

트랙터용 토로이달 무단변속기 제어시스템 개발(Ⅱ)

- PID 컨트롤러 개발 -

김효중 류관희

Development of a Toroidal CVT Controller for Agricultural Tractor (Ⅱ)

- PID controller -

H. J. Kim K. H. Ryu

ABSTRACT

There are several different types of continuously variable transmission(CVT) such as toroidal drive, belt drive, hydrostatic drive, hydro-mechanical drive. The toroidal CVT is an alternative to the manual transmission, HST, power-shift gear transmissions or other CVTs.

The driver of the CVT tractor doesn't have to operate a shift lever since the CVT controller automatically controls the speed of tractor. Thus, it is much easier to operate the CVT tractor. The fuel efficiency of CVT tractor can be increased since the controller responds quickly to the change in external load on the wheel during field operation.

This study was conducted to develop the hardwares and softwares for the toroidal CVT controller which control the variator and the range clutches. The hardware consisted of a measurement system, hydraulic system and computer.

And the PID controller was developed using the simulation model of the CVT control system. Through the simulation, the control coefficients for the PID controller were selected.

Finally, the performance of the CVT control system was evaluated by step response test and torque response test. The settling time of the CVT control system appeared to be fast enough for field operations.

Keywords : Tractor, Transmission, CVT, Simulation, PID, Control System.

1. 서 론

국내외적으로 트랙터를 구매하는 경향이 작업 편의성과 작업 효율을 중시하는 방향으로 바뀌고 있다. 이에 대비하여, 농업 기계 업계에는 기존 정유압 변속기(HST), 파워 - 시프트 트랜스미션의 단점을 보완하고, 포장 적응성이 우수한 고효율 기계식 무단변속 방식의 트랙터를 개발하여야 한다는 필요성이 대두되고 있다.

무단변속방식에 대한 연구는 예전부터 많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔으나, 속도비의 제어가 어렵고, 주요 부품의 내구성이 부족한 문제 때문에 오

랜 기간 더 이상의 발전을 이루지 못해 왔다. 그러나 1980년대 초반부터 전 세계적으로 컴퓨터 제어 기술이 급속히 발전되면서 무단변속기 연구도 급진전되어 현재 자동차 분야에서는 금속벨트 방식의 무단변속기가 이미 상용화되었으며, 트랙터 분야에서도 주요 선진업체에서 무단변속기에 대한 지속적인 연구가 수행되고 있다.

그러나 토로이달 방식의 무단변속기는 이러한 장점에도 불구하고 아직 트랙터에 적용된 바가 없으며, 일부 선진 업체에서 관련 연구를 진행하고 있는 것으로 알려져 있다. 또한 변속기 구조나, 작동 방식은 자동차 분야의 연구 결과를 활용한다 하더라

The article was submitted for publication in August 2004; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in October 2004. The authors are Hyo Jung Kim, Senior Researcher, LG Cable Ltd., Gunpo, Korea, Kwan Hee Ryu, Professor, Seoul National University, Seoul, Korea.

Corresponding author ; Hyo Jung Kim, Senior Researcher, LG Cable Ltd., 200 Dangeong-dong, Gunpo-si, 431-080, Korea. E-mail : <k29@korea.com>

도, 농작업을 대상으로 하는 트랙터에 적용하기 위한 제어장치나 제어 방법 등에 대한 연구는 그다지 진행되지 못하고 있다.

농업용 트랙터에 무단변속기를 적용하기 위해서는 주요 동력전달 부품에 대한 적정 용량 설계, 속도범위 차이에 따른 부분속장치 설계, 농작업 조건을 고려한 변속기 제어장치, 제어 프로그램 개발 등에 대한 연구가 필요하며, 장기적으로는 쟁기 작업, 로터리 작업, 트레일러 작업, 로더 작업 등 모든 농작업 조건에 적합한 통합적인 제어 알고리즘의 개발이 필요하다.

무단변속기의 제어와 관련하여, Funatsu 등(1996)이 무단변속기 전자 제어회로 및 제어 알고리즘에 대해 연구한 것이 대표적이다. 특히 무단변속기구와는 달리 무단변속기 제어에 대해서는 국내에서도 연구가 활발히 진행되었는데, 성 등(1994)은 금속벨트 무단변속기의 변속 알고리즘과 응답 특성에 대한 연구를 수행하였고, 최 등(2002)은 무단변속기의 제어성능 평가방법을 제시하고, 효과적인 제어 방안도 검토하였다.

James와 Greenwood (1998)는 온도에 따라 점성이 변하는 점착유와 IVT 유압시스템의 압력제어에 관한 연구를 수행하였다. 이 연구에서 James는 동력 전달 장치와 유압시스템을 제어하는 방법을 설명하였고, 점착유의 점성에 크게 영향을 받는 밸브와 유로의 설계 기준을 제시하였다.

Kim과 Ryu(2004)는 트랙터용 토로이달 무단변속기에 대한 수학적 모델을 개발하고 계단 응답 및 주파수 응답에 대한 시뮬레이션을 통해 수학적 모델을 검증하였다. 본 연구에서는 PID 제어기 설계에 있어서 개발된 수학적 모델을 사용하였다.

본 연구는 35마력 중소형 급 트랙터의 무단변속장치를 제어하기 위해, 무단변속기 제어장치를 개발하고, 무단변속기 제어 시스템의 수학적 모형을 이용하여, 시뮬레이션을 수행하는 방법을 통해, PID 제어기를 설계하며, 성능 시험을 통해 개발된 제어시스템에 대한 성능을 평가하기 위한 목적으로 수행되었다.

2. 재료 및 방법

가. 무단 변속 기구 개발

농업용 트랙터에 적용하기 위한 무단변속기는 작

업자가 트랙터의 속도 변속을 편리하게 할 수 있도록 돕고, 외부 부하 변동에 트랙터가 자동적으로 반응하여 속도를 조절할 수 있도록 하는 자동제어시스템이다. 이 무단변속기는 엔진 출력 축으로부터 전달되는 고속 회전 동력 작업을 위한 적절한 회전 속도로 감속시키기 위한 무단변속기구와 이 장치를 제어하기 위한 유압시스템, 그리고 컴퓨터 제어시스템으로 구성된다.

무단변속기구는 입력축, 출력축, 일반 기어류, 유성기어 등의 기본적인 요소 부품과 무단변속을 가능하게 하는 베리에이터(variator) 디스크와 롤러 그리고 변속 범위를 확장하기 위한 부분속 기구로 구성되며, 각 요소부품은 한국에서 농업용으로 사용되는 35마력 엔진 탑재 트랙터를 기준으로 설계 제작되었다.

무단변속기 유압시스템은 유압 펌프, 릴리프 밸브 등으로 구성되는 일반적인 트랙터 유압시스템과 무단변속기구의 유압실린더 압력을 제어하기 위한 두 개의 비례제어 밸브와 셔틀 밸브 및 변속기 각부의 윤활시스템 구성을 위한 시퀀스 밸브 등으로 구성되었다. 변속 기구부에 연결되어 변속을 최종적으로 수행하는 장치로서는 롤러 실린더, 디스크 압축 실린더, 유압 클러치 등이 설계 제작되었다.

무단변속기를 자동제어하기 위한 컨트롤러는 지속적으로 변화하는 부하와 운전자의 조작 신호에 따라 신속한 제어를 수행하여야 하며, 트랙터 및 작업 환경의 다양한 외란에 의한 영향을 최소화시킬 수 있어야 한다. 이를 위해, 무단변속기의 각종 정보를 수집하기 위한 계측시스템과 유압 밸브 구동을 위한 전자 회로 및 제어용 컴퓨터가 설계 제작되었다.

1) 변속기 설계 기준

무단변속기구를 설계하기 위해 주요 설계 기준인 엔진 용량과 차량 속도범위 그리고 차량 중량 등을 결정하였다. 국내에서 가장 많이 공급되고 있는 트랙터의 엔진 출력범위는 30 ~ 40 마력으로 조사되었으며, 연구자가 소속된 회사의 주요 제품의 출력이 35 마력이므로 본 연구에서는 개발에 소요되는 비용을 함께 고려하여, 무단변속기 최초 적용 트랙터의 엔진 출력을 35마력으로 선정하였다.

트랙터 주행속도 범위에 있어서는, 일반적으로 트랙터의 최고 주행속도가 20 ~ 30 km/h 범위에 있으므로, 도로 주행 시 무단변속기의 이점을 살리기 위하

여 평지 주행 시 엔진 정격 회전속도 2500 rpm에서 최고속도 30 km/h를 얻을 수 있도록 하였다. 적용 트랙터의 총 중량은 1,600kg을 기준으로 하였으며, 이 값은 모든 동력전달장치의 요소 부품 강도설계를 위한 중요한 설계 기준으로 사용되었다.

변속기를 제어하는 제어시스템의 응답성능은 운전자의 명령에 따라 얼마나 신속하게 속도비를 변화시킬 수 있는 지에 대한 성능으로 부하가 인가된 상태에서의 계단 응답 성능시험을 수행하고 측정된 정정시간을 통해 성능을 평가하였다. 제어시스템 성능의 목표인 정정시간에 대한 기준은 트랙터 무단변속기와 관련된 연구 결과가 많지 않기 때문에 일반 자동차 관련 성능시험 결과를 참고하였다. 최득환 등(2002)의 연구결과에 의하면, 무단변속기의 속도비 '0.5' 조건에서 '1.25' 조건으로 속도비를 변경할 때 약 1.1초 정도 소요되었고, 이 성능 결과 값은 킥다운 응답시간이 약 0.5 ~ 1.0초인 일반 자동변속기의 변속성능과 비교하여 만족할 만한 수준인 것으로 평가되었다. 따라서 본 연구에서는 제어시스템의 응답 성능 목표를 자동차 분야의 변속기 성능 목표와 유사하게 1.0초 이내로 결정하여 제어시스템의 성능을 평가하였다.

2) 배리에이터 개발

무단변속기의 핵심 기능인 연속적인 속도비 변화를 얻을 수 있는 토로이달 배리에이터의 기본 작동원리는 두 개의 디스크 사이에 롤러가 압축된 상태로 설치되어 왼쪽의 디스크가 회전하면, 가운데 있는 롤러가 따라서 회전하고, 이 롤러의 회전에 의해 오른쪽의 디스크가 회전되는 것으로, 입력축의 속도 변화 없이 롤러의 각도 변화에 따라 출력축의 회전속도가 변화하게 된다. 이러한 방식의 무단변속기는 롤러가 좌우 디스크에 고리형(toroidal) 혹은 도넛 형태로 가공된 면 위에서 회전하기 때문에 일반적으로 토로이달 무단변속기라 부른다.

본 연구에서 적용한 배리에이터는 토로이달 디스크의 원리를 기본으로 하여 4개의 디스크, 6개의 롤러 그리고 각 롤러를 지지하기 위한 롤러 지지축 등으로 구성된다. Fig. 1에 3차원으로 표현한 배리에이터의 형상을 나타내었다. 그림에서 롤러는 2개만 표현되어 있으나, 실제로는 6개가 설치된다.

Fig. 1에서 두 쌍의 디스크 사이에는 롤러가 120도

간격으로 각각 3개가 설치되는데, 이는 좌우 디스크가 축 상에서 균형을 이루게 하고 롤러에 집중되는 응력을 분산시키기 위한 것이다.

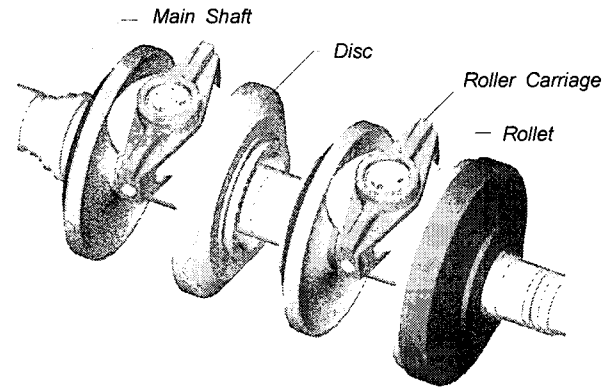


Fig. 1 3D model of the CVT variator.

3) 변속기 설계 및 제작

변속 범위의 결정과 핵심 부품인 배리에이터의 설계를 완료한 후 변속기 전체에 대한 시스템 설계를 수행하였다. 속도선도의 작성 후 각 요소 부품 형상 및 위치, 강도 등을 고려하여 동력전달 계통도를 완성하였다.

동력전달 계통도의 완성 후 각 부품에 대한 외형 설계 및 강도 설계를 수행하였다.

4) 콘트롤러 하드웨어 개발

무단변속기 제어장치는 변속기의 각종 상태를 측정하는 계측시스템과 변속기의 속도비를 무단으로 제어하는 유압시스템, 그리고 제어용 컴퓨터 및 제어 프로그램으로 구성되며, Fig. 2에 각 요소부품의 위치 및 연결 상태를 간략하게 나타내었다.

무단변속기를 제어하기 위해서는 엔진 및 변속기 내부축의 회전속도를 측정하기 위한 회전속도 계측 시스템, 운전자의 차량 조작정보를 감지하기 위한 조작 신호 계측시스템, 오일 온도, 오일 압력 계측시스템 등이 필요하다.

회전속도 계측시스템은 무단변속기 제어장치의 제어 대상이 되는 배리에이터 속도비를 계산하기 위해 필요한 입력축과 출력축의 회전속도를 계측하기 위해 개발되었다.

증속, 감속, 부하 응답 등 무단변속기의 기능을 얻기 위해 필요한 구동장치로서 유압시스템을 설계 제작하였다.

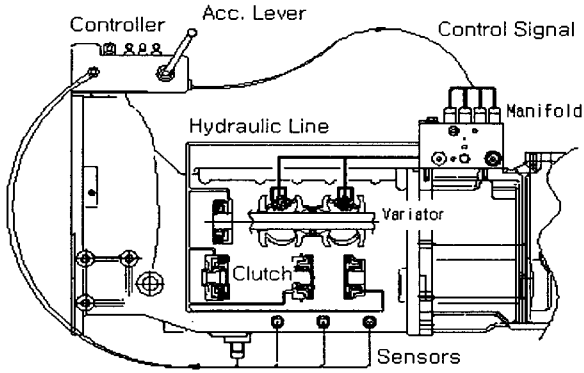


Fig. 2 Schematic diagram of CVT controller:

무단변속기를 제어하기 위한 유압시스템은 펌프, 필터, 릴리프 밸브, 체크 밸브, 유압 클러치 등의 일반적인 유압장치를 기본 시스템으로 하였다. 또한 무단변속기 전용장치로서 배리에이터 롤러를 조작하여 속도비를 변화시키는 롤러 실린더, 디스크와 롤러 사이에 동력 전달이 이루어지도록 디스크를 압축해주는 디스크 압축 실린더, 그리고 롤러 실린더의 압력을 제어하는 압력 제어 밸브, 셔틀 밸브 및 변속 범위를 변경하기 위한 유압 클러치 등이 설계되었다. Fig. 3에 무단변속기 제어용 유압 회로도도를 나타내었다.

무단변속기 유압시스템의 유압 밸브 블록은 Fig. 3의 유압 회로도도에 나타낸 것과 같이 2개의 압력 제어 밸브, 2개의 셔틀 밸브, 5개의 솔레노이드 밸브 및 릴리프 밸브, 필터 등으로 구성된다.

롤러의 변위를 제어하기 위한 힘의 변화는 유압 밸브 블록에 설치된 2개의 압력 제어 밸브에 의해서 얻을 수 있는데, Fig. 3의 유압 회로도도의 PCV1과 PCV2 위치에 설치되어 여섯 개의 롤러 실린더(복동)의 압력을 동시에 제어한다.

압력 제어 밸브로는 자체 저항에 의한 압력 저하가 3 kg/cm^2 이하이며 밸브 통과 유량이 10 lpm 정도인 비례 제어 밸브를 사용하였다. 압력 제어 밸브를 통과하는 시스템 유량은 배리에이터 롤러를 냉각, 윤활시켜 주기 위한 충분한 유량을 공급하기 위하여 10 lpm 으로 설계하였다.

일반적으로 자동차나 산업용 기계 등의 제어용 컴퓨터는 부피가 작고, 전력 소모가 적으며, 내진동성이 큰 원칩 마이크로컴이다. 그러나 본 연구에서는 무단변속기 제어시스템 개발에 중점을 두고 원칩 마이크로컴 개발 중 발생할 수 있는 문제점을 배제하기 위해 산

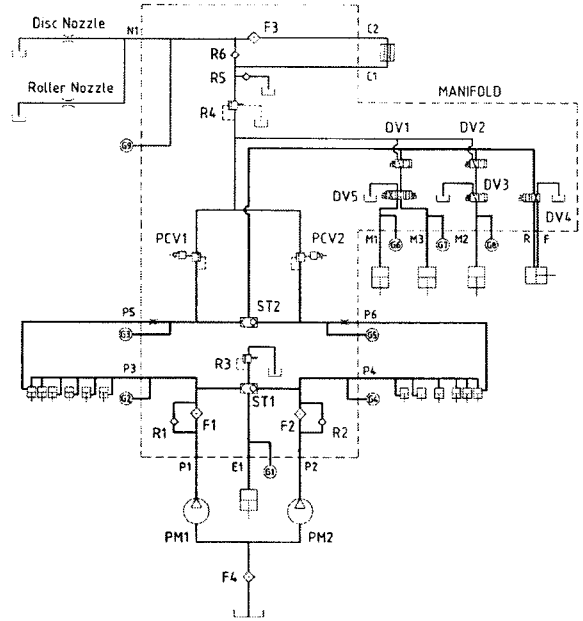


Fig. 3. Hydraulic circuit of CVT.

업용 컴퓨터(4MV, 여의자동화)를 제어용 컴퓨터로 사용하였다. 전원은 트랙터의 배터리 전원을 교류 110V로 승압시켜 사용하였다. 제어용 컴퓨터에는 계측시스템으로부터 전송되는 신호를 수집하기 위한 아날로그-디지털 변환 보드(AX5210, 여의자동화)와 유압 제어 밸브를 구동하기 위한 디지털-아날로그 변환 보드(AX5622B, 여의자동화)를 상용품을 구매하여 설치하였다. 유압클러치, 전후진 변속장치 등을 구동하기 위한 디지털 출력 릴레이보드는 매우 열악한 트랙터 작업조건에서 빈번하게 작동되어야 하므로 별도로 설계 제작하여 설치하였다.

나. PID 제어 프로그램 개발

제어 시스템으로서 자동제어 방식 가운데 비교적 간단하면서도 보편적으로 이용되고 있는 PID 제어를 무단변속기 컨트롤러에 적용하였다.

PID 제어기는 고전적인 제어 방식이지만 그 활용 범위가 매우 넓고 다양하므로 아직도 PID 제어방법이 널리 사용되고 있다. PID 제어를 개발하기 위해서는 우선 제어 알고리즘을 작성하고, 개발된 시뮬레이션 모형을 이용하여 비례 제어계수, 미분 제어계수, 적분 제어계수의 적정 범위를 선정하여야 한다. 각각의 제어계수의 범위가 선정되면, 성능 시험을 통해 개발된 제어시스템의 성능을 파악할 수 있다.

이전 연구에서 개발된 제어시스템에 대한 수학적 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하고 적정 제어 계수를 선정 한 후, 실제 성능 시험을 통해 개발된 제어시스템의 성능을 평가하였다.

1) 제어 알고리즘 작성

속도비 제어를 위한 제어 알고리즘은 작업제어 알고리즘에 의해 결정된 목표 속도비를 달성하도록 PID 제어 방법에 의해 구성되었다. Fig. 4에 속도비 제어시스템의 단순화된 블록선도를 나타내었다. 여기에서, $G_p(s)$ 는 제어 대상 시스템을 나타내며, $E(s)$ 는 설정값과 측정값의 차이를 나타낸다.

제어 알고리즘의 입력은 배리에이터 속도비(RV, Ratio of Variator speed)의 목표값과 실제 측정된 속도비 값의 차를 계산한 dRV 값이 되고, 출력은 유압 시스템의 압력 비례 제어 밸브를 구동하기 위한 전기 신호로 설정하였다.

Fig. 4의 블록선도에 나타난 PID 제어기 $G_c(s)$ 는 식(1)의 형태로 표현될 수 있다. 그림의 $G_p(s)$ 는 Kim 등(2004)의 연구에서 개발된 수학적 모델을 사용하였다.

$$G_{c(s)} = \frac{M(s)}{E(s)} = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (1)$$

여기에서 K_c : Controller gain

T_i : Integral action time

T_d : Derivative action time

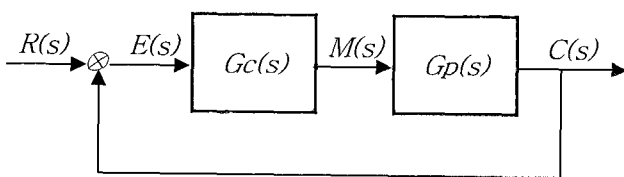


Fig. 4 Block diagram of control system.

식(1)은 시간 영역으로 표현될 수 있으며, 시간 영역으로 표현된 식을 제어 알고리즘으로 구현하기 위해 이산 형태(discrete form)로 변환하게 된다. 각 계수들을 비례, 적분, 미분 제어계수의 개념으로 정리하면 식(2)와 같다. 식(2)에서 $T_s(\Delta t)$ 는 샘플링 타임을 나타내는데 컨트롤러 연산 시간을 고려하여 0.016초로 설정하였다.

$$K_p = K_c$$

$$K_i = K_c \cdot T_s / T_i \quad (2)$$

$$K_d = K_c \cdot T_d / T_s$$

여기에서 T_s : Δt , Sampling time

이산 형태로 변환된 식을 K_p, K_i, K_d 가 포함된 식으로 정리하여 프로그래밍이 가능한 형태로 나타내면 식(3)과 같이 나타낼 수 있다. 제어량 m_n 은 최종적으로 제어기에 입력되는 값으로서 매 주기마다 아날로그 전압으로 변환되어 PWM 드라이버를 통해 유압 비례제어 밸브를 구동하게 된다.

$$s_n = s_{n-1} + e_n$$

$$m_n = K_p \cdot e_n + K_i \cdot s_n + K_d(e_n - e_{n-1}) \quad (3)$$

여기에서 s_n : 속도비 편차의 누적합

m_n : 제어량(비례 제어 밸브를 구동하는 전기 신호값)

e_n : 편차(목표 속도비와 설정 속도비의 편차, dRV)

입력된 RV 편차 값을 이용하여 유압 제어 밸브로 의 제어량을 계산하기 위해 식(3)에 나타난 연산식을 기초로 하는 속도비 제어 알고리즘을 개발하였다.

2) 제어계수 선정

시뮬레이션을 통해 PID 제어기의 각 계수를 선정하는 방법은 유(1989)의 연구에서 사용된 방법을 일부 활용하였다. 제어계수 선정에 있어서는 운전자가 속도 변동이 과도하다고 인식하는 것으로 조사된 최대 오버슈트 120% 이내, 상승시간 0.25초 이내, 정정 시간 1.0초 이내의 조건에 부합하는 각 계수들을 선정하였다.

가) 비례 제어계수

비례 제어계수, K_p 는 피드-백 제어시스템의 기본적인 제어계수로서, 계단 응답시 K_p 계수가 클수록 응답(상승시간)이 빨라지고, 값이 작을수록 오버슈트가 작아진다. 또한 계단 응답 실험 시 K_p 계수가 작아질수록 정상상태 진동이 작게 나타나는 특징이 있다.

비례 제어계수 선정을 위해 예비 실험을 수행하였으며, Table 1의 조건으로 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 1에서 선정된 제어 계수들은 수학적 모델 검증 시 예비 시뮬레이션을 통해 시스템의 효과를 파악하기 용이하도록 선정된 계수들이다.

Table 1 Simulation conditions of step response of control system with proportional controller

Engine Speed (rpm)	Initial RV	Final RV	K_p	K_i	K_d
1,500	0.5	1.0	0.25, 0.5, 1.0, 2.5, 4.0, 5.0	0	0

나) 미분 제어계수

미분 제어계수(K_d)는 비례 제어계수와 함께 적용되어 오버슈트를 감소시키는 효과가 있어서, 무부하 계단 응답시 K_d 계수가 클수록 오버슈트가 작아진다. 그러나 K_d 계수가 너무 커지면 응답 지연을 가져오게 되므로 시뮬레이션 결과를 이용하여 적정값을 선정해야 한다. 미분 제어계수 선정을 위해 Table 2의 조건으로 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 2 Simulation conditions of RV control system with PD controller

Engine Speed (rpm)	Initial RV	Final RV	K_p	K_i	K_d
1,500	0.5	1.0	2.5	0	0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.50

다) 적분 제어계수

제어시스템은 항상 약간의 정정 오차가 발생할 수 있는데, 이러한 경우 비례제어 방식만으로 제어하는 것이 부족하므로, 적분 제어가 필요하다.

적분 제어계수(K_i)는 정정상태 오차를 줄이기 위한 제어계수로써, 무부하 계단 응답 시에는 K_i 계수가 클

Table 3 Simulation conditions of RV control system with PI controller

Engine Speed (rpm)	Initial RV	Final RV	K_p	K_i	K_d
1,500	0.5	1.0	2.5	0.25, 0.5, 1.0, 2.5, 5.0	0

수록 오버슈트가 커지고, 부하 계단 응답 시 K_i 계수가 작을수록 부하에 대한 응답이 느려지는 특징이 있다. 적분 제어계수 선정을 위해 Table 3의 조건으로 시뮬레이션을 수행하였다.

다. 제어시스템의 성능 시험

본 연구에서 개발된 무단변속기 제어시스템에 대한 성능을 평가하기 위하여 계단 응답 성능시험과 외란 제거 성능시험을 수행하였다.

제어시스템의 성능 평가를 위해 가급적 실제 사용 조건과 유사한 조건에서 시험을 수행하여야 하므로 무단변속기의 차축에 부하가 인가된 상태에서 엔진 정격 회전 속도를 기준으로 성능을 시험하고 평가하였다. 계단 응답 성능시험의 초기 값은 배리어 속도비 '0.55'로, 목표 값은 '1.0'으로 선정하였다. 이 값은 트랙터가 5 km/h로 주행 혹은 작업 중에 속도를 10 km/h로 변경하는 것을 의미한다. 계단 응답 성능시험시 인가되는 부하의 크기는 작업시 평균적으로 작용하는 최대 설계토크의 50% 수준으로 하였다. 부하의 인가를 위해서 일반적인 공압 제어 방식의 브레이크 다이내모미터를 이용하였다.

엔진 회전속도 조건은 1,500 rpm과 2,500 rpm의 경우 시스템의 시뮬레이션 결과가 매우 유사하므로, 부하 시험에 있어서는 엔진의 영향을 최소화하기 위해 정격회전수 2,500 rpm로 설정하였다.

Fig. 5는 부하 인가를 위해 사용된 브레이크 다이내모미터와 시험용 무단변속 트랙터가 설치된 모습을 나타낸다.



Fig. 5 Step response test with brake dynamometer.

1) 제어시스템의 계단 응답 성능

제어시스템의 응답성능은 운전자의 명령 변화에 따라 제어시스템이 얼마나 신속하게 속도비를 변화시킬 수 있는 지에 대한 성능으로 부하가 인가된 상태에서의 계단 응답 성능시험을 수행하고 측정된 상승시간, 최대 오버슈트 정정시간을 통해 성능을 평가하였다. Table 4에 선정된 제어 계수와 시험 조건을 나타내었다.

Table 4 Step response test of RV control system under load

No.	Engine Speed (rpm)	Initial RV	Final RV	K_p	K_i	K_d
1	2,500	0.55	1.0	1.0, 2.5	0.5	0.2
2	2,500	0.55	1.0	2.5	0.25, 0.5	0.2
3	2,500	0.55	1.0	2.5	0.5	0.1, 0.2

* Load : 50% of max. design torque(3138N·m).

2) 제어시스템의 부하 응답 성능

무단변속기의 속도비가 일정한 값을 유지하고 있는 상태에서 외부로부터 일종의 외란으로 볼 수 있는 부하 토크가 인가될 때 속도비는 부하에 비례한 만큼 낮아지게 되는데, 이때 원래 유지되고 있던 상태로 얼마나 신속하게 회복할 수 있는 지에 대한 성능을 평가한다.

유지하고자 하는 기준 속도비는 물러 운동의 중심 위치인 '1.0'으로 설정하였고, 부하 외란으로 인가되는 부하의 크기는 트랙터 최대 설계토크의 50% 수준 (3138N·m)으로 하였다. 제어시스템의 외란 응답 성능목표는 부하 응답 성능시험과 마찬가지로 1.0초 이내로 결정하였다.

Table 5와 같은 시험 계획에 의해 성능시험을 수행하였다.

Table 5. Load response test of RV control system

No.	Engine Speed (rpm)	Initial RV	Final RV	K_p	K_i	K_d
1	2,500	0.55	1.0	2.5	0	0.2
2	2,500	0.55	1.0	2.5	0.25	0.2
3	2,500	0.55	1.0	2.5	0.5	0.2
4	2,500	0.55	1.0	2.5	0.75	0.2

* Load : 50% of max. design torque.

3) 트랙터 주행 성능

개발된 무단변속기 제어시스템과 본 연구를 통해 처음으로 제작된 트랙터 시작기에 대한 종합적인 성능 평가를 위해 주행 시험을 수행하였다. 주행시험을 실시한 도로는 총 길이 200m의 아스팔트 도로였으며, 주행시 트랙터에는 작업기를 부착하지 않았다.

주행 시험은 가속 조건과 최고속 구간에 대해 시험하였으며, 무단변속 기능이 원활히 이루어지는 지 여부와 충격이 발생하는지 여부에 대해 평가하였다. 가속 시험은 9초 동안 12 km/h의 속도까지 가속하도록 하는 컨트롤러의 제어 알고리즘에 의해 가속 시험을 수행하였으며, CVT 컨트롤러에 의해 최대로 얻을 수 있는 속도를 측정하는 최고속 주행 시험을 수행하였다. Fig. 6은 주행 시험 장면을 나타낸다.

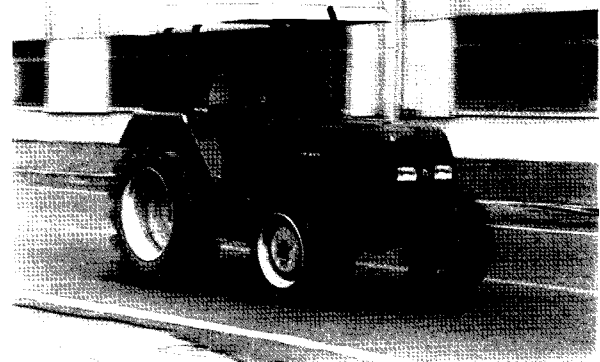


Fig. 6 Photograph of driving test.

3. 결과 및 고찰

가. 시뮬레이션에 의한 제어계수 선정

Fig. 7에 비례 제어계수 K_p 를 변화시키면서 시뮬레이션을 수행한 결과를 나타내었다.

그림에서 두 개의 그래프는 K_p 계수 증가에 따른 상승시간 변화와 오버슈트 변화를 나타내는데, K_p 계수가 '1.0' 이상이 되면 응답이 전반적으로 양호한 것으로 나타났다. Fig. 7에서 RV 제어 오버슈트를 운전자가 속도 변동이 과도하다고 인식하는 것으로 조사된 120% 이내, 적절한 상승시간 0.25초 이내의 조건에 따라, K_p 계수는 '1~2.5' 사이의 값이 적절한 것으로 판단된다.

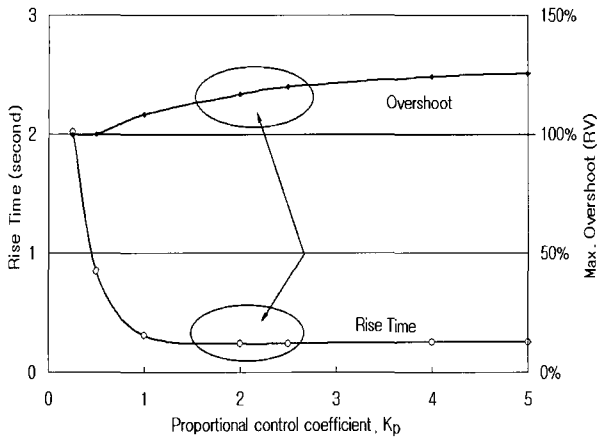


Fig. 7 Change in rise time and max. overshoot of RV control system as K_p value increases ($K_i = 0, K_d = 0$).

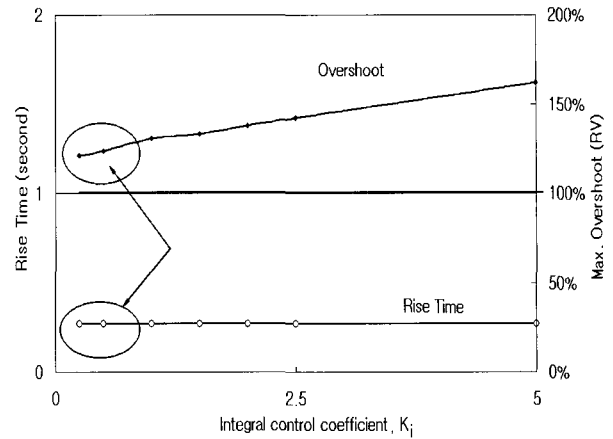


Fig. 9 Change in rise time and max. overshoot of RV control system as K_i value increases ($K_p = 2.5, K_d = 0$).

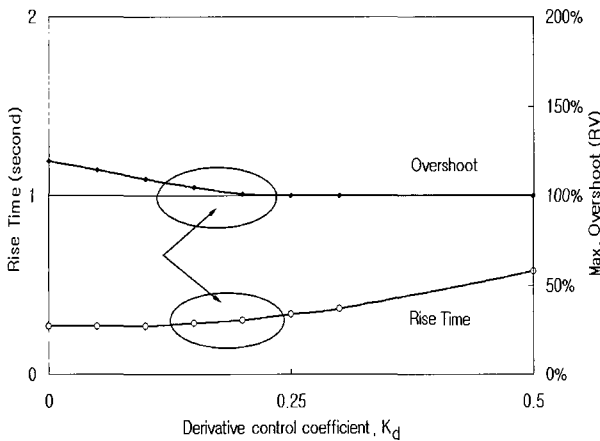


Fig. 8 Change in rise time and max. overshoot of RV control system as K_d value increases ($K_p = 2.5, K_i = 0$).

Fig. 8 에 K_d 계수 증가에 따른 상승시간 변화와 오버슈트 변화를 나타내었다.

그림에서 보면 K_d 계수는 '0.15' 이상부터 오버슈트가 거의 나타나지 않지만 '0.2' 이상부터는 상승시간이 증가하기 시작하는 것을 알 수 있다. 미분 제어를 적용할 경우, 오버슈트가 없어지면서 상승시간이 0.25초 이내가 되기 위해서는 K_d 계수가 '0.15~0.2' 사이의 값이 적정하다.

Fig. 9 에 K_i 계수 증가에 따른 상승시간 변화와 오버슈트 변화를 나타내었다. 그림에서 보면 K_i 계수 변화에 따라 상승시간의 변화는 나타나지 않고, K_i '0.5' 이상부터 오버슈트가 120% 이상으로 크게 나타나는 것을 볼 수 있다.

무부하 제어 시에는 큰 값의 K_i 계수를 선정할 경우 제어시스템에 나쁜 영향을 끼치므로 가급적 작은 값으로 선정해야 한다. 반면, K_i 계수가 너무 작으면 부하 외란이 인가되었을 때 원래 상태로의 회복이 느리므로 K_i 계수의 선정은 오버슈트의 값이 120% 이하인 '0.25 ~ 0.5' 이내의 범위가 적정하다.

나. 제어 시스템의 계단 응답 성능

1) 비례 제어계수에 따른 응답 성능

설계 단계에서 선정된 비례 제어계수에 대한 적정 범위는 '1.0 ~ 2.5'의 범위로 나타났다. 따라서 비례 제어계수 '1.0'과 '2.5'에 대하여, 계단 응답 성능시험을 수행하였고 Fig. 10 에 그 결과를 나타내었다. 이

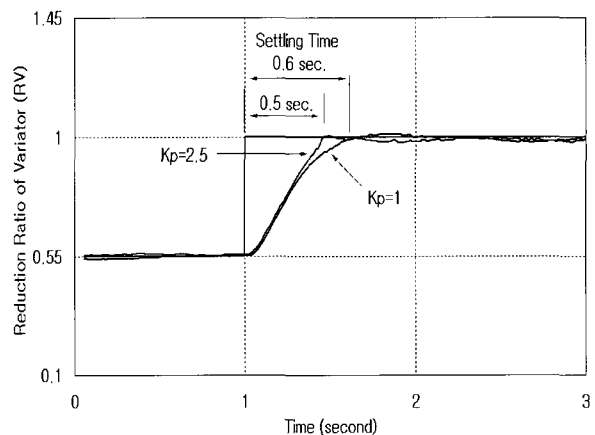


Fig. 10 Step responses of RV control system with $K_d = 0.2, K_i = 0.5$, and different K_p values.

때 미분 제어계수와 적분 제어계수는 각각 '0.2', '0.5'로 설정하고 시험을 수행하였다.

그림에서 보면, $K_p = 1.0$ 일 때와 $K_p = 2.5$ 일 때 응답 곡선의 정정시간은 각각 0.6초, 0.5초로 나타났는데 두 제어계수 모두 우수한 성능을 보이지만 $K_p = 2.5$ 일 때가 더 빠른 응답성을 나타내었고 두 경우 모두 오버슈트는 나타나지 않았으므로 적절한 K_p 값은 '2.5'인 것으로 판단된다.

2) 미분 제어계수에 따른 응답 성능

미분 제어계수 '0.15'와 '0.2'에 대하여 계단 응답 성능시험을 수행하였고, Fig. 11에 그 결과를 나타내었다.

그림에서 보면, $K_d = 0.2$ 일 때 응답 곡선의 정정시간은 약 0.5초로 나타났지만, $K_d = 0.15$ 일 때는 오버슈트의 발생에 의해 정정시간이 0.8초까지 늦어지는 것으로 나타났다. 따라서 미분 제어계수의 경우 $K_d = 0.2$ 일 때의 제어성능이 더욱 우수한 것으로 판단된다.

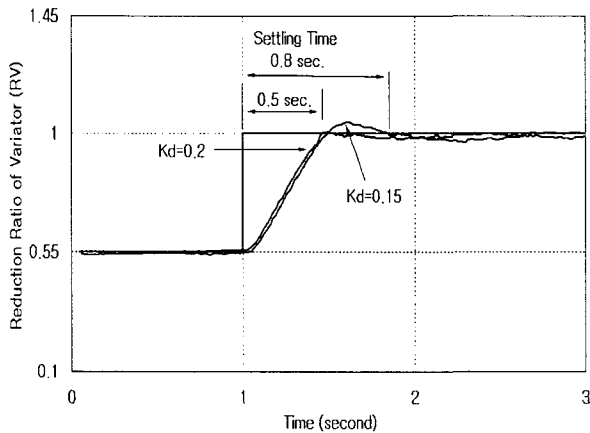


Fig. 11 Step responses of RV control system with $K_p = 2.5$, $K_i = 0.5$, and different K_d values.

3) 적분 제어계수에 따른 응답 성능

미분 제어계수 '0.25'와 '0.5'에 대하여, 응답 성능 시험을 수행하였고, Fig. 12에 그 결과를 나타내었다.

그림에서 보면, $K_i = 0.5$ 일 때 부하에 따른 정상상태 오차가 나타나지 않지만, $K_i = 0.25$ 일 때는 정상상태 오차가 계속 유지되어 결과적으로 정정시간이 2.0초 이상이 되는 것으로 나타났다. 따라서 적분 제

어계수의 경우 $K_i = 0.5$ 일 때의 제어성능이 더욱 우수한 것으로 판단된다.

최종적으로 선정된 PID 제어기의 비례 제어계수는 '2.5', 미분 제어계수는 '0.2', 적분 제어계수는 '0.5'가 적절하였다. 이 값에 대한 제어시스템의 최종적인 성능은 Fig. 12에서 나타난 것과 같이 상승시간이 0.32초로 측정되었고, 오버슈트는 미세하게 나타났다. 상승시간은 시뮬레이션을 통한 제어계수 선정 기준인 0.25초 보다 크게 나타났는데, 이는 이론적 모델과 실제 시스템의 차이에서 비롯된 것으로 판단된다. 제어 시스템 개발에 있어서 가장 중요한 성능 지표인 정정시간은 0.5초로 본 연구의 성능 시험 기준은 만족하였다.

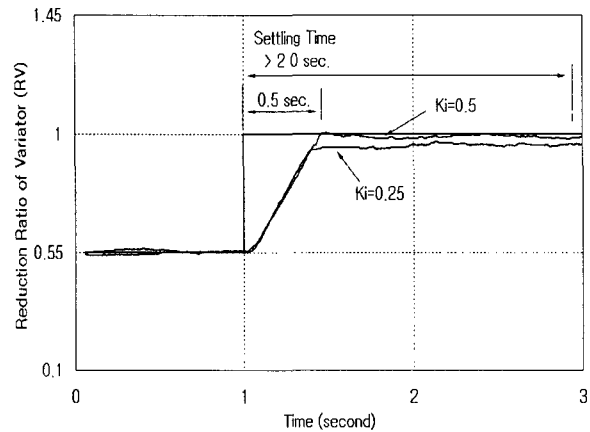


Fig. 12 Step responses of RV control system with $K_p = 2.5$, $K_d = 0.2$ and different K_i values.

다. 제어시스템의 부하 응답 성능

적분 제어계수는 정정오차를 감소시키는 효과를 가진 계수로써 무단변속기에 부하가 인가되었을 때 발생하는 정상상태 속도비 편차를 줄이는 역할을 한다. 시뮬레이션을 통해 선정된 적분 제어계수의 적정 범위는 '0.25 ~ 0.5'였으나, 부하 응답 시험을 통해 더욱 정확한 적분 제어계수를 구하고자 하였다. Fig. 13 ~ 15에 K_i 계수 변화에 따른 성능시험 결과를 나타내었다.

Fig. 13은 적분 제어계수를 '0'으로 설정하여 비례-미분 제어만 수행한 경우의 성능 곡선으로서 부하 인가에 따라 정상상태 오차가 발생하여 정정오차가 계속 유지됨을 알 수 있다. 따라서 부하 변동

과 같은 외란에 대해 안정된 무단변속기 제어시스템을 개발하기 위해서는 적분 제어계수가 필수적인 것으로 판단된다.

Fig. 14는 적분 제어계수를 '0.25'로 설정할 경우의 성능시험 결과를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 적분 제어계수가 너무 작으면 부하 외란에 대한 응답이 5초 이상으로 매우 느려진다.

Fig. 15는 적분 제어계수를 '0.75'로 약간 크게 설정할 경우의 성능시험 결과를 나타낸다. 그림에서 보면, 적분 제어계수가 커짐에 따라 부하 외란에 대한 응답은 매우 빨라지나 제어시스템의 진동이 커져서 불안한 성능을 나타내었다.

적분 제어계수 '0.5'에 대하여 부하 응답 성능시험을 수행하고 Fig. 16에 그 결과를 나타내었다. 그림에서 보면 적분 제어계수를 '0.5'로 설정할 경우에 대한

응답 성능은 제어시스템 진동이 작고 회복시간이 1초 이내로써 본 연구의 제어 성능시험 기준을 만족하였다.

이상의 적분 제어계수 별 성능시험 결과를 볼 때 비교적 안정되고 빠른 부하 외란 응답 성능을 갖기 위한 적분 제어계수는 '0.5'가 적합한 것으로 판단된다.

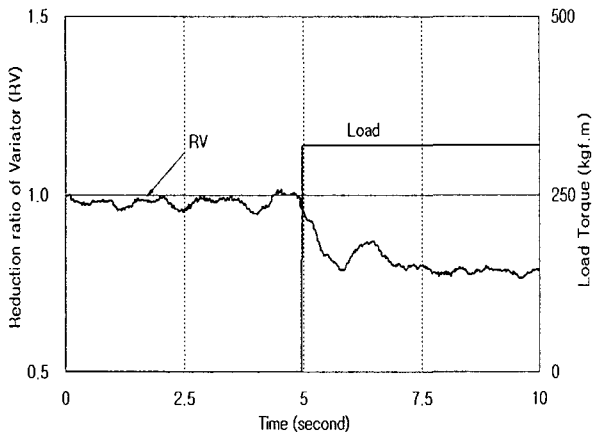


Fig. 13 Effect of disturbance load on RV control performance with $K_i = 0$, $K_p = 2.5$, $K_d = 0.2$.

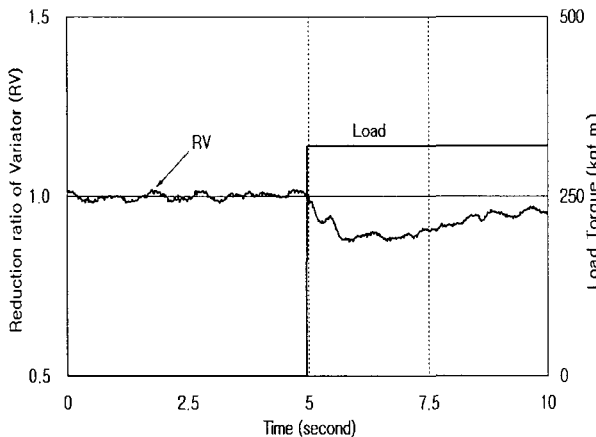


Fig. 14 Effect of disturbance load on RV control performance with $K_i = 0.25$, $K_p = 2.5$, $K_d = 0.2$.

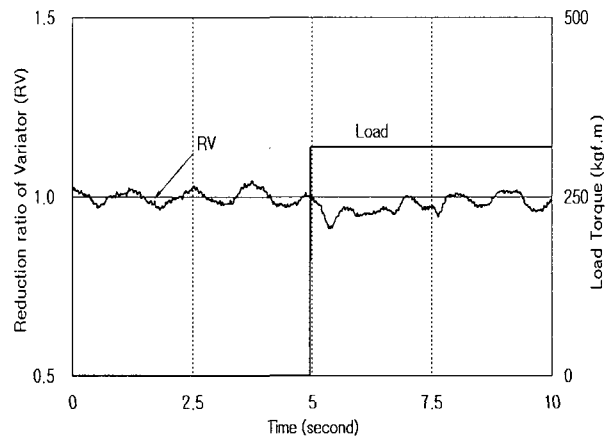


Fig. 15 Effect of disturbance load on RV control performance with $K_i = 0.75$, $K_p = 2.5$, $K_d = 0.2$.

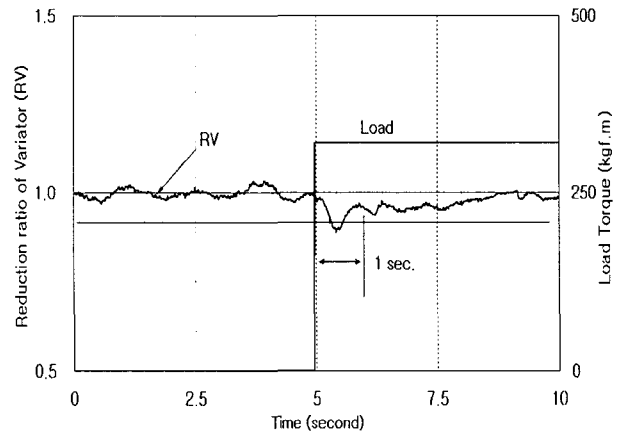


Fig. 16 Effect of disturbance load on RV control performance with $K_i = 0.5$, $K_p = 2.5$, $K_d = 0.2$.

라. 트랙터 주행 성능

개발된 무단변속 트랙터 프로토타입을 이용하여 주행 시험을 수행하였다. 주행 시험은 가속 조건과 최고속 구간에 대해 시험하였으며, 무단변속 기능이 원활히 이루어지는지 여부와 충격이 발생하는지 여부에 대해 평가하였다. Fig. 17은 9초 동안 12

km/h의 속도까지 가속하도록 하는 컨트롤러의 제어 알고리즘에 의해 가속 시험을 수행한 결과로서 차량의 속도 증가가 무단변속으로 원활하게 이루어지고 있음을 확인할 수 있다. 또한 가속 중 충격 등이 발생하지 않았다.

Fig. 18은 CVT 컨트롤러에 의해 최대로 얻을 수 있는 속도를 측정하는 시험의 결과로서 무단변속기를 장착한 트랙터는 컨트롤러에 의한 속도비 제어를 통해 설계 기준인 주행속도 30km/hr까지 변속이 원활하게 이루어지는 것을 알 수 있다.

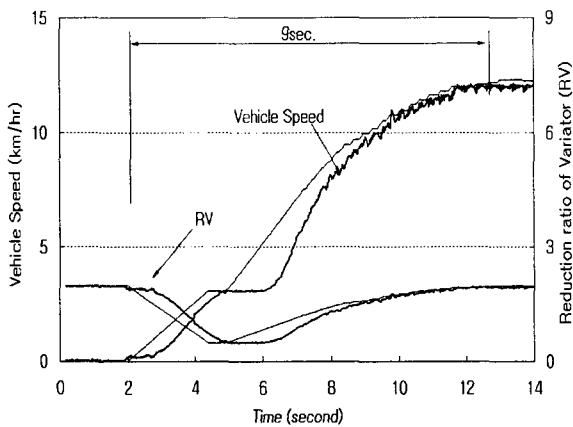


Fig. 17 Results of driving test(acceleration).

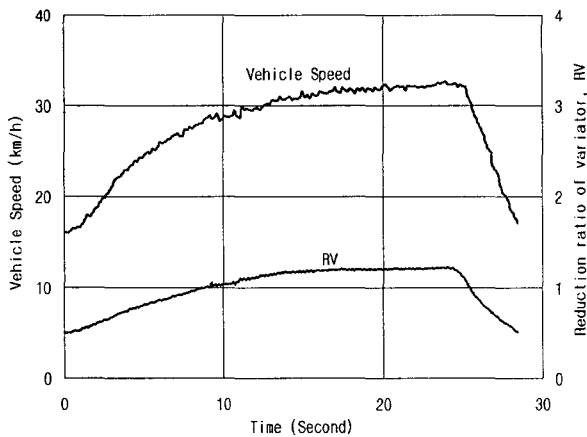


Fig. 18 Results of driving test(maximum speed).

4. 요약 및 결론

무단변속기 제어시스템의 안정된 제어성능을 확보하기 위한 PID 제어기 개발을 위해 앞 장에서 개발된 제어시스템에 대한 수학적 모형을 이용하여 시뮬레이션을 수행하고, 적정 제어계수를 선정한

후 실제 성능시험을 통해 개발된 제어시스템의 성능을 평가하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 무단변속기 제어를 위한 제어장치로서 PID 제어를 선정하고, 컴퓨터를 이용하여 제어가 가능하도록 제어 알고리즘을 개발하였다.

(2) 개발된 제어시스템 모형을 이용하여, 시뮬레이션을 수행하고, 이를 통해 PID 제어기의 비례 제어계수, 미분 제어계수, 적분 제어계수의 적정 범위를 조사하였다. 본 연구에서 개발된 무단변속기를 제어하기 위한 PID 제어기의 비례 제어계수는 '1~2.5' 범위, 미분 제어계수는 '0.2', 적분 제어계수는 '0.5'가 적정하였다.

(3) 차축 인가부하 3138N·m의 조건에서 차량의 주행 속도를 5 km/h에서 10 km/h로 변화시키는 계단응답 성능시험에서 제어시스템의 대표적인 성능인 정정시간은 0.5초로 측정되었고, 부하 외란 성능 시험에서 순간적인 부하에 대한 속도비의 회복시간은 1.0초로 나타났다. 이 값들은 1.0초 이내로 정한 성능시험 기준에 만족되었다.

(4) 무단변속기 프로토타입을 이용한 주행 성능 시험 결과 무단변속 기능이 원활히 이루어지는 것을 확인할 수 있었으며, 충격이 발생하지 않았다.

참 고 문 헌

1. Brockbank, C. and H. Heumann. 2002. Delivery of IVT for a 5 litre SUV : Addressing the concerns of Geared Neutral, Innovative Fahrzeug Getriebe C1143 20-21 March 2002.
2. Choi, D. H. and H. S. Kim. 2002. Control Strategy of Ratio Changing System for a Metal V-Belt CVT Adopting Primary Pressure Regulation, Transactions of the KSAE, 10(3):201-208.(In Korean)
3. Funatsu, K., H. Koyama and T. Aoki. 1996. Electronic Control System of Honda for CVT. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Transmissions, Yokohama, Japan.
4. James I. B. and N.D. Vaughan. 1996, Design and component matching of a pressure control circuit. SAE paper 961854.

5. Kim, H. J. and K. H. Ryu. 2004. Development of a Toroidal CVT Controller for Agricultural Tractor (I) - Simulation for control system - J. of the KSAM 29(4).(In Korean)
6. Merritt, H. E. 1967, Hydraulic control systems, John Wiley & Sons, Inc.
7. Patterson, M. 1996. The full-toroidal variator in theory and in practice. SAE paper 9636394.
8. Sung, D. H. and H. S. Kim. 1994. Shifting Algorithm and Response Characteristics of CVT, Transactions of the KSAE, 2(6):9-17.(In Korean)
9. Wicke, V., C. J. Brace and N. D. Vaughan. 1996. The potential for simulation of driveability of CVT vehicles. SAE paper 00PC-218.
10. Yoo, S. N. 1989. Electronic-hydraulic Hitch Control System for Agricultural Tractor. Seoul National University, Ph.D. Thesis.