

V-벨트 無段變速機를 이용한 自脫型
콤바인의 走行速度 制御(II)
-V-벨트 無段變速機의 變速特性-

A Forward Speed Control of Head-feed
Combine Using Continuously
Variable V-belt Transmission
-Transmission Characteristics of CVVT-

崔圭烘* 柳寬熙** 曹永吉* 朴阪圭*
K. H. Choi, K. H. Ryu, Y. K. Cho, P. K. Park

Summary

This study was conducted to investigate the feasibility of continuously variable V-belt transmission (CVVT) as automatic power transmission system of combine harvesters. An experimental set-up for testing the performance of CVVT and the automatic transmission system was designed and used to analyze the power transmission characteristics of CVVT.

The transmission efficiency of CVVT was increased logarithmically with increase of the load of driven shaft, but was not affected by the speed ratios of transmission. More than 80% of transmission efficiency was obtained in the 25N-m load and more of driven-shaft, and the maximum efficiency was 88~91%. When rapid speed change of the CVVT was attempted, the speed of driven shaft was stabilized within about 0.4 seconds after shift operation in both cases of increasing and decreasing of the speed.

1. 緒 論

엔진 토크는 어떤 회전속도 범위내에서 거의 일정하지만, 출력은 회전속도에 비례적으로 증가하여 최대치에 도달한 후 급격히 저하되는 특성을 갖고 있다. 더구나, 주행속도는 매우 저속의 농작업으로 부터 도로 주행시와 같은 고속까지 범위가 넓기 때문에 출력을 효율적으로 사용할 수 있는 범위는 좁다.

엔진 출력을 효율적으로 이용하기 위해서는 작물과 포장상태 등 작업 상태에 따라 엔진과 傳動軸사이의 회전 속도비를 적당히 변화시켜 최적의 변속비를 유지함으로써 항상 출력이 최대가 되도록 해야 한다. 이를 위해서는 변속기의 도움이 불가피하지만, 6~9段的 제한된 변속만으로는 주어진 토크와 회전속도에 대해서 최대 연료효율과 최대 성능을 낼 수 없다. 그러나 無段變速機 (continuously variable transmission ;

* 農業機械化研究所 收穫機械科
** 서울大學校 農科大學 農工學科

CVT)는 설계된 변속비 범위내에서 무한대의 변속비를 갖고 있기 때문에 이를 적절히 제어하면 항상 최적 변속비의 유지가 가능하다.

한편, 변속기가 구비해야 할 조건으로는 변속 범위가 크고, 변속비 제어가 자유로우며, 부분부하 상태에서도 전달효율이 높고, 이밖에 작업중에 발생하는 급격한 부하변동이 직접 엔진에 전달되지 않도록 급負荷를 흡수할 수 있어야 한다. 이와같은 조건을 고려할 때, 기어식 변속기보다는 유압식 변속기와 벨트식 변속기 등과 같은 무단 변속기가 理想的인 변속기라고 할 수 있다.

유압식 변속기(hydrostatic transmission ; HST)는 속도 변환이 신속 원활하고, 제어성능이 우수하다. 또한 동력 전달기구의 배치가 용이하여 콤파인과 트랙터 등 대형 농기계의 변속기로 가장 널리 이용되고 있다. 그러나 변속 범위가 클 때 동력전달 효율이 기어식 변속기의 67~72%에 불과하다는 단점이 있다.

V-벨트 무단 변속기는 1958년 네델란드의 DAF사에 의하여 車輛의 변속기로 최초로 실용화되었으나, 기어식 변속기에 비해 신뢰성, 내구성 및 제어성능이 크게 떨어지는 결함 때문에 이제까지 별로 사용되지 않고 있다. 그러나 유압식 변속기에 비해 구조가 간단하고, 소형으로 제작비가 저렴하며, 변속 범위는 보통 3.5~4.5정도로 크다. 그리고 변속 작동기구로 유압 혹은 공기압을 사용함으로써 자동변속이 가능하다. 최근 금속 벨트와 같은 새로운 素材의 개발로 내구성이 크게 향상되었으며, 특히 잦은 변속이 요구되는 도시형 승용차의 변속기로 활용하기 위한 연구가 현재 일본과 구미 각국에서 활발히 진행되고 있다.

따라서 이 연구에서는 V-벨트 무단 변속기의 동력전달 및 변속특성을 구명함으로써 콤파인 주행속도 제어를 위한 자동 변속기로서의 가능성을 찾고자 하였다.

2. 速度比의 理論的 解析

V-벨트 무단 변속기는그림1에서 보는 바와 같이 驅動軸과 從動軸에 각각 고정풀리와 축 방

향으로 움직일 수 있는 이동 풀리로 구성되어 있고, 두 풀리 사이에 V-벨트를 걸어 동력을 전달하는 구조이다. 변속은 이동 풀리 옆면에 있는 캠을 회전시켜 양 풀리 사이의 간격 조절에 의해서 이루어 지는데, 이때 변속기의 속도비는 구동풀리와 종동축 풀리의 半徑比로부터 산출할 수 있다.

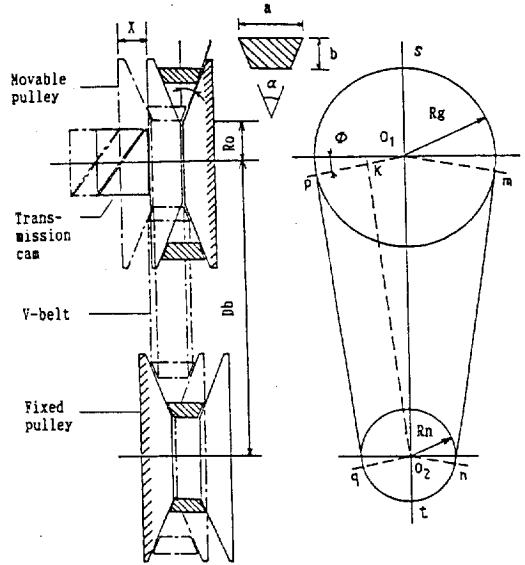


Fig. 1 Schematic diagram of a continuously variable V-belt transmission(CVVT).

그림1로부터 벨트의 길이, 종동 풀리와 구동 풀리의 반경은 각각 (1), (2), (3)식과 같이 표시할 수 있다.

$$L = 2Db \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{Rg - Rn}{Db} \right)^2 \right] + \pi(Rg + Rn) + 2(Rg - Rn) \left(\frac{Rg - Rn}{Db} \right) \dots\dots\dots (1)$$

$$Rn = Rg - \frac{Db \pi}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\pi^2}{4} - 2 \right) Db^2 + L Db - 2Db \pi Rg} \dots\dots\dots (2)$$

$$Rg = Ro + \frac{1}{\tan(\alpha/2)} \frac{X}{2} \dots\dots\dots (3)$$

여기서, L : 벨트 길이
Db : 구·종동축 사이의 거리

Table 1. Dimensions of the continuously variable V-belt transmission (CVVT) used.

Symbols	Descriptions	Values
a	Outside width of V-belt	28.5 (mm)
b	Outside depth of V-belt	13.0 (mm)
α	Angle of V-belt	30 (deg)
Db	Distance between driving and driven shaft	368 (mm)
L	Length of V-belt of CVVT	1244 (mm)
Ro	Minimum radius of pulley	50 (mm)

- Rg : 구동 풀리의 반경
- Rn : 종동 풀리의 반경
- Ro : 구동축 풀리의 최소반경
- X : 구동축 이동 풀리의 변위

따라서 변속기의 기하학적 형상과 구동축 이동 풀리의 변위가 주어지면, V-벨트 무단 변속기의 속도비는 (2), (3)식으로 부터 속도비를 구할 수 있으며, (4)식과같이 표시된다.

$$\epsilon = Rg / Rn = f(X) \dots\dots\dots (4)$$

표1은 공시 무단 변속기의 주요 치수를 나타낸 것이다.

3. 材料 및 方法

가. 실험 및 측정장치

벨트식 무단 변속기의 전달효율과 변속특성을 구명하고자 그림2와 같은 실험 장치를 설계 제작하였다. 이것은 V-벨트 무단 변속기의 부하시 동력 전달특성을 파악하기 위하여 임의로 부하를 부가 해제할 수 있는 負荷 附加裝置, 변속과 부하부가 장치의 구동을 위한 유압장치 및 제어 장치로 구성되어 있으며, 동력원으로는 콤바인의 엔진을 사용하였다.

엔진 동력이 C형 V-벨트를 통하여 무단 변속기의 구동 풀리에 전달된 후, 무단변속기용 V-벨트에 의하여 종동 풀리를 구동시킨다. 이때

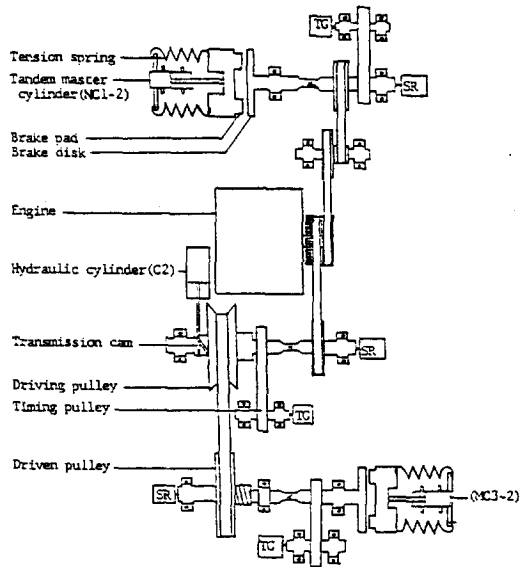


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental set-up to test continuously variable V-belt transmission performance.

변속은 유압 실린더(C2)의 피스톤 로드와 직선 운동이 변속기 구동축상의 변속 캠을 회전시킬 때 이동 풀리와 고정 풀리의 간격 조절에 의하여 이루어 진다.

부하 부가장치는 그림3과 같이 탠덤 마스터 실린더 (tandem master cylinder)와 背力裝置 (booster)가 일체로 설계된 車輛用 브레이크 시스템을 사용하여 제작하였다. 유압 실린더(C3)가 작동하면 유압 피스톤 로드와 연결된 마스터 실린더(MC3-1)의 오퍼레이팅 로드와 푸시 로드를 밀게 되고, 마스터 실린더내에서 압축된 오

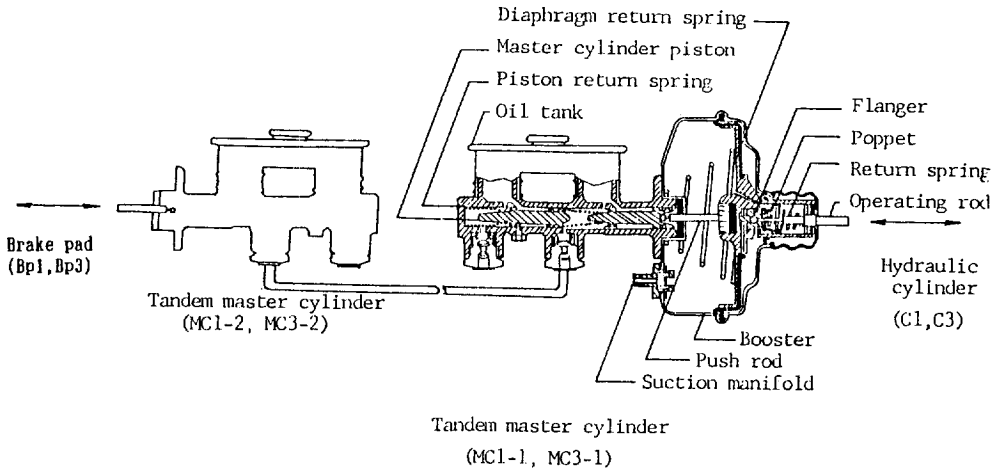


Fig. 3 Schematic diagram of the load application system.

일이 유압 호스를 통하여 별도의 마스터 실린더 (MC3-2)의 피스톤과 푸시 로드(rod)에 작용하여 브레이크 패드(BP3)를 디스크에 밀착시킬 때 발생하는 마찰력에 의해 종동축에 부하를 부가하는 장치이다. 한편, 부하 해제는 마스터 실린더의 리턴 스프링과 브레이크 패드 후방에 부착된 텐션 스프링의 복원력에 의해 이루어진다.

그리고 종동축과 구동축에 걸린 부하는 각 축상에 스트레인 게이지를 부착하여 측정하였다. 또한, 회전속도는 동일 축상에서 직접 측정이 곤란하여 보조축에 타코제너레이터(tachogenerator)를 부착하여 측정하였는데, 대상축과 보조축 사이의 정확한 회전속도 전달을 위하여 타이밍 풀리와 타이밍 벨트를 사용하였다. 구동축의 고정 풀리와 이동 풀리의 간격(캠 리프트 변위)은 유압 실린더(C2)의 피스톤변위를 직선형 포텐쇼미터(potentiometer)로 측정 환산하여 구하였다.

각 측정 신호들은 콤팩트 부하 특성 실험을 위해 개발된 자료 수집 시스템⁹⁾을 이용하였다.

나. 유압회로

그림4는 벨트식 무단 변속기의 변속과 부하 부가장치의 구동을 위해 제작된 유압 장치의 회로도이다.

변속용 유압 실린더(C2)의 전 후진 속도는 유량 제어 밸브의 다이얼식 손잡이를 돌려 開度를 변화시켜 유량을 제어함으로써 조절하였다. 유압 실린더의 속도 제어회로는 유량 제어 밸브를 유압 실린더의 출구측에 설치한 미터 아웃 회로(meter out circuit)이었으며, 이 회로는 출구측의 유량을 제어하기 때문에 동력손실은 크지만 부하에 관성이 있는 경우에 효과적인 회로이다.

또한, 구동 풀리의 간격을 조절할 때 軸力(axial force)과 부하 부가 장치의 부하 크기 조절 및 반복 실험시 일정한 수준을 유지하기 위하여 솔레노이드 밸브와 펌프 사이에 減壓 밸브와 압력 게이지를 설치하였다. 이때 사용한 감압 밸브는 압력 제어 밸브의 일종으로 다른 회로의 압력 변화에 영향받지 않고, 일정한 압력이 유지되기 때문에 일정 부하의 부가가 가능하였다.

솔레노이드 밸브는 실린더를 임의 위치에서 고정시킬 수 있는 3位置 4方, 클로즈드센터형(closed center type)을 사용하였다. 이 밖에 실린더 및 유압 공급회로내의 과도한 압력상승 방지를 위해 릴리프 밸브를 펌프와 솔레노이드 밸브 사이에 설치하였다.

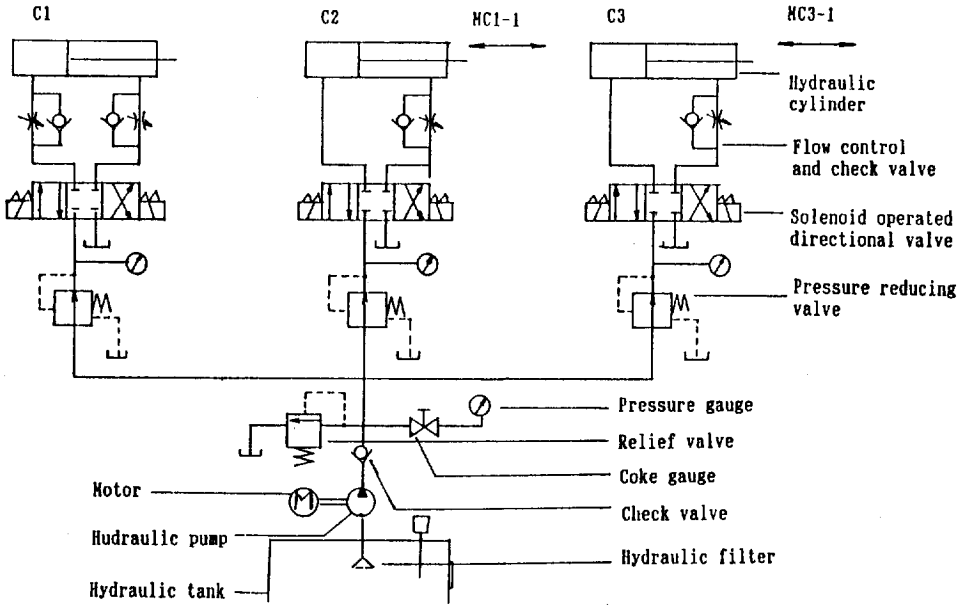


Fig. 4 Hydraulic circuit for testing the performance of continuously variable V-belt transmission.

다. 제어장치

일정한 부하의 조절, 변속 및 실험의 자동화를 위하여 프로그래머블 컨트롤러(programmable logic controller; PLC)를 이용하였다. PLC는 기본적인 구성과 동작 원리가 마이크로컴퓨터와 유사한 점이 많지만, 별도의 인터페이스 素子를 제작하지 않고 직접 작동기구와 연결이 가능하며, PLC의 설치 장소와 사용조건은 전자적인 장치인것을 별로 의식하지 않고 적용할 수 있는 특징이 있다.

또한, 실험 조건의 변경이 용이하도록 컨트롤 판넬을 설계 제작하였는데, 솔레노이드 밸브 1개만을 작동시키는 單動, 2개 이상을 작동시킬 수 있는 連動과 푸시 버튼 스위치(push button switch; PBS)를 누르고 있는 동안 계속 작동되는 것중에서 선택할 수 있는 多段 스위치를 설치하였다.

그밖에 변속과 부하의 크기 조절이 가능하도록 유압 실린더의 변위 조절용 PBS 5개를 설치하였고, 실험은 다단 스위치와 PBS를 조합하여

실시하였다. 그리고 미세한 변속과 부하 크기는 PLC 프로그램의 타이머 값을 변경하거나, 유량과 감압 밸브의 압력 변화에 의해 조절하였다.

부하 조절시 PBS 段數間의 부하 차이가 5.0N-m 이하였으므로, 본 실험에서는 감압 밸브의 압력을 변화시켜 부하의 크기를 조절하였고, 변속용 유압 실린더 C2의 압력은 2.0MPa로 고정하였다. 또한 컨트롤 판넬의 내부에 PLC, 전원과 각종 안전장치를 내장하였다.

라. 실험방법

공시 V-벨트 무단 변속기의 전달 및 변속특성 실험은 다단 스위치와 PBS를 조합시켜 i) 무부하 실험 ii) 부하 실험 iii) 急負荷 및 急變速 실험으로 구분하여 실시하였다.

무부하 실험은 구동축의 회전속도를 1200rpm으로 고정시키고, 종동축에 부하를 가하지 않은 상태에서 유압 실린더(C2)로 변속시키면서 구동 폴리의 간격, 구동축과 종동축의 회전속도를 측정하였다.

부하시 전달특성 실험은 구동축의 회전속도를 1200rpm으로 고정시키고, C2에 의해 변속시킨 후 감압 밸브의 압력을 변화시키면서 구동 풀리의 간격, 종동축과 구동축의 회전속도와 토크를 측정하였다. 이때 속도비(ϵ =종동축 회전속도/구동축 회전속도)는 0.45, 0.68, 0.93, 1.22 4수준으로 하였고, 부하 부가용 유압 실린더(C3)의 압력은 1.0~2.25MPa 범위에서 25KPa 간격으로 변화시킨 6수준으로 하였다.

급부하 실험은 무부하 상태에서 계측을 시작한 후 컨트롤 판넬의 PBS로서 종동축에 부하를 걸면서 각 축의 회전속도, 토크 및 경과 시간을 연속적으로 측정하였다. 부하의 크기는 부하 실험과 마찬가지로 감압 밸브의 압력을 1.0, 2.0 MPa로 변화시켜 조절하였다.

급변속 실험은 유량 제어 밸브와 감압 밸브로 구동축 이동 풀리의 변위를 조절한 후 PBS에 의하여 무단 변속기를 증 감속시켰으며, 속도비는 0.4 \leftrightarrow 0.6, 0.8 \leftrightarrow 1.0 2수준으로 하였다.

4. 結果 및 考察

가. 무부하시 변속특성

그림5는 무부하 상태에서 변속시키면서 측정된 구동축과 종동축의 회전속도로부터 산출한 실험 속도비와 변속기의 기하학적 형상으로부터

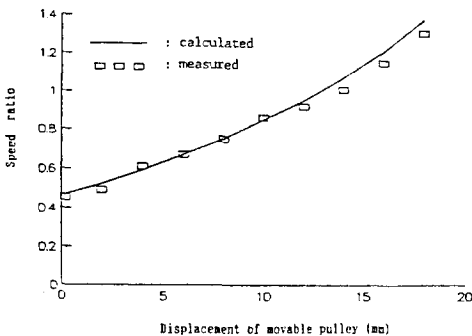


Fig. 5 Comparison of speed ratios calculated and measured for the continuously variable V-belt transmission.

구한 이론 속도비를 구동축 이동 풀리의 변위를 변수로 하여 나타낸 것이다.

공시 V-벨트 무단 변속기의 속도비는 그림5에서 보는 바와 같이 이동 풀리의 변위, 즉 구동 풀리의 간격이 증가함에 따라 거의 직선적으로 증가하였다. 이론 속도비와 실험 속도비는 이동 풀리의 변위가 13mm 이상에서 약간의 차이가 나타났지만, 대체로 잘 일치하였다. 따라서 여기서 구한 이론식은 V-벨트 무단 변속기의 설계 자료로 활용 가능할 것으로 판단된다.

나. 동력 전달효율

속도비를 일정하게 하고 감압 밸브로 부하 부가용 유압 실린더(C3)의 압력을 1.0MPa로부터 250KPa씩 증가시켰을 때, 종동축에 가해진 부하는 압력 크기와 거의 비례적인 관계를 나타냈다. 따라서 이 실험에서 제작된 부하 부가장치는 일정 부하를 비례적으로 부가하는데 매우 효과적이었다.

그림6은 속도비와 종동축 부하 변화에 따른 변속기의 동력 전달효율과 슬립과의 관계를 나타낸 것이다. 이 실험장치는 엔진과 변속기 구동

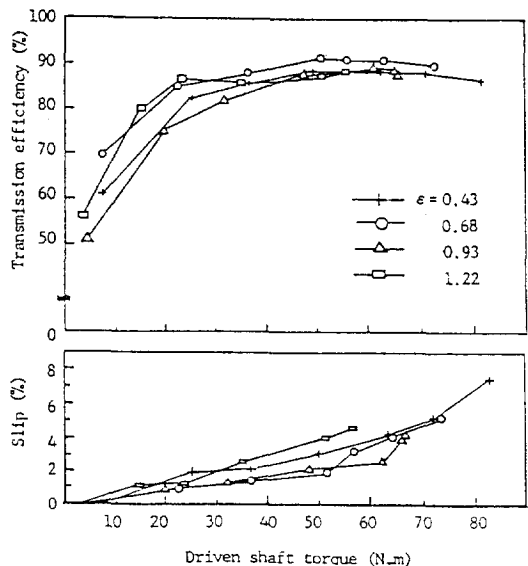


Fig. 6 Transmission efficiency and slip of the CVVT vs driven shaft torque. (ϵ =speed ratio)

풀리 사이에 한개의 C형 V-벨트를 걸어 동력을 전달하는 관계로 실험은 벨트가 심하게 진동하지 않는 범위내에서 수행되었으며, 이때 구동축의 최대 전달동력은 약 10.5PS 이었다.

공시 변속기의 동력 전달효율(η =중동축 동력 / 구동축 동력)은 중동축 부하 증가에 따라 代數的으로 증가하였으며, 부하가 25 N-m일 때 80% 정도의 높은 효율을 나타냈다. 또한, 전달효율은 최대치 도달 후 약간 감소하는 경향이 나타났는데, 이는 중동축의 슬립 증가에 의한 것으로 판단되며, 전달효율의 최대치는 88~91%로 나타났다.

그리고 동력 전달효율은 속도비 간에 뚜렷한 차이가 나타나지 않았으며, V-벨트 무단 변속기의 전달 부하가 일정치 이상이 되면 전달효율은 속도비에 관계없이 항상 일정함을 보여 변속기로서의 매우 양호한 조건을 갖추고 있는 것으로 판단된다.

한편, 川村⁽⁸⁾, 及田 등⁽⁶⁾, 小池 등⁽¹⁰⁾이 유압식 변속기(HST)의 전달효율의 최대치가 66~72%라고 보고한 바있는데, 이들 결과와 비교해 볼 때 V-벨트 무단변속기의 전달 효율이 약 10% 이상 높은 것으로 판단된다.

구동축 토크는 중동축 부하가 증가함에 따라 비례적으로 증가하였으며, 토크비(μ =구동축 토크 / 중동축 토크)는 속도비와 거의 일치하였다. 이것은 벨트의 동력전달력이 풀리와 벨트 사이의 접촉 면적과 이로 인한 마찰력과 밀접한 관계를 갖고 있으며, 속도비가 증가하면 구동 풀리의 접촉각은 증가하지만, 중동 풀리의 접촉각이 감소하여 중동축 토크가 상대적으로 감소하기 때문에 속도비가 증가할수록 토크비가 증가한 것으로 판단된다.

다. 급부하 및 급변속시 응답특성

그림7은 부하 부가장치로 무단 변속기의 중동축에 급부하를 걸었을 때 경과시간에 따른 각 축의 회전속도와 토크의 변화 상태를 나타낸 것이다.

중동축의 회전속도는 중동축에 걸린 부하가 클수록 안정상태에 도달하는데 약간 길어지는

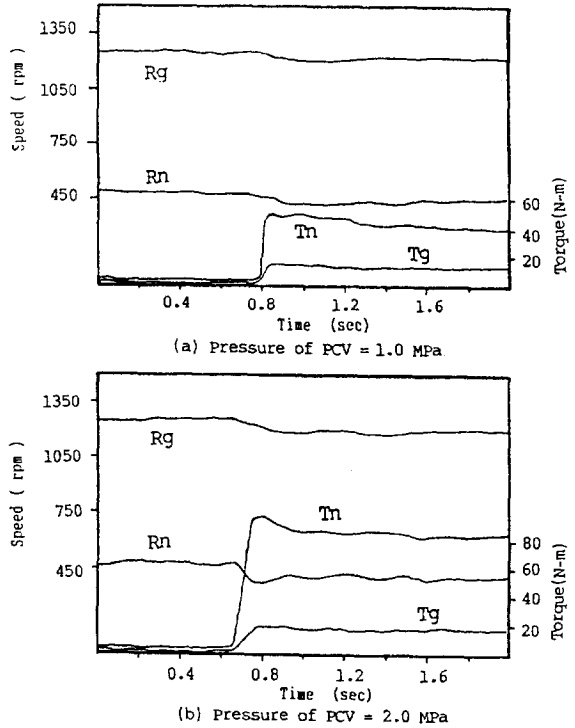


Fig. 7 Response of the CVVT to a step change in driven shaft torque.

Rg & Tg : Speed and torque of driving shaft
 Rn & Tn : Speed and torque of driven shaft
 PCV : Pressure control valve

경향이 나타났는데, 이는 동력원인 엔진이 급부하를 받았을 때 순간적으로 변동하는 엔진의 과도 응답특성과 엔진과 구동축사이 전달 벨트의 진동에 의한 것으로 판단된다. 한편, 급부하가 걸리면 V-벨트와 풀리 사이에 순간적으로 미끄러짐이 발생되기 때문에 엔진과 전동부 사이에서의 동력 손실로 무리한 힘의 전달을 막는, 즉 안전작용 효과가 있을 것으로 판단된다.

그림8은 변속용 유압 실린더(C2)로 속도비를 0.4↔0.6 급변속하였을 때 각 축의 회전속도 변화 과정을 나타낸 것으로, 중동축의 회전속도는 변속 신호 출력후 약 0.4초 경과된 후에 안정 상태에 도달하였다. 이러한 경향은 증속과 감속의 경우

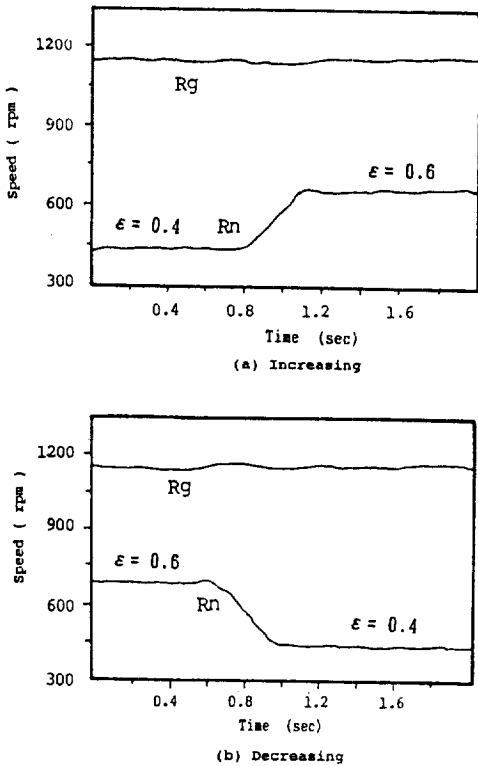


Fig. 8 Response of the CVVT to a rapid change in speed.

ϵ : Speed ratio

Rg : Speed of driving shaft

Rn : Speed of driven shaft

거의 비슷한 경향으로 나타났으며, 이때의 지연 시간은 릴레이의 on-off 지연과 솔레노이드 밸브의 작동지연, 유압 실린더의 목표 위치까지의 이동시간과 벨트 거동시 지연시간 등이 포함되어 나타난 것으로 판단된다.

따라서, 이 실험에서 구성된 유압을 이용한 V-벨트 무단 변속기의 변속 시스템은 DC 모터 혹은 기계식에 비하여 변속 지연시간을 줄일 수 있기 때문에 변속기의 응답성을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

5. 結 論

V-벨트 무단 변속기의 동력전달과 변속특성을 구명하기 위한 실험장치를 설계 제작하였다.

이 장치는 엔진, V-벨트 무단 변속기, 일정한 부하를 부가 해제할 수 있는 부하 부가장치, 변속과 부하 부가장치의 구동을 위한 유압장치, 일정한 변속과 부하의 크기 조절 및 실험의 자동화를 위한 제어장치로 구성되어 있다.

무부하 변속 실험에 의해 구한 속도비와 기하학적 형상으로부터 구한 이론 속도비를 비교하였으며, 속도비와 부하의 크기별 동력 전달효율을 구하였다. 그리고 종동축에 급부하를 걸었을 때와 급변속시켰을 때 변속기의 응답특성을 각각 구하였다. 이 연구의 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. V-벨트 무단 변속기의 기하학적 형상으로부터 구한 이론 속도비는 무부하 변속 실험에 의해 구한 실험 속도비와 대체로 잘 일치하였다. 종동축 부하는 감압밸브의 압력과 비례 관계를 나타내, 이 실험에서 제작된 부하 부가장치는 일정한 부하를 비례적으로 부가하는 것이 가능하였다.

2. 변속기의 동력 전달효율은 속도비간에 큰 차이가 없었으며, 종동축의 부하가 증가함에 따라 代數的으로 증가하였다. 또한, 종동축 부하가 25N-m 이상일 때 대체로 80% 이상의 높은 전달효율을 나타냈으며, 전달효율의 최대치는 88~91% 이었다. 구동축 토크는 종동축 부하가 증가함에 따라 비례적으로 증가하였고, 토크비 ($\mu = \text{구동축 토크} / \text{종동축 토크}$)는 속도비와 거의 일치하였다.

3. 급변속시 종동축의 회전속도는 변속 신호 출력후 약 0.4초 지연된 후에 안정상태에 도달하였으며, 증속할 때와 감속할 때 큰 차이가 없었다.

參 考 文 獻

1. 金賢秀. 1987. 自動車用 V-벨트 無段變速機. 自動車工學會誌 9(1) : 1~9
2. 鄭泰亨. 1988. 自動車 變速機에 관하여. 自動車工學會誌 10(1) : 13~25
3. 崔圭烘, 柳寬熙, 曹永吉, 朴延圭. 1991. V-벨트 無斷變速機를 利用한 自脫型 콤파인의

- 走行速度 制御(I)－負荷特性－. 韓國農業機械學會誌 16(2) : 124-132
4. 岡村 貴句男. 1983. 自動車用無段變速機の解析と性能(1)－走行性能を中心ヒレテ－. 機械の研究 35(7) : 818-822
 5. 岡村 貴句男. 1983. 自動車用無段變速機の解析と性能(2)－走行性能を中心として－. 機械の研究 35(8) : 920-924
 6. 及田 昭, 増田正三, 田中 孝, 外5人. 1971. 油壓驅とトラクタに關するに研究(第1報)－けん引性能について－. 日本農業機械學會誌 33(2) : 118-127
 7. 矢田恒二. 1982. 自動車用無段變速機の概觀(1). 機械の研究 34(4) : 457-461
 8. 矢田恒二. 1982. 自動車用無段變速機の概觀(2). 機械の研究 34(5) : 577-580
 9. 小嶋潤一郎, 伊藤信孝. 1978. 自脫型コンバインの自動制御に關する研究. 三重大學農學部學術會報 第57號 : 85-114
 - 10 小池正之, 増田正三, 田中 孝, 山崎 檢. 1972. トラクタの油壓驅動に關する研究(第1報)－閉回路系の靜特性について－. 日本農業機械學會誌 34(2) : 114-123
 - 11 Brizgis, L. J, W. R. Nave., and M. R. Paulsen. 1980. Automatic Cylinder-speed Control for Combines. Trans. of the ASAE 23(5) : 1066-1075
 - 12 Eimer, M. 1974. Automatic Control of Combine Threshing Process. Paper Presented at the IFAC Symposium on Automatic Control for Agriculture.
 - 13 Friesen, O. H., G. C. Zoerb, and F. W. Bigsby. 1965. Automatic Feed-rate Control of Combines. ASAE Paper No. 65-167
 - 14• Huisman, W., J. van Loo., and J. J. Heijning. 1974. Automatic Feed Rate Control of a Combine Harvester in Wheat. Paper Presented at the IFTC Symposium on Automatic Control for Agriculture.
 - 15 Huisman, W. 1983. Optimum Cereal Combine Harvester Operation by Means of Automatic Machine and Threshing Speed Control. Ph. D. Thesis, Agricultural Univ. Wageningen, Netherlands
 - 16 Kim, H., K. Marshek. 1987. Forces between an abrasive belt and pulley. J. of Mechanical Design, Trans. ASME 22(1) : 97-103
 - 18 Kawamura, T. 1980. Studies on Adaptive Control of Head Feeding Type Combine.
 - 19 Mashinostroeniay, V. 1986. Modelling on an Analogue Computer the Process of Control of Vee Belt Variable Gears with the Rheological Characteristics of the Flexible Element Taken into Account. Soviet Engineering Research 6(4) : 24-26