

야지 차량의 기동성 예측을 위한 휠-토양 상호작용 시험장치 개발

오현환¹ · 김관영¹ · 김진성¹ · 신용재² · 이규진¹ · 최민석¹ · 이수진^{1†}

¹명지대학교 기계공학과, ²국방 과학 연구소

Development of Wheel-Terrain Interaction Device for Mobility Prediction of Off-road Vehicle

Hyunhwan Oh¹, Gwanyoung Kim¹, Jinseong Kim¹, Yongjae Shin², Kyu-Jin Lee¹, Minsuk Choi¹, and Soo Jin Lee^{1†}

¹Department of Mechanical Engineering, Myongji University

²Agency for Defense Development

Received 29 September 2014; received in revised 3 November 2014; accepted 4 November 2014

ABSTRACT

This paper presents on the development of wheel-terrain interaction device using low-priced sensors, which will be used to predict the drawbar pull and optimal slip of off-road vehicle in real time. The essential variables obtained in the device to predict the mobility of vehicles are determined based on semi-empirical model describing the wheel-terrain interaction. Using the developed device, the experiments about the wheel-terrain interaction were performed on the soil of the Jumunjin standard sand, which yielded dynamic weight, motor driving torque, drawbar pull, and sinkage with respect to wheel slip ratio. Finally, the repeatability of the measured data are verified through repeating the experiments three times on the same condition.

Key Words: Drawbar pull, Off-road vehicle, Wheel-terrain interaction device

1. 서 론

기동성은 차량을 목표 지점으로 이동시킬 수 있는 능력으로서^[1] 아스팔트와 같은 일반적인 도로와 달리 야지 환경에서 차량의 기동성은 노면을 구성하는 물질의 종류와 상태에 따라 많은 차이를 보인다. 차량이 야지환경을 주행할 경우, 노면을 구성하는 토양의 종류에 따라 노면의 변형 정도, 노면의 강도 등이 변하기 때문에 차량의 기동성

예측을 위해 타이어와 노면간의 상호작용에 대해 연구하고 이해하는 것이 중요하다.

타이어와 노면 간의 상호작용을 연구하는 방법론은 크게 세가지로 분류할 수 있다. 유한요소법(Finite Element Method)과 개별요소법(Discrete Element Method) 같은 해석적 방법(A analytical Method), 원추 지수(Cone Index)를 사용하는 실험적인 방법으로 차량의 기동성(Mobility)을 예측하는 경험적 방법(Empirical Method), 그리고 전단응력과 수직응력을 사용하여 휠과 토양사이의 상호작용을 모델링하고 실험을 통해 토양 변수를 얻는 반실험적 방법(Semi-empirical Method)이 있다^[2].

[†]Corresponding Author, visionsj@mju.ac.kr
©2014 Society of CAD/CAM Engineers

경험적 방법과 반실험적 방법은 Brixius^[3]와 Bekker^[4,5] 등에 의해 연구되었으며 현재까지도 많은 연구가 이루어지고 있다. 이 방법들은 모델을 구성하는 파라미터를 추정하기 위하여 토양 시험장치가 요구된다.

Hutangkabodee^[6] 등은 휠-토양 상호작용 실험장치를 통해 반실험적 방법에 사용되는 토양 파라미터를 실시간으로 추정하여 기동성을 예측하였다. Ding^[7] 등은 화성 탐사 로봇의 구동 성능을 연구하기 위해 실험 장치를 제작하여 저속에서 견인 효율을 예측하고 기동성에 영향을 미치는 인자들에 대해 연구하였다. 이외에도 이와 유사한 휠-토양 상호작용 시험장치들이 개발되었지만^[2], 대부분의 시험장치들에서는 고가의 센서들이 사용되었기 때문에 시험장치를 구성하기 위해서 많은 비용이 요구된다.

본 논문은 휠-토양 모델을 통해 최대 여유 구동력 (Drawbar pull) 및 최적의 슬립(slip)을 실시간으로 예측하는 방법에 필요한 저가의 휠-토양 상호작용 시험장치를 개발하고자 한다. 본 시험장치는 제작 비용을 낮추기 위해 가속도 센서 (Acceleration sensor)와 적외선 센서(Infrared sensor)를 사용하였다. 기존 연구에 사용된 고가의 F/T 센서(Force/Torque sensor)에 비해 가속도 센서는 가격이 약 200배 정도 저렴하며 F/T 센서와 동일하게 여유 구동력, 하중, 그리고 횡력을 얻을 수 있다. 적외선 센서는 변위 센서(Displacement sensor)에 비해 가격이 약 30배 정도 저렴하며 변위 센서와 마찬가지로 침하 깊이를 측정할 수 있다. 또한 이송과 구동을 담당하는 두 개의 모터대신에 하나의 구동모터만을 사용하여 기동성 관련 변수를 측정하고자 한다.

2. 휠-토양 상호작용 모델

본 절에서는 휠-토양 상호작용 시험장치를 구성하기 위하여 기동성 예측모델인 반실험적 방법을 검토하고 이를 통해서 기동성 예측을 위해 필요한 핵심 측정변수를 설명하고자 한다.

2.1 반실험적 방법(Semi-empirical Method)

반실험적 방법은 Bekker에 의해 시작 되었으며 Bekker's Derived Terramechanics Model(BDTM)^[8]이라 불리는 단순한 모델을 통해 다양한 토양 조

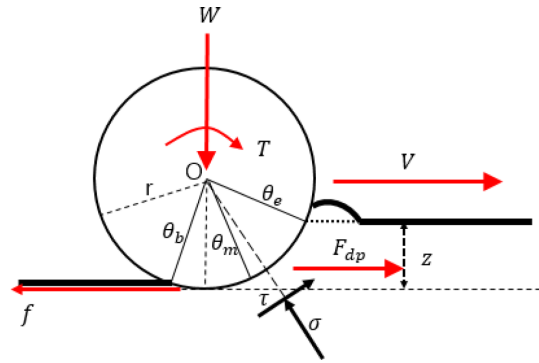


Fig. 1 Forces and torque acting on a driving wheel^[9]

건에서 차량의 기동 특성을 예측할 수 있다. 그 이후 Wong과 Reece^[9,10]에 의해 반실험적 방법이 발전 되었으며 최근에는 Senatore와 Sandu^[11]가 토양과 타이어 사이의 운동들을 오프로드 차량 모델에 적용시켜 토크 분배에 따른 차량의 거동을 연구했다.

Wong과 Reece^[12]는 BDTM을 기초하여 Fig. 1과 같이 강체 휠과 토양 사이의 기하학적인 형상을 토대로 접촉면에 작용하는 응력들을 이용하여 견인토크(T), 수직하중(W), 여유 구동력(F_{dp})을 다음과 같이 표현했다.

$$T = r^2 b \int_{\theta_b}^{\theta_e} \tau(\theta) d\theta \quad (1)$$

$$W = r b \int_{\theta_b}^{\theta_e} (\sigma(\theta) \cos(\theta) + \tau(\theta) \sin(\theta)) d\theta \quad (2)$$

$$F_{dp} = r b \int_{\theta_b}^{\theta_e} (\tau(\theta) \cos(\theta) - \sigma(\theta) \sin(\theta)) d\theta \quad (3)$$

여기서 r과 b는 타이어의 반경과 폭을 나타내고 sigma와 tau는 수직응력과 전단응력을 나타낸다. theta_e는 진입각으로서 침하 깊이(z)와 타이어 반경(r)을 이용하여 식 (4)와 같이 구해진다. theta_b는 탈출각으로서 값이 일반적으로 매우 작기 때문에 0으로 가정한다.

$$\theta_e = \cos^{-1} \left(1 - \frac{z}{r} \right) \quad (4)$$

Wong과 Reece는 수직응력을 다음과 같이 정의 하였다.

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} \sigma_b(\theta) & -\theta_b \leq \theta < \theta_m \\ \sigma_e(\theta) & \theta_m \leq \theta < \theta_e \end{cases} \quad (5)$$

여기서 theta_m은 최대 수직응력이 작용하는 각으로서 theta_b와 theta_e 사이에 존재하며 theta_m을 기준으로 수직응력

이 다음과 같이 σ_e 와 σ_b 로 표현된다.

$$\sigma_e(\theta) = (ck'_c + \gamma_s bk'_\phi) \left(\frac{r}{b}\right)^n (\cos\theta - \cos\theta_e)^n \quad (6)$$

$$\sigma_b(\theta) = (ck'_c + \gamma_s bk'_\phi) \left(\frac{r}{b}\right)^n \times \left(\cos\left(\theta_e - \frac{\theta - \theta_b}{\theta_m - \theta_r}\right)(\theta_e - \theta_m) - \cos\theta_e\right)^n \quad (7)$$

여기서 c 와 b 는 각각 토양 응집력과 타이어 폭을 나타내며, k'_c , k'_ϕ 는 각각 응집력과 토양 내부 마찰각의 무차원 계수를 나타내며, γ_s , n 은 각각 토양 밀도와 침하지수를 나타낸다.

전단응력은 Janosi와 Hanamoto^[13]에 의해 소개된 경험적 수식을 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\tau(\theta) = \tau_{\max} \left(1 - e^{-\frac{j_x}{k_x}}\right) \quad (8)$$

여기서 τ_{\max} 는 최대 전단응력, j_x 는 전단변위, k_x 는 전단변형계수이다. 전단변위는 다음과 같이 표현된다^[13].

$$j_x = \int_{\theta_b}^{\theta_e} r(\theta) [1 - (1-S)\cos(\theta)] d\theta \quad (9)$$

여기서 S 는 슬립율로서 다음과 같이 정의된다.

$$S = \frac{R\omega - V_x}{\max(V_x, R\omega)} \quad (10)$$

여기서 ω 는 휠의 회전 각속도이며 V_x 는 휠의 진행 방향 속도이다. 슬립율은 가속시 V_x 와 $R\omega$ 의 차이에 따라서 0~1 사이의 값을 갖는다.

그리고 최대 전단응력은 토양 물성치인 응집력(c), 내부 마찰각(ϕ), 그리고 최대 수직응력(σ_{\max})을 이용해 다음과 같이 계산된다^[5].

$$\tau_{\max} = c + \sigma_{\max} \tan\phi \quad (11)$$

2.2 중요 측정 변수

앞에서 설명한 반실험적 방법을 통하여 기동성을 예측하기 위해서는 토양의 물성치들을 추정해야 한다^[6]. 그러므로 토양의 물성치들(c , ϕ , k'_c , k'_ϕ , k_x , n)을 추정하기 위해 필요한 여유 구동력(F_{dp}), 토크(T), 하중(W), 선속도(V_x), 각속도(ω), 침하 깊이(z)를 측정할 수 있도록 휠-토양 상호작용 실험장치를 구성하고자 한다.

3. 휠-토양 상호작용 시험장치 개발

2.2절에서 언급한 6개의 변수를 측정하기 위해 Fig. 2와 같이 휠-토양 상호작용 시험장치를 제작하였다. 시험장치의 총 사양은 길이 2060 × 폭 560 × 높이 360 mm이고 토양의 높이는 200 mm이고 타이어의 직경과 폭은 9 inch와 3.5 inch이다. 실험에 사용된 토양은 주문진 표준사이고 토양의 높이와 폭은 벽면과 바닥 면이 휠-토양 상호작용 응력에 미치는 영향을 최소화 하기 위해 여유 있게 설계되었다. 타이어에 작용하는 하중은 약 176 N이고 1 KW DC모터를 사용하여 타이어를 구동하였다. LM Guide와 Rail을 사용하여 종방향 운동의 마찰을 최소화 시키고 수직 방향 운동의 마찰을 최소화 시킬 수 있도록 리니어 부싱을 사용하여 제작하였다.

여유 구동력과 하중을 측정하기 위해 가속도 센서를 사용하였고 가속도를 측정해 주행 중 발생하는 동하중(W)과 여유 구동력을 식 (12)를 통해 계

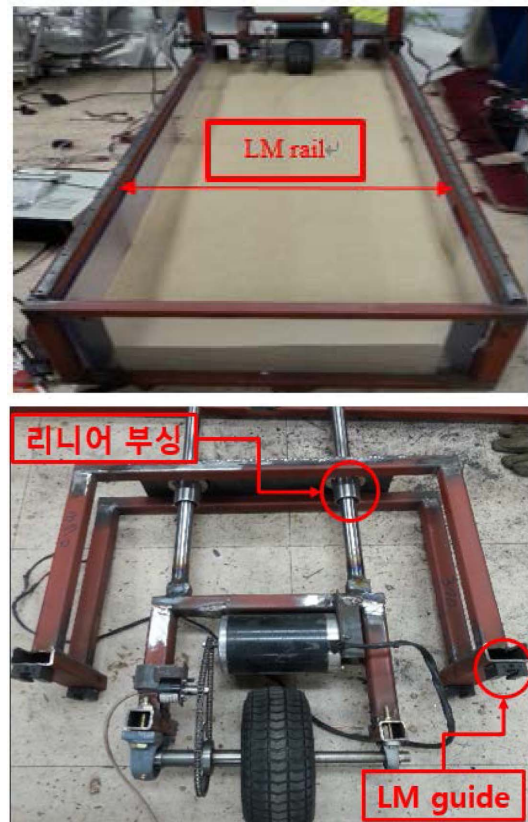


Fig. 2 Wheel-terrain interaction device

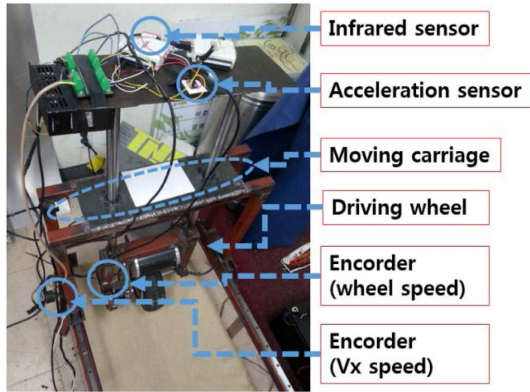


Fig. 3 Moving carriage with built-in sensors

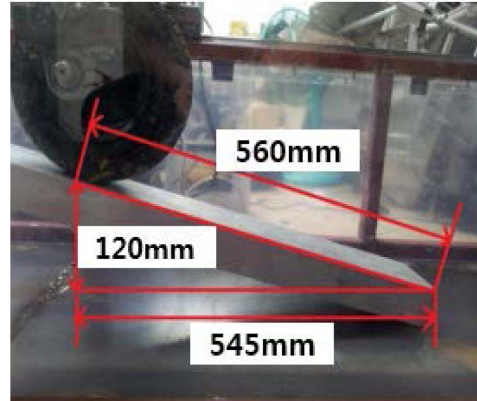


Fig. 4 Measurement of sinkage Z on inclined plane

산한다.

$$F_{dp} = M \times a_x, W = m \times a_z \quad (12)$$

여기서 M 은 이송부(carriage)와 구동부(driving wheel)의 질량의 합, m 은 구동부의 질량, a_x 와 a_z 는 각각 진행방향과 수직방향의 가속도이다.

모터의 토크를 구하기 위해 전류센서를 사용하였으며 다음과 같이 모터토크가 계산된다.

$$T = N \times K_t \times i \quad (13)$$

여기서 N 은 감속비, K_t 는 모터 토크상수, i 는 전류를 나타낸다. 모터 토크상수는 제조업체의 성능 데이터를 통해 얻는다.

침하 깊이를 실시간으로 측정하기 위해 적외선 센서를 이용한다. 견인속도 V_x 와 타이어의 각속도는 Fig. 3에 보여지듯이 엔코더를 통해 측정된다. 견인속도 측정을 위한 엔코더는 랙과 피니언을 이용하여 설치되었다.

엔코더와 적외선 센서를 검증하기 위해서 휠의 이동거리, 이송장치의 이동거리, 그리고 침하 깊이의 관계를 이용하였다^[2]. Fig. 4와 같이 초기 변위를 각각 수평 거리는 545 mm, 높이는 120 mm, 경사면의 거리는 560 mm로 경사면을 설치한 후에 경사면을 따라 타이어를 이동하면서 Fig. 5와 같이 출력되는 각 데이터를 측정했다. 이송장치가 이동함에 따라 휠의 이동거리와 침하 깊이가 선형적으로 상승하는 것을 볼 수 있다. 또한 이송장치의 이동거리가 545 mm에 도달하였을 때, 휠의 이동거리가 약 560 mm, 침하 깊이가 약 120 mm로 측정된 것을 확인할 수 있다. 그러므로 이송장치의 이동거리에 따라 휠의 이동거리와 침하 깊이가

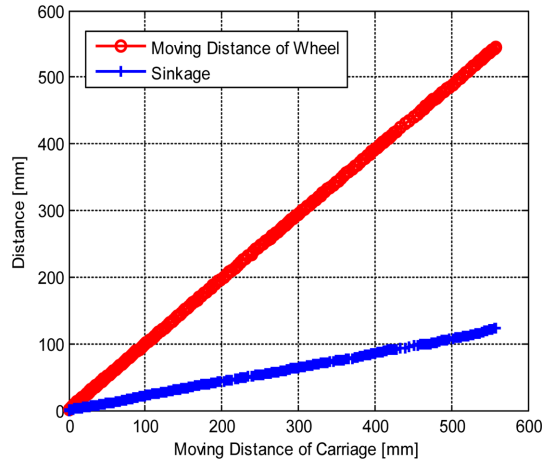


Fig. 5 Verification of sinkage sensor and encoder

정확하게 측정되는 것을 알 수 있다.

휠의 각속도 ω 를 사용한 이론적 선속도 ($V_{wheel} = R_{wheel} \times \omega$)와 이송장치의 선속도(V_x)를 측정하기 위해 PPS(Pulse Per Second) 형식의 엔코더 출력을 식 (14), (15), (16)과 같이 변환하였다.

$$\omega = \frac{2\pi}{PPR} \times PPS \text{ [rad/sec]} \quad (14)$$

$$V_{wheel} = R_{wheel} \times \omega \text{ [mm/sec]} \quad (15)$$

$$V_x = \frac{N_{pinion}}{N_{rack}} \times \frac{L_{rack}}{PPR} \times PPS \text{ [mm/sec]} \quad (16)$$

여기서 N_{pinion} 과 N_{rack} 은 피니언과 랙의 기어수로서 각각 25개와 64개가 사용되었다. L_{rack} 은 랙의 길이로서 402 mm이다. R_{wheel} 은 타이어의 반경이며 PPR 은 엔코더가 1회전할 때 발생하는 펄스수

이다.

Fig. 6은 평탄한 노면에서 슬립이 발생하지 않는다는 조건 하에 바퀴를 구동시켜 이론적 선속도(V_{wheel})와 이송장치의 선속도(V_x)를 출력한 그래프이다. 두 속도의 오차율이 약 5% 이하이다. 바퀴의 이론적 선속도와 이송장치의 선속도는 식 (10)을 통해 슬립율을 계산하는 중요한 변수이다.

Fig. 7은 전류센서를 통해 실시간으로 측정된 전류를 식 (13)을 이용하여 계산한 모터의 토크이다.

4. 시험을 통한 데이터 수집

개발된 시험장치를 이용하여 기동성을 예측할

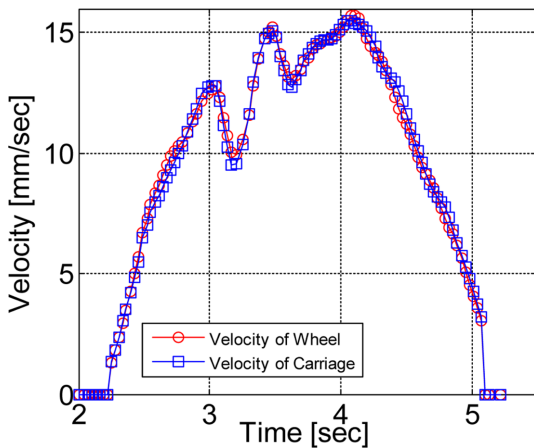


Fig. 6 Measurement of velocity through encoder

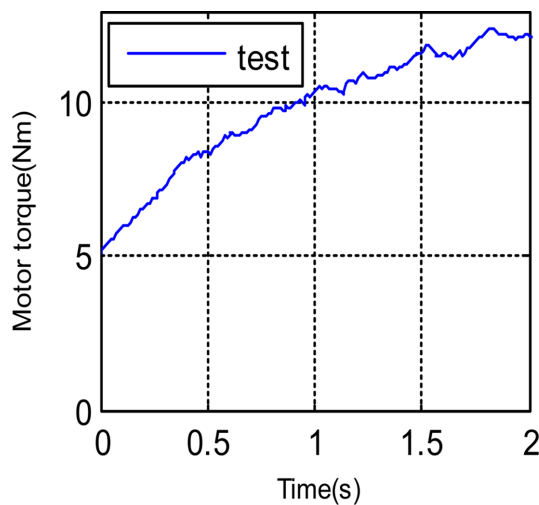


Fig. 7 Measurement of torque by current sensor

수 있는 주요 변수(F_{dp} , z , T , W , V_x , ω)를 측정하고자 한다. 2장에서 언급했던 휠-토양 상호작용 모델은 슬립율에 따라 그 값들이 변하기 때문에 각각의 측정 데이터를 슬립율에 따라 출력한다. 측정된 데이터들은 최대 여유 구동력과 최적의 슬립율을 예측하기 위한 용도로 사용될 예정이므로 2장에서 언급했던 하중, 여유 구동력, 토크를 슬립율에 대해서 출력하고 슬립율에 따른 침하 깊이도 같이 출력하고자 한다. 또한 각 변수를 세 번씩 측정하여 측정 데이터의 반복성을 확인하고자 한다.

4.1 슬립율에 따른 침하 깊이

동일 조건에서 세 번의 실험을 통해 Fig. 8과 같이 토양의 침하 깊이를 측정하였다. 초기 침하 깊이는 정적 하중(Static load)에만 영향을 받으며 타이어가 구동되면 동하중과 슬립의 영향을 같이 받으며 Fig. 8과 같이 슬립에 따라 침하 깊이가 증가하는 경향을 보인다. 세 번의 실험에 대한 결과들은 모두 유사한 경향을 보인다.

4.2 슬립율에 따른 모터 토크

Fig. 9는 동일한 조건에서 세 번의 실험을 통해 출력한 슬립율에 따른 모터 토크 곡선이다. 슬립율이 증가함에 따라 모터 토크도 증가하는 경향을 보인다. 약간의 오차가 있지만 세 번의 실험 모두 비슷한 경향을 보인다.

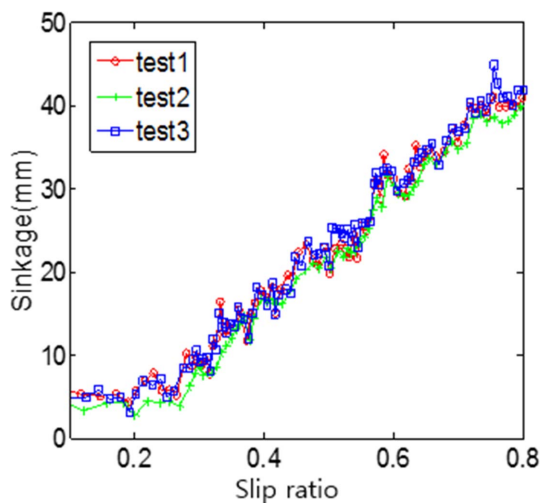


Fig. 8 Measurement of soil sinkage

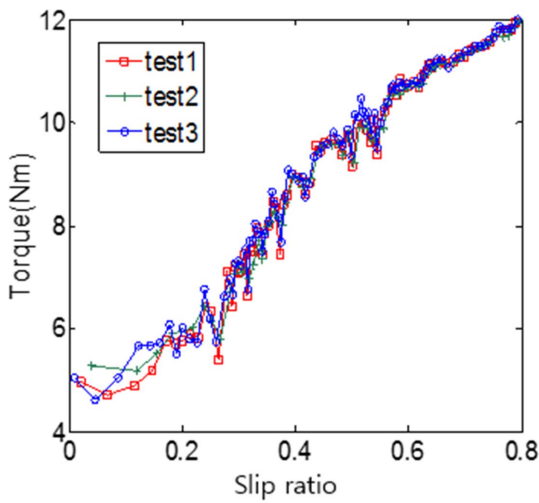


Fig. 9 Measurement of motor torque

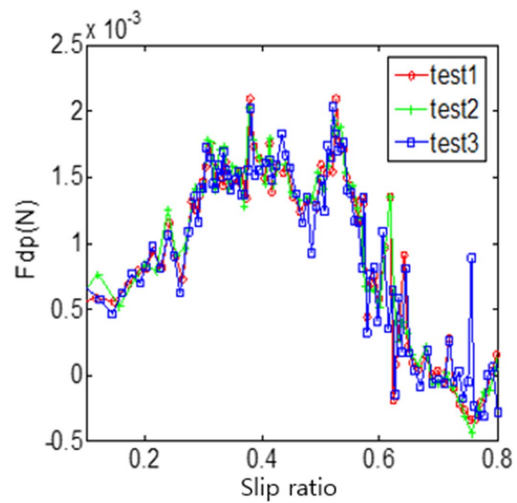


Fig. 11 Measurement of drawbar pull

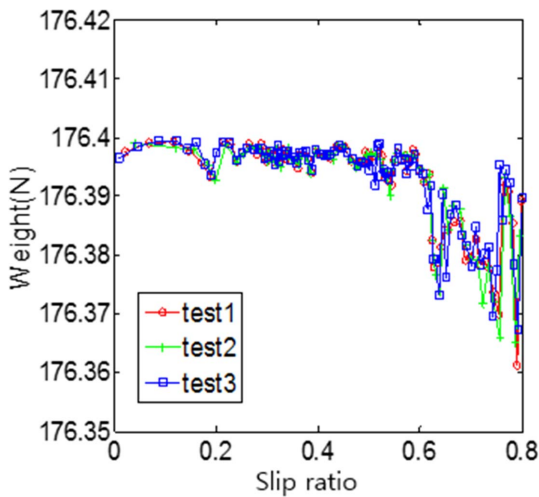


Fig. 10 Measurement of weight of driving part

4.3 슬립율에 따른 하중

Fig. 10은 동일 조건에서 세 번의 실험을 통해 얻어진 슬립율에 대한 구동부의 하중 그래프이다. 슬립율에 따라 하중의 변화는 거의 발생하지 않다가 약 0.6의 슬립율 이상에서 하중이 급격하게 감소하는 경향을 보인다.

4.4 슬립율에 따른 여유 구동력

Fig. 11은 동일 조건에서 세 번의 실험을 통해 얻어진 슬립율에 대한 여유 구동력 그래프이다. 입력되는 토크에 비해 상당히 작은 여유 구동력이 출력되는 것을 확인할 수 있다. 실험에 사용된 주문진 표준사의 경우 토양의 강도가 다른 토양에

비해 상당히 약하기 때문에 타이어가 나아갈 수 있는 충분한 구동력을 제공하기 어렵기 때문인 것으로 추정된다. 슬립이 증가함에 따라 여유 구동력이 증가하는 경향을 보이지만 약 0.5의 슬립율 이상에서 급격히 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 세 번의 동일 실험 모두 유사한 경향을 보이고 약 0.4의 슬립율에서 최대 여유 구동력을 갖는 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

최대 여유 구동력과 최적의 슬립을 추정하는데 필요한 휠-토양 상호작용 시험장치를 제작하고 사용된 센서들을 검증하였다. 그리고 휠-토양 상호작용 시험장치를 통해 기동성 예측에 필요한 주요 변수(F_{dp} , z , T , W , S)를 모두 출력을 하였다. 기존의 논문에서 사용된 고가의 센서 대신 저가의 센서를 통해 동일한 변수를 획득할 수 있었으며, 센서에 의해 출력되는 데이터의 반복성을 확인하기 위해 동일한 조건에서 세 번의 실험을 진행하였다. 측정된 각 데이터들은 약간의 오차를 보이지만 세 번의 실험 모두 비슷한 경향을 나타내는 것을 확인할 수 있었다.

차량의 기동성을 보여주는 변수는 슬립율에 따라 변하는 것을 확인할 수 있었다. 특히, 실험을 통해 얻은 데이터 중에서 여유 구동력은 차량의 기동성을 보여주는 가장 중요한 변수로서 차량이 가속하거나 등판할 수 있는 능력을 보여주는데 여유

구동력이 작을수록 차량은 노면 위에서 가속하거나 등판할 수 있는 능력이 감소한다는 것을 보여준다. 본 실험에 사용된 주문진 표준사의 경우 강도가 약하기 때문에 타이어가 토양에 가하는 힘을 버티지 못하고 토양 파괴가 발생해 기동성이 좋지 않다는 것을 확인하였다. 또한, 최대 여유 구동력이 작용하는 최적의 슬립은 약 0.4의 슬립을 영역인 것을 확인할 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 한국 국방과학연구소의 지상체계분 석특화연구실 과제의 지원을 받았으며, 이에 감사합니다.

References

1. Ciobotaru, T., 2009, Semi-empiric Algorithm for Assessment of the Vehicle Mobility, *Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies*, Issue 15, pp.19-30.
2. Kim, J. and Lee, J., 2013, Prediction of Maneuverability and Efficiency for a Mobile Robot on Rough Terrain through the Development of a Testbed for Analysis of Robot-terrain Interaction, *Journal of Korea Robotics Society*, 8(2), pp.116-128.
3. Brixius, W.W., 1987, Traction Prediction Equations for Bias Ply Tires, *ASAE*, Paper No. 87-1622.
4. Bekker, M.G., 1956, Theory of Land Locomotion; the Mechanics of Vehicle Mobility, The University of Michigan Press, Ann Arbor, pp.186-282.
5. Bekker, M.G., 1969, Introduction to Terrain-vehicle System, University of Michigan Press, Ann Arbor, pp.256-382.
6. Hutangkabodee, S., Zweiri, Y., Seneviratne, L. and Althoefer, K., 2008, Soil Parameter Identification and Driving Force Prediction for Wheel-terrain Interaction, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 5(4), pp.425-432
7. Ding, L., Gao, H., Deng, Z., Nagatani, K. and Yoshida, K., 2011, Experimental Study and Analysis on Driving Wheel's Performance for Planetary Exploration Rovers Moving in Deformable Soil, *Journal of Terramechanics*, 48(1), pp.27-45.
8. Gerhart, G.R., Laughery, S.C. and Goetz, R.C., 2000, Off-road Vehicle Locomotion using Bekker's Model, *Proceedings of SPIE, Unmanned Ground Vehicle Technology II*, Orlando, USA, pp.127-136.
9. Wong, J.Y. and Reece, A.R., 1967, Prediction of Rigid Wheel Performance Based on Analysis of Soil-wheel Stresses: Part I. Performance of Driven Rigid Wheels, *Journal of Terramechanics*, 4(1), pp.81-98.
10. Wong, J.Y. and Reece, A.R., 1967, Prediction of Rigid Wheel Performance Based on Analysis of Soil-wheel Stresses: Part II. Performance of Towed Rigid Wheels, *Journal of Terramechanics*, 4(2), pp.7-25.
11. Senatore, C. and Sandu, C., 2011, Torque Distribution Influence on Tractive Efficiency and Mobility of Off-road Wheeled Vehicles, *Journal of Terramechanics*, 48(5), pp.372-383.
12. Wong, J.Y., 2008, *Theory of Ground Vehicle*. 4th ed., John Wiley & Sons, Inc, pp.114-124, pp.175-202.
13. Janosi, Z. and Hanamoto, B., 1961, Analytical Determination of Drawbar Pull as a Function of Slip for Tracked Vehicles in Deformable Soils, *Proceedings of the 1st International Conference on Terrain-vehicle System*, Turin, Italy, pp.707-736.



오 현 환

2013년 명지대학교 기계공학과(학사)
 2013년~현재 명지대학교 기계공학과 석사과정
 관심분야: 차량 동역학 및 제어, 아지 주행 차량



김 관 영

2010년~현재 명지대학교 기계공학과 학사과정
 관심분야: 로봇 기구학 및 제어, 아지 주행 차량



김 진 성

1979년 인하대학교 기계공학과(학사)
 1988년 연세대학교 기계공학과(석사)
 2013년~현재 명지대학교 기계공학과 박사과정
 1984년~2002년 현대자동차 남양연구소(수석연구원)
 2002년~2008년 현대파워텍 화성연구소(이사대우)
 2008년~2013년 텔파이 연구소 파워트레인(이사)
 관심분야: 변속기 시험, 차량동역학, 제어 및 시뮬레이션



신 응 재

1996년 부산대학교 기계공학과(석사)
 1996년~현재 국방과학연구소 근무
 관심분야: Terramechanics, 다물체 차량동역학



이 규 진

2001년 서울대학교 기계항공공학부(학사)
 2003년 서울대학교 기계항공공학부(석사)
 2008년 서울대학교 기계항공공학부(박사)
 2010년~2012년 National Renewable Energy Laboratory (USA) PostDoc
 2012년~현재 명지대학교 기계공학과 조교수
 관심분야: 시뮬레이션, 리튬이온전지, 신재생에너지 시스템



최 민 석

2001년 포항공과대학교 기계공학과(학사)
 2003년 포항공과대학교 기계공학과(석사)
 2008년 포항공과대학교 기계공학과(박사)
 2008년 5월~2011년 2월 Imperial College London, Research Associate
 2010년 9월~현재 명지대학교 기계공학과 조교수
 관심분야: 유체기계, CFD, CAE



이 수 진

1992년 한양대학교 정밀기계공학과(학사)
 1994년 KAIST 정밀공학과(석사)
 2001년 KAIST 기계공학과(박사)
 2001년~2008년 현대모비스 기술연구소 연구원
 2008년~현재 명지대학교 기계공학과 조교수 / 부교수
 관심분야: 차량 동역학 및 제어, 차량 시뮬레이터, 비선형 강인제어