

차량용 V-벨트 CVT의 벨트거동해석

Analysis of Belt Behavior for an Automotive V-Belt CVT

김 현 수* 최 병 대**
H. S. Kim, B. D. Choi

ABSTRACT

The behavior of a V-belt CVT was investigated both analytically and experimentally. It was found that as the torque load increased, the belt radial displacement increased in inward radial direction for the driven pulley while the radial displacement decreased slightly and increased for the driver pulley. The relative belt displacement for the driver was negligible compared with that of the driven. The experimental results were in good accordance with the theoretical results except for the inlet and exit region of the pulley. The speed ratio-torque load-axial force relationship derived from the belt behavior analysis also showed good agreement with the experiment. It is suggested that the results of this paper can be used as basic design informations of a V-belt CVT.

1. 서 론

자동차의 연비향상은 차량의 경량화, 엔진 효율 개선 등과 더불어 변속기의 성능개선이 함께 이루어져야 한다. 2000년대의 연비는 CAFE기준 5.9~4.7 $\ell/100\text{km}$ 를 만족시켜야 될 것이며 더우기 최근 유가상승과 더불어 자동차의 연비향상은 더욱 중요한 과제로 대두되고 있다.

무단변속장치(Continuously Variable Transmission)는 변속비 범위내에서 무한대의 변속단을 가지고 연속적인 변속이 가능하기 때문에 엔진의 회전속도와 부하에 응답하여 최적변속을 연속적으로 차량에 줄 수 있다. 따

라서 기계효율 및 연비가 향상된다는 커다란 특징을 가지고 있어 수동 및 자동변속기에 이어 제 3세대 절단의 변속기로서 그 역할이 기대되고 있다.

CVT에는 여러가지 종류가 있으나 각각 장단점이 있고¹⁾, 실용화에 가장 앞서 있는 것으로는 벨트식 CVT를 들 수 있다.²⁾ 벨트식 CVT중 고무 V-벨트 CVT는 건마찰(dry friction)상태에서 운전되기 때문에 적은 축력에 의해서도 큰 동력전달이 가능하고 별도의 냉각장치가 필요없다는 장점이 있다. 따라서 농업차량, 골프카, 일반차량(utility car)등의 변속기로서 널리 사용되고 있으며 최근 복합재료의 채용으로 고무벨트의 단점인 벨트강도

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과

** 성균관대학교 대학원

를 크게 개선하여 자동차용 변속기로서도 활발한 연구가 진행중에 있다.

Fig. 1은 V-벨트 CVT의 변속 메카니즘 및 작용력을 도시한 것이다. 구동 및 종동풀리는 각각 고정플랜지와 이동플랜지로 구성되어 있으며 고정플랜지는 회전축에 고정되어 있고 이동플랜지는 고정플랜지에 대해 축방향 이동은 가능하나 상대회전이 되지 않도록 축상에 스플라인이 설치되어 있다. 연속적인 벨트회전 피치반경의 변화로써 무단변속이 이루어지며 벨트피치 반경의 변화는 각 이동플랜지에 제공되는 축력에 의해 이루어진다. 미흡한 축력이 공급되면 CVT는 부하토크를 이겨내지 못하고 벨트와 풀리사이 에 미끄럼이 일어나 동력전달이 이루어지지 않으며 과도한 축력은 벨트에 필요이상의 장력을 발생시켜 동력전달 효율을 떨어뜨리고 벨트수명을 급격히 단축시킨다. 따라서 각 변속비-부하토크에서 적절한 축력을 공급하는 것이 V-벨트 CVT 설계의 핵심이라 할 수 있다.

고무 V-벨트 CVT의 동력전달은 벨트와 풀리사이의 마찰에 의해 이루어지며, 마찰력이

작용하는 벨트와 풀리사이의 접촉구간은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어진다.³⁾ 비활동구간은 벨트와 풀리사이 에 정적 마찰력만 존재하기 때문에 벨트장력 변화가 없고 따라서 동력 전달에는 기여하지 못하는 영역을 말한다. 활동구간은 벨트와 풀리사이 에 접선 및 반경방향의 동적마찰이 존재하여 벨트장력 변화와 반경방향의 상대변위가 있으며 동력전달에 직접 관여한다. 따라서 정확한 변속비-부하토크-축력간의 상호관계를 알기 위해서는 활동구간 내에서 벨트거동에 대한 보다 정확한 정보가 필요하다.

미국의 Worley⁴⁾는 농업기계용 V-벨트 CVT에 대한 연구에서 풀리에 작용하는 축력에 관한 실험식을 발표하였고 Lutz^{5,6)}는 벨트 반경변위를 장력의 함수로 생각하고 접촉영역을 크게 구동풀리 진입, 진출영역, 종동풀리 진입, 진출영역의 4영역으로 구분하여 벨트의 궤적식을 유도하였으나 벨트의 길이방향 변형을 무시하였다. Worley 및 Lutz의 연구에서는 부하토크에 따른 활동구간의 크기, 즉 활동각을 알 수 없다는 단점이 있다. Gerbert⁷⁾

Fixed Flange

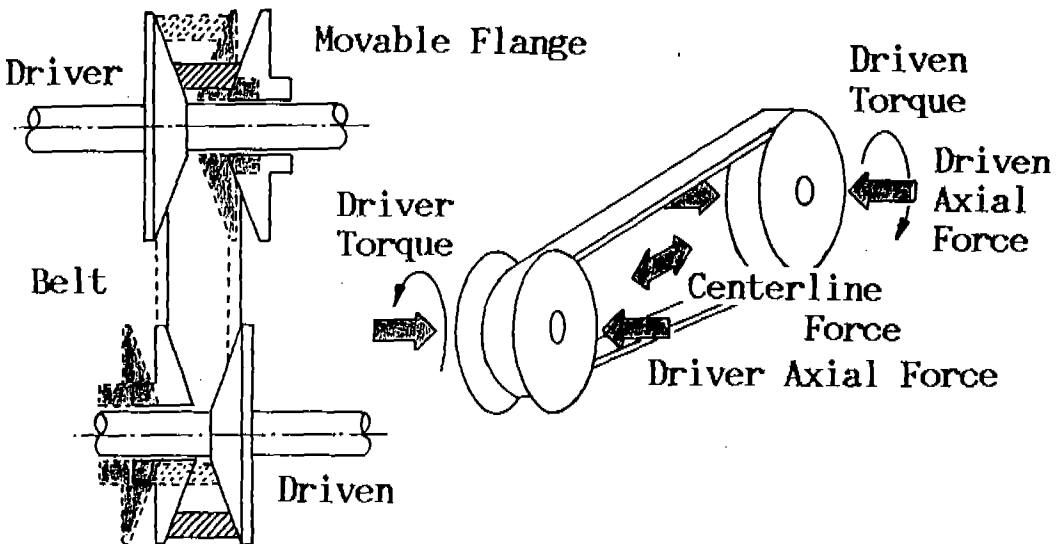


Fig. 1 Power transmission mechanism and forces of a V-belt CVT

는 벨트를 3차원 탄성체로 가정하고 벨트요소의 힘의 평형, 속도와 관련된 미끄럼조건등으로부터 벨트의 장력, 반경방향변위, 미끄럼각 등을 변수로 하는 비선형 방정식을 유도하였으며 이를 수치해석적 방법으로 풀었다.

Gerbert의 연구는 현재까지는 가장 엄밀한 해석으로 알려져 있으나 수치해석상의 어려움 때문에 설계용으로 사용하기에는 적절치 못한 단점이 있다.⁹⁾ 김현수 등^{3,9,10)}은 구동폴리 벨트 접촉구간을 자결작용에 의한 비활동구간으로 가정하고 CVT의 축력 제어에 필요한 변속비-부하토크-축력 관계를 이론 및 실험적으로 연구하였으나 벨트의 반경방향 좌표를 도입하지 않아 보다 정확한 활동각의 크기를 구할 수 없었다. Koyama¹¹⁾는 고무 V-벨트 CVT의 축력을 측정하여 기존 설계식과 비교하고 축력이 마찰계수에 의존한다는 것을 보였으며 반경방향 변위를 측정하였으나 이에대한 이론적 근거는 제시하지 않았다.

따라서 본 연구에서는 고무 V-벨트 CVT의 활동각에 대한 벨트의 반경방향 변위와 미끄럼각의 변화 등 벨트거동에 대한 이론 및 실험적 해석을 하고 벨트거동 관련식을 이용하여 보다 정확한 부하토크-축력관계식을 유도하였다.

2. 이론적 해석

고무 V-벨트 CVT의 벨트 거동해석을 위해 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 벨트와 폴리사이의 마찰계수 μ 는 일정하다.
- (2) 벨트와 폴리사이의 전접촉각은 비활동구간 및 활동구간으로 나뉘어진다.
- (3) 벨트가 폴리에 진입, 진출할 때 굽힘모멘트의 영향은 무시한다.
- (4) 벨트의 관성력은 무시한다.

Fig. 2에 활동구간 벨트요소의 자유물체도가 도시되어 있다. Fig. 2의 벨트요소의 반경 및 접선방향 힘의 평형조건에서 다음식이 얻어진다.

$$F' = 2 \mu p \sin \gamma (R - x) \quad (1)$$

$$F = 2 p (\sin \beta - \mu \cos \gamma \cos \beta) (R - x) \quad (2)$$

여기서 p 는 축력에 의한 벨트 단위길이당 압축력, x 는 벨트의 반경방향 변위, θ 는 활동각, F 는 벨트의 장력, R 는 벨트피치 반경이다. γ 는 벨트의 미끄럼각으로서 Fig. 2에 도시된 바와 같이 법선과 벨트의 미끄럼 방향 사이의 각으로 정의되며 벨트와 폴리사이의 마찰력은 벨트 미끄럼 반대방향으로 작용한다.

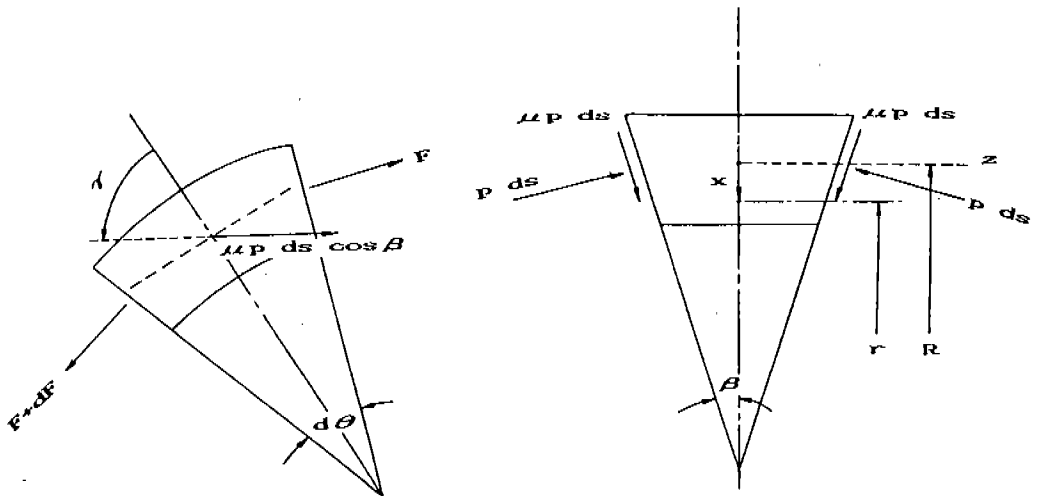


Fig. 2 Force on a belt element in active area

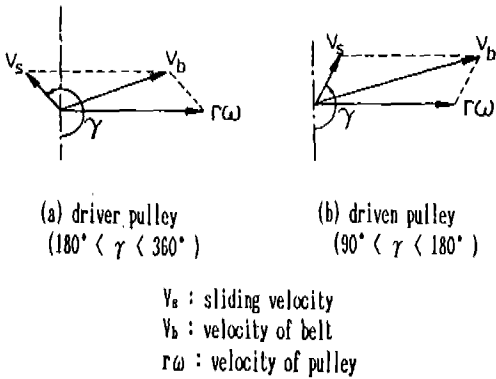


Fig. 3 Definition and bound limits of sliding angle in driver and driven pulleys

Fig. 3은 구동 및 종동풀리에서 미끄럼각의 범위를 나타내고 있다. 구동풀리에서는 풀리가 벨트를 구동하므로 풀리의 속도가 벨트의 속도보다 빠르고 미끄럼각은 $180^\circ < \gamma < 360^\circ$ 사이의 값을 갖는다. 종동풀리에서는 벨트가 풀리를 구동하므로 벨트의 속도가 풀리 속도보다 빠르고 따라서 미끄럼각은 $180^\circ > \gamma > 90^\circ$ 범위의 값을 갖는다. 구동 및 종동풀리에서 미끄럼각은 $\gamma = 180^\circ$ 에서부터 변화하는데 이것은 벨트와 풀리사이의 접촉은 비활동구간을 거쳐 활동구간으로 변화하며 비활동구간에서 벨트와 풀리사이에는 반경방향 정적마찰력만 작용하기 때문이다. 벨트의 반경방향 변위 x 는 3가지 요소로서 구성되며 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$x = \frac{2pz}{K_1} + \frac{F}{rK_2} + \frac{F}{K_3} \quad (3)$$

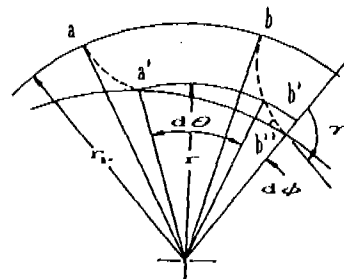
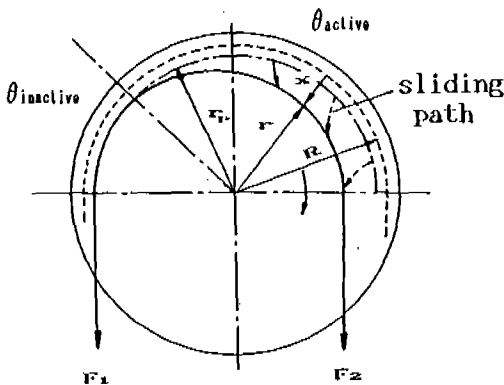


Fig. 4 Radial displacement and longitudinal deformation of a belt element

식(3)의 첫번째 항은 축력에 의한 변위이다. 축력 p_z 는 Fig. 2에서 $p_z = p(\cos \beta - \mu \sin \beta)$ 로 표시되며 K_1 은 축력과 이에 의한 반경방향 변위에 대한 스프링 상수이다. β 는 V-홈각의 반이며 K_1 은 벨트의 횡방향 탄성계수 E 와 풀리의 기하학적 형상에서 $K_1 = 4E \tan \beta H/B$ 로 표시된다.⁷⁾ 여기서 H 는 벨트의 평균두께, B 는 벨트의 평균폭이다. 장력 F 는 분포하중인 F/r 을 발생시키는데 이 힘은 벨트를 윗부분에서 압축시키며 그로 인해 벨트는 약간 넓어지게 된다. K_2 는 이 힘때문에 방해받는 반경내경(inward radial) 방향 변위와 관련된 스프링 상수로서 일종의 부(negative)스프링 상수이다. 고무벨트와 코드가 인장력 F 를 받게 되면 벨트는 폭이 다소 좁아지고 그로 인해 벨트는 반경방향으로 파고들게 되는데 이와 관련된 스프링 상수가 K_3 이다. 여기서 ν 를 길이방향 변형률에 대한 가로방향 변형률의 비로 정의하면 K_3 와 길이방향 변형률상수 C 사이에는 다음과 같은 관계식이 성립하게 된다: $K_3 = 2C \tan \beta / \nu B$. 식(2), (3)으로부터 다음식을 얻는다.

$$x = \frac{F(\cos \beta - \mu \sin \beta)}{K_1(\sin \beta - \mu \cos \gamma \cos \beta)(R-x)} + \frac{F}{(R-x)K_2} + \frac{F}{K_3} \quad (4)$$

Fig. 4는 활동각 θ 에 대한 벨트의 반경방향 변위 x 및 길이방향변형에 관련된 기하학적 형상을 나타내고 있다. 미소활동각 $d\theta$ 에 해

당하는 벨트요소의 거동을 살펴보면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$rd\phi = \tan\gamma dr \quad (5)$$

처음에 길이가 l_0 였던 벨트 요소는 l_p 및 l 의 길이로 각각 변한다. 여기서 l_0 는 초기장력이 가해지지 않은 상태의 벨트 요소의 길이를 의미하고 l_p 는 초기장력만 가해진 상태, l 은 부하가 있는 상태의 길이를 각각 의미한다. 이 관계를 식으로 나타내면

$$l_0 = l_p - l_0 \epsilon_p = l - l_0 \epsilon \quad (6)$$

식(6)은 다음과 같이 표시된다.

$$r_p d\theta - R d\theta \epsilon_p = rd\theta + rd\phi - R d\theta \epsilon \quad (7)$$

윗식을 정리하여 식(5)와 조합하면 다음 식을 얻는다.

$$x' = -(x - x_p + (\kappa - 1) R F_p / C) / \tan\gamma \quad (8)$$

(1), (8)식은 활동각 θ 에 대한 벨트장력 F 와 반경방향 변위 x 의 1차 미분방정식이고, (4)식은 x , F , γ 의 상호관계를 나타내는 구속조건식이다. 주어진 기준장력에 대하여 식(1), (4), (8)을 수치해석으로 풀면 활동각의 크기, 활동각에 따른 미끄럼각의 변화, 활동각에 따른 벨트 반경방향 변위를 구할 수 있다.

3. 기본 방정식의 무차원화

무차원화된 반경방향 변위 $x_0 = x/R$, 길이방향 변형률상수 $C_0 = C/(R^2 K_1)$, 벨트의 장력 $F_0 = F/(R^2 K_1)$ 그리고 장력비 $\kappa = F/F_p$ 를 도입하며 식(1), (2), (4), (7)식을 무차원화 하면 다음과 같다.

$$\frac{\kappa'}{\kappa} = \frac{\mu \sin \gamma}{\sin \beta - \mu \cos \gamma \cos \beta} \quad (9)$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\mu} \frac{x_0^2 - \frac{1 - \mu \tan \beta}{\kappa F_{op}} + \tan \beta}{\frac{x_0^2}{\kappa F_{op}} - \frac{K_{os} + 1}{\kappa F_{op}} x_0 + K_{o2} + K_{os}} + \tan \beta \quad (10)$$

$$x_0' = -(x_0 - x_{op} + (\kappa - 1) F_{op} / C_0) / \tan \gamma \quad (11)$$

여기서 하첨자 p 는 활동영역이 시작되는 기준점을 의미한다.

4. 초기조건

벨트가 풀리에 감길때 비활동영역을 거쳐 활동영역으로 진입하는데 비활동영역에서는 벨트 장력변화가 없으므로 $\theta = 0$ 에서 기준장력을 비활동구간의 장력이 되고 따라서 장력비는 $\kappa = 1$ 이다. 미끄럼각 γ 는 Fig. 3 에 도시된 바와같이 비활동영역에서는 180° 이므로 $\kappa = 1$, $\gamma = 180^\circ$ 가 초기조건으로 사용되었다. 그러나 이 초기조건을 식(9)과 식(11)에 대입하면 초기미분량이 쉰이 되어 다음 단계의 수치해석을 수행할 수 없으므로 본 연구에서는 식(12)과 같이 Taylor 급수전개를 이용하여 다음단계 즉, $\theta = 1^\circ$ 일때의 계산을 수행하였다. 수치해석시 계산 간격 (step size) 은 1° 로 하였다.

$$\kappa(1^\circ) = \kappa(0^\circ) + (\kappa''(0^\circ)/2!) \theta^2 \quad (12.a)$$

$$x_0(1^\circ) = x_0(0^\circ) + (x_0''(0^\circ)/2!) \theta^2 \quad (12.b)$$

$$\gamma(1^\circ) = \gamma(0^\circ) + \gamma'(0^\circ) \theta \quad (12.c)$$

5. 벨트거동에 대한 수치해석 결과

수치해석에 사용된 상수들은 Table 1 에 나와 있다. Fig. 5 는 무차원화된 식(9), (10), (11)의 활동각에 대한 벨트 반경방향변위의 수치해석 결과이다. 활동구간에서는 벨트와 풀리사이의 동적마찰력이 작용하며 전달토크가 증가할수록 활동각의 크기는 증가한다. 따라서 활동각의 크기는 전달토크의 척도가 되며 CVT설계의 중요한 요소가 된다. 전 접촉각 θ 가 활동각으로 되면 벨트와 풀리사이에는 전체적인 미끄럼(gross slip)이 발생하고 더이상 동력을 전달할 수 없게 된다. Fig. 5 에서 볼 수 있듯이 구동풀리 벨트는 활동각 80° 까지 안으로 파고 들다가 그 후에는 밖으로 빠져나오는 경향을 보인다. 종동풀리 벨트는 활동각이 증가할수록 즉, 부하토크가 증가할수록 풀리안으로 더 파고드는 경향을 보였다. 반경방향변위의 절대량을 비교하여 보면 활동각 $\theta = 100^\circ$ 에서

Table 1 Constants used in numerical analysis

Constant	μ	β (deg.)		K_1 (kgf/mm ²)	K_2 (kgf/mm)	K_3 (kgf/mm)	C (kgf)
		Driver 13°	Driven 14°				
Value	0.5	Driver 13°	Driven 14°	5	-10	837.09	23250

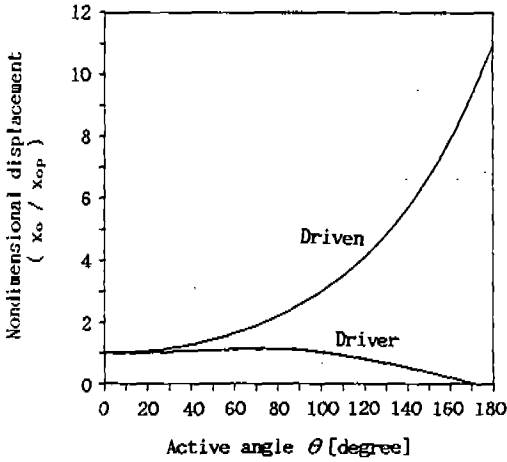


Fig. 5 Nondimensional radial displacement of belt

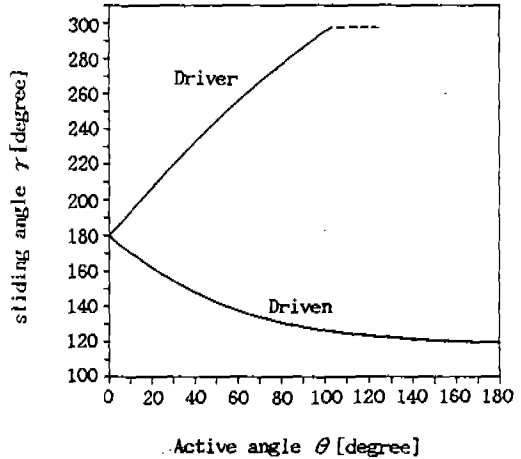


Fig. 6 Sliding angle of belt

구동폴리 벨트는 반경방향으로 기준점 변위의 10% 정도 이동한 반면 종동폴리는 300%의 변위를 보인다. 실제 구동에서 구동폴리의 활동각은 100°미만이며 따라서 구동폴리 벨트는 종동폴리 벨트에 비해 반경방향 변위가 상대적으로 극히 작다고 할 수 있다.

Fig. 6은 벨트의 활동각 θ 에 대한 벨트 미끄럼각 γ 의 수치해석 결과이다. Fig. 6에 도시된 바와 같이 구동폴리 벨트 미끄럼각은 활동각 $\theta=0^\circ\sim 100^\circ$ 구간에서 $\gamma=180^\circ$ 에서 297° 까지 증가한다. $\theta>100^\circ$ 구간에 대한 γ 의 수치해석 결과는 진동하여 물리적인 의미가 없으므로 점선으로 도시하였다. 종동폴리 벨트 미끄럼각은 초기값 $\gamma=180^\circ$ 에서 활동각 증가에 따라 계속적으로 감소하여 118° 에 수렴한다.

6. 축 력

벨트거동에 대한 수치해석결과로부터 CVT 최적운전제어에 필요한 보다 정확한 변속비-

부하토크-축력관계식을 얻을 수 있다. 벨트에 작용하는 축력은 벨트와 폴리사이의 점접축각, 즉 활동 및 비활동구간에서 축방향으로 작용하는 힘의 합으로 표시된다.

$$F_z = F_{za} + F_{zi} = \int_0^\alpha p_z ds + \int_0^{\alpha-\theta} p_{zi} ds \quad (13)$$

여기서 F_{za} 는 활동구간의 축력, F_{zi} 는 비활동구간의 축력, α 는 벨트와 폴리의 접축각, p_{zi} 는 $x=x_p$ 일 때의 축력, 접축길이 $ds = rd\theta = (R-x)d\theta$ 이다. 식(3)으로부터 p_z 와 비활동영역에서의 단위길이당 축력인 p_{zi} 를 식(13)에 대입하면 식(14)를 얻는다.

$$F_z = \int_0^\theta \left[x - \frac{\kappa F_p}{(R-x)K_2} - \frac{\kappa F_p}{K_3} \right] \frac{K_1}{2} (R-x) d\theta + \left[x_p - \frac{\kappa F_p}{(R-x_p)K_2} - \frac{\kappa F_p}{K_3} \right] \frac{K_1}{2} (R-x_p) (\alpha - \theta) \quad (14)$$

식(14)는 축력 F_z 와 변속비와 관련있는 접축

각 α , 부하와 관련있는 κ 를 포함하고 있으므로 이 식으로부터 변속비-부하토크-속력에 대한 정보를 얻을 수 있다.

Fig. 7은 변속비 1일때 트랙션계수 λ 에 대한 식(14)의 수치해석 결과이다. λ 는 $\lambda = (F_1 - F_2) / (F_1 + F_2)$ 로 정의되며 F_1 은 벨트의 인장축 장력, F_2 는 이완축 장력이다. 토크는 $F_1 - F_2$ 에 비례하기 때문에 트랙션계수는 토크의 크기를 나타내는 변수로 흔히 사용된다.¹²⁾ 구동폴리 축력은 트랙션계수 λ 가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고 종동폴리 축력은 λ 의 증가에 따라 감소하다가 다소 증가하나 큰 변화는 없다. Fig. 7의 축력곡선은 주행중 변속비 1을 유지하기 위하여는 부하토크에 따라 CVT의 구동 및 종동폴리에 Fig. 7과 같은 축력을 공급해야 함을 의미한다.

7. 실험

Fig. 8은 고무 V-벨트 CVT의 벨트거동 및 부하토크-속력 측정을 위한 실험장치이다. A. C. 변속모터①의 동력은 벨트②를 통하여 구동축에 전달되며 다시 CVT용 고무 V-벨트③를 통하여 종동축에 전달된다. 전달된 동력은 파우더 클러치(powder clutch)④를 통해 들어오는 부하토크와 평형을 이룬다. 구동 및 종동폴리 축력은 스프링⑦, ⑧로 공급된다. Fig. 9는 벨트변위 측정센서(a)와 폴리간격변위 측정센서(b)를 도시한 것이다. 벨트변위 측정센서는 센서끝에 베어링을 부착하여 벨트에 접촉시킨 후 폴리와 함께 회전하면서 벨트의 반경방향 변위를 측정한다. 반경방향변위는 링에 부착된 스트레인 게이지에 의하여 감지된다. 폴리간격 변위 측정센서는 외팔보로 구성되어 있으며 끝부분을 고정플랜지 표면에 접촉시켜 고정플랜지와 이동플랜지 사이의 상대변위를 측정한다. 폴리간격변위 측정센서는 스플라인이 설치된 축과 이동플랜지 사이에 발생하는 간극에 의한 오차를 보정해주기 위해 사용되었다. 실험은 변속비 1일때 트랙션계수 $\lambda=0$ 인 무부하(無負荷)와 $\lambda=0.51$ 인 중부하(重負荷)의 각각의 경우에 대하여 벨트의 접촉각에 따른 반

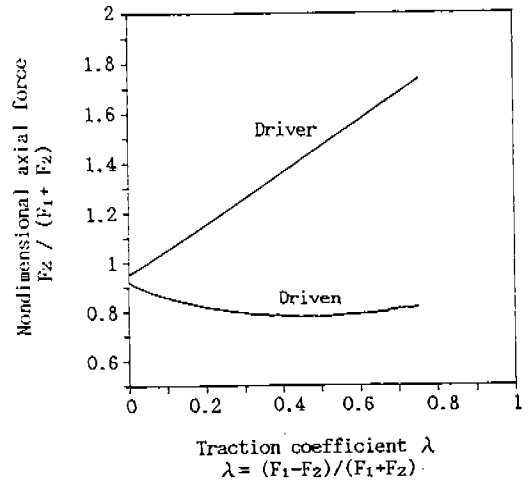


Fig. 7 Axial forces of driver and driven pulleys

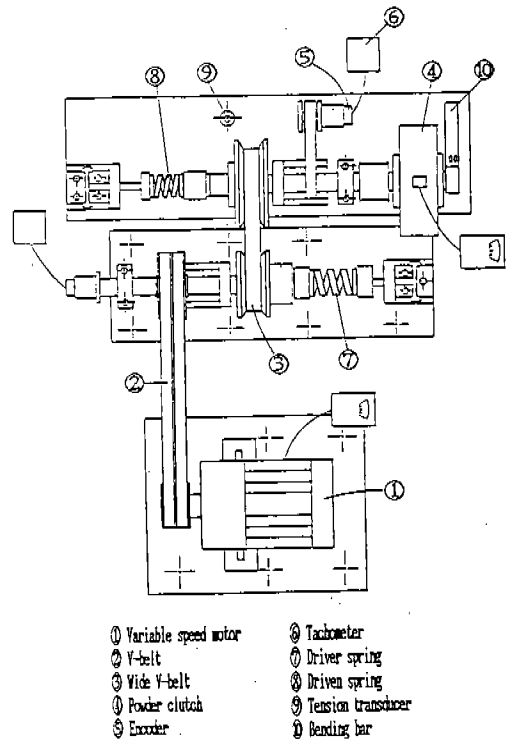


Fig. 8 Assembly drawing of experimental apparatus

경방향변위, 폴리간격변위, 구동폴리 및 종동폴리 축력, 부하토크 그리고 벨트의장력을 측정하였다. 여기서 중부하는 변속비 1에서 최대부하의 60% 정도로 설정하였다.

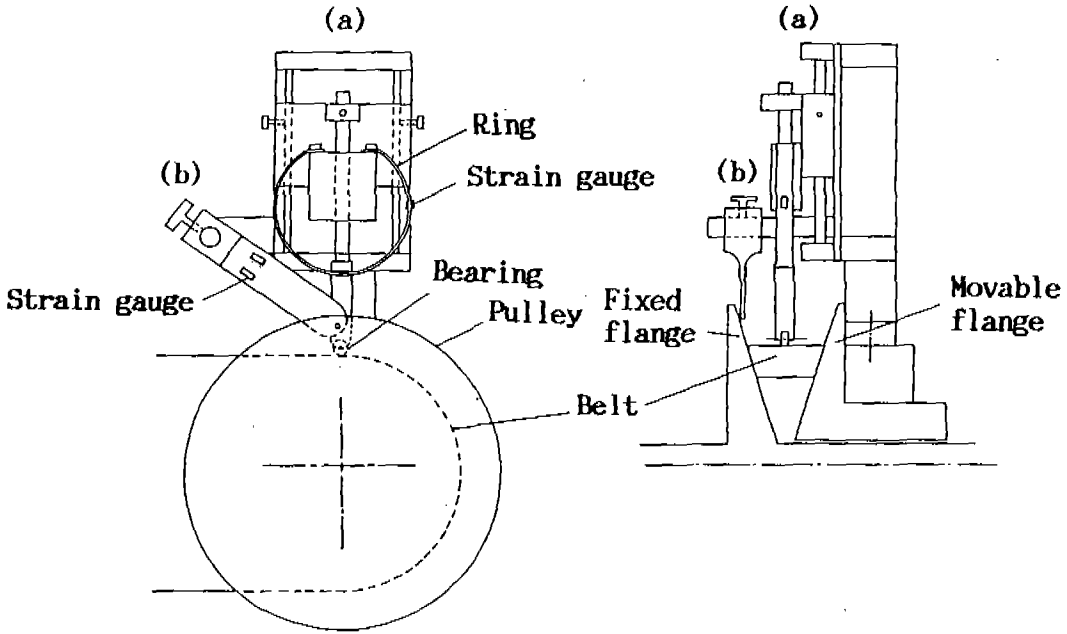


Fig. 9 (a) Belt displacement sensor
(b) Pulley displacement sensor

8. 실험결과 및 고찰

Fig. 10~Fig. 13는 벨트거동해석 즉 벨트의 반경방향변위에 대한 실험 및 이론결과를 접촉각 α 에 대하여 비교 도시한 것이다. Fig. 10, Fig. 11은 각각 $\lambda=0$, 즉 무부하일 때 구동 및 종동풀리 벨트거동에 대한 이론 및 실험결과를 나타내고 있다. Fig. 10에서 보듯이 구동풀리 벨트 반경변위에 대한 이론결과는 일정하다. 이것은 전달동력이 없으므로 벨트장력은 일정하고 따라서 벨트의 반경방향 변위가 없기 때문이다. 실험결과는 벨트가 풀리에 들어오고 나가는 진입, 진출영역을 제외하고는 벨트 반경이 거의 일정하여 이론결과와 일치한다. 진입, 진출영역에서 벨트가 안으로 파고드는 현상은 벨트가 풀리에 감기거나 풀릴때의 과도현상이며 굽힘모멘트에 의한 영향이라 생각된다. Fig. 11은 $\lambda=0$ 일 때 종동풀리의 벨트거동에 대한 실험결과와 이론결과를 보여주고 있다. 전달동력이 없으므로 벨트반경에 대한 이론곡선은 일정한 값을 보인다. 실험

결과는 구동풀리와 마찬가지로 진입, 진출하는 영역을 제외하고는 벨트반경이 일정하여 이론곡선과 일치한다.

Fig. 12, Fig. 13은 $\lambda=0.51$ 인 경우 즉 중부하에 대한 이론 및 실험결과를 비교 도시한 것이다. 여기서 중부하는 벨트장력 2400 N에서 부하토크 107 N-m의 값을 갖는다. Fig. 12에서 보듯이 구동풀리 벨트 반경방향 변위에 대한 이론곡선은 활동구간에서 약간 감소하다가 증가한다. 부하토크 $\lambda=0.51$ 에 대한 활동구간의 크기는 $\theta=76^\circ$ 로 계산되었다. 그러나 실험곡선은 활동구간에서 0.05 mm 정도 증가하여 이론곡선과 다른 경향을 보인다. 또한 Fig. 10의 무부하인 경우와 비교해보면 진출영역에서 벨트가 파고드는 현상이 없다. 이것은 부하가 걸리면 구동풀리 진출시의 벨트장력은 이완측 장력이 되어 무부하시의 벨트장력보다 감소하고 벨트가 풀리를 벗어날 때 풀리안으로 당기는 힘이 감소하기 때문으로 생각된다. Fig. 13의 종동풀리 벨트반경은 활동구간에서 급격히 감소하며 이론 및 실험곡선은 거의 같은

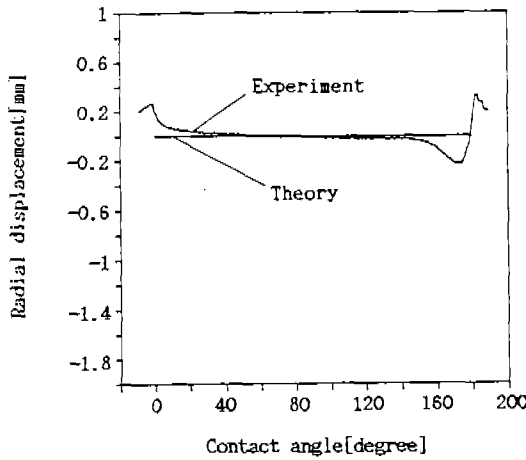


Fig. 10 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0$ in driver pulley

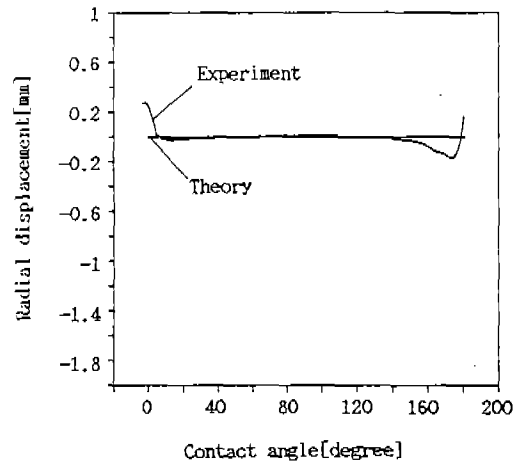


Fig. 11 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0$ in driven pulley

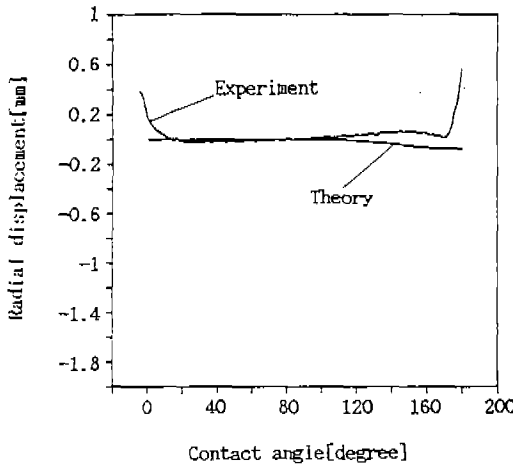


Fig. 12 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0.51$ in driver pulley

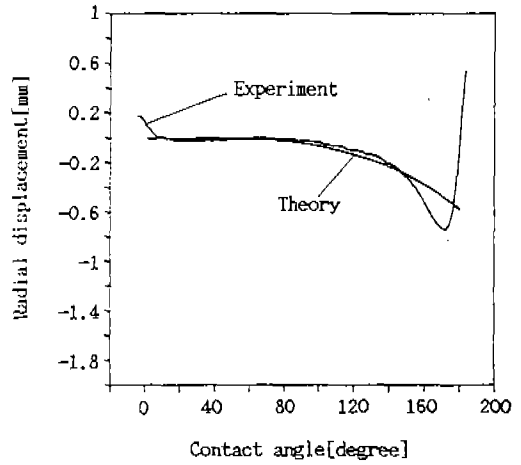


Fig. 13 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0.51$ in driven pulley

경향을 보인다. $\lambda=0.51$ 에서 종동풀리 활동각의 크기는 $\theta=128^\circ$ 이다. 벨트 반경변위에 대한 실험곡선은 진출영역에서 이론곡선보다 더 낮은 값을 보이는데 이것은 종동풀리 진출시 벨트장력은 인장측 장력이 되어 무부하시의 장력보다 커지고 따라서 굽힘모멘트의 영향이 더 크게 작용하기 때문으로 판단된다.

Fig. 10~Fig. 13에서 알 수 있듯이 고무 V-벨트 CVT의 벨트거동에 대한 수치해석결과

는 진입, 진출영역을 제외하고 대체로 그 경향이 실험결과와 일치한다. 진입, 진출영역에서 벨트거동에 대한 추가연구가 필요하나 이 영역은 실제 동력 전달에는 거의 관여하지 않으므로 본 연구의 결과를 기초로 하여 구할 수 있는 동력전달 관계식, 변속비-부하토크-축력관계식의 결과에는 큰 영향이 없으리라 생각된다.

Fig. 14는 트랙션계수 λ 에 대한 변속비-부

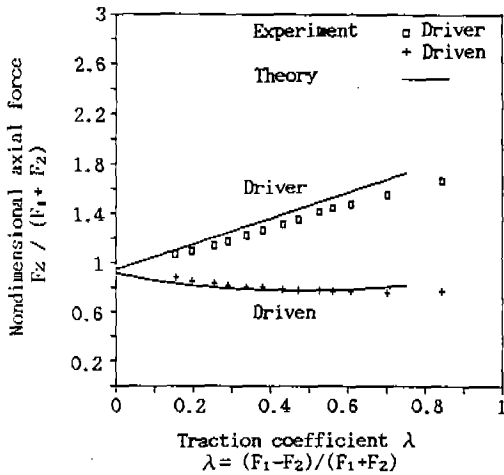


Fig. 14 Comparison of theoretical and experimental results for axial forces of driver and driven pulleys

하토크-축력에 관한 이론 및 실험결과를 비교 도시한 것이다. 실험결과는 대체적으로 이론과 잘 일치하고 있다. 이것은 본 연구의 벨트거동 관련식을 기초로 하여 얻은 변속비-부하토크-축력관계식이 타당함을 보여주고 있다. 또한 식(9), (10), (11)의 수치해석 결과로부터 활동각의 크기를 구할 수 있으므로 실제 CVT의 설계에 보다 정확한 설계자료로서 사용될 수 있다. 이론곡선은 변속비 1에서 식(14)에 의해 계산되었으며 수치해석시 마찰계수는 $\mu = 0.5$ 를 사용하였다.

9. 결 론

(1) 고무 V-벨트 CVT의 벨트거동에 대한 수치해석결과는 부하토크, 즉 활동각의 증가에 따라 구동폴리에서는 벨트가 폴리안으로 파고들다가 빠져나오지만 절대변화량은 아주 작고 종동폴리에서는 활동각의 증가에 따라 반경 내경방향으로 파고드는 경향을 보인다.

(2) 구동 및 종동폴리에서 벨트반경 변위는 진입, 진출영역을 제외하고는 이론결과가 실험결과와 잘 일치한다.

(3) 벨트거동해석의 결과를 이용하여 구한 변속비-부하토크-축력관계식은 실험결과와 잘 일치하고 있으며 주어진 부하에 대하여 활동각의 크기를 구할 수 있으므로 보다 정확한

설계자료로 사용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. N.H. Beachley and A.A. Frank, "Principles and Definitions for Continuously Variable Transmissions with Emphasis on Automotive Applications," ASME Paper 80-C2/DET-95, 1980.
2. K.F. Schneider, S.R. Anderson, "Multi-pass Continuously Variable Transmission", SAE Paper 905088, 1990.
3. H. Kim and K. Kim, "Axial Forces for a V-Belt CVT (I) - Theoretical Analysis," KSME Journal, Vol. 3, pp. 56-61, 1989.
4. W.S. Worley, "Designing Adjustable-speed V-Belt Drives for Farm Implement", SAE Trans. Vol. 63, pp. 321-333, 1955.
5. O. Lutz, "Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes," Konstruktion, Vol. 12, pp. 265-268, 1960.
6. O. Lutz, "Selbsthemmung im Kraftschlüssigen Keilscheiben-Umschlingungsgetriebe," Konstruktion, Vol. 17, pp. 365-368, 1965.
7. B.G. Gerbert, "Force and Slip Behavior in V-belt Drives," Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, No. 67, 1972.
8. J.P. Dolan and W.S. Worley, "Closed-Form Approximations to the Solution of V-belt Force and Slip Equations," Trans. of the ASME 84-DET-78, 1984.
9. 김현수, 김광원, "V-벨트 CVT의 축력 해석(II)-실험적 연구", Trans. KSME Vol. 13, pp. 847~854, 1989.
10. 김광원, "V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 특성", 성균관대학교 석사학위논문, 1990.
11. Koyama, "V벨트式無段變速機の變速特性についての研究", Osaka University Report, 1989.
12. B.G. Gerbert, "Adjustable Speed V-belt Drivers-Mechanical Properties and Design," SAE Paper 70074, 1974.