력은 매우 크며, 차량의 형태 및 무게뿐만 아니라 핸들과 타이어 사이에 구성된 조향기구부의 특성에 크게 영향을 받는다.

현재의 조향시스템은 조향시 운전자의 부담을 경감하는 것을 목적으로 적은 조타력으로 큰 조향력을 발휘할 수 있도록 유압 또는 모터 등을 이용하여 보조 조타력을 발생시키는 다양한 방식의 동력조향시스템(power steering system)이 개발되어 사용되고 있다(윤, 2001; Nakayama et al., 1990, 1994; Holt, 2001).

그러나 다양한 차량에 대해 적정 조향시스템의 선정뿐만 아니라 조향기구부의 최적 설계 및 적용을 위해서는 조향시

운전자에 의한 조타력과 유압 또는 모터 등에 의한 보조 조타력의 크기가 결정되어야 하는데 이를 위해서는 우선적으로 조향시 발생하는 전체 조타력의 크기가 구명되어야 한다.

차량의 조향시 발생하는 조타력의 크기를 구명하기 위한 연구는 국내외적으로 많이 수행되고 있으나 수학적 해석이 어렵기 때문에 현재까지는 주로 실험적인 방법에 의해 수행되고 있고(Dixon, 1996; Park et al., 2004), 이 또한 대부분 on-road에서 운용되는 자동차에 한정되어 이루어지고 있다. 그러나 트랙터가 운용되는 off-road는 다양한 토양조건을 갖고 있기 때문에 on-road의 한정된 조건에서 실험적인 방법에 의해 승용차에 적용된 방법을 트랙터에 직접 적용하기 위해서는 트랙터가 운용되는 다양한 토양조건에서 많은 실험을 통한 조타력 관계가 구명되어야 하나 이것은 현실적으로 거의 불가능하다. 따라서 off-road에서는 트랙터의 체원과 트랙터가 운용되고 있는 토양특성을 고려하여 조타력을 예측할

This study was supported by a research grant from Hankyong National University in the year of 2004. This article was submitted for publication in March 2006, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in April 2006. The authors are Seong Yeop Kim, Researcher, Seong Beom. Lee, Professor, Jong Whan, Lee, Associate Professor, Won Yeop Park, Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Hankyong National University, Anseong, Korea, Sang Sik Lee, Research Assistant Professor, Kyou Seung Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. The corresponding author is W. Y. Park, Assistance Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Hankyong National University, Anseong, 456-749, Korea; Fax : +82-31-672-5110; E-mail : <pwypark@hanmail.net>

수 있는 방법이 필요하고, 특히 조향기구부의 설계 인자에 따른 운전자의 조타력 및 유압 및 모터 등을 이용한 적정 용량의 보조 조타력 관계의 확립을 위해서는 트랙터와 토양특성에 따른 최대 조타력 예측 기술이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 off-road의 다양한 토양 조건에서 운용되는 트랙터에 대한 조향기구부의 적정 설계 및 적용기술을 확보하기 위한 기초 연구로서 off-road에서 트랙터의 조향시 발생하는 토양-타이어간의 역학적 상호작용을 해석하고, 이로부터 트랙터의 최대 조타력을 예측할 수 있는 수학적 모델을 제안하였다.

## 2. 조타력 예측 모델

그림 1은 트랙터의 조향장치의 개략도로서 운전자에 의한 트랙터의 조향 원리는 다음과 같다.

운전자가 트랙터를 조향하기 위해 핸들에 가한 토크 즉, 조타력은 컬럼축(column axle)에 전달되고, 컬럼축의 토크는 볼스크류 타입의 기어박스를 통해 감속되어 피트만암(pitman arm)에 토크를 전달한다. 피트만암의 토크는 푸시바(push bar)를 통해 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(좌조향) 또는 인장력(우조향)을 전달한다. 푸시바의 압축력(인장력)은 트랙암(track arm)에 킹핀축(kingpin axis)을 중심으로 토크를 발생시켜 타이어를 조향시키게 된다. 즉, 조타력은 핸들부터 타이어 사이에 구성된 조향기구부를 통해 전달되므로 조타력은

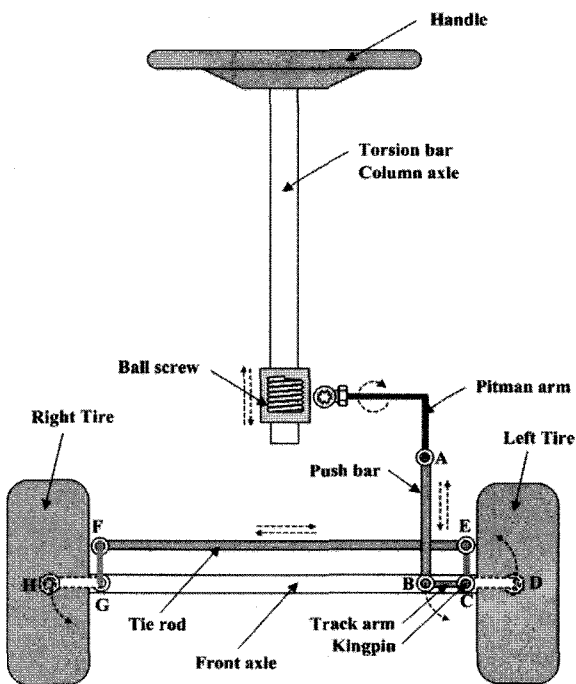


Fig. 1 Schematic diagram of steering system.

킹핀축을 중심으로 타이어를 조향시키는데 요구되는 힘에 의해 결정된다. 따라서 타이어의 조향에 요구되는 힘을 예측할 수 있을 경우 핸들부터 타이어까지의 전체 조향시스템의 기구부 해석을 통해 핸들 조작력 즉, 조타력을 예측할 수 있다.

타이어의 조향에 요구되는 힘은 주로 타이어와 노면간의 마찰력 및 접지면적에 크게 영향을 받는다. 따라서 off-road에서 주로 운용되는 트랙터의 조타력 예측 모델을 개발하기 위해서는 다양한 토양 조건에서 타이어-토양간의 역학적 관계 및 조향기구부의 특성을 모두 고려해야 한다.

해석에 고려된 조향 시스템 변수로는 타이어의 축하중, 타이어의 직경과 폭, 피트만암의 길이, 킹핀축과 타이어 중심축 간의 거리, 트랙암의 길이 등이고, 토양변수로는 토양의 전단력 특성 및 압력-침하 특성 등이다.

그림 2는 조향시 킹핀축을 중심으로 회전하는 타이어에 작용하는 힘들의 성분을 단순화하여 나타낸 개략도로서, 운전자의 조타력은 피트만암을 통해 회전력으로 변환되고, 피트만암의 회전력은 푸시바의 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(또는 인장력)  $F_p$ 를 전달한다. 푸시바에 작용하는 힘  $F_p$ 는 트랙암  $L_T$ 를 킹핀축  $C_K$ 를 중심으로 회전운동 시키며 동시에 타이어는  $L_W$ 를 반경으로 회전운동하게 된다.

따라서 푸시바의 압축력  $F_p$ 에 의한 킹핀축  $C_K$ 점에 대한 모멘트  $M_p$ 는  $C_K$ 점에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_w$ 와 평형을 이룬다.

$$M_p = M_w \quad (1)$$

한편, 식 (1)에서 푸시바의 압축력  $F_p$ 에 의한  $C_K$ 점에 대한 모멘트  $M_p$ 는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M_p = F_p L_T \cos \alpha_T \quad (2)$$

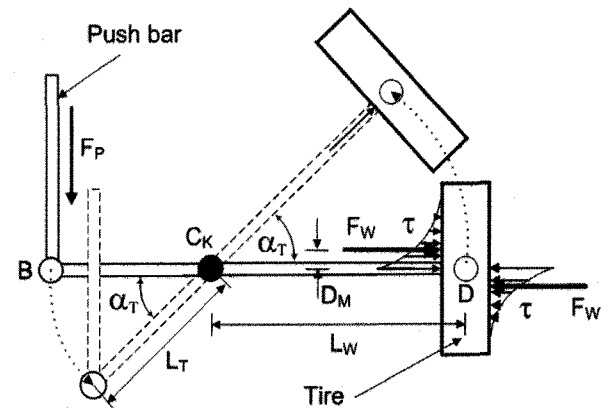


Fig. 2 Rotation of tire about kingpin axis.

여기서,  $F_p$  : 푸시바에 작용하는 압축력  
 $L_T$  : 트랙암의 길이  
 $\alpha_T$  : 킹핀축에 대한 트랙암의 회전각

식 (1)과 (2)로부터 푸시바에 작용하는 힘  $F_p$ 는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_p = \frac{1}{L_T \cos \alpha_T} M_W \quad (3)$$

식 (3)에 의해 계산된 푸시바의 힘  $F_p$ 는 피트만암의 회전력으로 변환되고, 피트만암의 회전력은 핸들 축을 통해 전달되므로 푸시바의 힘  $F_p$ 를 결정할 수 있을 경우, 조향기구부의 기구학적 해석을 통해 타이어의 조향시 요구되는 핸들 조작력 즉, 조타력을 결정할 수 있다. 따라서 운전자가 타이어의 조향을 위해 요구되는 조타력을 예측하기 위해서는 타이어의 조향시 발생하는  $C_K$ 점에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_W$ 를 결정할 수 있을 때 가능하게 된다.

타이어의 회전모멘트  $M_W$ 는 그림 2에 나타난 바와 같이 타이어-토양간의 전 접지면에서 발생하는 전단응력(shear stress)  $\tau$ 와 타이어 중심축과 전단응력  $\tau$ 간의 모멘트 팔의 길이  $D_M$ 의 곱인 타이어 중심축에 대한 타이어 자체의 회전운동에 의해 나타난다.

타이어-토양 접지면에서의 전단응력  $\tau$ 는 타이어-토양 접지면에서의 수직응력  $p$ 와 토양의 마찰특성에 의해 나타난다. 그러나 off-road에서는 토양조건에 따라 타이어의 침하량 및 타이어-토양 접지면의 크기가 다르고, 타이어-토양간의 전 접지면에서 발생하는 접지압 분포 즉, 수직응력 분포도 다르게 나타난다. 또한 타이어와 토양간의 마찰계수 역시 토양상태에 따라 다르게 나타난다. 따라서 타이어의 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_W$ 를 결정하기 위해서는 먼저 토양-타이어 접지면의 형태와 토양-타이어 접지면에서 발생하는 수직응력 및 전단응력 분포를 결정해야 한다.

그림 3은 차량이 off-road 특히, 연약지(soft terrain)를 주행할 때 토양-타이어간의 기하학적 형태와 타이어에 작용하는 힘들의 구성을 단순화하여 나타낸 그림으로서 차량이 연약지를 주행할 때 차량의 하중으로부터 타이어에 전달되는 수직하중  $W$ 에 의해 타이어는 임의의 침하량  $z_0$ 가 발생하며, 침하량  $z_0$ 에 의해 결정되는 타이어-토양간의 전 접지면을 따라 수직응력  $p$ 가 작용한다.

해석을 단순화하기 위해 토양을 탄성체로 가정하면, 임의의 침하량  $z_0$ 에 의한 타이어의 진입각(entry angle)  $\alpha$ 와 탈출각(exit angle)  $\beta$ 는 다음과 같이 식 (4)에 의해 결정되고,

$$\alpha = \beta = \cos^{-1} \left( \frac{r - z_0}{r} \right) \quad (4)$$

토양과 접하는 타이어의 임의 각도  $\theta$ 에서의 침하  $z$ 는 식 (5)에 의해 결정된다.

$$z = r(\cos \theta - \cos \alpha) \quad (5)$$

그림 3에서 타이어-토양 접지면의 임의 위치에서의 수직응력  $p(\theta)$ 는 식 (6)과 같이 Bernstein(1913)이 제안한 평판의 압력-침하 관계로부터 결정할 수 있다.

$$p = k z^n \quad (6)$$

여기서,  $p$  : 평판의 압력  
 $z$  : 평판의 침하  
 $k, n$  : 토양의 압력-침하 변수

이 때 타이어에 작용하는 힘들의 수직방향의 평형조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W = b \int_0^\alpha p(\theta) \cos \theta \cdot r d\theta + b \int_0^\beta p(\theta) \cos \theta \cdot r d\theta \quad (7)$$

여기서,  $W$  : 타이어의 축하중  
 $b$  : 타이어의 폭  
 $p(\theta)$  : 노면-타이어 접지면의 임의 위치에서 작용하는 수직응력

타이어의 접지형태를 결정하기 위해 그림 3에 나타낸 타이어의 침하량  $z_0$ 를 임의로 가정한 후, 식 (7)로부터 토양-타이어 접지면에서 작용하는 수직응력에 의해 계산된 타이어의 하중과 타이어의 실제 축하중을 비교하여 수직방향의 평형조건이 만족될 때까지 타이어의 침하량을 증감시키며 시행착오법(trial and error method)에 의해 계산을 수행한다. 수직방향

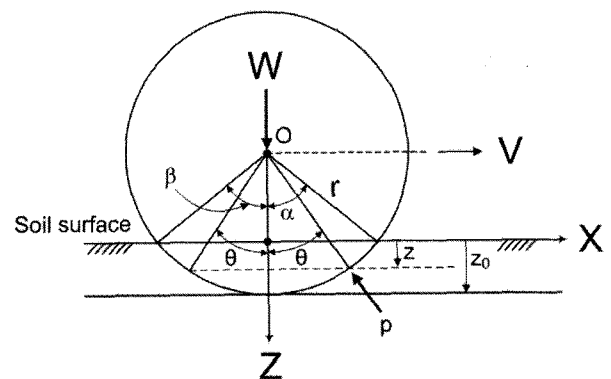


Fig. 3 Tire-soil interaction on soft terrain.

의 평형조건이 만족되었을 때 타이어의 침하  $Z_0$ 와 진입각  $\alpha$  및 탈출각  $\beta$ 를 결정할 수 있고, 또한 토양과 접하는 타이어의 전체 접지구간 및 수직응력분포를 결정할 수 있다.

식 (4)에서 식 (7)까지의 과정을 이용하여 토양-타이어 전 접지면에서의 수직응력분포를 결정할 수 있을 때, 토양-타이어 접지면상의 임의 위치에서의 전단응력  $\tau(\theta)$ 는 Mohr-Coulomb의 파괴법칙인 식 (8)에 의해 결정할 수 있다.

$$\tau(\theta) = c + p(\theta) \tan \phi \quad (8)$$

여기서,  $\tau(\theta)$  : 토양-타이어 접지면의 임의 위치에서 작용하는 전단응력, [kPa]

$p(\theta)$  : 노면-타이어 접지면의 임의 위치에서 작용하는 수직응력, [kPa]

$c$  : 토양의 점착력, [kPa]

$\phi$  : 토양의 내부마찰각, [degree]

식 (8)로부터 토양-타이어 접지면에서의 전단응력을 계산할 수 있을 때, 타이어 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 회전 모멘트  $M_W$ 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$M_W = b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \quad (9)$$

식 (9)로부터 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 모멘트  $M_W$ 를 결정할 수 있을 때, 식 (3)에 의해 킹핀축을 중심으로 타이어를 조향하는데 요구되는 푸시바의 힘  $F_P$ 는 식 (10)에 의해 결정된다.

$$F_P = \frac{1}{L_T \cos \alpha_T} M_W \quad (10)$$

그림 4는 핸들 조향시 피트만 암의 회전각  $\alpha_P$ 와 푸시바에

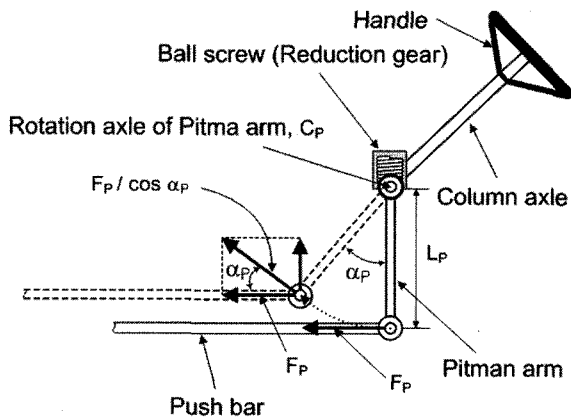


Fig. 4 Relationship between push bar force and rotating angle of pitman arm.

작용하는 힘  $F_P$ 와의 관계를 나타낸 그림으로서 핸들 조향시 발생하는 조타력은 감속기어를 통해 토크가 증대되어 피트만 암에 토크를 발생시키고, 피트만암의 토크는 푸시바와 연결된 반경  $L_P$ 인 피트만 암의 끝단을 통해 푸시바에 압축력(인장력)  $F_P$ 를 발생시킨다. 즉, 푸시바에 작용하는 힘  $F_P$ 는 피트만암의 토크  $M_{PA}$ 에 의해 발생하는 피트만암의 회전운동을 통해 피트만암 끝 단의 운동 경로에 접선방향으로 작용하는 힘  $F_{PA}$ 의 수평방향(푸시바의 운동 방향) 성분에 의해 나타난다.

따라서 피트만암의 길이  $L_P$ , 피트만암의 회전각  $\alpha_P$  및 푸시바의 힘  $F_P$ 를 고려한 피트만암의 토크  $M_{PA}$ 는 다음과 같이 식 (11)에 의해 나타낼 수 있다.

$$M_{PA} = \frac{F_P}{\cos \alpha_P} L_P \quad (11)$$

여기서,  $M_{PA}$  : 피트만축에 작용하는 토크

$F_P$  : 푸시바에 작용하는 힘

$L_P$  : 피트만암의 길이

$\alpha_P$  : 피트만암의 회전각

한편, 식 (11)과 감속기어의 기어비  $G_R$ 를 고려하면, 조향시 핸들축에 걸리는 토크 즉, 조타력  $T_S$ 는 식 (12)에 의해 결정할 수 있다.

$$T_S = M_{PA} \cdot G_R \quad (12)$$

### 3. 재료 및 방법

#### 가. 실험 장치

##### 1) 인공토조 시스템

조타력 실험은 다양한 노면상태에서 조타력을 측정하고, 동일 실험조건에서의 재현 및 신뢰성 있는 데이터를 얻기 위해 인공토조시스템(soil bin system)에서 수행하였다. 인공토조시스템은 토양조 및 레일시스템, 대차구동시스템, 작업대차, 토양가공대차 등으로 구성되어 있으며, 인공토조내의 토양은 미농무성분류법(USDA)상의 사질양토(sandy loam)로서 표 1에 실험토양의 조성 및 분류를 나타내었다.

Table 1 Texture and composition of test soil by USDA classification

Composition			Soil Texture
Sand (%)	Silt (%)	Clay (%)	
53.5	37.1	9.4	Sandy loam

2) 조타력 측정 장치

조타력 측정 장치는 국내 D사의 22마력 트랙터의 조향시스템을 이용하여 인공토조시스템용 단일 타이어 조타력 측정 장치로 개량 설계, 제작하였다. 단일 타이어 조타력 측정 장치는 인공토조시스템의 측정대차에 장착된 차륜프레임에 부착되고, 조타력 측정 장치가 부착된 차륜프레임은 왕기어와 미끄럼 베어링에 의해 좌·우 및 상·하 방향으로 자유롭게 이동할 수 있도록 제작하였다. 한편, 조타력 측정장치에 사용된 타이어는 러그 간섭을 배제하기 위해 러그가 없는 승용차용 타이어(P155/80R13)를 사용하였다.

단일 타이어 조타력 측정장치의 구동은 측정대차에 장착된 1.5 kW 용량의 유압모터에 의해 컬럼축(핸들축)에 조타력이 전달되고, 컬럼축에 작용한 조타력은 볼스크류 타입의 기어박스를 통해 감속되어 피트만 암에 회전토크를 전달한다. 피트만 암의 회전토크는 푸시바를 통해 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(좌조향) 또는 인장력(우조향)을 전달한다. 푸시바의 압축력(인장력)은 킹핀축을 중심으로 트랙암에 회전토크를 발생시켜 타이어를 조향시키게 된다. 즉, 조타력 측정 장치는 유압모터, 핸들축, 기어박스, 피트만암, 푸시바, 트랙암의 순서로 구동하여 킹핀축을 중심으로 회전토크를 발생

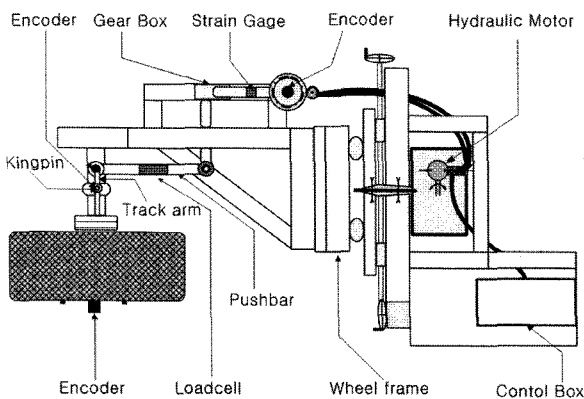
시켜 타이어를 조향하게 된다. 그림 5는 인공토조용 조타력 측정장치의 개략도를 보여주고 있다.

조타력 측정장치의 측정 요소는 조타력(컬럼축 토크), 컬럼축 회전각, 푸시바의 인장 및 압축력, 타이어 조향각 등이다. 조타력은 컬럼축에 four-element full-bridge 타입의 스트레인 게이지(CEA-06-250us-350)를 부착하여 핸들 조향시 컬럼축의 비틀림에 따른 스트레인 게이지의 출력 관계로부터 측정하였다. 푸시바의 압축력(인장력)은 푸시바의 중간을 절단한 후 그 사이에 로드셀을 부착하여 푸시바의 압축력(인장력)과 로드셀의 출력 관계를 이용하여 측정하였다. 한편, 컬럼축의 회전각, 타이어 조향각 등은 모두 회전축에 로타리엔코더를 부착하여 로타리엔코더의 펄스 신호를 회전각으로 변환하여 측정하였다. 그림 6은 본 연구에서 제작한 인공토조용 조타력 측정장치의 전체 모습을 보여 주고 있다.

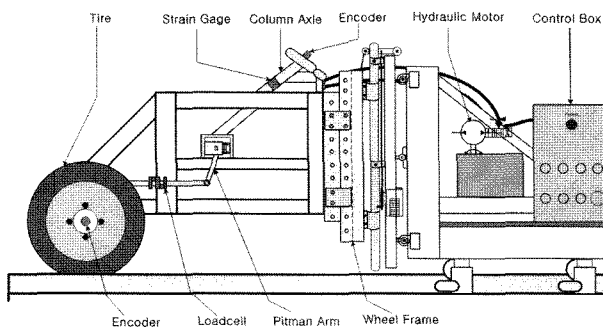
나. 실험 방법

1) 노면 가공

노면상태에 따른 조타력 특성을 조사하기 위해 토양가공대차의 로타리틸러, 균평기, 표면다짐롤러를 이용하여 인공토조 내의 토양을 다짐정도가 다른 3 종류의 노면상태(Ground-I, Ground-II, Ground-III)로 가공하였다. 표 2는 각각의 노면상태에 대한 토양가공 방법을 나타내고 있고, 표 3은 각각의 노



(a) Top view



(b) Front view

Fig. 5 Schematic view of steering system mounted on test carriage of soil bin system.

Table 2 Processing method of experimental ground

Ground types	Processing equipment		
	Rotary tiller	Grader	Compaction roller
Ground-I (soft soil)	2	1	-
Ground-II (hard soil))	2	1	2
Ground-III (very hard soil)	2	1	4

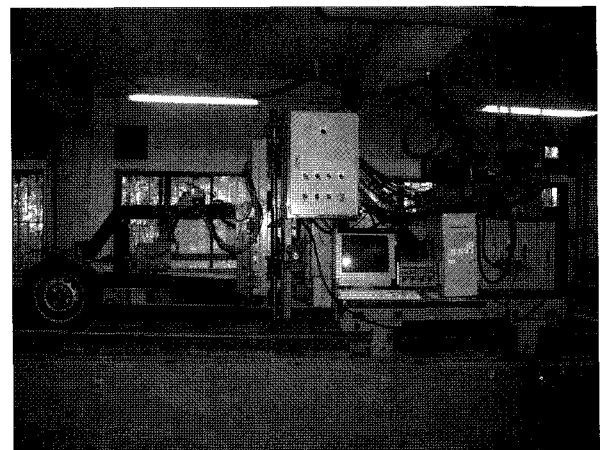


Fig. 6 Overall view of the steering test device.

**Table 3** Physical properties of experimental ground

Ground parameters	Ground types		
	Ground-I	Ground-II	Ground-III
Cone Index (CI), kPa	250	433	476
Cohesion, kPa	1.65	6.42	9.38
Angle of internal resistance ( $\phi$ ), degree	25.94	30.40	30.19
Moisture content (d.b), %	10.70	10.73	10.55
Bulk density ( $\rho$ ), g/cm <sup>3</sup>	1.44	1.48	1.51

**Table 4** Experimental treatments

Variables	Treatments
Ground types	Ground-I (soft soil)
	Ground-II (hard soil)
	Ground-III (very hard soil)
Axle load, N	1470, 1960, 2450 and 2940

면에서 측정된 토양의 물리적 특성을 나타내고 있다.

**2) 조타력 측정 방법**

조타력 실험은 전술한 3 가지 노면(Ground-I~III)에서 4 수준의 타이어 축하중에 대해 각각 수행하였다(표 4).

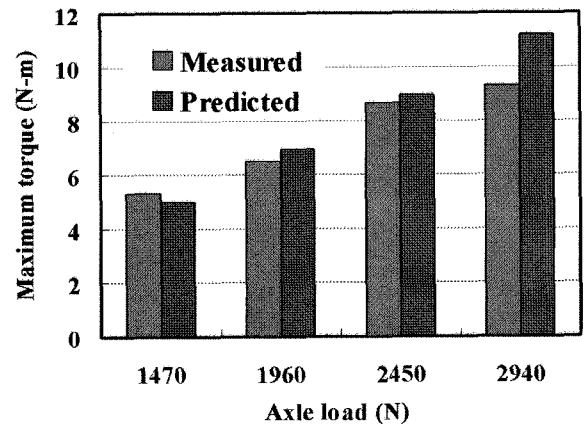
핸들 조향은 타이어의 정렬상태를 기준으로 제자리에서 핸들 축을 우로 2회전, 좌로 4회전, 다시 우로 2회전하여 조향 시작점까지를 한 사이클로 조향 실험(제자리조향력 시험방법, JASO C705)을 실시하였다. 한 사이클의 조향이 이루어지는 동안 컬럼축(핸들축)에 부착된 스트레인 게이지는 조타력을, 킹핀축에 부착된 엔코더는 타이어의 조향각을 측정하며 조향각에 따른 조타력 변화를 실시간으로 수집하였다.

**4. 조타력 예측 모델의 검증**

본 연구에서 개발한 조타력 예측 모델의 유효성을 검증하기 위하여 전술한 조타력 실험 결과를 모델에 의해 예측된 결과와 비교하였다.

따라서 본 절에서는 모델의 검증을 위해 3가지 노면조건(Ground-I, Ground-II, Ground-III)과 4 수준의 축하중 조건(1470 N, 1960 N, 2450 N, 2940 N)에 대해서 측정된 조타력과 모델에 의해 예측된 조타력 결과를 비교하였다. 또한 측정된 결과와 예측된 결과간의 비교는 각각의 조건에서 조향각이 45° 일 때 얻은 최대 조타력값을 이용하여 수행하였다.

그림 7은 Ground-I에서 4 수준의 축하중에 대해 측정된 최대 조타력과 모델에 의해 예측된 최대 조타력값을 비교한 결과로서, 축하중이 각각 1470 N, 1960 N, 2450 N, 2960 N일



**Fig. 7** Comparison of measured and predicted maximum steering torques with various axle loads of tire over ground-I.

때 측정된 최대 조타력과 예측된 조타력간의 오차는 각각 5.49%, 6.937%, 3.11%, 20.30%로서 모델에 의해 예측된 결과는 측정치와 잘 일치하는 것으로 나타났다.

한편 그림 8과 9는 각각 Ground-I에 비해 상대적으로 노면의 강도가 높은 Ground-II와 Ground-III에서 측정치와 예측치를 비교한 결과로서 두 노면조건에 대해 수행된 측정치와 예측치간의 비교 결과는 Ground-I의 결과와는 달리 예측치와 측정치간에 큰 차이를 나타내었다. 또한 4 수준의 모든 축하중 조건에서 모델에 의해 예측된 결과가 측정된 결과에 비해 상대적으로 높게 예측되었다.

이러한 결과는 본 연구에서 조타력 예측 모델을 개발하는데 있어 타이어를 강차륜(rigid wheel) 즉, 타이어의 공기압을 해석에 고려하지 않았기 때문이다. Ground-I의 경우에는 노면이 매우 연약하기 때문에 축하중에 따른 타이어의 침하량이 커서 타이어-노면간의 접지면적이 크게 발생한다. 따라서 Ground-I에서는 실제 조타력 측정시에도 타이어의 변형이 거의 발생하지 않으므로 타이어를 강차륜으로 가정한 예측 모델이 실제 상황을 거의 유사하게 나타낼 수 있기 때문이다.

한편, Ground-II와 Ground-III의 경우에는 노면이 매우 단단하기 때문에 실제 조타력 측정시에는 타이어의 침하가 작게 발생하더라도 타이어의 변형이 크게 발생하여 타이어-노

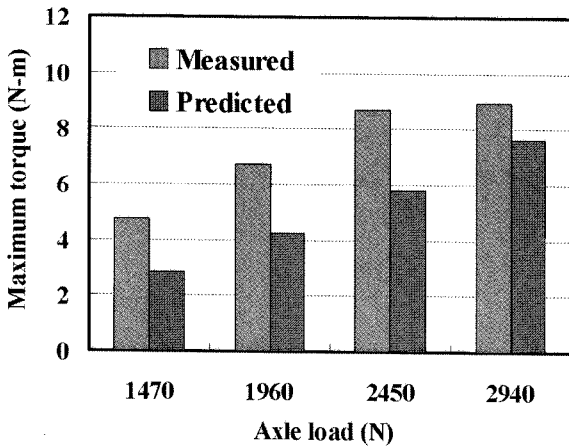


Fig. 8 Comparison of measured and predicted maximum steering torques with various axle loads of tire over ground-II.

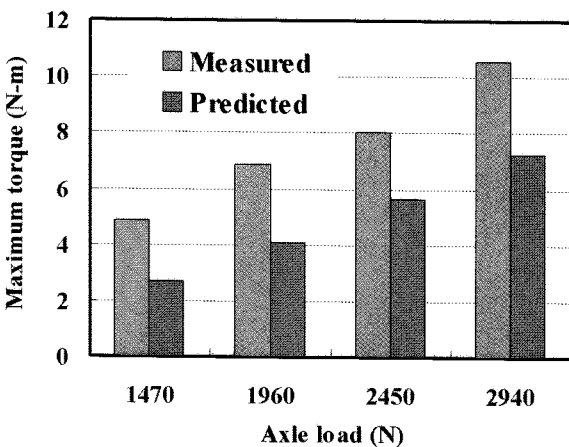


Fig. 9 Comparison of measured and predicted maximum steering torques with various axle loads of tire over ground-III.

면 접지면적도 크게 발생하게 된다. 그러나 예측 모델에서는 타이어-노면간의 접지면적의 크기가 타이어의 변형이 없이 타이어의 순수한 침하량에 의해서만 나타나기 때문에 모델에 의한 타이어-노면 접지면적의 크기는 실제 측정시에 나타나는 타이어-노면 접지면적에 비해 현저히 작게 나타나게 되어 모델에 의해 예측된 최대 조타력이 측정치에 비해 작게 나타난 것으로 판단된다.

위의 결과로부터 본 연구에서 개발된 조타력 예측 모델은 타이어의 침하가 크게 발생하는 연약한 노면에서는 최대 조타력을 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났으나 노면이 단단한 지역에서는 상대적으로 예측치의 신뢰성이 떨어지는 것으로 나타났다. 그러나 실제의 경우에 있어, 트랙터는 일반적으로 노면이 연약한 지역에서 운용되고, 또한 보조 조타력의 용량 선정의 기준이 되는 최대 조타력은 단단한 지면보다는 연약지에서 크게 나타나므로 본 연구에서 개발한 조타력 예측 모델은 트랙터의 최대 조타력을 예측하는데 유용하게 활용될

수 있을 것으로 판단된다.

### 5. 요약 및 결론

본 연구는 off-road의 다양한 토양 조건에서 운용되는 농용 트랙터에 대한 조향기구부의 적정 설계 및 적용기술을 확보하기 위한 기초 연구로서 off-road에서 트랙터의 최대 조타력을 예측할 수 있는 수학적 모델을 개발하기 위해 수행되었으며, 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 연약한 노면에서는 4가지 축하중 조건(1470 N, 1960 N, 2450 N, 2960 N)에 대해 측정된 최대 조타력과 예측된 조타력간의 오차가 각각 5.49%, 6.94%, 3.11%, 20.30%로서 최대 조타력을 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났다.
- (2) 단단한 노면에서는 연약한 노면에 비해 상대적으로 측정치와 예측치간의 차이가 크게 나타나 상대적으로 모델에 의한 최대 조타력의 예측치의 신뢰성이 떨어지는 것으로 나타났다.
- (3) 그러나 트랙터는 일반적으로 노면이 연약한 지역에서 운용되고, 또한 보조 조타력의 용량 선정의 기준이 되는 최대 조타력은 단단한 지면보다는 연약지에서 나타나므로 본 연구에서 개발한 조타력 예측 모델은 트랙터의 최대 조타력을 예측하는데 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

### 참고 문헌

1. 윤석찬, 2001. 볼 스크류형 전동식 동력 조향 장치의 제어 성능에 관한 연구, 한양대학교 박사학위논문.
2. Nakayama, T. and Suda, E., 1990. Present and Future of Electric Power Steering, Automotive Technology, Vol.44, No.1, pp.106-111.
3. Nakayama, T. and Sude, E., 1994. The Present and Future of Electric Power Steering, Int. J. of Vehicle Design, Vol.15, Nos 3/4/5, pp.243-254, 1994.
4. Holt, D. J., 2001. Electric Steering: A Revolution in Steering Technology, SAE.
5. Dixon, H. C., 1996. Tire, Suspension and Handling(Second Edition). SAE, pp.280-290.
6. Park W. Y., S. Y. Kim, C. H. Lee, D. M. Lee, S. S. Lee and K. S. Lee. 2004. The Effect of Ground Condition, Tire Inflation Pressure and Axle Load on Steering Torque. J. of Biosystems Engineering, 29(10):53-60.