

타이어 로올러 개발을 위한 유압 시스템 설계 및 차량 동역학적 모델링에 관한 연구

Research on Hydraulic System Design and Vehicle Dynamic Modeling for the Development of Tire Roller

김 상 겸*, 김 준 호*, 이 운 성**, 김 정 하**
Sanggyum Kim, Junho Kim, woonsung Lee, Jungha Kim

ABSTRACT

In this research, we are trying to research about hydraulic system design and vehicle dynamic modeling for the development of the tire roller. The reason why we would like develop it is that tire roller is one of the most useful machine for the road construction site and application other construction equipments. Here, we conceptualize the new hydraulic system and derive the equations of motion for dynamic analysis and also investigate system modeling by using a DAQ board. We design the hydraulic circuit of steering and traction mechanism system. This design can be used to create virtual prototypes of construction equipment. So, we studied tire roller to integrate development technology. In system analysis, we formulate hydraulic traction system model and hydraulic steering system model. Also, we integrate DAQ system to acquire experimental results in real tire roller equipment.

주요기술용어 : Tire roller(타이어 로올러), Traction system(구동 시스템), Steering system(조향 시스템), Hydraulic motor(유압모터), Hydraulic pump(유압펌프)

Nomenclature

M : mass of the vehicle
M_r : equivalent mass of the rotating components
a_x : longitudinal acceleration
W : weight of the vehicle
g : acceleration of gravity
T^g : torque generated on motor
R_x : rolling resistance forces

r : rolling radius of the tires
μ : coefficient of friction
θ : uphill grade
D_p : volumetric displacement of pump
D_m : volumetric displacement of motor
N_p : velocity of pump(resume constant)
V₀ : average volume of front chamber
P₁ : pressure of front chamber
P₂ : pressure of return chamber
β_e : effective bulk modulus of system

* 회원, 국민대학교 자동차전문대학원

** 회원, 국민대학교 자동차전문대학원

- C_{ip} : internal leakage coefficient of pump
- C_{ep} : external leakage coefficient of pump
- V : volume of chamber
- A : area of piston
- \dot{y} : speed of piston
- τ : equivalent torque acting on a joint
- f : actuation force
- δd : virtual displacement of the actuator
- $\delta \theta$: virtual rotation of the joint angle
- C_{em} : external leakage coefficient of motor
- C_{im} : internal leakage coefficient of motor
- k_p : displacement gradient of pump control
- ϕ : pump stroke angle
- B_m : total viscous damping coefficient
- θ_m : angular velocity of motor
- P_r : replenishing pressure
- J_i : moment of inertia
- C_f : internal motor friction coefficient
- T_L : arbitrary load torque on motor

1. 서론

산업의 고도성장과 더불어 건설장비기술도 한층 발전되어 가고 있다. 특히, 건설장비 중에서도 타이어 로울러는 건설현장에서 도로 마무리 작업에 널리 사용되는 없어서는 안될 중요한 장비이며, 외국에서는 이미 오래 전부터 미국의 Link-belt, Gerion사와, 독일의 HAMM, Bomag사, 일본의 Sakai, Kawasaki 등 선진국에서는 상용화되어 널리 사용되고 있다. 하지만 이 분야에 국내의 연구는 미비한 실정이다. 특히 우리나라는 건설장비의 활용도가 다른 어느 나라에 비하여 높은 편이다. 그러므로, 타이어 로울러에 대한 국산화 연구를 시작하게 되었다. 현재 국내에 도입된 일반적인 도로포장 타이어 로울러 장비는 대부분이 기계식이 많이 사용되고 있다. 기계식은 구동력 및 제어가 용이하지 않다. 따라서, 본 연구에서는 기계식보다 구동력 및 제어 성능이 뛰어나며, 제어가 용이한 유압식 도로포장 타이어 로울러를 제안하고자 한다. 또한, 본 연구를 통하여 산업현

장에서 널리 사용되는 타이어 로울러의 개발시간 단축 및 개발비용을 절감하고 설계 측면의 작업을 쉽게 하기 위한 시스템의 해석 방법을 제안하고자 하며, 그 해석의 타당성을 실차 실험을 통하여 검증하였다. 타이어 로울러에 전체 시스템의 해석 방법과 수학적 모델링을 크게 두 부분으로 분류하여 제안하였다. 첫 번째 제안은 조향계 시스템에 대하여 두 개의 유압 액츄에이터 및 유량 밸브와 조향 링크지를 함께 고려하여 해석 및 모델링을 수행하였고, 두 번째로는 구동시스템에 대하여 디젤엔진, 유압펌프, 유압모터와 차량에 대한 해석 및 모델링 방법을 제안하였다. 이러한 해석 및 모델링은 타이어 로울러 설계 및 시스템을 구축하는 기반이 되며, 기타 다른 장비에도 쉽게 적용할 수 있게 된다.^{1,2)}

2. 이론해석

2.1 구동 시스템 모델링 및 해석

2.1.1 일반적인 타이어로울러 모델링

일반적으로 타이어 로울러 시스템에 대해 해석하기 위해서는 실제 작업환경에서 이루어지는 현상을 예측할 수 있는 차량 모델이 필요하게 된다. 이러한 모델 과정은 타이어 로울러 차량이 시동 및 가속, 조향이나 제동을 나타낼 수 있게 하며, 차량 측면에서 세워진 식들이 유압 모델링과 연계될 수 있도록 구성되어야 한다. 그러므로, 이러한 타이어 로울러의 실제 현상을 나타내도록 모델링 하는 방법이 핵심적인 요소이다. 일반적으로 차량 동역학 시뮬레이션을 위한 모델은 해석목적과 얻고자하는 데이터에 따라 다양한 모델들이 있다. 운동자유도가 작은 선형모델에서부터 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System)나 DADS(Dynamic Analysis and Design System)를 이용할 경우와 같이 자유도가 수십에서 수백에 이르는 비선형 다물체 동역학 모델(multibody dynamics model), 그리고 부품특성이 아닌 시스템 특성 데이터에 의한 Lumped 파라미터 모델(lumped parameter model) 등이 있

다.^{1,2)} 본 연구에서는 타이어 로울러에 적용할 수 있는 차량모델을 개발하기 위해 기존의 차량 해석방법을 이용하였고, 실차의 데이터와 비교 가능한 물리량 값이 계산되어질 수 있도록 모델링 하였다. 또한, 개발한 타이어 로울러에 적용된 차량 시뮬레이션 시스템은 차량 모델과 각 서브 시스템의 기본 구조와 각각의 입출력을 나타낼 수 있도록 하였다. Fig. 1은 일반화시킨 타이어 로울러의 자유 물체도를 보여준다. 차량 중심점의 관성력을 추가하여 정적평형상태에서 언덕 경사 출발시 차량에 가해지는 힘 벡터를 보여준다.³⁾

Fig. 1에 적용된 이론은 Newton 제2법칙의 기본적인 이론이며, 고정 좌표계 내에서 모든 방향에 대한 외력의 합은 운동량의 시간 변화율과 같아야 하고 (1)식과 같이 표현된다.³⁾

$$\sum F = \frac{d(mV)}{dt} = m \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

또한, 모든 외력의 모멘트 합은 운동량의 모멘트의 시간 변화율과 같아야 하고 (2)식과 같이 표현된다.

$$\sum M = \frac{dH}{dt} \quad (2)$$

이로부터 유도된 (1)과 (2)식은 다음과 같이 표현된다.

$$(M + M_r) a_x = \frac{W + W_r}{g} \times a_x = \frac{T_g}{r} - R_x - \mu W - W \sin \theta \quad (3)$$

위(3)식은 유압식 구동 시스템에 대한 방정식

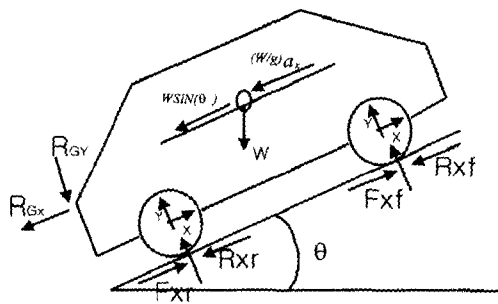


Fig. 1 FBD of the generalized tire roller model

에 적용되어 타이어 로울러의 가속 성능을 나타내게 된다.

2.1.2 구동 시스템 모델링

타이어 로울러 구동 시스템 부는 가변 용량형 펌프의 사판각과 엔진의 RPM의 조정으로부터 유량을 조절하여 모터를 회전시키는 시스템으로 되어 있다.

Fig. 2는 구동 시스템 부의 개략도를 보여주며 같은 방식인 펌프로 제어되는 시스템은 실제의 90%에 가깝게 최고의 효율을 적용할 수 있는 특성을 가졌다. 반면에, 느린 응답을 나타내는 단점이 있다. 그리고, 이런 시스템을 보통 Hydrostatic 이나 Hydrac Transmission이라고 부른다.⁴⁾

Fig. 2에서 펌프 변위는 일정한 속도 힘 요소와 직접적인 유량에 의해 구동되며, 유압모터 고정 변위와 직접적으로 연결되어 있다. 따라서, 모터의 속도와 회전 방향은 펌프 길이가 변화에 의해 제어된다. 우리는 실험에서 다음과 같은 조건을 가정하였다. 유압 관내의 모든 압력은 일정하고, 유압라인 손실 및 최소의 동력 손실은 무시하며, 포화상태 압력 무시, 일정한 유량 밀도와 온도 그리고 유압펌프 및 모터 챔버내의 체적은 일정, 리프레스시 압력 일정, 펌프 속도 일정, 드레인 압력 제로, 유실 유량 제로로 가정하였다. 이러한 조건 하에서 연속 방정식은 (4)식과 같이 표현된다.⁴⁾

$$D_p N_p - C_{ip} (P_1 - P_r) - C_{ep} P_1 - C_{im} (P_1 - P_2) - C_{em} P_1 - D_m \frac{d\theta_m}{dt} = \frac{V_0}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (4)$$

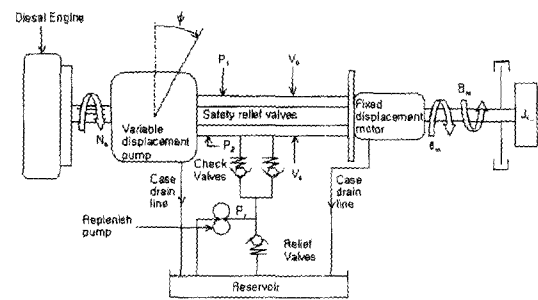


Fig. 2 Schematics of the traction controlled motor

그리고, 펌프의 변위는 (5)식과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_p = k_p \phi \quad (5)$$

유압 모터의 출력 토크는 (6)식과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = (P_1 - P_r)D_m \quad (6)$$

위(5)와 (6)식은 모터의 이론적인 계수들을 생략하여 단순화한 식이며, 일반적인 식은 (7)식과 같다.⁴⁾

$$T_m = (P_{m1} - P_{m2}) = J_r \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{\theta_m}{|\theta_m|} (P_{m1} + P_{m2})C_f D_m + T_L \quad (7)$$

따라서, 본 연구에서는 위와 같은 식을 이용하여 모델링을 수행하고 실차에 센서를 부착하여 Tire Roller의 구동을 전달하는 구동부의 유압 모터의 회전수를 측정하고, 차량의 속도 및 가속도 등을 측정하였다.

2.1.3 수학적 모델링 및 해석결과

차량의 모델링과 유압 구동 시스템 모델링을 고려하여 구동부 시스템 해석시 5개의 상태 변수로 수식을 정리하였고, Fig. 3은 시뮬레이션 결과이다.^{5,6)}

$$X = \begin{bmatrix} d_x & v_x & \theta_m & \dot{\theta}_m & P_1 \end{bmatrix} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5] \quad (8)$$

여기서,

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (9)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{g}{(w + w_r)} \left(\frac{(P_1 - P_r)D_m}{r} - f_r w - w \sin \theta \right) \quad (10)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (11)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{(P_1 - P_r)D_m - B_m \frac{d\theta_m}{dt} - \{(M + M_r)\alpha_r + f_r W + w \sin \theta\}}{J_r} r \quad (12)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta_e}{v_0} (D_p N_p - D_m \frac{d\theta_m}{dt}) \quad (13)$$

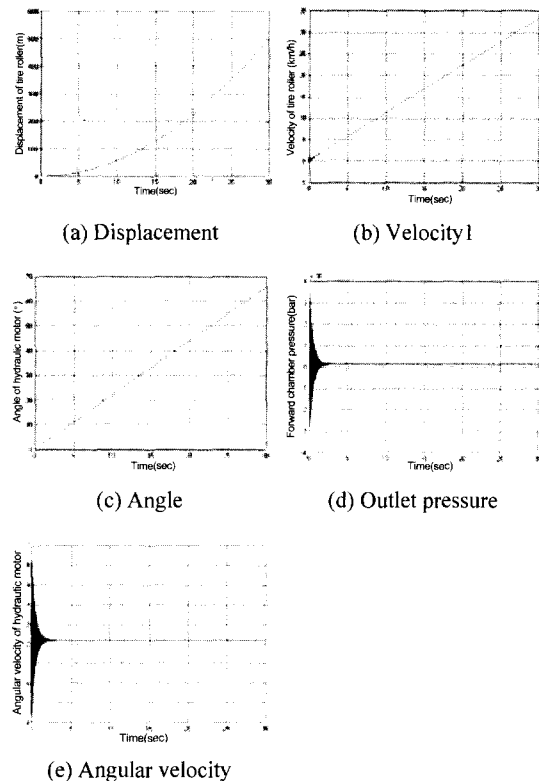


Fig. 3 Simulation results of traction system

위 결과에서 (a)는 시간에 따른 타이어 로울러의 이동 거리를 나타내며, (b)는 타이어 로울러에 속도를 보여주고, (c)는 구동부 모터의 각도를 보여주고, (d)는 구동부 모터의 각속도를 나타내며, (e)는 모터 출구쪽의 압력변화를 보여준다.

2.2 조향계 시스템 모델링 및 해석

2.2.1 유압식 조향 시스템 모델링

유압 조향 시스템의 모델링은 단순하다. 공급과 출력 압력은 일정하다고 가정하고 각각의 유압 액츄에이터는 Fig. 4와 같이 두 개 포트 로터리 밸브에 부착된다. 이때 조향 컬럼은 반대 방향의 두 개 액츄에이터 작동에 의해 제어된다.⁷⁾

액츄에이터 챔버내의 오일 압력은 1차 미분 방정식으로 정식화되고 운동량 보존의 법칙에 적용하면 (14)식과 같다.

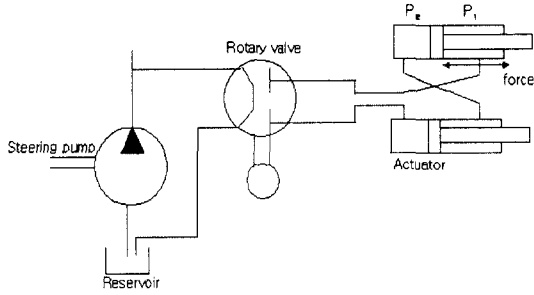


Fig. 4 Schematic diagram of steering system

$$\frac{V}{\beta_c} \dot{p} = Q - Ay \quad (14)$$

이때 액추에이터의 병진운동 힘은 실린더 내의 피스톤의 현재 위치와 입, 출력 압력 차에 의해 계산된다. 액추에이터에 의해 발생하는 힘은 (15)식에 의해 계산된다.

$$f = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (15)$$

2.2.2 조향부 기구해석 모델링

타이어 로울러 조향부의 기구학적 구조는 일반 차량과 달리 현가 스프링과 댐퍼가 없이 휠 축과 차체가 직접 연결된다. 차체와 조향축은 회전 조인트로 연결되고, 조향축의 양 끝단은 회전각을 발생하기 위한 두 개의 유압 실린더로 구성되며, 조향각은 액추에이터의 길이 변화에 의해 발생된다. 조향축에 발생하는 등가 토크는 실린더 힘 성분과 토크 힘의 게인 비(gain ratio)의 곱으로 나타내어 질 수 있다. 이러한 관계는 가상일(virtual work)로 적용되어 유도된다.^{8,9)}

$$\delta W = f \delta d - \tau \delta \theta \equiv 0 \quad (16)$$

(16)식을 적용하면 토크와 힘의 관계는 (17)식으로 표현된다.⁹⁾

$$g(\theta) = \frac{\tau}{f} = \frac{\partial d}{\partial \theta} \quad (17)$$

위 (16)과 (17)식을 이용하여 실제 타이어 로울러에 적용된 조향 시스템을 해석하고, 실차 실험에서는 시스템을 부하가 있는 경우와 없는 경우

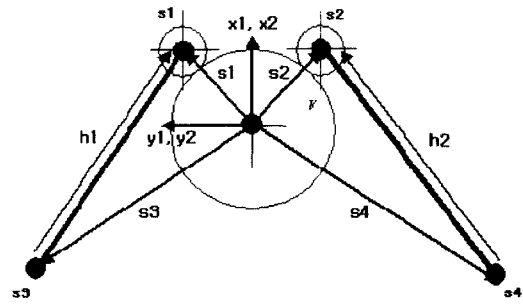


Fig. 5 Kinematics representation of steering system

로 나누어 실험을 수행하였다.

Fig. 5는 등가 토크가 적용된 조향축의 회전 조인트의 개략도를 보여주며, Fig. 5에서 회전 조인트는 두 개의 유압 실린더에 의해서 작동되고 최종적으로 조향각을 발생시키게 된다. 힌지점에서 벡터 관계식을 세우면 (18)과 (19)식으로 표현된다.⁸⁾

$$h_1 = -s_3 + A_{2,1} s_1 \quad (18)$$

$$h_2 = -s_4 + A_{2,1} s_2 \quad (19)$$

여기서, 액추에이터의 길이는 $d_1 = \|h_1\|$ 과 $d_2 = \|h_2\|$ 것으로 나타내며, $A_{2,1}$ 은 다음과 같이 변환 행렬 (20)식으로 나타내게 된다.

$$A_{2,1} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

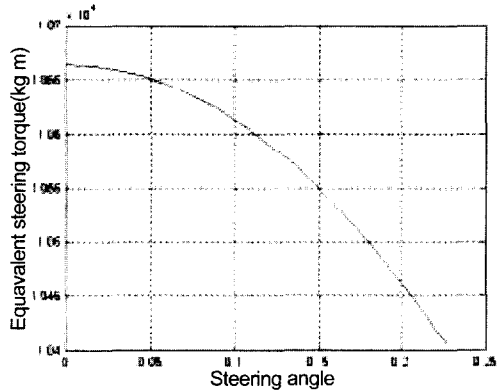
식(20)을 벡터 방정식에 적용하면 다음 (21)식과 같다.

$$\begin{aligned} g_i(\theta) &= \frac{\partial}{\partial \theta} (d_i) = \frac{\partial}{\partial \theta} (\sqrt{h_i^T h_i}) = \frac{1}{d_i} h_i^T \frac{\partial h_i}{\partial \theta} \\ &= \frac{1}{d_i} h_i^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_i \end{aligned} \quad (21)$$

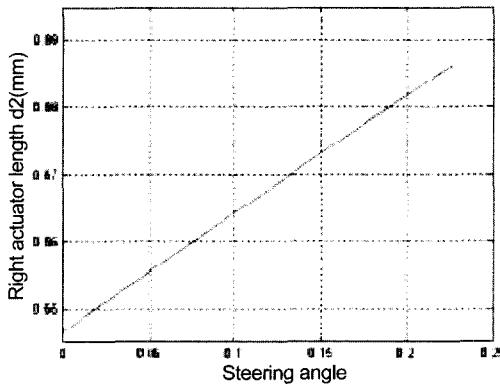
그러므로, 두 개 액추에이터에 의해 발생된 토크의 합은 (22)식으로 표현된다.

$$\tau = \frac{1}{d_1} h_1^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_1 f_1 + \frac{1}{d_2} h_2^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_2 f_2 \quad (22)$$

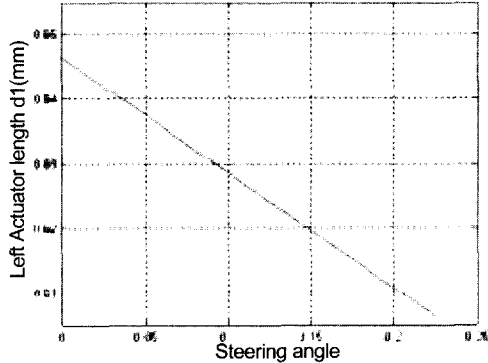
최종적으로 조향 킬림에 작용하는 액추에이



(a) Equivalent steering torque



(b) Right actuator length displacement



(c) Left actuator length displacement

Fig. 6 Actuator displacement of steering system

터의 속도 관계식은 (23)과 (24)식으로 나타낼 수 있다.

$$d_1 = g_1 \theta \quad (23)$$

$$d_2 = g_2 \theta \quad (24)$$

위 과정으로부터 조향축에 걸리는 작동 토크를 결정할 수 있으며, Fig. 6과 같은 조향각의 변화에 따른 액추에이터의 길이변위와 등가토크 변화를 보여줄 수 있다. 여기서 (a)는 조향각에 따른 등가 조향 토크를 보여주며, (b), (c)는 조향각에 따른 우회전과 좌회전시 액추에이터의 길이 변위를 보여준다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치 구성

지금까지의 이론식과 모델링 해석을 검증하기 위해 유압 구동방식 타이어 로울러를 직접 제작하였으며, Fig. 7은 실차 실험시에 적용되었던 실험장치 개략도이며, 실험장치는 크게 구동부와 조향부로 분류된다.

3.2 실험방법

Tire Roller의 구동 속도를 측정하기 위하여 로터리 엔코더(rotary encoder)와 마그네틱 홀 센서(magnetic hall sensor)를 유압모터와 엔진에 부착하여 타이어 로울러에 속도를 측정하였다. Fig. 8과 Table 1은 유압모터의 회전수를 측정하기 위해 사용된 실 제품과 사양을 보여준다.

기구학적 해석의 타당성을 검증하기 위해 조향부의 조향 실린더에 Linear Potentio Meter를 부착하였고, 부하압력 및 시스템 작동시의 압력변

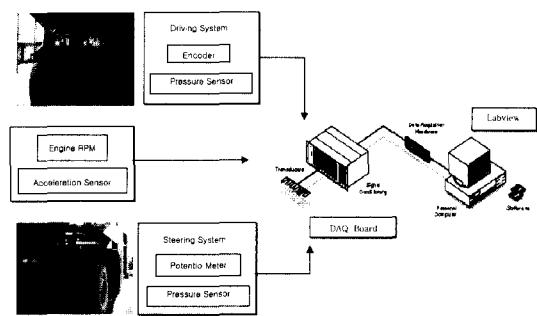


Fig. 7 Block diagram of experimental device for tire roller



Fig. 8 Schematics of rotary encoder

Table 1 Specification of rotary encoder

기계적 특징	
최대회전수	10,000rpm
기동토크	300gfCm
관성모멘트	13gfCm ²
충격	50G, 11mSec
사용온도범위	-10°C ~ +60°C
전기적 특징	
분해능	1024P/R
전원	DC5V
응답주파수	200kHz

화를 확인하기 위하여 유압 라인의 입, 출구 쪽에 유압센서(pressure sensor)를 부착하였다. Table 2는 조향 실린더에 부착되어있는 Linear Potentio Meter의 사양이다.

Fig. 9는 타이어 로울러 작동시 조향 실린더 변

Table 2 Specification of linear potentio meter

특징	LP-400F-E
이동거리	400mm
전체저항	5.10K Ω ±20
선형성	±0.1%
파워율	4W/70°C

위를 측정하기 위하여 사용된 Linear Potentio Meter를 보여준다.

Fig. 10은 압력센서이고 실험시 조향축 압력은 100bar 구동부 압력은 250~300bar이며, 각 라인에 센서를 부착하였다.

Table 3은 사용된 압력 센서의 사양이다.



Fig. 9 Schematics of linear potentio meter

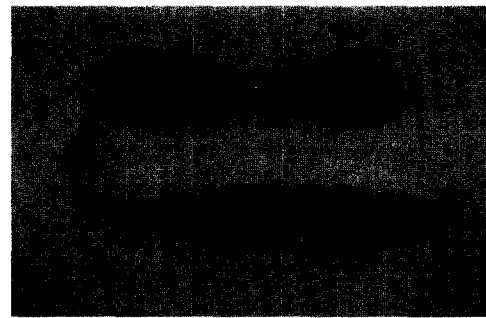


Fig. 10 Pressure transducer

Table 3 Specification of pressure transducer

모델명	PMSB0500KAAA, PMB0300KAAA		
압력	300, 500kgf/cm ³	정격출력	출력전압 : 0-5V, 1-5V
정격인가전압	DC 12-24V	정밀도	0.5%FS
비직진성	0.35%FS	히스테리시스	0.15%FS
재현성	0.15%FS	영점온도경향	0.06%FS
출력온도영향	0.06%FS	사용온도범위	-20-80°C
온도보상범위	-10-70°C	허용압력	150%FS
파괴압력	200%FS	내진성	49.1m/s ² 10-500Hz
내평행성	490m/s ²		

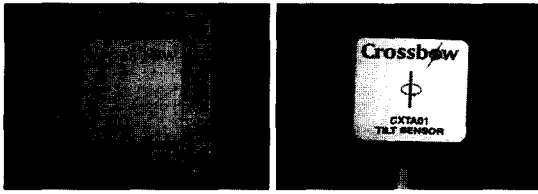


Fig. 11 Schematics of tilt & acceleration sensor

Table 4 Specification of tilt & acceleration sensor

CXL10HF3(가속도센서)	
작동범위	±10G
민감도	100mV/G
분해능	300uGrms
대역폭	0.3-10,000Hz
CXTA01(Tilt 센서)	
작동범위	±20° ~ ±75°
분해능	0.05°rms

또한, 전체 차량의 조향 응답을 확인하기 위하여 Tilt sensor와 가속도계를 사용하였다. Fig. 11과 Table 4는 실험에 사용된 제품 및 사양을 보여준다.

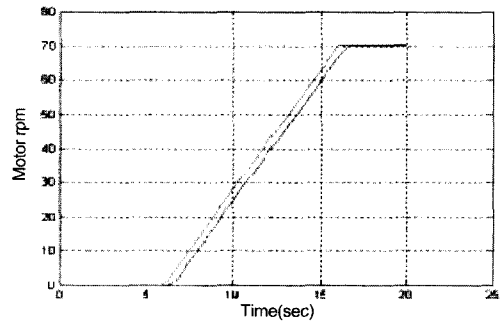
실차 실험시 신호의 정밀도 및 각종 센서로부터 신호를 검출하기 위하여 범용 적으로 널리 상용화된 NI(National Instrument)사의 모듈(module)화된 DAQ Board를 사용하였다.¹⁰⁾

4. 실험결과 및 고찰

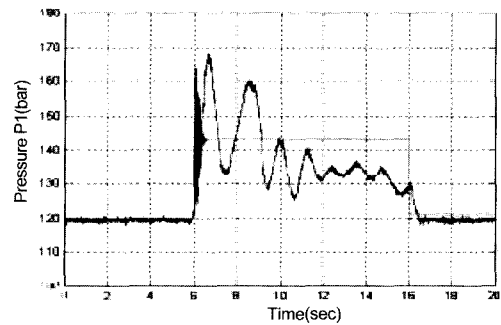
4.1 구동 시스템 실험결과

Fig. 12는 타이어 로울러의 정상적인 구동상태에서 사판식 펌프의 사판각에 따른 엔진 회전수, 유압모터의 입, 출구에 압력변화와 압력차의 시뮬레이션과 실차 실험 결과를 보여준다. 실험조건은 엔진 1000RPM으로 일정할 때 사판각에 램프 입력(ramp input)을 주어 실험을 수행하였다.

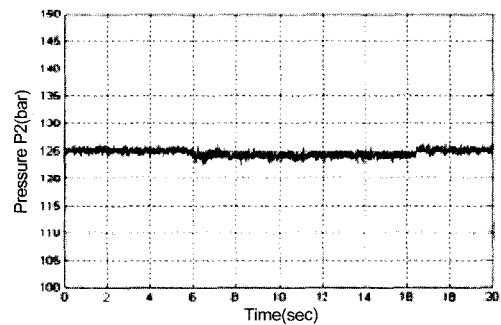
실험결과 (a)는 사판각 조작시 모터 RPM의 변화를 보여주며, 초기에 RPM이 증가하였다가 사판각을 멈추면 일정한 상태를 유지하는 경향을



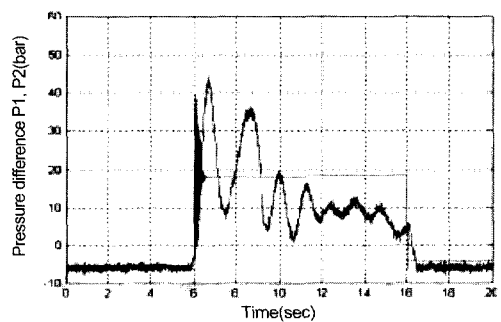
(a) Motor Rpm



(b) Input pressure value



(c) Output pressure value



(d) Pressure difference

Fig. 12 Traction system results

볼 수 있다. (b), (c)의 실험결과는 입, 출구쪽의 압력변화를 보여주며, 사판 조작시 초기에 입구쪽에서 압력 변화가 일어난 후 안정화됨을 볼 수 있고, 출구쪽은 거의 변화가 없다. (d)실험결과는 입, 출구쪽의 압력차를 보여준다. 시뮬레이션과 실차 실험 결과의 약간의 차이는 시스템 모델링의 단순화에 따른 오차이다.

4.2 조향 시스템 실험결과

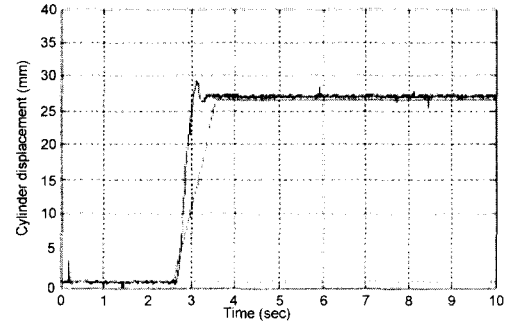
조향 시스템은 조향력을 발생시키는 유압 구동부와 조향각을 발생시키는 조향 링크지로 구성되며, 차량의 전체적인 거동을 보여준다. 핸들의 회전각은 밸브스풀의 열림정도에 의해 작동되고 조향각을 산출한다. 이를 확인하기 위해 상용화된 Easy5 Program Package를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였고, 실차 실험과 비교하여 실험결과를 확인하였다. 시뮬레이션 실험조건은 시간간격 0.01sec이고, 실차 실험 조건은 엔진 1000 RPM 일정상태에서 조향에 step입력을 주어 실험하였다. Fig. 13은 시뮬레이션 결과와 실차 실험 결과의 비교이다.

위 실험결과 (a)는 조향각 step입력에 따른 실린더 변위를 보여주며, 일정하게 증가한후 안정화됨을 볼 수 있고, (b), (c)의 실험결과는 조향각 step에 따른 입, 출구 쪽의 압력변화를 보여주며, 초기에 약간의 압력 변화가 있으나, 안정화 상태로 돌아옴을 볼 수 있다. (d)의 실험결과는 입, 출구쪽의 압력차를 보여준다. Fig. 14는 조향의 sine wave 입력에 의한 실험결과를 보여주며, 실험방법은 위와 같다.

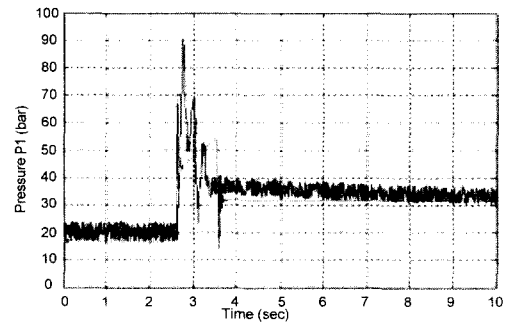
위 실험결과에서도 조향 sine wave 입력시 시뮬레이션 결과와 실차 실험 결과가 일치함을 볼 수 있다.

4.3 차량 시스템 결과

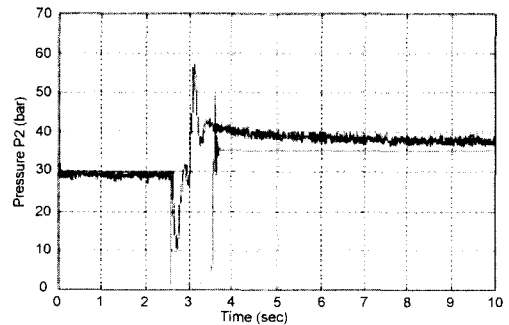
Fig. 15는 조향 시스템의 서브파트 외에 차량의 전체적인 sine입력에 대한 거동을 보여준다. (a)는 조향 입력에 대한 그래프이며, (b),(c)는 그에 따른 차량의 횡 가속도와 요레이트 응답을 보



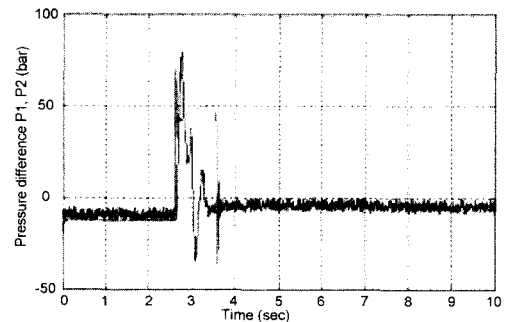
(a) Cylinder displacement



(b) Input pressure value

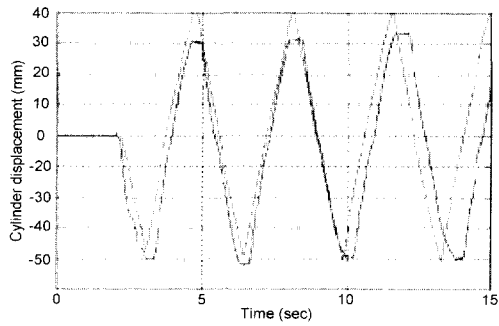


(c) Output pressure valve

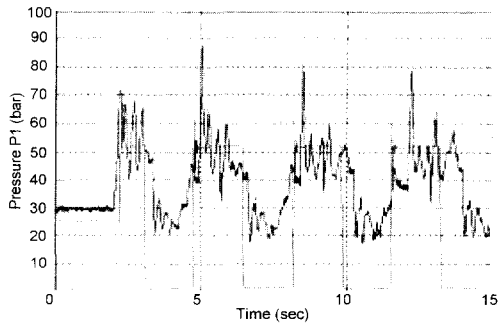


(d) Pressure difference

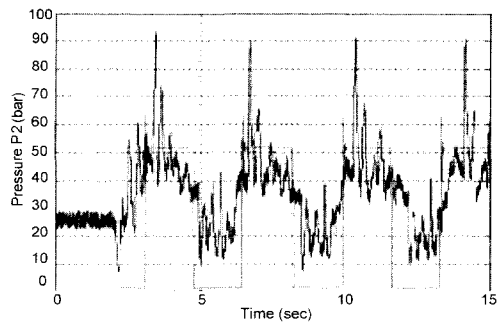
Fig. 13 Steering system results(step input)



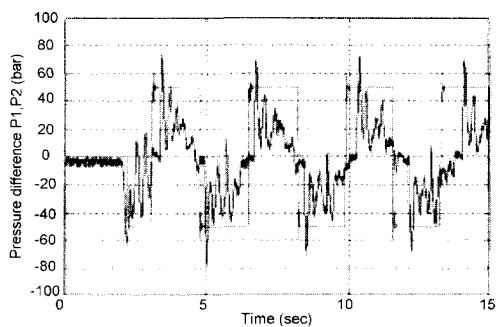
(a) Cylinder displacement



(b) Input pressure value

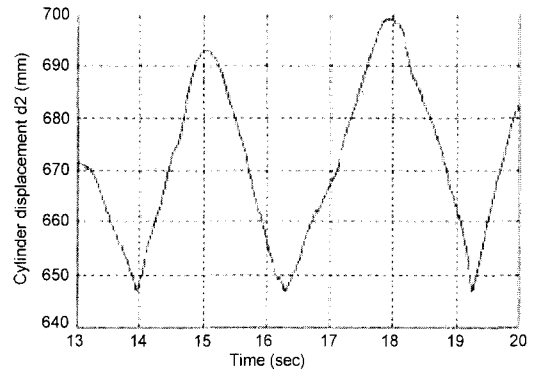


(c) Output pressure value

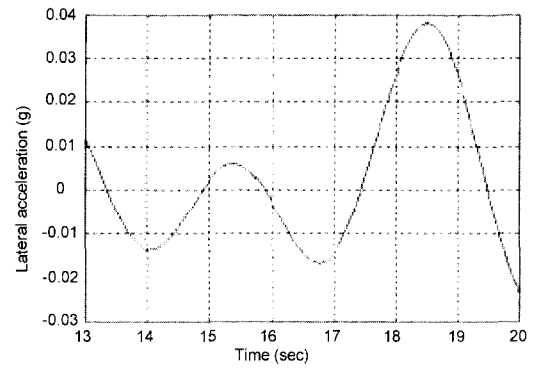


(d) Pressure differences

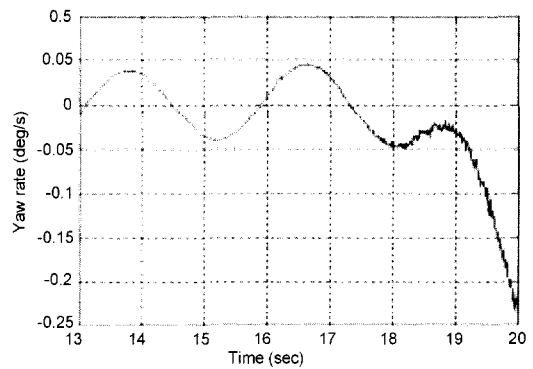
여준다. 본 연구에서는 조향시의 차량거동만을 확인하였으나 전차량 모델 구축 후에는 가속도계의 x, y, z 방향의 값들과 tilt sensor에서의 각변화량값을 이용하여 전체 차량의 거동을 알아 낼 수 있게 된다.



(a) Steering angle response



(b) Lateral acceleration response



(c) Yaw rate response

Fig. 14 Steering system results(sine wave input)

Fig. 15 Vehicle behavior(sine wave steering input)

5. 결 론

유압 구동방식 타이어 로울러를 위한 유압 시스템 설계 및 차량 동역학 모델의 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었습니다. 본 연구에서는 유압 구동방식 타이어 로울러에 대하여 수학적 차량모델을 구성하였고, 유압 구동 시스템 모델과, 조향 시스템 모델을 구성하여 각 입력 데이터에 따른 시뮬레이션 결과와 차량의 거동을 살펴 보았습니다.

구동부에 대한 수학적 모델과 해석을 통하여 얻은 결론은 시간에 따라 유압식 타이어 로울러의 이동거리, 속도, 구동부 모터의 각속도 및 모터 출구의 압력변화를 관찰하였고, 그 결과 이론상의 시뮬레이션 결과와 실차 실험한 결과가 일치함을 알 수 있었다.

조향 시스템 부에 대한 수학적 모델과 해석을 통하여 조향각에 따른 등가 조향토크, 좌회전, 우회전시 액츄에이터의 길이변화를 관찰하였으며, 그 결과 시뮬레이션한 결과와 실차 실험한 결과가 일치함을 알 수 있었다.

이와 같은 실험과 결론을 토대로 실제 차량을 설계하고 prototype의 차량을 개발하였다.

후 기

본 연구는 BK21사업의 도움을 받아 연구를 수행하였으며, 이에 깊이 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1) 김준호, "건설 장비의 개발을 위한 유압시스

- 템 설계 및 차량 동역학적 모델링," 국민대 자동차전문대학원 석사논문, 2001.
- 2) 박준식, "유압구동식 타이어로울러 개발을 위한 유압회로 분석 및 유압 시스템에 관한 연구" 국민대 자동차전문대학원 석사논문, 2001.
- 3) T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, 1992.
- 4) H. E. Meritt, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons Inc., 1967.
- 5) 김준호, 박준식, 김상겸, 김정하, "타이어 로울러의 개발을 위한 유압 시스템 설계 및 차량 동역학적 모델," 한국자동차공학회 추계 학술대회논문집, Vol.2, pp.758-763, 2000.
- 6) J. H. Kim, C. S. Park, S. G. Kim, J. H. Kim, "Modeling and Validation of Hydraulic System Control for the Construction Equipment," Processing of the IASTED, Vol.2, pp.607-612, 2001.
- 7) J. A. Sullivan, Fluid Power, Prentice-Hall, 1998.
- 8) P. Grant, J. S. Freeman, R. Vail, F. Huck, "Preparation of a Virtual Proving Ground for Construction Equipment Simulation," Proceedings of DETC'99 ASME Design Engineering Technical Conferences September, pp.13-16 1998.
- 9) L. I. Buzdugan, O. Balling, P. C. Lee, C. Balling, J. S. Freeman, F. Huck, "Multirate Integration For Real-Time Simulation of Wheel Loader Hydraulic," Proceedings of DETC99, ASME Design Engineering Technical Conferences September, pp.12-15, 1999.
- 10) National Instruments, LabVIEW Data Acquisition Basics Manual, NI, 1996.