

〈論 文〉

금속 V-벨트 CVT의 벨트거동 해석

김 현 수* · 이 재 신**

(1990년 10월 8일 접수)

Analysis of Belt Behavior for a Metal V-Belt CVT

H.S. Kim and J.S. Yi

Key Words: Metal V-Belt(금속 V-벨트), CVT(무단변속장치), Belt Radial Displacement(벨트반경변위), Speed Ratio-Torque Load-Axial Force(변속비-부하토크-축력)

Abstract

The metal V-belt behavior of a continuously variable transmission was investigated analytically and experimentally. Numerical results showed that nondimensional belt radial displacement increased in the radial inward direction for the driven pulley, while that of the driver pulley increased for the first 90 degrees of the active arc and decreased with the increasing torque load. Experimental results for the belt radial displacement were in good agreement with the theoretical results. However, the absolute magnitude of the belt radial displacement was so small that the change in the belt displacement could not be measured in the experimental range except for the inlet region of the driven pulley, where the radial inward displacement was observed due to the effect of bending moment. The speed ratio-torque load-axial force relationship derived from the belt behavior analysis also showed god agreement with the experiment.

기호설명

C_b	: 블럭의 변형률상수	W	: 블럭의 폭
E_b	: 블럭의 영(Young)계수	X	: 벨트반경변위
$F = T - P$, F_1 , F_2	: 벨트장력, 긴장축 장력, 이완축 장력	2β	: 풀리 V-홈각
h	: 블럭높이	ϕ	: 접촉각
K_b	: 블럭의 축방향 스프링 상수	κ	: 벨트장력비
N	: 벨트단위길이당 주직력	γ	: 미끄름각
P	: 블럭들간의 압축력	σ_{zb}	: 블럭의 축방향 응력
P_z	: 축방향성분의 압축력	θ , θ_{in}	: 활동각, 비활동각
r	: 벨트피치반경	μ	: 풀리와 벨트사이의 마찰계수
S	: 축력	ε_1	: 블럭의 길이방향 응력
R	: 공칭벨트피치반경		
T	: 밴드장력		

하첨자

b	: 블럭
in	: 비활동구간
O	: 무차원량
R	: 기준점

* 정회원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

** 성균관대학교 대학원

1. 서 론

금속 V-벨트 CVT는 기존의 수동 또는 자동변속기가 4~5단의 제한된 변속단단을 갖는데 비하여 주어진 변속범위내에서 무한한 단수의 변속이 가능함으로 최적운전조건을 계속 유지하며 주행할 수 있어 기계효율 및 연비향상을 이를 수 있다. 따라서 고성능화, 연비향상, 운전의 쾌적성이라는 금후의 자동차 개발추세를 고려할 때 CVT의 보급이 크게 기대되고 있다. Fig. 1(a), (b)는 각각 금속 V-벨트구성과 조립상태 및 CVT구조를 도시한 것이다. 금속 V-벨트는 강철밴드(steel band)상에 금속블럭을 배열한 형상을 가지고 있다. 강철밴드는 서로 반경이 약간씩 다른 두께 0.2mm의 밴드 10~14장을 겹쳐 놓아 큰 인장강도를 가지면서 유연성이 크도록 되어 있다. 평균두께 3mm의 금속블럭은 핀과 구멍을 가진 구조로 밴드위에서 서로 힌지점을 갖고 밴드와 함께 굽혀질 수 있다. CVT는 고정풀리와 이동풀리로 구성되어 있으며 [Fig. 1(b)] 이동풀리는 축방향 이동이 가능하게 되어있다. 무단변속은 이동풀리에 축력을 가하여 벨트의 회전피치 반경을 변화시킴으로써 이루어진다. Fig. 2는 금속 V-벨트 CVT의 동력전달을 보여주고 있다. 금속 V-벨트 CVT는 구동풀리에서 풀리에 블럭간의 마찰에 의해 블럭이 회전하여 앞의 블럭을 밀고 이 미는 힘에 의해 블럭사이에는 압축력이 발생한다. 압축력은 벨트가 풀리에 감겨 진행함에 따라 진입시 P_1 에서 P_2 로 변한다. 중동풀리에서는 블럭과 풀리간의 마찰력에 의해 블럭이 풀리를 당겨 회전시키고 벨트진행에 따라 블럭사이의 압축력은 감소하여 진입시 P_2 에서 P_1 으로 감소한다. 즉 금속 V-벨트 CVT는 블럭의 압축력에 의해서 동력이 전달된다.

금속 V-벨트 CVT는 수동 및 자동변속기에 이어 제3세대의 첨단변속기로서 일본 및 구미 자동차 각 사간에 치열한 경쟁의 연구대상이 되고 있으나 이에 대하여 발표된 연구결과는 극히 제한되어 있다. van der Veen⁽¹⁾은 금속 V-벨트 CVT의 동력 전달과 작동원리를 설명하였고 Gerbert⁽²⁾는 고무 V-벨트 이론을 적용하여 벨트의 반경 및 접선방향에 대한 미끄럼 각을 고려한 비선형 미분 방정식을 유도하였다. 그러나 Gerbert의 이론적해석은 수치 해석시 경계조건에 극히 민감하게 반응하여 안정된

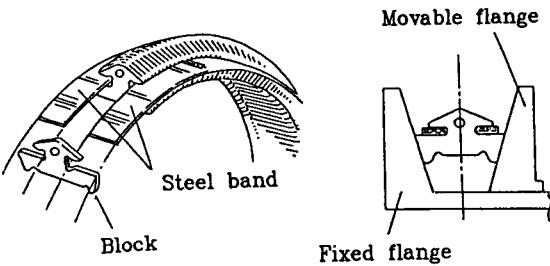


Fig. 1 Metal V-belt

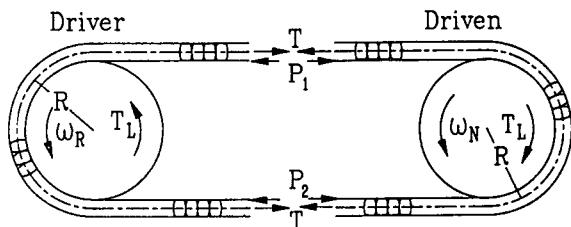


Fig. 2 Power transmission of metal V-belt CVT

해를 구하기가 어렵다는 단점이 있다. 김현수⁽³⁾은 금속 V-벨트 CVT제어에 가장 중요한 변속비-부하토크-축력관계에 관하여 대수적인 해석이 가능한 간단한 이론식을 유도하고 실험을 통하여 비교하였으나 벨트의 반경방향 미끄름운동을 고려하지 않음으로 정확한 활동각과 이에 의한 전달부하토크 용량을 알 수 없었다. Sun⁽⁴⁾ 역시 벨트와 풀리사이의 반경방향 마찰력을 무시하고 접선방향의 마찰력만 고려하여 금속 V-벨트 CVT의 운전특성을 수치해석으로 연구하고 주어진 운전조건에서 변속시 응답특성을 구하였다.

금속 V-벨트 CVT는 벨트와 풀리사이의 마찰에 의해 동력을 전달하는데 마찰은 정적마찰과 동적마찰이 존재하며 이 정적마찰과 동적마찰이 존재하는 구간을 각각 비활동 및 활동구간이라 한다⁽⁵⁾. 활동구간에서 벨트에는 풀리반경 및 접선방향의 마찰이 존재하며 그로인해 벨트의 장력 및 곡률반경이 변화한다. Gerbert를 제외한 위 연구들은 벨트의 접선방향 마찰만 고려하였다. 반경방향 좌표의 도입은 벨트거동해석을 극도로 복잡하게 만들지만 정확한 동력전달관계식이나 제어에 필요한 축력관계식을 얻기 위하여는 벨트반경방향 거동해석이 반드시 선행되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 금속 V-벨트 CVT에서 반경방향좌표를 도입하여 활동각에 대한 벨트반경

변위, 미끄름각의 변화 등 벨트거동을 이론 및 실험적으로 해석하고 벨트거동관련식을 이용하여 보다 정확한 부하토크-축력관계식을 유도하였다.

2. 금속 V-벨트 역학

금속 V-벨트 CVT의 벨트거동해석을 위하여 다음과 같은 가정을 한다.

(1) 금속블러들과 금속밴드를 하나의 연속적인 벨트로 생각한다.

(2) 밴드의 장력은 일정하다. 즉 블럭과 밴드사이의 마찰은 무시한다.

(3) 벨트의 굽힘 모멘트 영향을 무시한다.

(4) 벨트가 폴리상에 있을 때 압축력 P 가 일정한 비활동구간과 P 가 변화하는 활동구간으로 나뉘어 진다.

(5) 폴리와 벨트사이의 마찰계수 μ 는 일정하다.

(6) 폴리와 블록사이의 윤활유에 의한 유체동력학적인 효과는 무시한다.

(7) 벨트의 관성력은 무시한다.

Fig. 3은 압축력이 변화하는 활동구간내에서 금속 V-벨트의 미소요소의 측면(a) 및 단면(b)에 대한 자유물체도를 도시한 것이다. Fig. 3의 벨트요소의 접선방향 힘평형에서 다음식이 구해진다.

$$(T - (P + dP)) \cos \frac{d\theta}{2} - (T - P) \cos \frac{d\theta}{2}$$

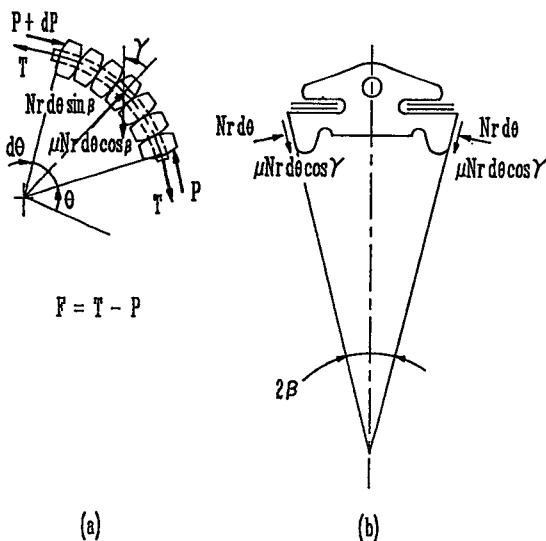


Fig. 3 Forces on a belt element in active area

$$-2\mu Nrd\theta \cos \beta \sin \gamma = 0 \quad (1)$$

여기서 벨트장력 F 는 $F = T - P$ 로 표시되고 가정(2)에서 밴드장력 T 는 일정함으로 식 (1)은 다음과 같이 표시된다.

$$-\frac{dP}{d\theta} = -P' = F' = 2\mu Nrd\theta \cos \beta \sin \gamma \quad (2)$$

반경방향 힘 평형에서

$$(T - P) \sin \frac{d\theta}{2} + (T - (P + dP)) \sin \frac{d\theta}{2} - 2Nrd\theta \sin \beta + 2\mu Nrd\theta \cos \beta \cos \gamma = 0 \quad (3)$$

식 (3)을 정리하면

$$T - P = F = 2Nr (\sin \beta - \mu \cos \beta \cos \gamma) \quad (4)$$

Fig. 4는 축력에 의한 벨트의 변형을 도시한 그림이다. Fig. 4에서 P_z 는 이동풀리에 작용하는 단위길이당 축력으로 축방향 응력 σ_{zb} 와 블럭의 접촉면 높이 h 의 곱인 $P_z = \sigma_{zb}h$ 로 표시된다. 이 평형 상태에서 블럭의 축방향 응력-변형률관계는 $\sigma_{zb} = E_b \varepsilon_{zb}$ 가 되고 블럭의 축방향 변화량을 ΔW 라 하면 블럭의 축방향 변형률 $\varepsilon_{zb} = \Delta W/W$ 로 표시됨으로 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\sigma_{zb}h = P_z = E_b \frac{h}{W} \Delta W \quad (5)$$

다음은 블럭이 반경방향으로 파고드는 거리를 X 라하면 X 와 블럭의 축방향변형량 ΔW 와의 관계는 Fig. 4(b)에서 $\Delta W = 2X \tan \beta$ 임을 알 수 있다. 이 관계를 식 (5)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$P_z = 4E_b \tan \beta \frac{h}{2W} = \frac{K_b}{2} X \quad (6)$$

여기서 $K_b = (4E_b \tan \beta h)/W$ 로서 축방향 압축력에 의존하는 블럭의 반경방향 스프링 상수이다. 그리고

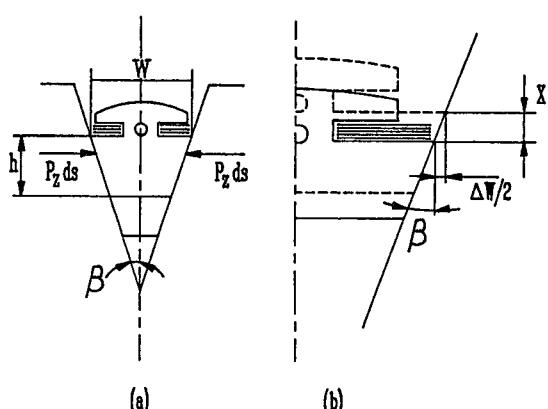


Fig. 4 Belt deformation by axial forces

Fig. 3(b)에서 축방향성분 압축력 $P_z = N(\cos\beta - \mu \sin\beta)$ 을 식 (6)에 대입하면 식 (4)와 식 (6)으로부터 벨트반경변위 X 는 다음과 같이 구해진다.

$$X = \frac{(T-P)(\cos\beta - \mu \sin\beta)}{rK_b(\sin\beta - \mu \cos\beta \cos\gamma)} \quad (7)$$

Fig. 5(a), (b)는 종동풀리에서 벨트의 반경방향변위와 벨트길이방향 변형을 도시한 것이다. Fig. 5(a)에서 점선은 무부하 무장력상태에서의 벨트거동으로 장력이 없기 때문에 반경이 R 로 일정한 진원이 된다. 전달부하가 발생하면 이 부하와 평형을 이루기 위하여 벨트장력은 진입시 F_2 와 진출시 F_1 으로 변하게 되고 벨트와 풀리의 전 접촉구간은 벨트장력이 변하지 않는 비활동구간과 벨트장력이 변하여 동적마찰이 작용하는 활동구간의 두 구간으로 나뉘어진다. 이때의 벨트거동이 실선으로 나타나 있다. 비활동구간에서는 벨트장력 변화가 없으므로 벨트피치반경은 r_R 로 일정하다. 활동구간에서 벨트에는 부하와 균형을 이루기 위하여 접선 및 반경방향 마찰력이 작용하고 따라서 벨트피치 반경은 벨트가 진행함에 따라, 즉 활동각의 증가에 따라 감소한다. 이때 벨트의 피치반경은 r 로서 표시되며 벨트반경변위 X 와의 관계는 다음과 같다.

$$R - r = X \quad (8)$$

식 (8)을 θ 에 대해 미분하면

$$-dr = dX \quad (9)$$

다음으로 활동구간에서 벨트장력 F 는 활동각 θ 에 대하여 증가하거나(종동풀리) 감소하고(구동풀리) 이로 인하여 벨트에는 길이방향변형이 일어난다. Fig. 5(b)는 벨트길이방향 변형을 나타낸 것으로 호 a_0b_0 는 무부하 무장력 상태에서의 벨트길이, 호 ab 는 장력은 있으나 무부하 상태에서의 벨트길이, 호 $a'b'$ 는 부하시 활동구간내에서 벨트길이이다. Fig. 5(b)에서 호 ab 와 호 $a'b'$ 의 관계는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$ab - a_0b_0\varepsilon_{1R} = a'b' - a_0b_0\varepsilon_1 \quad (10)$$

여기서 ε_{1R} 은 비활동구간에서 벨트길이방향의 불력변형율, ε_1 은 활동구간에서 벨트길이방향의 불력변형율로서 $\varepsilon = F/C_b$ 로 표시된다. Fig. 5(b)에서 벨트길이에 대한 기하학적 관계식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} a_0b_0 &= Rd\theta \\ ab &= r_{1R}d\theta \\ a'b' &= rd\theta + rda \\ rda &= -\tan\gamma dr \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

위 관계식을 식 (10)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{dX}{d\theta} = X' = \frac{1}{-\tan\gamma} \left\{ (X - X_R) + \frac{R}{C_b} (F - F_R) \right\} \quad (12)$$

결과적으로 2개의 미분방정식 (2), (12)와 1개의 구속조건식 (7)을 얻었다. 식 (2)는 벨트장력에 대한 1차 미분식, 식 (7)은 벨트반경변위, 장력비, 미끄름각의 상관관계를 나타내는 구속조건식이고 식 (12)는 벨트반경변위에 대한 1차 미분식이다. 식 (2), (7), (12)를 사용하여 주어진 부하토크 즉 벨트장력비에 대한 벨트의 반경방향변위와 활동각의 크기를 수치해석으로 구할 수 있다.

3. 기본 방정식의 무차원화

무차원화로 표시된 반경변위 $X_0 = X/R$, 벨트

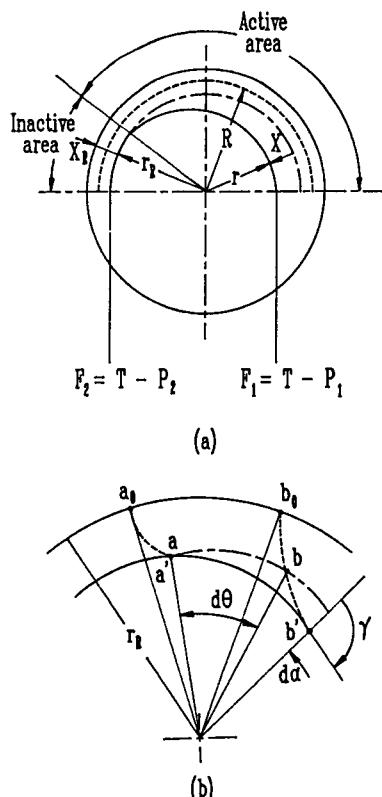


Fig. 5 Belt deformation in radial and longitudinal direction

장력 $F_0 = F/(R^2 K_b)$, 블럭의 변형율 상수 $C_{b0} = C_b/(R^2 K_b)$ 그리고 장력비 $\kappa = F_0/F_{R0}$ 를 도입하여 식 (2), (7), (12)를 무차원화로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\kappa'}{\kappa} = \frac{F'}{F} = \frac{\mu \cos \beta \sin \gamma}{\sin \beta - \mu \cos \beta \cos \gamma} \quad (13)$$

$$X_0 = \frac{2\kappa F_{R0}(\cos \beta - \mu \sin \beta)}{\sin \beta - \mu \cos \beta \cos \gamma} \quad (14)$$

$$X_0' = \frac{1}{-\tan \gamma} (X_0 - X_{R0}) + \frac{F_{R0}}{C_{b0}} (\kappa - 1) \quad (15)$$

4. 초기조건

식 (13), (14), (15)의 수치해석을 위한 초기조건은 다음과 같다.

$$\kappa(0) = 1 \quad (16.a)$$

$$\gamma(0) = 180^\circ \quad (16.b)$$

$$X_0(0) = \frac{2F_{R0}(1 + \mu \tan \beta)}{\tan \beta + \mu} \quad (16.c)$$

식 (16.a)에서 벨트의 장력비 κ 는 $\kappa = F_0/F_{R0}$ 로 표시되고 초기점에서의 벨트장력은 비활동구간의 벨트장력이므로 $F_0 = F_{R0}$ 이 되고 장력비의 초기값은 $\kappa(0) = F_{R0}/F_{R0} = 1$ 이 된다. 한편 구동 및 종동풀리의 비활동구간에서 벨트요소에는 반경방향의 정적 마찰력만 작용하고 따라서 $\theta = 0^\circ$ 에서 미끄름각은 $\gamma(0) = 180^\circ$ 가 된다. 벨트의 초기반경변위 $X_0(0)$ 는 앞에서 구한 $\gamma(0)$ 와 $\kappa(0)$ 를 대입하여 구한 것이다.

5. 변속비-부하토크-축력관계

벨트거동에 대한 수치해석결과로 부터 CVT 최적운전제어에 필요한 보다 정확한 변속비-부하토크-축력관계식을 얻을 수 있다. 축력은 식 (6), 즉 축방향의 힘의 성분을 풀리와 접촉하고 있는 벨트의 길이에 대하여 적분하면 구할 수 있다.

$$S = \int p_s ds = \int \frac{K_b}{2} X ds \quad (17)$$

벨트와 풀리사이의 전 접촉구간은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어짐으로 적분구간은 비활동구간과 활동구간 두 구간으로 구분하여 적분하여야 한다. 그리고 $ds = rd\phi$, $r = R - X$ 이고 비활동구간에서는 벨트반경변위 $X = X_R$ 로 일정하므로 식 (17)은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$S = \frac{K_b}{2} \int_0^{\theta_m} X_R (R - X_R) d\theta + \frac{K_b}{2} \int_{\theta_m}^{\phi} X (R - X) d\theta$$

$$= \frac{K_b}{2} (RX_R - X_R^2) (\phi - \theta) + \frac{K_b}{2} \int_0^{\phi} (RX - X^2) d\theta \quad (18)$$

여기서 ϕ 는 풀리와 벨트사이의 접촉각, 비활동각 θ_m 은 $\theta_m = \phi - \theta$ 이다. 식 (18)은 축력 S 와 변속비의 함수인 접촉각 ϕ , 반경방향 변위 X 즉 부하와 관련된 κ (식 14)로 표시되는 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력식이다.

6. 벨트거동에 대한 수치해석

수치해석은 앞에서 구한 결과식 (13), (14), (15)를 가지고 Runge Kutta법을 사용하여 수행하였다. 식 (13), (14), (15)를 활동각 θ 에 대하여 풀면 장력비 κ , 미끄름각 γ , 벨트반경변위 X_0 를 구할 수 있다. 식 (16)의 초기조건을 식 (13), (15)에 대입하면 $\kappa'(0) = X_0'(0) = 0$ 이 되어 Runge Kutta법을 사용할 경우 다음 단계의 값을 구할 수 없다. 따라서 다음 단계의 값을 구하기 위해 기본 방정식을 테일러급수 전개한 후 고차항을 무시하고 초기값을 구하여 수치해석을 수행하였다. 급수전개에 의하여 구한 다음 단계 즉 $\theta = 1^\circ$ 에서 각 변수 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \kappa(1) &= \kappa(0) + \frac{\kappa''(0)}{2!} 1^2 = 0.999944 \text{ (구동)} \\ &= 1.000036 \text{ (종동)} \end{aligned} \quad (19.a)$$

$$\begin{aligned} X_0(1) &= X_0(0) + \frac{X_0''(0)}{2!} 1^2 = 5.1089 \times 10^{-5} \text{ (구동)} \\ &= 5.1093 \times 10^{-5} \text{ (종동)} \end{aligned} \quad (19.b)$$

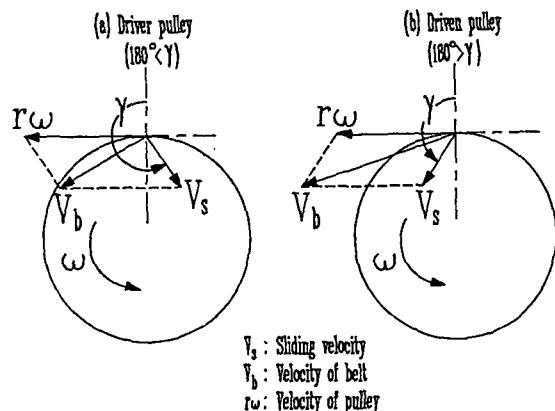


Fig. 6 Sliding angle of belt

$$\begin{aligned}\gamma(1) &= \gamma(0) + \gamma'(0) \times 1 = 181.27^\circ \text{ (구동)} \\ &= 179.20^\circ \text{ (종동)} \quad (19.c)\end{aligned}$$

식 (19.c)에서 미끄름 각 γ 는 $\theta=1^\circ$ 에서 $\gamma=181.27^\circ$ 와 $\gamma=179.20^\circ$ 의 2개 값을 갖는데 이것은 $\gamma'(0)$ 이 부호가 서로 다른 근을 갖기 때문이다. 구동풀리에서는 풀리가 벨트를 구동함으로 벨트의 속도가 풀리의 속도보다 빠르며 따라서 미끄럼각 γ 는 항상 180° 보다 작다(Fig. 6 참조). 그러므로 $\theta=1^\circ$ 에서 $\gamma=181.27^\circ$ 는 구동풀리, $\gamma=179.20^\circ$ 는 종동풀리의 값이 된다. 식 (19.a), (19.b)의 값은 식 (19.c)의 결과를 이용하여 구한 $\theta=1^\circ$ 에서 구동 및 종동풀리의 벨트 반경변위이다.

이론식의 수치해석에서는 마찰계수 $\mu=0.08$, 무차원화된 변형률 상수 $C_{b0}=0.25$, 블럭의 축방향 스프링 상수 $K_b=27330\text{N/mm}^2$ 가 사용되었다.

Fig. 7은 구동과 종동풀리에서의 미끄름 각 γ 를 부하토크의 크기를 나타내는 활동각 θ 에 대하여 각각 도시한 것이다. 구동풀리에서 미끄름각 γ 는 활동각 $\theta=0^\circ \sim 125^\circ$ 사이에서 초기치 180° 에서 최대 300° 까지 증가하고 활동각 125° 이후에서는 다시 감소하기 시작하여 270° 로 수렴한다.

종동풀리에서 미끄름각 γ 는 초기치 180° 에서 계속 감소하여 100° 로 수렴하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 8은 구동 및 종동풀리에서 벨트의 반경방향 변위를 활동각 θ 에 대하여 무차원량 X_0/X_{R0} 로 각각 도시한 것이다. 구동풀리에서 벨트는 활동각 $0^\circ \sim 80^\circ$ 내에서 거의 변화가 없다가 그 이후에는 감소

하여 풀리반경 외곽 방향으로 빠져나오는 경향을 보이고 있다.

종동풀리에서 벨트는 활동각 증가, 즉 부하토크가 증가할수록 풀리의 V-홈안으로 파고 듦다. 예를 들어 $\theta=180^\circ$ 에서 $X/X_R=2.63$ 으로 기준점의 반경변위가 $X_R=0.01\text{mm}$ 일 때 벨트의 변위는 $X=0.0263\text{mm}$ 의 값을 갖는다.

Fig. 9는 식 (18)의 변속비-부하토크-축력식을 변속비 $R=1$ 에서 트랙션계수 λ 에 대하여 도시한 것이다. 트랙션계수 $\lambda=(F_1-F_2)/(F_1+F_2)$ 로 정의되어 부하토크의 크기를 나타낸다⁽⁶⁾. 축력은 무차원량 $S/(F_1+F_2)$ 로 도시하였다. 구동풀리 축력은

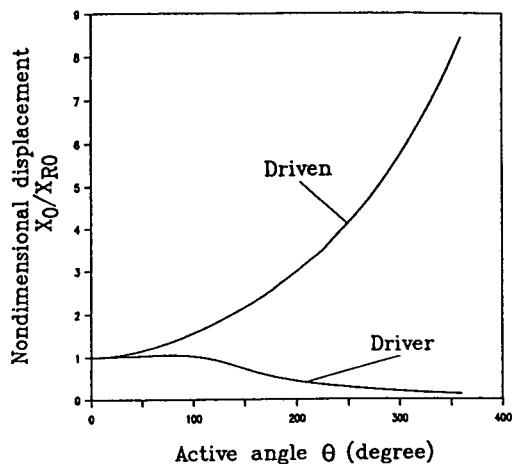


Fig. 8 Nondimensional radial displacement

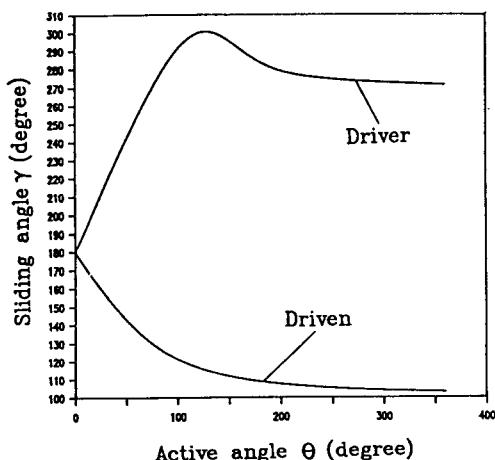


Fig. 7 Sliding angle in driver and driven pulley

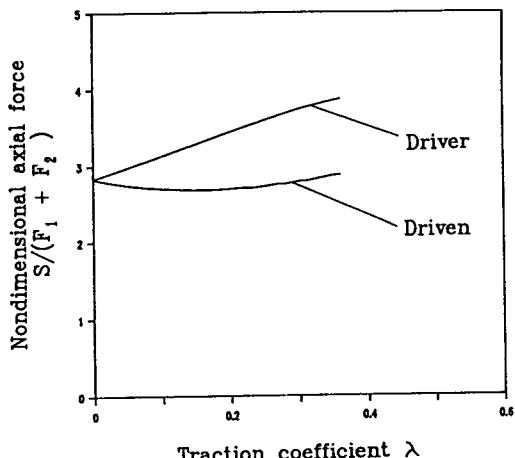


Fig. 9 Nondimensional axial forces of driver and driven pulley

부하토크, 즉 λ 가 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가한다. 종동풀리 축력은 λ 가 증가함에 따라 축력이 감소하다 증가하지만 부하에 대하여 큰 변화가 없다.

7. 실험

Fig. 10은 금속 V-벨트 CVT의 벨트거동해석을 위한 실험장치이다. 풀리와 금속 V-벨트는 실제차량(일본 Subaru사의 Justy)에 탑재되어 있는 금속 V-벨트 CVT를 실험목적에 맞게 개조 제작한 것이다.

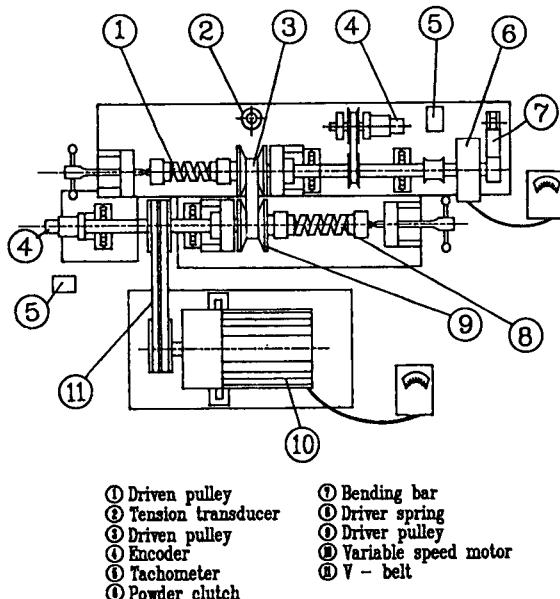


Fig. 10 Metal V-belt CVT test machine

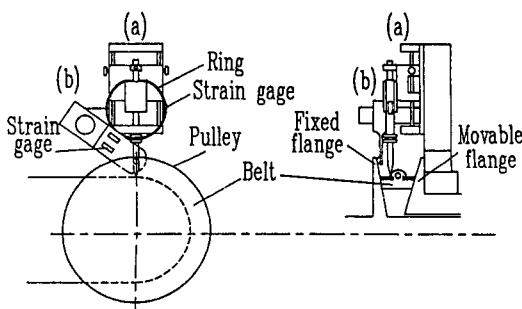


Fig. 11 (a) Belt displacement sensor and (b) pulley displacement sensor

실험장치의 구동원리는 다음과 같다. 변속모터(1)에서 구동풀리(2)로 전달된 동력은 금속 V-벨트(3)에 의해 종동축에 전달된다. 전달된 동력은 파우더클러치(powder clutch)(4)를 통해 들어오는 부하토크와 평형을 이룬다. 축력의 제어 및 공급은 구동 및 종동축 모두 스프링(5, 6)을 사용한다.

Fig. 11은 벨트반경변위측정기(a) 및 풀리간격변위측정기(b)를 도시한 것이다. 풀리간격변위측정기는 고정플랜지 축과 이동플랜지사이의 간극 때문에 발생하는 오차를 보정해주기 위하여 사용하였다. 벨트변위측정기는 링에 스트레인 게이지를 부착하여 감지하도록 하였다. 풀리간격변위측정기는 외팔보에 부착된 스트레인 게이지로 고정플랜지와 이동플랜지 사이의 상대변위를 측정한다.

실험은 변속비 $R=1$ 일 때 무부하($\lambda=0$)와 중부하(重負荷) ($\lambda=0.4$)에 대하여 각각 구동 및 종동풀리의 축력, 종동풀리의 토크, 금속 V-벨트의 장력, 구동 및 종동의 벨트변위를 측정하였다. 여기서 중부하는 최대전달토크의 80%의 크기에 해당하는 부하로 정의하였다.

8. 실험결과 및 고찰

Fig. 12~Fig. 15는 벨트거동 해석 즉 벨트의 반경변위 변화에 대한 실험 및 이론결과를 접촉각 ϕ

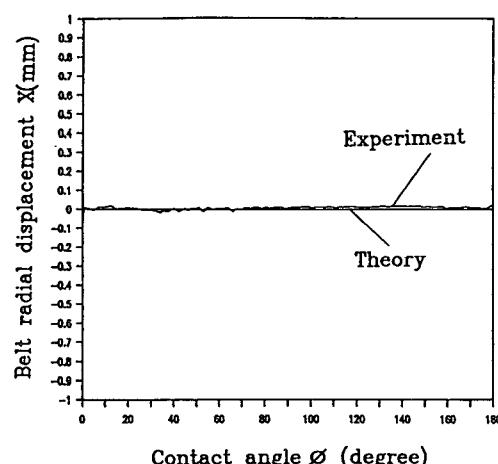


Fig. 12 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0$ in driver pulley

에 대하여 비교 도시한 것이다.

Fig. 12와 Fig. 13은 $\lambda=0$, 즉 무부하(無負荷) 시 구동 및 종동풀리의 실험결과와 이론곡선을 각각 비교도시한 것이다. Fig. 12에 이론치는 전 접촉각을 통하여 일정하고 벨트의 반경변화가 없음을 알 수 있다. $\lambda=0$ 인 경우에는 부하토크가 없으므로 벨트장력은 일정하고 활동구간이 존재하지 않기 때문이다. 실험결과를 보면 벨트의 반경변화가 거의 없이 일정하게 나타나고 있다.

Fig. 13은 $\lambda=0$ 에서 종동풀리에 대한 실험 및 이론결과이다. 이론결과 곡선은 벨트의 반경변화 없이 거의 일정하다. 이것은 전달동력이 없기 때문에 벨트의 인장축 및 이완축 장력은 같고 벨트에는 장력이 변화하는 활동구간이 존재하지 않기 때문이다. 실험곡선은 벨트가 풀리에 진입할 때 0.1mm 정도 안으로 파고들다가 그 이후에는 반경변화 없이 거의 일정하게 나타나고 있다.

Fig. 14와 Fig. 15는 $\lambda=0.32$, 즉 중부하에서 벨트반경변위에 대한 구동풀리와 종동풀리의 실험 및 이론결과를 각각 비교 도시한 것이다. 실험조건은 벨트의 전체장력 $F_1+F_2=2456\text{N}$, 부하토크 $T_L=43\text{N}\cdot\text{m}$ 가 사용되었다.

Fig. 14에서 구동풀리 벨트반경변위에 대한 이론치는 벨트반경변화가 없이 일정함을 알 수 있다. 부하토크가 작용하면 구동풀리의 진입시 벨트장력은 F_1 (긴장축장력)에서 진출시에는 F_2 (이완축장

력)로 변하여 장력이 변화하는 구간 즉 활동구간이 존재하게 된다. 수치해석에서 벨트 전장력 $F_1+F_2=2456\text{N}$, 즉 $\lambda=0.32$ 에 대한 벨트의 반경변위 X 를 구해보면 활동각의 크기는 $\theta=123^\circ$ 로 계산되었으며 $\theta=0^\circ$ 일때 $X=2.81\times 10^{-3}\text{mm}$, $\theta=123^\circ$ 에서 $X=2.59\times 10^{-3}\text{mm}$ 로서 벨트반경의 변화량은 $2.2\times 10^{-4}\text{mm}$ 이다. 이론 및 실험곡선이 거의 변화가

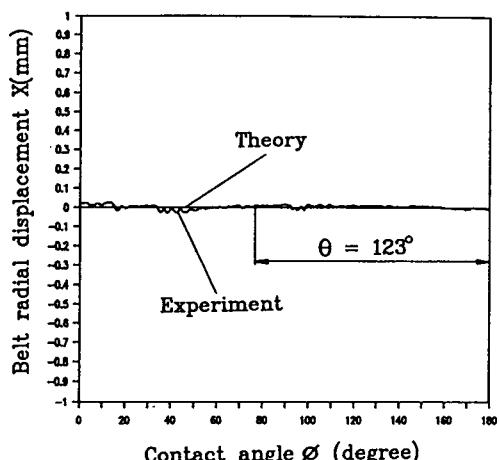


Fig. 14 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0.32$ in driver pulley

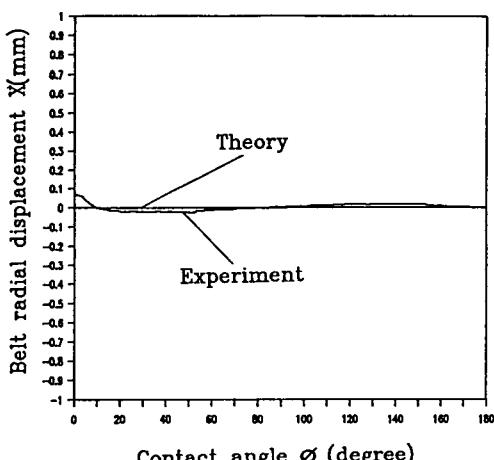


Fig. 13 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0$ in driven pulley

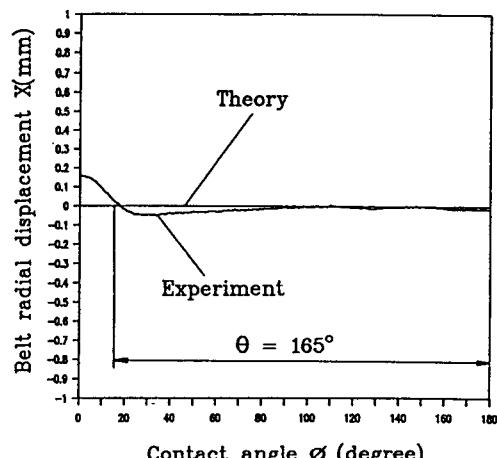


Fig. 15 Comparison of theoretical and experimental results for belt radial displacement at $\lambda=0.32$ in driven pulley

없는 것은 이와같이 벨트반경변화량이 매우 작기 때문에 활동구간이 존재함에도 불구하고 벨트반경은 거의 일정하게 보여진다.

Fig. 15은 종동풀리의 실험 및 이론결과를 비교 도시한 것이다. 이론곡선은 전 접촉각에 대하여 반경변위변화가 없이 일정하다. 실험결과는 $0^\circ \sim 30^\circ$ 내에서는 벨트반경이 급격히 감소하여 안으로 파고 들어 이론곡선과 차이를 보이고 있으나 이후에는 벨트의 반경변화가 없이 일정한 값을 가지고 이론곡선과 경향이 일치하고 있다. 수치해석에서 $\lambda = 0.32$ 에 대한 종동풀리 활동각의 크기는 $\theta = 165^\circ$ 로 계산되었으며 이때 계산된 반경변위는 $X = 3.71 \times 10^{-3}$ mm로서 반경변화량은 9×10^{-4} mm이다. 그러나 본 연구에서 행한 실험에서는 이와같이 작은 크기의 변화량을 측정할 수 없었고 따라서 실험곡선은 활동구간에서 거의 일정한 값을 보인다. Fig. 14, 15에서 구동 및 종동풀리의 벨트반경변위는 활동구간의 존재에도 불구하고 거의 변화없이 일정한 값을 보인다. 따라서 수치해석에서 계산된 바와 같은 10^{-4} mm단위의 변위측정을 위하여는 본 연구에서 사용된 직접접촉식 변위센서외에 보다 정밀한 비접촉식 변위센서등을 사용할 수 있으나 측정시 실험장치의 전동, 조립시 각 부품의 미스얼라인먼트(misalignment)등에 의한 오차 범위내에 반경변위가 존재함으로 더 정밀한 센서를 사용한다 할지라도 반경변위 변화의 측정은 어려울 것으로 생각된다.

Fig. 15의 종동풀리에서 접촉각 초기, 즉 벨트가 풀리로 진입하는 부근에서 벨트반경이 급격히 감소하여 실험결과와 이론결과가 일치하지 않고 있는 것은 다음과 같이 설명할 수 있다. 부하토크가 있을 때 이완측 벨트의 블록사이에는 압축력 P 가 작용하고 벨트가 종동풀리로 진입하면서 굽혀질 때 블럭 한개에 작용하는 압축력의 위치변화에 따른 모멘트의 발생으로 뱀드의 곡률반경이 급격히 바뀌어 안으로 파고 들기 때문이다. 벨트가 종동풀리에서 진행하면서 블럭의 압축력은 감소하고 종동풀리 진출시에는 블럭사이에 압축력이 작용하지 않으므로 블럭에 의한 굽힘 모멘트의 영향이 없다. 따라서 종동풀리 진출시와 구동풀리 진입시 벨트반경은 일정하다. 본 연구에서는 벨트의 풀리 진입 진출시 굽힘모멘트의 영향을 고려하지 않았으므로 이론곡선은 진입 진출시 일정한 값을 보이고 있다.

Fig. 16은 앞서 구한 벨트거동해석을 바탕으로

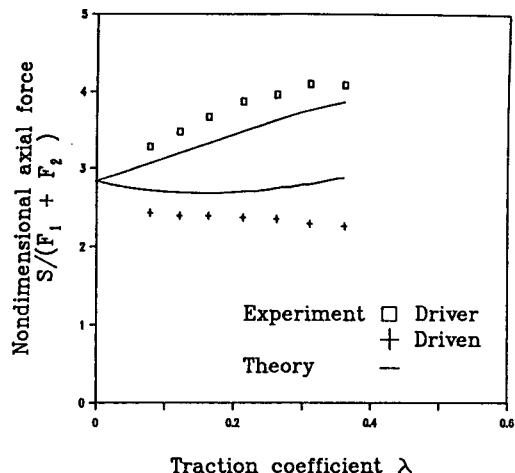


Fig. 16 Comparison of theoretical and experimental results for axial forces of driver and driven pulley

하여 얻은 무차원화된 축력식 식 (20)의 이론결과와 실험결과를 변속비 $R=1$ 에서 비교 도시한 것이다. 이론식의 계산에서 마찰계수로는 $\mu=0.08$ 을 사용하였다. 구동풀리축력의 실험결과는 λ 에 대하여 이론값보다 약간 크고 종동풀리의 실험결과는 이론값보다 약간 작은 값을 보이나 실험결과는 이론결과와 그 경향이 대체로 잘 일치하고 있다.

9. 결 론

(1) 금속 V-벨트 CVT의 벨트거동해석에 대한 수치해석결과는 다음과 같다. 부하토크, 즉 활동각의 증가에 따라 구동풀리에서는 벨트가 풀리의 반경내측(半徑內側)방향으로 파고들다가 빠져나오고 종동풀리에서는 활동각의 증가에 따라 벨트가 반경내측방향으로 파고드는 경향을 보인다.

(2) 실험범위내에서 벨트의 반경방향 변화량은 아주 작으므로 이론곡선은 반경 변화 없이 구동 및 종동풀리 전 구간에서 거의 일정하게 보인다.

(3) 종동풀리에서 벨트의 진입영역을 제외하면 벨트거동에 대한 실험결과는 구동 및 종동풀리 전 구간에 걸쳐 이론결과와 경향이 잘 일치한다.

(4) 벨트거동해석결과를 이용하여 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력관계식을 구하였으며 부하토크-축력에 대한 이론결과는 실험결과와 그 경향이 잘 일치하고 있다.

후 기

이 연구는 한국과학재단의 지원(과제 번호 870204)으로 이루어진 것이며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) van der Veen, S.C., 1977, "Transmatic Variable Drive Transmission", Power, pp. 133~140.
- (2) Gerbert, B.G., 1984, "Metal V-Belt Mechanics", ASME, 84-DET-22
- (3) 김현수, 김광원, 1990, "급속 V-벨트 CVT의 동력 전달 특성과 변속비-부하토크-출력 관계", 대한기계 학회논문집, 제13권, 제2호, pp. 349~357.
- (4) Sun, D.C., 1988, "Performance Analysis of a Variable Speed Ratio Metal V-Belt Drive", Trans. of ASME, Vol.110, pp. 472~481.
- (5) Firbank, T.C., 1977, "On the Forces Between the Belt and Driving Pulley of a Flat Belt Drive", ASME, 77-DET-161.
- (6) Gerbert, B.G., 1974, "Adjustable Speed V-belt Driver-Mechanical Properties and Design", SAE Paper 740747.