한국공작기계학회 2003 춘계학술대회 논문집 pp.282~287

궤도차량의 동적 궤도장력 조절시스템을 위한 유압시스템의 동적 모델링

허건수*, 임훈기+, 서문석++

Hydrauric System Modeling for Dynamic Track Tensioning System in Tracked Vehicles

Kunsoo Huh*, Hungi Im+, Munsuk Suh++

Abstract

DTTS(Dynamic Track Tensioning System) system requires robust control performance for the various maneuvering tasks. However, it is very difficult to tune the controller gains in experiments. In this paper, the hydraulic unit is modeled and constructed into the DTTS control module in Matlab/Simulink. The control module is interfaced to the vehicle dynamics module so that the control performance of the DTTS system can be evaluated in simulations. The dynamics data and control input data are exchanged between two modules at each control time-step. The gains in the fuzzy-logic controller are varied and the control performance is evaluated in simulations. The proposed simulation tool can be very useful for the gain tuning of track tension controller in tracked vehicles

Key Words : Tracked vehicle, Tension monitoring, Tension control, Hydraulic system, DTTS(Dynmaic Track Tensioning System)

1. 서 론

궤도차량은 스프로킷, 아이들러 그리고 로드휠을 궤도가 감싸고 있으며 궤도의 회전으로 궤도와 지면 사이에 발생되는 견인력에 의해 구동하게 된다. 궤도차량의 주행에 있어서 궤도의 거동은 중요한 영향을 미치게 되는데 특히 군용 고속 궤도차량의 경우는 궤도의 거동을 면밀히 분석해서 보다 안정한 주행을 확보하는 연구가 필요하다.

궤도장력은 급가속, 급감속 및 급격한 조향을 할 때와 같은 주행조건이나 경사면과 험지 등을 주행할 때와 같은 노면조건에 의해 급격하게 변화[1, 2]하는데 이러한 궤도장력의 급격한 변화를 적절히 조절하지 못하면 궤도의 이탈이나 구성부품의 수명저하를 야기시킨다. 따라서 궤도차량이 다양한 상황에서 주행할 때 능동적으로 궤도장력을 조절할 수 있는 동적 궤도장력 조절시스템(Dynamic Track Tensioning System,DTTS)의 개발이 필수적이다.

* 허건수, 한양대학교 기계공학부 (khuh2@hanyang.ac.kr)
주소: 133-791 서울시 성동구 행당동 17
+ 한양대 대학원 정밀기계공학과
++ 국방과학연구소

동적 궤도장력 조절시스템을 이용하여 궤도장력을 직접 제어하기 위해서는 실시간으로 궤도장력 정보를 필요로 한다. 이에 Huh et al.[3, 4]은 아이들러 어셈블리의 기하학적 구조와 확장된 칼만필터(Extended Kalman Filter, EKF)를 이용하여 궤도차량의 직진 주행시 실시간으로 주요 부위에서의 궤도장력을 추정하였다. 또한 감지된 궤도장력을 바탕으로 궤도장력을 직접 제어하는 방식을 제안하였다.[5] 제안된 동적 궤도장력 조절시스템을 실차에 적용하기 위해서는 궤도차량이 다양한 노면 주행시 제어기 설계에 필요한 여러 가지 정보를 얻을 수 있는 시뮬레이션 툴이 구축되어야 한다. 기존의 궤도장력 조절의 시뮬레이션[5]에서는 단동형 유압장치를 가정하여 제어성능을 검토한 바 있으나 궤도장력과 같이 매우 크고 급격하게 변화하는 경우에는 이런 유압장치가 적합하지 않다.

본 논문에서는 동적 궤도장력 조절시스템을 위하여 개발된 복동형 유압장치에 대하여 그 특성을 조사하고자 한다. 특히 궤도장력이 너무 크거나 작지 않도록 제안된 유압장치의 각 구성품을 소개하고 각각의 동적특성을 모델링하여 유압장치 모델을 구축하였다. 구축된 유압장치 모델을 궤도장력 제어용 모듈에 포함시키고 이 모듈을 또 궤도차량 동력학 모듈[6]로 연결시켜 동시에 같이 시뮬레이션이 되도록 하였다.

본 논문은 다음과 같이 구성되어 있다. 2장에서는 실제 궤도차량에 장착되어지는 유압시스템을 모델링 하였고, 3장에서는 구성된 시뮬레이션 툴을 이용한 궤도장력 제어 시뮬레이션을 수행하였으며 동적 궤도장력 조절시스템이 실차에 적용되기 위해 필요한 제어 알고리즘을 시뮬레이션 분석을 통하여 검증하였다. 그리고 마지막 4장에서 결론을 맺었다.

2. 유압 시스템

동적 궤도장력 조절기에 적용된 유압시스템은 복동형(Double-acting folded actuator)로서 궤도장력 조절용 유압실린더에 필요한 유압동력을 제공하며 서보밸브를 이용해 유 입되는 유량을 조절하여 실린더의 힘을 제어하는 장치이다. 유압시스템은 압력 보상형 주유압 펌프, 전기모터, 축압기, 3단 서보밸브, 솔레노이드 밸브, 비례감압 밸브, 릴리이프 밸브, 체크밸브, 실린더, 저유기, 냉각장치 등의 구성품으로 이루어지며, 시스템의 작동압력은 실린더가 최대 작동 길이인 0.1515m를 제어할 수 있고 서보밸브와 관로손실 등을 고려하여 28MPa로 설정되어 있다. 이 유압시스템은 궤도장력 조절시 장력조절 실린더의 팽창시에만 유압동력을 이용하고 수축시에는 궤도장력을 이용하는 방식을 사용하였다. 본 논문에서 사용된 유압시스템의 전체구성도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 이러한 유압시스템은 파워팩, 서보밸브, 비례감압 밸브, 릴리이프 밸브, 체크밸브, 축압기 그리고 실린더 모델의 비선형 운동 방정식으로 모델링 될 수 있다.

Power Pack Model

파워팩 모델은 Fig. 2와 같은 유량 입출력 관계를 가지며 모델링은 다음과 같다.

$$\dot{P}_{pump} = \frac{\beta}{V_{pump}}(Q_{th} - Q_{leak} - Q_{acc1} - Q_{red} - Q_{Hin_l} - Q_{Hin_r}) \quad (1)$$

여기서 P_{pump}는 펌프의 압력, V_{pump}는 펌프의 체적이며, Q_{th}는 이론적 유량, Q_{leak}는 손실 유량, Q_{acc1}는 축압기 유량, Q_{red}는 감압밸브 유량, Q_{Hin_l}와 Q_{Hin_r}는 좌・우측의 서보밸브 유량, b는 오일의 체적탄성계수이다.

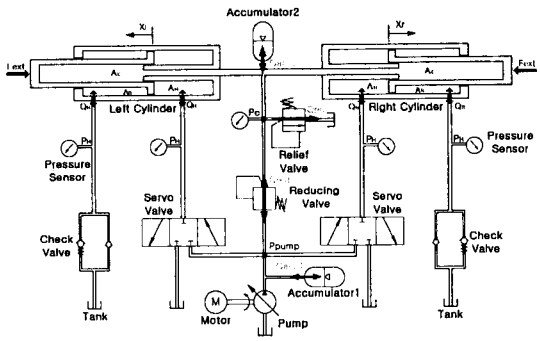


Fig. 1. The whole construction of Hydraulic system

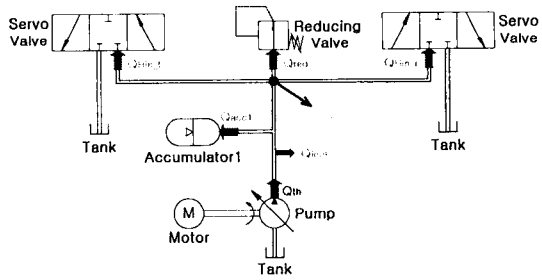


Fig. 2. Power Pack Model

유압시스템에 사용되어진 주유압 펌프는 압력 보상형 펌프이며 시스템의 설정압력이 28*MPa*보다 작을 경우 펌프의 전 유량을 토출하고, 반대의 경우에는 내부의 사판을 제로 유량 상태로 보내 불필요한 에너지가 릴리이프 밸브를 통하여 열로 소모되는 것을 방지하도록 설계되어 있다.

$$Q_{th} = Q_{th-pump} \cdot \Phi$$

$$Q_{th-pump} = \frac{50}{P_{pump}}, \quad G = \frac{25}{s+25}$$

$$\begin{cases} \Phi = G \cdot zero & if \quad P_{pump} \geq 28MPa \\ \Phi = G \cdot I & if \quad P_{pump} < 28MPa \end{cases} \tag{2}$$

손실유량은 펌프압력에 의해 결정된다.

$$Q_{leak} = (5.56e-12) \cdot P_{pump} \tag{3}$$

Servo Valve Model

서보밸브는 Fig. 3과 같이 중앙위치 폐쇄형 3위치 4방향 밸브를 사용하였고 파워팩으로부터 제공되는 유량을 실린더 헤드측에 공급하고 실린더 수축시 실린더 내부의 유량을 저유기로 유출시키는 역할을 한다. 서보밸브의 위치와 제어 입력과의 관계는 2차식으로 표현될 수 있다.

$$X_v = \frac{\omega_n^{\,2}}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^{\,2}} \cdot U_n \tag{4}$$

서보밸브 위치에 따라 입 · 출력되는 유량은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} &X_v > 0: \; Q_{Hin} = K_q \cdot X_v \cdot \sqrt{P_{pump} - P_H} \\ &X_v < 0: \; Q_{Hout} = K_q \cdot X_v \cdot \sqrt{P_H - P_T} \\ &X_v = 0: \; Q_{Hin} = Q_{Hout} = 0 \end{aligned} \quad , \; Q_{Hin}=0 \tag{5}$$

여기서 U_n은 서보밸브의 제어 입력, P_T는 저유기의 압력, K_q는 서보밸브의 유량계인을 나타낸다.

Cylinder Model

동적 궤도장력 조절기에 사용되는 실린더는 Fig. 4와 같이 일반적으로 사용되는 실린더와는 다른 구조를 가지고 있으며 실린더 압력이 항상 최소 2톤 또는 4톤의 하중을 보상할 수 있도록 설계, 제작 되었고 일반적인 실린더에 챔버측을 추가하여 설계함으로써 정하중 보상을 수행할 수 있도록 하였다.

$$M\ddot{x} = P_H \cdot A_H + P_C \cdot A_C - P_R \cdot A_R - F_{ext} - \mathrm{sgn}(\dot{x})F_r - B \cdot \dot{x} \tag{6}$$

실린더 헤드, 로드 및 챔버측 압력은 실린더 유량, 스풀속도, 감압밸브 유량 및 릴리프밸브 유량에 의해 영향을 받으며 다음과 같이 표현된다.

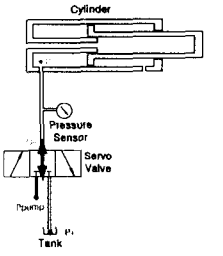


Fig. 3. Servo Valve Model

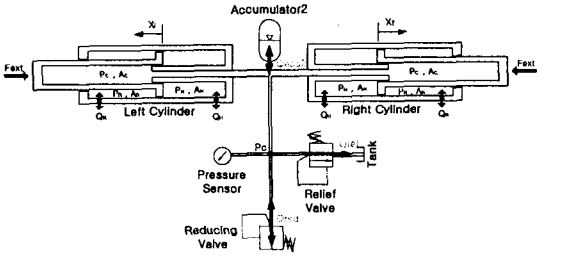


Fig. 4. Cylinder Model

· 실린더 헤드

$$\dot{P}_H = \frac{\beta}{V_H}(Q_H - A_H \cdot \dot{x}) \tag{7}$$

· 실린더 로드

$$\dot{P}_R = \frac{\beta}{V_R}(A_R \cdot \dot{x} - Q_R) \tag{8}$$

· 실린더 챔버

$$\dot{P}_C = \frac{\beta}{V_C}(Q_{red} - Q_{rel} - Q_{acc2} - A_C \cdot \dot{x}_l - A_C \cdot \dot{x}_r) \tag{9}$$

여기서 P_H는 헤드측의 압력, P_R는 로드측의 압력, P_C는 챔버측의 압력, V_H는 헤드측의 체적, V_R는 로드측의 체적, V_C는 챔버측의 체적, Q_H는 헤드측의 유량, Q_R는 로드측의 유량, Q_C는 챔버측의 유량이며, x는 장력 조절기의 길이를 나타낸다.

Accumulator Model

축압기는 충전된 충전유체를 이용하여 시스템의 유압충격을 억제하고 맥동 완충 및 피크부하에서 순시동력을 증가시킨다. 이 축압기는 파워팩용과 챔버용으로 구분되어지며 각각의 유량관계는 Fig. 5에서 보여준다.

파워팩용 축압기 유량은 축압기 압력을 기준으로 결정되며 다음식으로 표현된다.

$$
\begin{aligned}
&\text{if } P_{gas1} > P_{pre1} \text{ or } P_{pump} > P_{gas1} \\
&Q_{acc1} = 0.61 \times A_{acc1} \times \mathrm{sgn}(P_{pump} - P_{gas1}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \times |P_{pump} - P_{gas1}|} \\
&\text{otherwise} \\
&Q_{acc1} = 0
\end{aligned} \tag{10}
$$

챔버용 축압기의 유량도 축압기 압력을 기준으로결정되며 다음식으로 표현된다.

$$
\begin{aligned}
&\text{if } P_{gas2} > P_{pre2} \text{ or } P_C > P_{gas2} \\
&Q_{acc2} = 0.61 \times A_{acc2} \times \mathrm{sgn}(P_C - P_{gas2}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \times |P_C - P_{gas2}|} \\
&\text{otherwise} \\
&Q_{acc2} = 0
\end{aligned} \tag{11}
$$

여기서 축압기의 압력은 두 축압기가 같은 방식으로 구현되므로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$
P_{gas1} = P_{gas2} = (P_{pre2} + 1.0e5) \times \left[\frac{V_{pre2}}{V_{pre2} - \int Q_{acc2} dt} \right]^{1.4} - 1.0e5 \tag{12}
$$

여기서 P_{gas1}과 P_{gas2}는 축압기의 가스 압력, Q_{acc1}과 Q_{acc2}는 축압기 유량, ρ는 오일의 밀도이다.

Proportional Pressure Reducing Valve Model

비례 감압밸브는 파워팩으로부터 제공되는 유량을 실린더의 챔버에 공급하며 설정압력 도달시 실린더 챔버에 유량 공급을 차단시켜 챔버의 압력을 유지시키게 되며 Fig. 6은 밸브의 유량 입출력 관계를 나타낸다.

$$
\begin{aligned}
&P_{red} = \frac{\omega_{rv}}{s + \omega_{rv}} \cdot P_{command} \\
&P_{command} = 0.3 \cdot U_{gas}^{\ 2} + 23.5 \cdot U_{gas} + 15 \\
&\text{if } P_C < P_{red} \ , \ Q_{red} = K_{red} \cdot \mathrm{sgn}(P_{pump} - P_C) \cdot \sqrt{|P_{pump} - P_C|} \\
&\text{if } P_C \geq P_{red} \ , \ Q_{red} = 0
\end{aligned} \tag{13}
$$

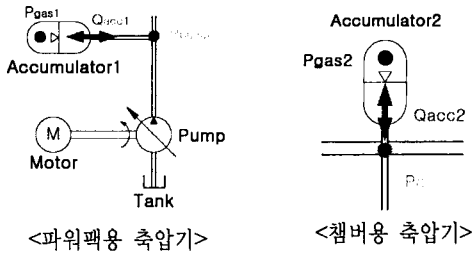
여기서 P_{red}는 감압 밸브의 설정압, K_{red}는 감압 밸브의 유량계인, U_{gas}는 실린더 챔버의 제어입력을 나타낸다.

Relief Valve Model

릴리이프 밸브는 궤도장력이 급격히 증가하여 실린더 내부의 압력이 급격히 상승할 때 유압시스템의 부품들을 과가압에 의한 손상으로부터 보호하고 시스템의 최대압력을 한정시키는 역할을 수행하며 Fig. 7은 릴리이프 밸브 모델을 나타낸다.

$$
\begin{aligned}
&Q_{rel} \begin{cases} Q_{rel} = K_{rel} \sqrt{P_C - P_T} & \text{if } P_C \geq P_{rel} \\ Q_{rel} = 0 & \text{if } P_C < P_{rel} \end{cases} \\
&P_{rel} = 0.3 \cdot U_{gas}^{\ 2} + 23.5 \cdot U_{gas} + 35
\end{aligned} \tag{14}
$$

여기서 P_{rel}는 릴리이프 밸브의 설정압, Q_{rel}는 릴리이프 밸브 유량, K_{rel}는 릴리이프 밸브의 유량계인을 나타낸다.



<파워팩용 축압기> <챔버용 축압기>

Fig. 5. Accumulator Model

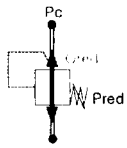


Fig. 6. Proportional Pressure Reducing Valve Model

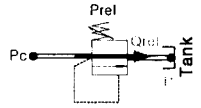


Fig. 7. Relief Valve Model

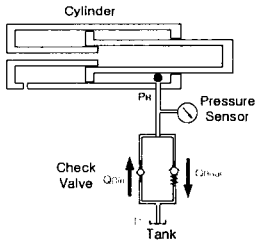


Fig. 8. Check Valve Model

Check Valve Model

체크밸브는 실린더 로드측의 압력을 증가 또는 감소시키며 모델식은 아래와 같고 Fig. 8에 로드측 압력과 밸브의 유량관계를 나타내었다.

$$
\begin{aligned}
&\text{if } P_R < -2.8e4 \qquad Q_{Rin} = -(1.2056e-6)\sqrt{|-2.8e4 - P_R|} \\
&\text{if } -2.8e4 \leq P_R < 1.24e6 \ Q_{Rin} = 0 \ , \ Q_{Rout} = 0 \\
&\text{if } 1.24e6 \leq P_R \qquad Q_{Rout} = (1.2374e-6)\sqrt{|P_R - 1.24e6|}
\end{aligned} \tag{15}
$$

본 논문의 유압시스템 모델링에 사용된 파라미터값들을 Table 1에 나열하였으며 보다 상세한 설명은 Im[7]에 주어졌다.

Table 1 Hydraulic Parameters

Parameters	Description	Value
M	Cylinder mass	15 [kg]
β	Bulk modulus	10^9 [Pa]
A_H	Head area	0.00801 [m^2]
A_R	Rod area	0.00597 [m^2]
A_C	Chamber area	0.00238 [m^2]
B	Viscosity friction coefficient	1.4481e-3 [kg/s]
ρ	Density	890 [kg/m^3]
K_q	Servo Valve Flow gain	7.207e-7 $[(m^3/s)/\sqrt{pa}]$
K_{red}	Reducing valve flow gain	4.043e-6 $[(m^3/s)/\sqrt{pa}]$
K_{rel}	Relief valve flow gain	3.101e-8 $[(m^3/s)/\sqrt{pa}]$
P_{pre}	Pre-pressure	10 [MPa]
V_{pre1}	Pre-volume1	9.3e-3 [m^3]
V_{pre2}	Pre-volume2	5.7e-3 [m^3]
A_{acc}	Accumulator line area	5.0671e-4 [m^2]

3. 시뮬레이션

유압장치와 연계된 궤도장력 제어성능을 검토하기 위해서 차량의 주행상황을 기술하는 차량속도, 가속도, 노면상황 등의 변수들을 조정해 가면서 각 주행조건별로 다양한 시뮬레이션이 수행되도록 하였다. 장력제어 목적은 주행조건에 상관없이 아이들러와 스프로킷 장력 중에서 작은 값을 택하여 최소장력이 유지되도록 제어하는 것이다.

본 장에서는 통합적 시뮬레이션 툴을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며 시뮬레이션에서 사용된 시뮬레이션 조건은 Table 2에 나타내었다. 여기서 L_{bound}는 길이제한값, G_{i1}, G_{i2}, G_o은 퍼지 제어기의 입출력 게인이며, G_l은 길이제한게인, r_c는 조향 판단기준 요변화율 값을 나타낸다.

직진 주행은 정지(5초), 가속(10초), 등속(10초), 감속(10초)의 속도입력과 다양한 기준장력 및 노면조건을 적용하였으며 조향 주행에서는 정지구간을 제외한 속도입력으로 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 2 Simulation condition

Simulation Condition	L_{bound} [m]	r_c [deg/s]	Gain			
			G_{i1}	G_{i2}	G_o	G_l
Value	0.57	2.5	0.0003	0.000003	5	45

(a) 가속, 등속, 감속 주행

평면노면에서 기준장력은 4ton이며 등속구간의 속도는 10km/h로 시뮬레이션을 수행하였다. 결과는 Fig. 9에 나타내었으며 기준장력이 원하는 값을 유지함을 보여주고 있다.

(b) 조향 주행

궤도차량의 조향은 차량 좌우측의 스프로킷 회전차에 의해서 이루어지며 차량이 전진하며 우회전할 때 1F2R의 경우에 대해서 기준장력은 4ton, 차량의 중심속도는 10km/h가 되도록 시뮬레이션을 하였다. 여기서 F는 기어의 단수, R은 차량의 스티어링 휠각을 나타내며 왼쪽과 오른쪽 장력에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 10과 Fig. 11에 각각 나타내었다. 우회전시 좌측궤도에서는 아이들러 장력이 4ton으로 유지되는 반면에 우측궤도에서는 스프로킷 장력이 4ton으로 유지됨을 보여주고 있다.

4. 결 론

동적 궤도장력 제어기를 실차에 적용시키기 위해서 개발된 복동형 유압장치를 소개하고 그 특성을 모델링하였다. 유압장치 모델을 궤도장력 제어기와 함께 Matlab상에서 구성하고 RecurDyn상에서 구성된 궤도차량 동역학 모델과 연결하였다. 구성된 각 시스템이 유기적으로 결합하여 서로 정보를 주고받으며 시뮬레이션이 되게 하는 통합적 시뮬레이션 툴을 구성하기 위해서 Matlab-RecurDyn Interfacing 방식을 사용하였다. 구성된 시뮬레이션 툴을 이용하여 궤도차량이 다양한 상황에서 주행할 때 동적 궤도장력 조절시스템이 작동하는 것을 시뮬레이션 하였으며 이를 분석해서 퍼지 제어기의 입출력 게인과 적정 궤도장력 등의 실차 적용에 필요한 개별적 설계 변수들을 제시하였다.

본 논문에서 모델링 되어진 유압시스템과 구축된 시뮬레이션 툴을 이용하여 극한 상황에서 궤도차량의 동적 거동과 궤도이탈 현상들을 시뮬레이션을 통하여 분석함으로써 제어기 설계 및 검증을 용이하게 하고 실차실험의 위험성과 비용을 감소시키며 궤도차량의 기동성과 내구성 향상을 위한 적절한 궤도장력에 대한 연구를 수행하는데 있어서 시간과 비용을 단축시킬 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

(1) Baladi, G. Y. and Rohani, B., 1979, "A Terrain-Vehicle Interaction Model for Analysis of Steering Performance of Track-Laying Vehicles", *U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station*, TR GL-79-6.

(2) Garnich, M. R. and Grimm, T. R., 1984, "Modeling and Simulation of a Tracked Vehicle", *International Computers in Engineering Conference*, Vol. 2, pp. 591~600.

(3) Huh, K., Cho, B., Choi, J. H., 1999, "Development of a Track Tension Monitoring System in Tracked Vehicles", *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division*, Vol. 67, pp. 461~468.

(4) Huh, K., Cho, B., Suh, M., Seo, I., Park, D., 2000, "Track Tension Monitoring in the Longitudinal Traveling of Tracked Vehicles", *Transactions of the KSME*, A, Vol. 24, No. 6, pp. 1608-1615.

(5) Suh, M., Huh, K., Hong, D., Lee, C., and Choi, P., 2001, "Development of a Dynamic Track tensioning System in Tracked Vehicles", *Transactions of the KSME*, A, Vol.25, No. 10, pp. 1678~1683.

(6) Ryu, H. S., Bae, D. S., Choi, J. H. and Shabana, A., 2000, "A Compliant Track Link Model for High-Speed, High-Mobility Tracked Vehicles", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 48, No. 10, pp. 1481~1502.

(7) Im, H., 2002, "Hydraulic System Modeling and Simulation Tool Development for the Design of Track Tension Controller in Tracked Vehicle", *M. S. Thesis*, Hanyang University, Seoul, pp. 14~25.

(8) Jang, J.-S. R., Sun, C.-T. and Mizutani, E., 1997, *Neuro-Fuzzy and Soft Computing*, Prentice Hall.

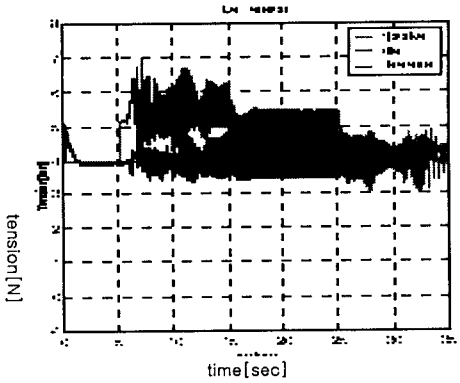


Fig. 9. Left Tension for forward driving case

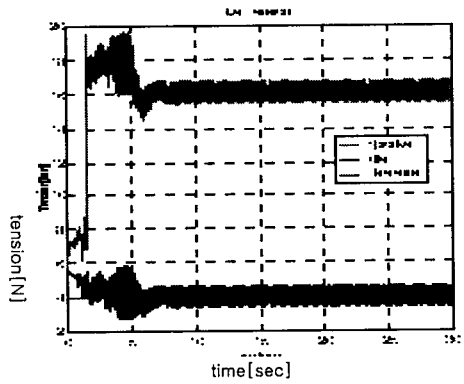


Fig. 10. Left Tension for right-turning case

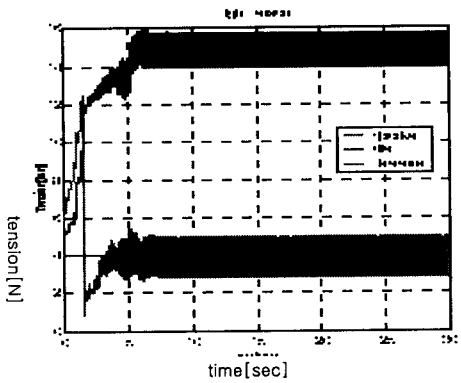


Fig. 11. Right Tension for right-turning case