이륜차 무단변속장치의 구동풀리와 종동풀리의 축간거리 해석

김규성+, 권영웅*

(논문접수일 2002. 7. 25, 심사완료일 2003. 2. 27)

Analysis of Axial Distance Between Driving and Driven Pulley of a Motorcycle CVT

Kim Gyu-Sung+, Kwon Young-Woong*

Abstract

Continuously Variable Transmission (CVT) consists of a driving pulley and a driven pulley joined by rubber V-belt. Each pulley consists of a fixed flange and a movable flange. The main advantages of the CVT with V-belt, which has been popular in Asia, are a simple mechanism, less maintenance and low cost. One of the important factors which have an influence on the performance of the CVT is change of axial distance. Base on an experiment the effects of transfer torque and speed ratio of both driving pulley and driven pulley during the alteration of axial distance were studied.

Key Words : Motorcycle CVT(이륜차 무단변속기), Axial distance(축간거리), Speed ratio(변속비), Transfer torque(전달토크)

1. 서 론

최근 우리나라뿐만 아니라 동남아시아, 유럽 등지에서 이륜차가 대중화되고 있으며, 실제 생산량도 증가 추세에 있다. 이륜차 변속기들 가운데 무단변속기(CVT: Continuously Variable Transmission)는 구조가 간단하며, 가격이 저렴하고 유지보수가 쉽기 때문에 아시아 대부분의 지역에서 급격히 대중화되고 있다. 대만에서만 무단변속기를 장착한 이륜차가 일년에 130만대 이상으로 생산량이 증가 추세에 있으며, 이러한 대중화의 가장 커다란 이유는 자동차의 자동변속기와 동일한 기능과 같이 클러치조작이 필요 없어 운전이 편리하기 때문이다.

본 연구의 대상인 이륜차 무단변속기는 현재 국산화되어 있지 않아 도면을 일본 등지에서 로얄티를 주고 사들여와 Copy생산하고 있는 실정에 있다. 이러한 상황에서 무단변속기의 구조변경을 통한 국산화의 일환으로 변속기의 구동풀리와 종동풀리의 축간거리를 조정할 경우 변속비-부하토크-축력의 관계에 대한 이론을 실제모델에 적용 고찰하였고, 이를 토대로 실험장치를 제작하고 실험을 수행하였다.

+ 서일대학 자동차과
* 주저자, 서일대학 자동차과 (ywkwon@seoil.ac.kr)
주소: 131-702 서울시 중랑구 면목8동 49-3

2. 변속비-부하토크-축력

무단변속기의 기본방정식은 변속비-부하토크-축력에 대한 관계식으로 미국 Gates社의 Worley는 주로 농기계용 V-벨트 무단변속기에 대하여 연구하였는데 주로 실험에 의존하였다. Worley의 변속비-부하토크-축력 관계식은 다음과 같다[3].

$$F_R = \frac{T_1}{2}\theta\left[\frac{1-\mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] \tag{1}$$

$$F_N = \frac{T_1 - T_2}{2\ln\frac{T_1}{T_2}}\theta\left[\frac{1-\mu_R\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu_R+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] \tag{2}$$

여기서,

F_R : Axial force at driving pulley
F_N : Axial force at driven pulley
T_1 : Exit belt tension
T_2 : Inlet belt tension
α : Groove angle
θ : Contact angle
μ : Coefficient of friction between belt and flange
μ_R : Coefficient of friction for radial component

식 (1)과 식 (2)는 전달토크가 증가하면 정확하지 않다고 보고되어 있으며, 또한 정확한 마찰계수가 결정되어 있지 않다.

또한 Kim[2]은 위의 식들과 Lutz의 실험을 근거로 종동풀리의 벨트에 장력변화를 일으키는 활동영역과 장력변화를 일으키지 않는 비활동영역으로 구분하여 변속비-부하토크-축력 관계식을 구하였다[4].

$$F_R = \frac{T_1}{2}\theta_R\left[\frac{1-\mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] \tag{3}$$

$$F_N = \frac{T_2}{2}(\theta_N - \theta_{N_a})\left[\frac{1-\mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] + \frac{T_1 - T_2}{2\mu}\cdot\cos\frac{\alpha}{2} \tag{4}$$

Kim의 이론적인 결과를 무차원화시켜 보자. 이를 위해 부하토크의 크기를 나타내는 트랙션계수(traction coefficient) λ를 도입한다.

$$\lambda = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} \tag{5}$$

부하토크는 $T_1 - T_2$(유효장력)에 비례하기 때문에 트랙션계수는 부하토크의 크기를 나타내는 무차원 수로 쓰인다. 식 (3)과 (4)을 벨트의 전장력(T_1+T_2)로 나누어 정리하면 무차원화된 축력식을 얻을 수 있다.

$$\overline{F_R} = \frac{1+\lambda}{4}\theta_R\left[\frac{1-\mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] \tag{6}$$

$$\overline{F_N} = \frac{1-\lambda}{4}(\theta_N - \theta_{N_a})\left[\frac{1-\mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu+\tan\frac{\alpha}{2}}\right] + \frac{\lambda}{2\mu}\cdot\cos\frac{\alpha}{2} \tag{7}$$

위의 식을 배기량 125cc의 SG125 무단변속기를 대상으로 변속비-부하토크-축력에 대하여 고찰하여 본다. SG125 무단변속기의 구동풀리와 종동풀리사이의 축간거리는 270mm이며, 차량운행중의 변속비영역은 0.9～2.8이다. 생산도면으로부터 각 변속비조건에서 접촉각들을 계산할 수 있으며,

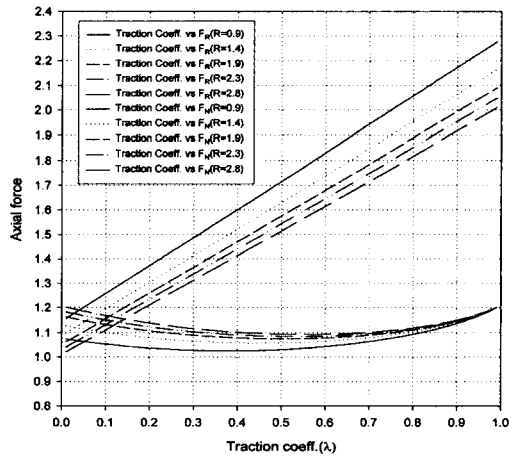

Fig. 1 Nondimensional axial force vs Traction coefficient for various speed ratios

또한 풀리와 벨트사이의 마찰계수를 결정하여야 하는데, 이 마찰계수는 구동중에 0.35와 0.45로 변화하는 것으로 알려져 있는데 본 논문은 Kim과 마찬가지로 0.4로 가정한다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 일정한 변속비하에서 구동풀리의 축력은 트랙션계수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고, 종동풀리의 축력은 아래로 볼록한 형태로 변화하지만 그 크기는 많은 변화를 나타내지는 않고 있다. 이를 고찰하여 보면 V벨트 무단변속기를 장착한 차량은 주행시 일정한 속도(변속비)를 유지하기 위해서는 부하토크의 증가에 따라 구동풀리의 축력은 선형적으로 증가시켜야 하고, 종동풀리의 축력은 큰 변화없이 거의 일정하게 유지하여야 함을 알 수 있다.

3. 축간거리 조정

전술한 내용에서 변속비-부하토크-축력에 대한 식을 이용하여 구동풀리와 종동풀리간의 축간거리의 영향을 살펴보기로 한다.

구동풀리와 종동풀리의 축간거리를 현재 SG125 무단변속기의 설계치인 270mm에서 차례로 200mm까지 4단계로 줄여가면서 고찰한다. 변속시점인 변속비(R) 2.8과 종점인 0.9에 대하여 축력의 변화를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 2는 변속종점인 변속비가 0.9일때의 변속비-부하토크-축력에 대한 곡선으로 그림에서 보는 바와 같이 축간거리의 영향이 거의 없다. Fig. 3은 변속시점으로 변속비가 2.8일 때 종동풀리와 구동풀리의 축력에 대한 축간거리의 영향을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 축간거리를 좁힐수록 구동풀리의 축력은 감소하고 종동풀리의 축력은 증가한다. 변속비 2.8인 상태는 차량의 출발시기이다. 그러므로 축간거리를 좁히면 변속시점인 출발과 저속구간에서 구동풀리의 축력을 절약할 수 있고 이에 전달토크의 상승을 기대할 수 있으며 전달토크의 상승은 동력전달능력을 향상시킬 수 있습니다. 또한 벨트의 길이가 줄어들어 벨트의 슬립이 감소되고 이에 동력전달이 확실해지며, 구성 부품의 내구성을 향상시킬 수 있다.

그러나 이때 종동풀리의 축력을 증가시켜야 하므로 원심클러치의 클러치-인(clutch-in) 시기와 클러치 스프링의 스프링상수를 조절해야 한다. 축간거리가 좁아지면 차량의 출발과 더불어 저속구간에서 구동풀리의 축력을 줄일 수 있어 출발이 쉽고, 보다 커다란 동력을 얻을 수 있다. 하지만 축간거리를 좁히게 되면 종동풀리의 축과 구동륜사이에 있는 감속기의 크기를 조절해야 하며, 또한 감속기의 크기가 커지게 되면 경제성이 떨어지게 된다. 종동풀리의 축과 구동륜사이에 있는 감속기대신 스프로켓과 체인을 적용하면 쉽게 동력을 전달할 수 있고 또한 경제성을 향상시킬 수 있다.

4. 실 험

4.1 실험장치

실험장치의 개념도는 Fig. 4에 나타내었으며, 축간거리를 변동하였을 때, 종동풀리의 전달토크, 변속비 및 벨트의 피

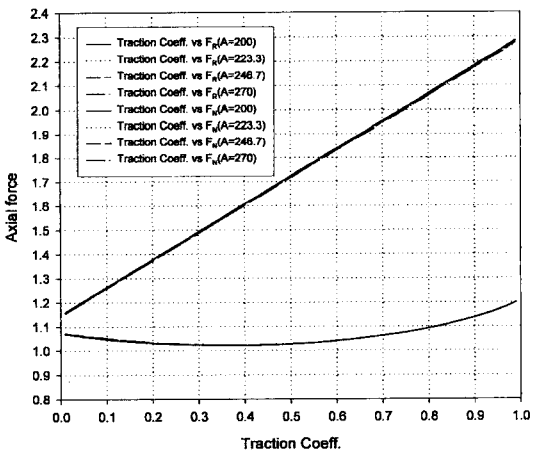

Fig. 2 An axial force vs Traction coefficient for various driving to driven axis distance(R=0.9)

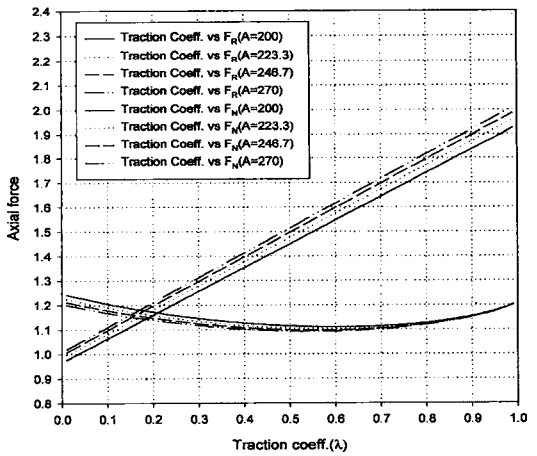

Fig. 3 An axial force vs Traction coefficient for various driving to driven axis distance(R=2.8)

치직경 변화를 측정하기 위하여 Fig. 5와 같이 실험장치를 설계 · 제작하였다. 실험장치의 구성요소는 엔진 구동부를 대신하는 AC모터, 무단변속기, 비틀림 측정 디스크 및 회전, 벨트위치, 위상차 측정센서, Frequency/Voltage Converter 그리고 데이터 획득장치로 구성되어 있다. 실험장치를 구성하고 있는 각 부품 및 사양은 Table 1에 나타내었다.

실험장치는 축간거리 조정이 가능하도록 하기 위하여 시험대(base) 위에 일직선으로 2개의 홈을 파서 구동풀리 연결부를 시험대에 볼트로 고정시킨 뒤 종동풀리 연결부 4곳에 구멍을 뚫어 축간거리 285㎜와 211㎜ 위치에서 볼트로 고정시킬 수 있도록 하였다. 또한, 구동풀리에 동력을 전달하는 동력구동장치에는 실제 엔진 대신에 최대 동력이 2마력인 AC모터를 사용하였고, 엔진 출력 회전수를 맞추기 위하여 최대 회전속도가 3,600rpm인 AC모터를 1:2의 비율을 갖는 풀리에 연결하여 최대속도를 7,200 rpm까지 증폭시켰다. 여기서, 사용되는 AC모터는 실제 50cc 이륜 자동차의 엔진 출력 특성과 일치하지는 않는다.

Table 1 Parts list for experimental apparatus

No.	Parts list/Specification
1	Motor speed controller
2	AC motor(2HP)
3	Driving pulley(50cc SJ50)
4	Driven pulley(50cc SJ50)
5	CVT(50cc SJ50)
6	V-belt
7	Torsion axle(diameter 8㎜, aluminum alloy)
8	Torsional disk(diameter 150㎜, thickness 3㎜)
9	Rotational bearing
10	Disk brake(diameter 160㎜, thickness 3㎜)
11	Brake pad
12	Photointerrupter(SG-205)
13	Photointerrupter(SG-205)
14	Linear potentionmeter(50K ohm, max. 35㎜ stroke)
15	Data transformation board(CPU : at90s2333, at90s2313)
16	A/D Converter(Resolution 12 bit)
17	Data Acquisition Card(ACL-8111, ISA Type)
18	Data acquisition program(Dos version Turbo C++ 3.0)
19	PC(Intel Pentium II 166㎒)

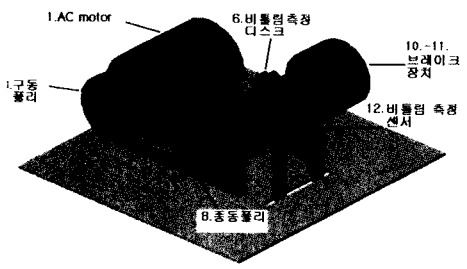

Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

구동풀리의 축력이 V-벨트에 의해 종동풀리로 전달되는 토크를 측정하기 위해서 종동풀리에 연결된 회전축을 연장하여 비틀림 측정 디스크, 비틀림 축, 그리고 디스크 브레이크를 Fig. 5와 같이 설치하였다. 전달토크를 비틀림 양으로 측정하기 위하여 비틀림 축 양끝에 비틀림 측정 디스크를 고정하고, 디스크 아래 부분에 위상차 측정용 센서(Photointerrupter)를 설치하여 비틀림에 의한 디스크의 위상차를 측정하도록 하였다. 위상차 측정을 위해 비틀림 측정용 디스크를 치차 형태로 가공하였다.

종동축의 디스크 브레이크에 부하토크를 가하면 비틀림

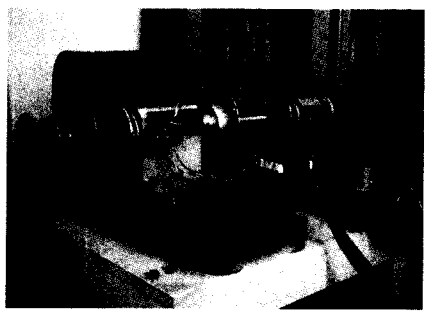

Fig. 5 Photograph of experimental apparatus

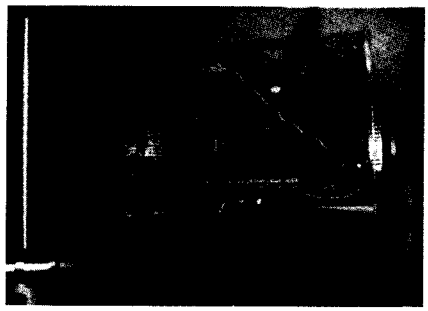

Fig. 6 Data transformation board

축 양 끝단의 비틀림 측정 디스크에 설치된 비접촉식 전자기 검출 센서를 통해 축의 비틀림이 발생하여 생기는 AC 신호 전압의 위상차가 감지된다. 감지된 신호를 데이터 변환 보드로 F-V 변환을 하여 A/D 변환기를 거쳐 토크를 측정한다.

검출장치에서 측정된 구동 및 종동풀리 회전수, 구동 및 종동풀리 벨트 피치 직경, 그리고 종동축 토크는 모두 데이터 변환보드와 A/D 변환기를 거쳐 컴퓨터로 전달된다. 실험에 의해서 전달된 검출 신호는 일련의 연산과정을 거쳐 회전수, 직경 그리고 전달토크로 환산되어 모니터에 나타내고, 파일에 저장된다.

4.2 실험방법 및 결과

실험에서 적용한 무단변속기의 축간거리는 실제 50cc 이륜 자동차에 사용되는 무단변속기 SJ50 모델과 Tact 모델의 축간거리이다. V-벨트 제작의 어려움 때문에 축간거리 조정을 각 모델의 축간거리 285㎜와 211㎜ 두가지 경우에만 국한시켜 실험을 수행하였다.

우선, 데이터를 획득하기 위한 구동풀리 회전수의 측정범위는 5,000rpm～6,000rpm으로 정하였다. 회전수를 특정 범위로 제한하여 정한 이유는 무단변속기의 특성상 일정 회전수에 도달해야만 종동풀리의 원심클러치가 클러치 인되어 동력을 전달할 수 있기 때문이다. 이 실험장치에서는 구동풀리의 회전수가 4,500rpm에서 원심클러치가 클러치 인(Clutch-in)되어 동력을 전달한다. 따라서, 구동풀리의 회전수를 5,000rpm에서 시작하여 매번 250rpm 씩 6,000rpm까지 총 5단계로 증가시키며 측정하였다. 각 회전수마다 디스크 브레이크에 가해지는 부하토크는 비틀림 측정이 가능한 2,600N · ㎜와 3,900N · ㎜ 두가지 경우를 적용하였다.

전달토크를 측정한 실험방법은 다음과 같다. AC 모터를 조절하여 구동풀리의 회전속도를 증가시킨 후, 구동풀리의 회전수를 5,000rpm으로 유지시키고, 디스크 브레이크에 2,600N · ㎜의 부하토크를 가하였다. 이 과정에서 모터제어기의 반응속도를 고려하여 AC 모터의 속도를 천천히 증가시켰다. 디스크 브레이크에 부하토크를 준 상태에서 각 검출센서의 신호를 측정하였다.

종동풀리의 전달토크가 측정되면 AC 모터의 구동을 서서히 멈추고 디스크 브레이크에 가해진 부하토크를 제거하여 무부하 상태로 만든 후, 구동풀리의 회전속도를 250rpm 증가시켜 5,250rpm으로 유지시키고, 위와 같은 과정을 반복하여 실험을 수행하였다.

실시간으로 측정된 데이터는 1초에 8회 간격으로 저장되도록 프로그래밍 하였으며, 정확한 데이터를 획득하기 위하여 각 회전수 및 부하토크에 대하여 2회씩 데이터를 측정하였다.

Fig. 7은 축간거리 단축시 구동풀리와 종동풀리의 V-벨트 회전 피치직경변화 즉 변속비의 변화를 나타낸다. 여기서, 구동풀리의 회전속도 범위는 180rpm에서 6,000rpm까지 이며, 벨트 회전 피치직경의 변화에 있어 초기 벨트 회전 피치직경이 구동풀리의 경우 40㎜에서 37㎜로 감소하였으며, 종동풀리의 경우 97㎜에서 99㎜로 약간 증가하였다. 또한, 구동풀리에 대한 종동풀리의 V-벨트 회전 피치직경비(변속비)는 2.4～0.8범위에서 2.7～1.1범위로 변동되었으며, 변속범위는 거의 변동이 없으나, 최대 변속비와 최소 변속비가 약간씩 증가하였다. 또한 구동풀리와 종동풀리에 대한 V-벨트 회전 피치직경의 변동 시작 시간, 즉 변속시작 시간이 40초에서 25초로 단축되었다.

축간거리가 단축되면 변속비에 영향을 주어 최대 변속비

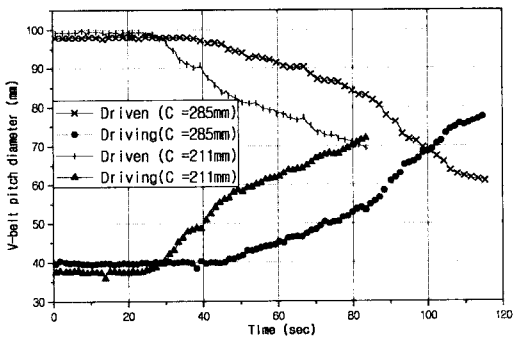

Fig. 7 V-belt pitch diameter variations for axial distance 285 mm, 211mm

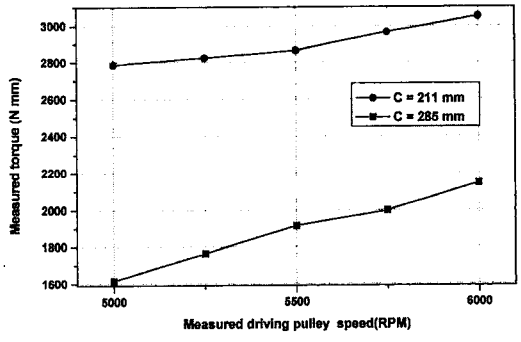

Fig. 8 Measured torque of driven pulley for axial distance variation at torque load 2,600N · ㎜

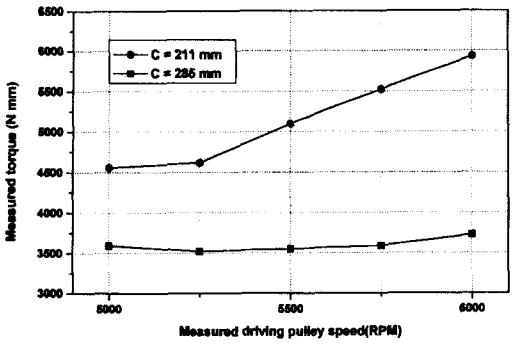

Fig. 9 Measured torque of driven pulley for axle basis distance variation at torque load 3,900 N · ㎜

와 최소 변속비가 증가한다. 최대 변속비가 증가하면 이륜자동차 출발시에 구동력을 크게 할 수 있으며, 전반적인 변속비의 증가는 구동력의 증가 즉 전달토크의 증가를 의미한다. 또한 V-벨트 회전 피치직경의 크기가 변하는 시작 시간 즉 변속시간이 빨라져 종동풀리의 원심클러치가 클러치 인 되는 시기를 앞당길 수 있으며, 종동풀리의 토크 전달을 빠르게 할 수 있다.

Fig. 8은 축간거리가 285㎜와 211㎜의 경우에 대하여 종동풀리 축에 부하토크 2,600N · ㎜를 가하였을 때, 비틀림 축에 의해 비틀림 양을 환산하여 계산한 종동풀리의 전달 토크량의 변화를 도시한 것이다. 축간거리를 285㎜에서 211㎜로 단축 시켰을 경우에, 종동풀리의 전달토크 변화가 구동풀리의 회전속도 5,000rpm에서 최대 72%, 6,000rpm에서 최소 42%까지 증가되었다.

Fig. 9은 축간거리 285㎜와 211㎜의 경우에 대하여 종동풀리 축에 부하토크를 3,900N · ㎜ 가하였을 때 종동풀리의 전달토크 변화량을 도시한 것이다. 회전속도가 증가할수록 축간거리를 단축시켰을 때 전달토크가 증가되었다. 축간거리를 단축시켰을 때, 종동풀리의 전달토크 변화가 구동풀리의 회전속도 6,000rpm에서 최대 59%, 5,000rpm에서 최소 27%까지 증가되었다.

Fig. 8과 Fig. 9의 결과를 종합하면, 무단변속기의 축간거리를 단축하였을 때 전달토크가 증가되었다. 전달토크가 증가하게 되면 동력성능도 향상된다.

5. 결 론

본 논문에서는 이륜차 무단변속기의 변속비-축력-부하토크에 대한 이론식을 실제모델에 적용하여 축간거리의 영향을 분석하였고, 축간거리 조정에 따른 변속비, 전달토크를 파악하고자 실험장치를 제작하여, 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 축간거리가 단축되면 변속비에 영향을 주어 최대 변속비와 최소 변속비가 증가한다. 최대 변속비가 증가하면 이륜 자동차 출발시에 구동력을 크게 할 수 있으며, 또한 V-벨트 회전 피치직경의 크기가 변하는 시작 시간 즉 변속시간이 빨라져 종동풀리의 원심클러치가 클러치 인 되는 시기를 앞당길 수 있으며, 종동풀리의 토크 전달을 빠르게 할 수 있다.

(2) 실험에서 50cc 이륜차 무단변속기의 축간거리를 285 mm에서 211mm로 단축하였을 때, 종동풀리에 전달되는 토크가 증가하였다. 따라서, 구동력을 증가시키고, 동력성능이 향상된다.

참 고 문 헌

(1) Worley, W. S., 1955, "Designing Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements", *SAE Transactions*, Vol. 63, pp. 321～333.

(2) Oliver, L. R., 1973, "Design Equation for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-belt Transmission", *SAE Paper* 730003.

(3) Laimb, öF. J. and Kirchberger, R. S., 1998, "Development of a 150 cc, 4-Valve CVT Engine for Future Emission and Noise Limits", *SAE Paper* 982052.

(4) Chen, T. F., Lee, D. W. and Sung, C. K., 1998, "An Experimental Study on Transmission Efficiency of a Rubber V-Belt CVT", *Mech. Theory,* Vol. 33, No. 4 pp. 351～363.

(5) Hong, C. W., 1996, "Modelling and Fuzzy Autopilot Control Simulation of a Motorcycle with CVT", *AVEC'96 International Symposium on Advanced Vehicle Control.*

(6) Adyanthaya, V., Joshi, N. B. and Samant, A. D., 1995, "Optimization and Evaluation of a Belt Driven CVT for a 125 cc, 4 Stroke Scooter", *SAE Paper 951773.*