

〈論 文〉

# 금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력 관계

김 광 원\* · 김 현 수\*\*

(1989년 12월 22일 접수)

## Power Transmission Characteristics and Speed Ratio-Torque Load-Axial Force Relationship for a Metal V-Belt CVT

Kwangwon Kim and Hyunsoo Kim

**Key Words :** Metal V-Belt CVT(금속 V-벨트 CVT), Thrust(추력) Speed Ratio(변속비), Torque Load(부하토크), Axial Force(축력)

### Abstract

Power transmission characteristics and speed ratio-torque load-axial force relationship for a metal V-belt CVT were investigated theoretically and experimentally. In the metal V-belt CVT drive, it was found that the power was transmitted by thrust force and that band tension should be greater than compression force between the metal blocks. The experimental results for the speed ratio-torque load-axial force relationship showed good agreement with those predicted using equations developed from theoretical considerations.

### 1. 서 론

금속 V-벨트 CVT(Continuously Variable Transmission)는 수동변속기(MT), 자동변속기(AT)에 이어 제3세대의 차량용 첨단변속기로 주목받고 있다. 금속 V-벨트 CVT는 기존의 기어박스(gear box)식 MT 또는 AT가 4~5단의 고정된 변속비만을 가질 수 있는데 반하여 주어진 변속비 범위내에서 무한대의 변속비를 가질 수 있는 것이 커다란 특징이다. 이와같은 특성으로 인하여 최대동력곡선 또는 최대연비곡선을 따라 주행하는 것이 가능하기 때문에 연료 1/당 주행거리가 MT차에 비해 약 15%, AT차에 비해 약 30%나 향상된다는 결과가 보고되어 있다<sup>(1,2)</sup>. 금속 V-벨트 CVT는 유럽 및

일본을 중심으로 배기량 1400cc 미만의 소형차에 주로 보급되어 있고 성능 및 수명향상을 위해 치열한 경쟁의 연구대상이 되고 있다.

Fig. 1은 금속 V-벨트의 단면과 조립된 상태를 보여주고 있다. 금속 V-벨트는 강철 밴드(steel band)상에 금속블록을 배열한 형상을 가지고 있다. 강철밴드는 서로 원주길이가 조금씩 다른 두께 0.2mm의 밴드를 10~14개 겹쳐 놓아 큰 인장강도를 가지면서 유연성이 크도록 되어 있다. 평균두께

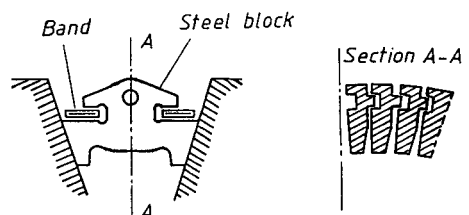


Fig. 1 Metal V-belt

\*성균관대학교대학원

\*\*정회원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

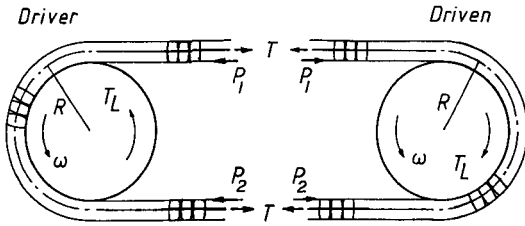


Fig. 2 Metal V-belt CVT power transmission

3mm의 금속블록은 핀과 구멍을 가진 구조로 밴드 위에서 서로 힌지(hinge)점을 갖고 밴드와 함께 굽혀질 수 있다.

Fig. 2는 금속 V-벨트 CVT의 동력전달 상태를 도시한 그림이다. 금속 V-벨트 CVT는 금속벨트와 2개의 풀리로 구성되어 있다. 풀리 축간거리는 고정되어 있으며 고무 V-벨트 CVT와 같이 이동 풀리에 가해지는 축력에 의해서 벨트 회전피치 반경이 변화하고 무단변속이 이루어진다. 운전중 구동풀리는 풀리와 금속블록 사이의 마찰에 의해 블록을 회전시키며 블록은 앞의 블록을 밀어 블록과 블록 사이에는 압축력이 생긴다. 이와 같은 압축력은 블록이 풀리를 회전함에 따라 증가하여 진입시  $P_1$ 에서 진출시  $P_2$ 로 변화한다. 한편 종동풀리에서는 금속벨트 블록이 블록과 풀리사이의 마찰에 의해 풀리를 당겨 회전시키며 따라서 블록과 블록사이의 압축력은 감소한다. 압축력은 종동풀리 진입시  $P_2$ 에서  $P_1$ 으로 변화한다.

금속 V-벨트 CVT의 구동특성에 관하여는 Gerbert등<sup>(3,4)</sup>의 연구를 제외하고는 거의 발표되지 않은 실정이다. Gerbert는 고무 V-벨트<sup>(5)</sup>의 이론을 적용하여 벨트의 반경 및 접선방향 미끄럼을 고려한 비선형 미분방정식을 유도하였다. 그러나 Gerbert의 이론적 해석은 설계에 필요한 직관적인 정보를 얻을 수 없을 뿐만 아니라 수치해석시 경계 조건에 극히 민감하게 반응하여 안정된 해를 구하기 어렵다는 단점이 있다. 더우기 금속 V-벨트 CVT 제어에 가장 중요한 변속비-부하토크-축력관계에 대하여는 제시된 연구결과가 없다.

따라서 본 연구에서는 금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력에 관하여 이론 및 실험적 해석을 하고 금속 V-벨트 CVT의 설계 및 진단을 위한 기초 설계자료를 얻고자 하였다.

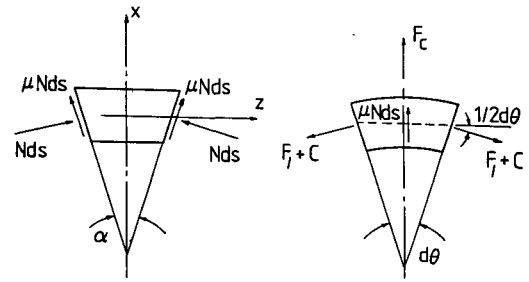


Fig. 3 Forces on a belt element in inactive area

## 2. 동력전달 특성

금속벨트 CVT의동력전달 특성해석을 위하여 다음의 가정을 하였다.

- (1) 금속블록과 밴드의 모임을 연속적인 벨트로 생각한다.
- (2) 금속블록과 밴드사이의 마찰력은 무시한다. 즉 밴드는 동력전달에 기여하지 않는다.
- (3) 구동풀리의 풀리와 블록사이의 접촉각은 벨트의 자립작용으로 인하여 반경방향 마찰력만 작용한다.
- (4) 종동풀리의 풀리와 블록사이의 전접촉각은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어 지고 비활동 구간에서는 반경방향 마찰력이, 활동구간에서는 반경 및 접선방향 마찰력이 작용한다.
- (5) 풀리와 블록사이의 마찰계수  $\mu$ 는 일정하다.
- (6) 풀리와 블록사이의 윤활유에 의한 유체동력학적 효과는 무시한다.

Fig. 3은 구동풀리 벨트요소의 자유물체도이다. 위의 가정에서 벨트요소에는 반경방향 마찰력만 작용하고 따라서 벨트 장력 변화는 없다. Fig. 3에서 벨트요소의 장력  $F$ 는 밴드의 장력  $T$ 와 블록의 압축력  $P$ 의 차이,  $F = T - P$ 로 표시되며 반경방향 힘의 평형에서 다음 식이 구해진다.

$$F_c + 2Nds \sin \frac{\alpha}{2} + 2\mu Nds \cos \frac{\alpha}{2} - 2(F_1 + C) \sin \frac{d\theta}{2} = 0 \quad (1)$$

여기서  $N$ 은 풀리에 의해서 벨트에 작용하는 수직력,  $ds$ 는 벨트요소의 길이,  $\alpha$ 는 풀리 V-홈각,  $d\theta$ 는 벨트요소의 각도이다.  $C$ 는 원심력에 의한 벨트 장력으로  $C = (w/g)v^2$ ,  $F$ 는 벨트요소의 원심력으로  $F = (w/g)v^2 d\theta$ 로 표시된다.

종동풀리 활동구간의 벨트요소에 대한 자유물체

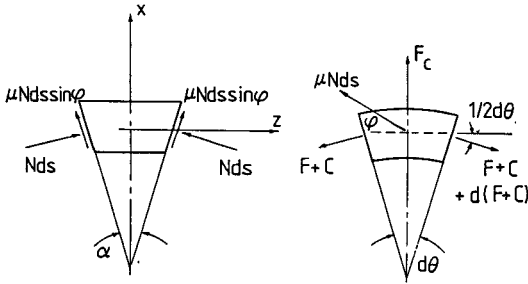


Fig. 4 Forces on a belt element in active area

도는 Fig. 4에 도시되어 있다. 벨트는 접선 및 반경방향으로 움직이고 마찰력은 벨트와 반대방향으로 작용한다. 마찰력과 접선사이의 각  $\phi$ 를 '미끄럼각'으로 정의하면 반경 및 접선방향 평형에서 다음식이 얻어진다.

$$Fd\theta = 2Nds \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \phi \right) \quad (2)$$

$$dF = 2\mu N \cos \phi \, ds \quad (3)$$

위의 식 (2)와 (3)에서

$$\frac{dF}{F} = \frac{\mu \cos \phi \, d\theta}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \phi} \quad (4)$$

식 (4)를 활동구간  $\theta$ 에 대하여 적분하고 경계조건을 대입하면 다음식을 얻는다.

$$\frac{F_1}{F_2} = \exp \left[ \frac{\mu \cos \phi \theta_a}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \phi} \right] \quad (5)$$

식 (5)에서  $F_1$ 과  $F_2$ 를 금속벨트 초기장력  $T$ 와 블록의 압축력  $P_1, P_2$ 로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{T - P_1}{T - P_2} = \exp \left[ \frac{\mu \cos \phi \theta_a}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \phi} \right] \quad (6)$$

식 (6)은 금속벨트 구동에서 활동구간의 벨트장력 관계식이며 다음 조건하에서만 성립한다.

$$\begin{aligned} T - P_1 > 0 \\ T - P_2 > 0 \end{aligned} \quad (7)$$

위 조건은 벨트의 장력이 블록의 압축력보다 항상 커야함을 뜻한다. Fig. 2에서 부하토크  $T_L$ 에 대한 동력전달식은 다음과 같이 표시된다<sup>(4,5)</sup>.

$$\begin{aligned} T_L &= (T - P_1)R - (T - P_2)R \\ &= (P_2 - P_1)R \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)에서 알 수 있듯이 금속 V-벨트 CVT의 토크는 금속블록 압축력의 차이  $P_2 - P_1$ 에 의하여 전달된다. 이것은 고무 V-벨트 전동에서 토크가 벨트장력의 차이  $T_1 - T_2$ 에 의해 전달되는 것과 뚜렷

한 대조를 이룬다.

### 3. 변속비-부하토크-축력관계

금속벨트 CVT의 축력은 Fig. 3, Fig. 4의 자유물체도에서 축방향(Z-방향)힘의 성분을 활동 및 비활동 구간에 대하여 적분하여 구할 수 있다.

#### ● 구동폴리

벨트 요소  $ds$ 에 작용하는 축력  $Sds$ 는

$$\begin{aligned} Sds &= Nds \left( \cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \right) \\ &= \frac{F_1 d\theta \left( \cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{2 \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)} \end{aligned} \quad (9)$$

축력  $Sds$ 를 전 접촉각에 대하여 적분하면 구동폴리에 작용하는 축력  $S_R$ 을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} S_R &= \frac{F_1}{2} \theta \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \\ &= \frac{T - P_1}{2} \theta \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

여기서  $\theta$ 는 폴리와 벨트의 접촉각으로 변속비에 비례하며<sup>(8)</sup>,  $T - P_1$ 은 부하토크에 관계함으로 식 (10)은 금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 관계식이 된다. 실제 금속벨트 CVT 구동에서는 인장축 벨트의 블록이 서로 여유를 가지고 움직이므로 블록사이의 압축력은  $P_1 = 0$ 이 된다.

#### ● 중동폴리

중동폴리 축력은 가정 (4)에 의해 비활동 및 활동 구간에 작용하는 축력의 합으로 구해진다.

$$S_N = S_{N_i} + S_{N_a} \quad (11)$$

여기서  $S_{N_i}$  = 비활동구간에 작용하는 축력

$S_{N_a}$  = 활동구간에 작용하는 축력

비활동구간에서는 벨트장력변화가 없기 때문에 벨트요소는 자립상태의 벨트요소 Fig. 3과 같은 힘을 받는다. 단 벨트 장력은 긴장축장력  $F_1$ 대신 이완축장력  $F_2$ 가 되고 따라서 비활동구간에 작용하는 축력  $S_{N_i}$ 는 식 (10)과 같은 방법으로 구할 수 있다.

$$S_{N_i} = \frac{F_2 \theta_i}{2} \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (12)$$

여기서  $F_2 = T - P_2$ ,  $\theta_i$  = 중동폴리 비활동각의

크기

활동구간에 작용하는 축력은 다음과 같이 구해진다. Fig. 4에서 활동구간의 벨트요소  $ds$ 에 작용하는 축력  $Sds$ 는

$$Sds = \frac{dF}{2\mu\cos\phi} (\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}\sin\phi) \quad (13)$$

활동구간의 축력  $S_{Na}$ 는 식 (13)을 활동각  $\theta_a$ 대하여 적분하여 구할 수 있다. 식 (13)에서 미끄럼 각  $\phi$ 는 장력비  $F_1/F_2$ 의 함수이므로<sup>(5)</sup> 대수적인 적분은 불가능하지만 고무벨트에 대한 연구에서 Kim<sup>(6)</sup>등은 미끄럼각을  $\phi=0^\circ$ 로 가정하여도 공학적으로 충분한 정확도를 얻을 수 있음을 보고한 바 있다. 따라서  $\phi=0^\circ$ 를 식 (13)에 대입하고 적분하면 다음식이 구해진다.

$$S_{Na} = \frac{F_1 - F_2}{2\mu} \cos\frac{\alpha}{2} \quad (14)$$

비활동구간의 축력 식 (12)와 활동구간의 축력 식 (14)를 합하면 종동폴리의 축력  $S_N$ 을 구할 수 있다.

$$S_N = \frac{F_2}{2}\theta_i \left[ \frac{1 - \mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan\frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{F_1 - F_2}{2\mu} \cos\frac{\alpha}{2} \quad (15)$$

$F_1 = T - P_1$ ,  $F_2 = T - P_2$ 를 대입하면 위 식은

$$S_N = \frac{T - P_2}{2} (\theta - \theta_a) \left[ \frac{1 - \mu\tan\frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan\frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{P_2 - P_1}{2\mu} \cos\frac{\alpha}{2} \quad (16)$$

여기서  $\theta - \theta_a = \theta_i$ 이고 활동구간의 크기  $\theta_a$ 는 식 (6)과  $\phi=0^\circ$ 의 가정에서 다음 식과 같이 구해진다.

$$\theta_a = \frac{1}{\mu} (L_n \frac{T - P_1}{T - P_2}) \sin\frac{\alpha}{2} \quad (17)$$

4. 실험

금속벨트 CVT의 각 변속비에 대한 부하토크와 축력관계의 실험적 해석을 위하여 Fig. 5(a), (b)의 실험장치를 설계 제작하였다. Fig. 5(a)는 실험장치의 평면도, Fig. 5(b)는 종동폴리쪽에서 바라본 입면도이다. Table 1에 실험장치의 각 부품명 및 사양이 나와있다. 장치의 핵심부품인 금속벨트와 폴리는 실제 차량용이나 본 연구의 목적에 맞도록 가공 개조되었다. 실험장치의 작동원리는 다음과 같다. 변속모터(2)에서 나온 동력은 2개의 C형

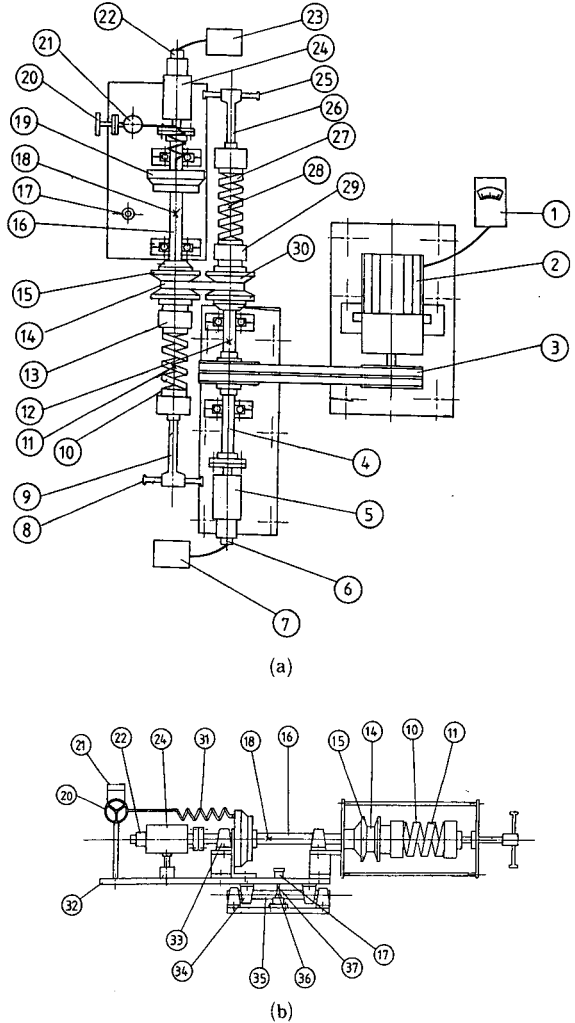


Fig. 5 Assembly drawing of a metal V-belt CVT test machine: (a) plan view, (b) side view.

V-벨트(3)를 통하여 구동축(4)으로 전달된다. 구동축은 CVT구동폴리(30)와 연결되어 구동폴리를 가동한다. 구동폴리의 동력은 금속벨트(14)를 통하여 종동폴리(15)로 전달되고 종동축(16)에 가해지는 부하토크와 평형을 이룬다. 부하토크는 브레이크 드럼(19)에서 공급되며 토크의 크기는 유압라인(31)에 연결된 핸들(20)로 조정된다. 금속벨트 CVT에 필요한 폴리축력은 스프링을 이용한 수동식 축력제어장치로서 조절된다. 구동폴리 축력은 축력조절용 레버(25)를 회전시켜 구동폴리 축력 스프링(27)을 압축하여 공급된다. 이때 폴리회전에

**Table 1** Parts list for metal V-belt CVT test machine

|   |
|---|
| (1) Motor Controller                                    |
| (2) 5 HP variable speed A.C. motor                      |
| (3) V-belt (C)  |
| (4) Driver pulley shaft-35mm dia.                       |
| (5) Slip reing  |
| (6) Encorder  |
| (7) Tachometer  |
| (8) Axial force control lever                           |
| (9) Lead screw  |
| (10) Spring   |
| (11) Strain gauges for driven pulley axial force        |
| (12) Strain gauges for driver torque measurement        |
| (13) Roller thrust bearing                              |
| (14) Metal V-belt                                       |
| (15) Metal V-belt CVT driven pulley                     |
| (16) Driven pulley shaft-35mm dia.                      |
| (17) Tension specimen adapter                           |
| (18) Strain gauges for driven torque measurement        |
| (19) Brake drum   |
| (20) Brake control handle                               |
| (21) Brake oil reservoir                                |
| (22) Encorder   |
| (23) Tachmeter  |
| (24) Slip ring  |
| (25) Axial force control lever                          |
| (26) Lead screw   |
| (27) Spring   |
| (28) Strain gauges for driver pulley axial force        |
| (29) Roller thrust bearing                              |
| (30) Metal V-belt CVT driver pulley                     |
| (31) Brake oil line                                     |
| (32) Support plate                                      |
| (33) Bearing  |
| (34) Bearing  |
| (35) Shaft  |
| (36) Tensile specimen—8×8mm S45C                        |
| (37) Strain gauges for metal V-belt tension measurement |

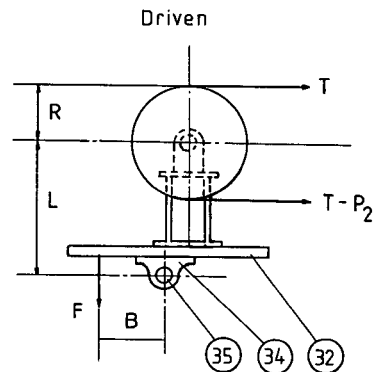
크는 축상에 부착된 스트레인 게이지(18, 12)에 의하여 측정된다. 토크에 의하여 발생한 스트레인 게이지의 전위차는 슬립 링(24, 5)을 거쳐 동적 스트레인 증폭기로 전달된다. 종동풀리와 구동풀리의 속도는 종동축과 구동축에 부착된 엔코더(22, 6)를 거쳐 타코미터(23, 7)에 표시된다. 스프링으로 공급되는 종동 및 구동풀리의 축력은 축력검출장치로 측정된다. 축력검출장치는 스프링과 스프링에 부착된 스트레인게이지(11, 28)로 구성되어 있다. 스프링 코일에 45°각도로 설치된 스트레인 게이지는 압축력에 의한 스프링의 변형에 반응하여 전위차를 일으키고 이 전위차는 동적 스트레인 증폭기로 전달된다.

금속벨트 CVT의 밴드장력  $T$ 는 특별히 고안된 장력검출장치로 측정된다. 장력검출장치는 인장시편을 종동풀리 지지평판과 지지대 사이에 연결하고 축에 대한 모우멘트 평형을 인장시편에 부착된 스트레인 게이지로 측정하도록 되어 있다. Fig. 6에 장력검출장치의 원리가 도시되어 있다. 종동풀리장치(driven pulley set)는 지지평판(32) 위에 고정되어 있으며 지지평판은 베어링(34)으로 축(35)에 지지되어 축을 중심으로 회전할 수 있다. 한편 평판은 축에서 거리  $B$ 만큼 위치한 곳에 인장시편(36)과 연결되어 있고 인장시편은 측면에 2개의 스트레인 게이지(37)를 부착하여 시편에 걸리는 인장력  $F$ 를 측정할 수 있다. Fig. 6의 축(35)에 대한 모우멘트 평형에서 금속 벨트 밴드의 장력  $T$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T = \frac{BF + P_2(L - R)}{2L} \quad (18)$$

대한 스프링의 회전을 방지하기 위하여 로울러 드러스트 베어링(29)이 풀리에 부착된 베어링 가이드 안에 설치되었다. 종동풀리축력도 역시 레버(8), 리드 스크류(9) 및 종동풀리 스프링(10)으로 공급되며 스프링은 회전방지용 로울러 드러스트 베어링(13)으로 종동풀리에 부착되어 있다.

금속벨트 CVT 실험장치를 이용하여 측정되는 데이터는 종동 및 구동풀리의 토크, 종동 및 구동풀리의 속도(rpm), 종동 및 구동풀리의 축력, 그리고 금속벨트의 장력 등 7가지이다. 위 데이터의 측정 방법은 다음과 같다. 종동 및 구동풀리의 토



**Fig. 6** Band tension measurement rig

여기서  $L$ 은 축에서 종동폴리 축까지의 거리,  $R$ 은 금속벨트의 회전피치반경이다.

위의 검출장치 출력 즉, 종동 및 구동축 토크, 종동 및 구동 폴리축력, 그리고 금속벨트 밴드장력은 동적 스트레인 증폭기를 거쳐 자료획득 장치 (data acquisition system)로 보내진다. 실험은 변속비 1, 2, 2/3의 3가지 경우에 대하여 수행되었다. 각 변속비에서 벨트장력 즉 폴리축력을 변화시키고 금속벨트와 폴리사이에 미끄럼이 발생할 때까지 부하토크를 증가시키며 종동 및 구동축의 토크, 종동 및 구동폴리 축력, 그리고 밴드장력을 측정하였다. 앞의 이론적 해석에서 구동폴리 축력은 벨트장력과 비례하므로 구동폴리 축력  $S_R$ 을 벨트장력 크기의 기준으로 설정하고 구동폴리 축력을  $S_R=8,000\text{ N}$ ,  $S_R=10,000\text{ N}$ 으로 변화시키며 실험을 수행하였다.

5. 실험결과 및 고찰

Fig. 7, Fig. 8은 변속비  $R=2/3$ 에 대한 금속벨트 CVT의 실험결과를 금속벨트의 유효 드러스트  $P$ 를 변수로 하여 이론치와 비교 도시한 것이다. 금속벨트의 유효 드러스트  $P$ 는  $P=P_2-P_1$ 으로 표시되고 전달토크는  $T_L=RP$ 가 되기 때문에 유효 드러스트의 크기는 전달 토크와 비례한다. 금속벨트 CVT의 일반적인 구동에서 긴장축 벨트의 압축력  $P_1=0$ 이므로 유효드러스트는 이완축 벨트의 압축력  $P_2$ 로 표시된다. 이론 곡선은 앞에서 유도한 금속벨트 CVT의 변속비-축력 관계식 식 (10)과 식 (10)을 이용하여 계산하였고 금속벨트와 폴리 사이의 마찰계수로는 벨트와 폴리사이의 윤활상태를 고려하여 마찰계수  $\mu=0.08$ ,  $\mu=0.11$ 과  $\mu=0.14$ 의 3가지 경우에 대한 이론곡선을 구하였다. 이것은 실제 금속벨트 CVT는 고속에서 운전되기 때문에 윤활 상태에서 가동되지만, 본 실험연구에서는 윤활조건을 고려하지 않았기 때문에 실제 운전상태보다 높은 마찰계수가 기대되었기 때문이다.

Fig. 7은 구동폴리 축력  $S_R=8,000\text{ N}$ 에 대한 실험 및 이론 결과를 도시한 것이다. 구동폴리 축력  $8,000\text{ N}$ 에 대한 금속벨트 밴드의 장력  $T$ 는 장력 검출장치의 측정에서  $T=1,350\text{ N}$ 으로 기록되었다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 실험결과는  $\mu=0.11$ 의 이론곡선과 대체로 일치하고 있다. 이론 및 실험결과에서 알 수 있듯이 변속비  $R=2/3$ 에서 구

동폴리 축력을 일정하게 유지할 때 종동폴리 축력은 드러스트 즉 부하토크가 증가할 수록 감소하다가 미끄럼 지점에 가까이 가면 즉 최대 부하토크 근처가 되면 약간 증가하고 미끄럼이 발생한다. 이것은 앞에서 이론적으로 설명된 바와 같이 금속벨트 CVT의 동력전달이 금속블록간의 압축력에 의

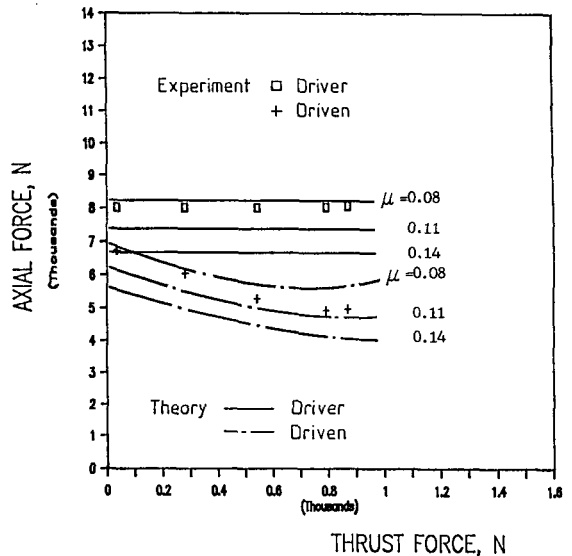


Fig. 7 Theoretical and experimental axial force at speed ratio  $R=2/3(S=8,000\text{ N})$

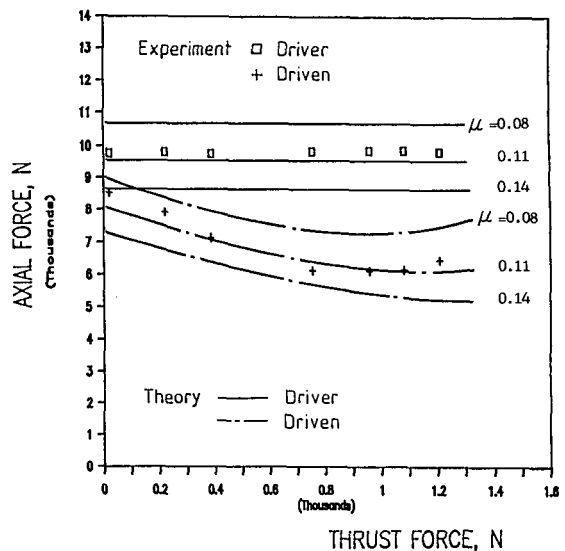


Fig. 8 Theoretical and experimental axial force at speed ratio  $R=2/3(S=10,000\text{ N})$

하여 이루어지기 때문이다. 금속벨트 CVT는 부하토크가 커지면 블록의 압축력  $P_2$ 는 증가하지만 벨트의 장력  $T$ 는 항상 일정하다. 구동폴리 축력은 벨트의 장력  $T$ 에 비례하기 때문에 [식 (10)] 부하토크에 관계없이 일정하고 중동폴리 축력은  $T - P_2$ 와  $P_2$ 에 의존하기 때문에 [식 (16)] 부하토크가 증가하면 (즉  $P_2$ 가 증가하면) 감소하다가 증가한다.

Fig. 7의 실험결과에서 알 수 있듯이 구동폴리 축력  $S_R=8,000N$ 에 대하여 드리스트  $P_2=880N$ 일 때 미끄름이 발생하는데, 이 때 이완측 벨트의 압축력  $P_2$ 는 측정된 벨트 장력  $T=1,350N$ 보다 작은 값으로  $T - P_2 > 0$ 이어야 한다는 조건 [식 (7)]을 만족시키고 있다.

Fig. 8은 변속비  $R=2/3$ 에서 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 실험 및 이론결과를 도시한 것이다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 실험결과는  $\mu=0.11$ 의 이론곡선과 거의 일치하고 있다. 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 금속벨트 벨트의 장력  $T$ 는  $T=1,776N$ 으로 측정되었으며 미끄름이 일어나는 드리스트는  $P_2=1,200N$ 으로 측정되었다. 이것은 벨트장력을 증가시키면 유효 드리스트 즉 부하토크 용량이 증가함을 보여준다.

Fig. 9, Fig. 10은 변속비  $R=1$ 에 대한 금속벨트 CVT의 실험결과를 이론치와 비교 도시한 것이다. Fig. 9는 구동폴리 축력  $S_R=8,000N$ 에 대한 결과인데 변속비 1일때 구동폴리 축력 8,000N에 대한 금속벨트의 벨트장력은  $T=1,530N$ 으로 측정되었다. Fig. 9에 나와 있듯이 실험 결과는  $\mu=0.11$ 의 이론곡선과 거의 같은 경향을 보이며 대체로 일치하고 있다. 중동폴리 축력에서 실험치는 이론곡선보다 다소 낮은 값을 보이나 구동폴리 축력은 거의 일치하고 있다. 드리스트  $P_2=1,050N$ 에서 중동폴리는 미끄럼현상을 보였다.

Fig. 10은 변속비  $R=1$ 에서 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 실험 및 이론결과를 도시한 것이다. 구동폴리 축력의 실험결과는  $\mu=0.11$ 의 이론곡선과 잘 일치하고 있으나 중동폴리 축력은  $\mu=0.11$ 의 이론곡선보다 더 낮은 값을 보이고 있다. 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 벨트장력은  $T=1900N$ , 미끄름이 발생하는 드리스트는  $P_2=1,420N$ 으로 측정되어 벨트장력 즉 축력의 증가에 따라 전달토크가 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 11, Fig. 12는 변속비  $R=2$ 에 대한 금속벨

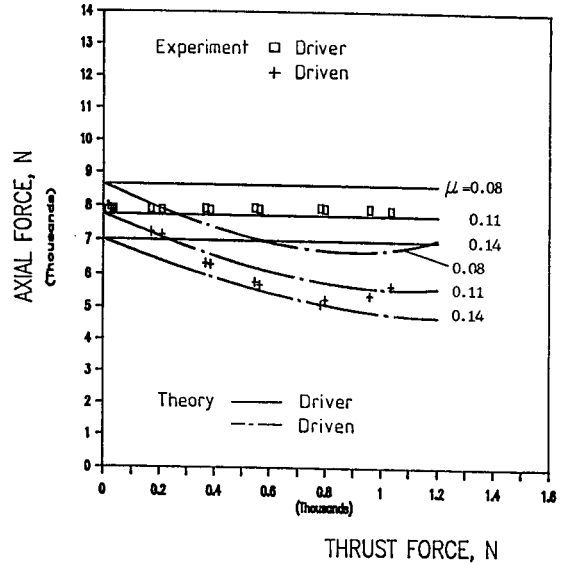


Fig. 9 Theoretical and experimental axial force at speed ratio  $R=1(S=8,000N)$

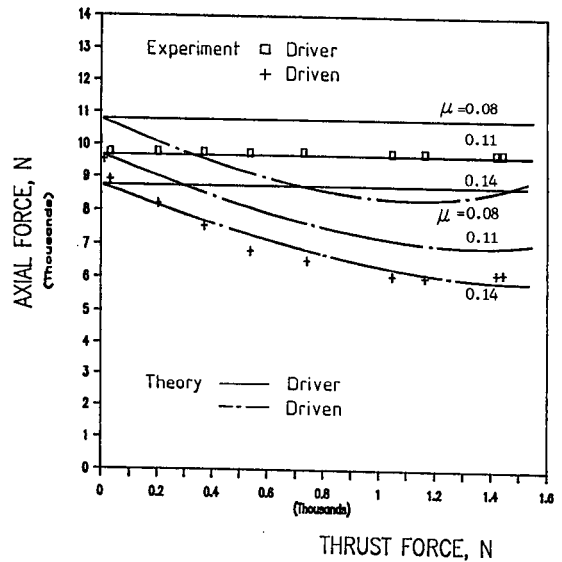


Fig. 10 Theoretical and experimental axial force at speed ratio  $R=1(S=10,000N)$

트 CVT의 실험결과를 이론치와 비교 도시한 것이다. Fig. 11은 구동폴리 축력  $S_R=8,000N$ 에 대한 결과인데 실험치는  $\mu=0.11$ 의 이론곡선과 대체로 일치하고 있다. 무부하시 중동폴리 축력은 구동폴리 축력보다 높다. 이것은 변속비 2일 때 중동폴리의 벨트-폴리 접촉각이  $\theta=20^\circ$ 로서 구동폴리의 접

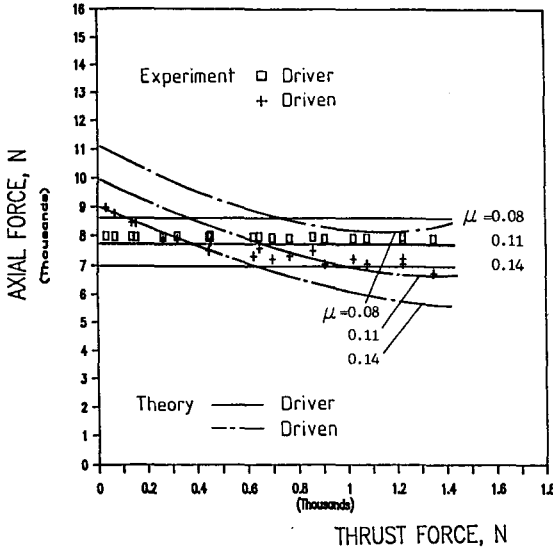


Fig. 11 Theoretical and expermental axial force at speed ratio  $R=2(S=8,000N)$

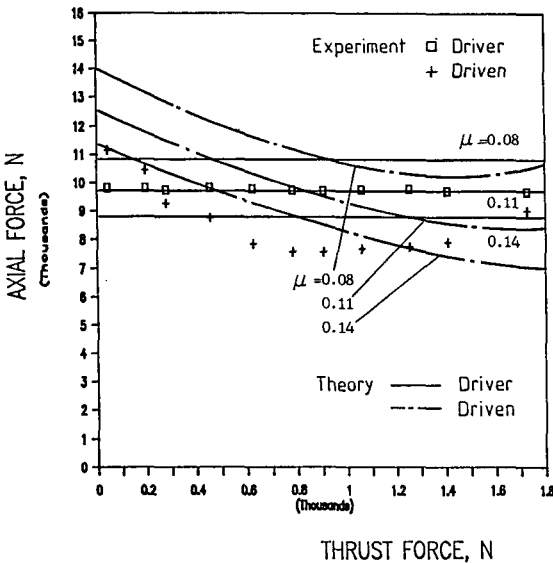


Fig. 12 Theoretical and expermental axial force at speed ratio  $R=2(S=10,000N)$

축각  $\theta=156^\circ$ 보다 크기 때문이다. 구동폴리 축력  $S_R=8,000 N$ 에 대한 밴드장력은  $T=1760N$ , 미끄럼이 일어나는 드러스트는  $P_2=1,310N$ 으로 측정되었다.

Fig. 12는 변속비  $R=2$ 에서 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 실험 및 이론 결과를 도시한 것

이다. 구동폴리 축력의 실험결과는  $\mu=0.11$ 의 이론치와 잘 일치하고 있다. 그러나 중동폴리 축력은 이론치와 많은 차이를 보인다. 이와 같은 차이는 실험오차 또는 윤활조건외의 차이에서 비롯한 마찰계수의 변화등으로 그 이유를 추정할 수 있으나 좀더 많은 실험과 결과의 해석을 필요로 한다. 구동폴리 축력  $S_R=10,000N$ 에 대한 금속벨트 밴드 장력은  $T=2,200N$ , 미끄럼이 발생하는 드러스트는  $P_2=1,720N$ 으로 측정되었다.

Fig. 7~Fig. 12에서 보는 것처럼 실험결과는  $\mu=0.11$ 의 이론 곡선과 거의 일치하고 있다. 실제로 금속벨트 CVT의 벨트와 폴러사이의 마찰계수는  $\mu=0.08$ 정도로 알려져 있는데 본 연구의 실험결과가  $\mu=0.11$ 의 이론곡선에 가까운 이유는 실험에서 윤활이 고려되지 않았기 때문이라 추측된다. 즉 본 연구의 실험은 지속적인 윤활유의 공급없이 금속벨트의 밴드와 블록 사이에만 때때로 주유하고 실험을 수행하였으므로 실제 금속벨트 CVT의 운전상태 윤활과는 차이가 있고 따라서 마찰계수가 더 큰 상태에서 실험이 진행된 것으로 추정된다. 또한 Fig. 7에서 Fig. 12에 도시되어 있듯이 각 변속비에서 밴드장력 즉 축력을 크게 할 수록 전달할 수 있는 부하토크 용량은 증가한다. 하지만 과도한 밴드 장력은 금속벨트의 수명을 단축시키고, 밴드장력을 공급하는 축력제어 장치 또한 높은 축력을 제공할 수 있는 것이 요구된다.

### 6. 결 론

금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력에 대한 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 금속 V-벨트 CVT는 금속 블록의 드러스트 차이에 의하여 동력을 전달하며 밴드장력은 블록의 압축력보다 항상 커야 한다.
- (2) 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 실험결과는 그 경향이 이론치와 대체로 잘 일치한다.
- (3) 각 변속비에서 최대전달 부하토크 용량은 밴드장력 즉 폴리축력이 증가할수록 증가한다.

### 후 기

이 연구는 한국과학재단과 기아산업(주)의 지원



으로 이루어진 것이며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Stieg, R. F., and Worley, W. S., 1982, "A Rubber Belt CVT for Front Wheel Drive Cars", SAE Paper 820746.
- (2) Scott, D., 1980, "Belt Drive CVT for '82 Model Year", Automotive Engineering, Vol. 88, pp.136~140.
- (3) Gerbert, B. G., 1984, "Metal V-Belt Mechanics", ASME Design Engineering Technical Conference, Cambridge, Oct. 7-10, 84-DET-227.
- (4) van der Veen, S. C., 1977, "Transmatic Variable Drive Transmission", Power, April, pp.133~140.
- (5) Gerbert, B. G., 1974, "Scheibenspeizkraft in Breitkeilriemengetrieben", Antriebstechnik, pp.17~21.
- (6) Kim, H. and Kim, K., 1989, "Axial Force of a V-Belt CVT (Part 1 : Theoretical Analysis)", KSME Journal, Vol. 3, No. 1, pp.56~61.
- (7) 김현수, 김광원, 1989, "V-벨트 CVT의 축력해석 (II)—실험적 연구—", 대한기계학회논문집, 제13권, 제 5 호, pp.887~854.
- (8) 김광원, 1990, "V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력특성", 성균관대학교 석사학위 논문.