

금속벨트 CVT의 구동 및 종동 드러스트 해석
Part I : 밴드 장력과 블록 압축력을 고려한 새로운
변속비-토크-드러스트 관계식

Analysis of Primary and Secondary Thrust of a Metal Belt CVT
Part I : New Formula for Speed Ratio-Torque-Thrust Relationship
Considering Band Tension and Block Compression

이 희 라*, 김 현 수**
Heera Lee, Hyunsoo Kim

ABSTRACT

In this paper, a new formula for primary and secondary thrust of metal belt CVT is proposed considering variation of band tension, block compression and active arc for each of the primary and secondary pulleys. For the secondary thrust, effective friction coefficient is introduced considering the effect of flange deflection. Nondimensional primary and secondary thrust of the metal belt CVT by the new formula agree well with the experimental results except for low torque range, $0 < \lambda < 0.2$ at speed ratio $i = 1.0$. The new formula can be used in design of the primary and secondary thrusts control system for the metal belt CVT.

주요기술용어 : CVT(Continuously Variable Transmission : 무단변속기), Thrust(드러스트), Band Tension(밴드 장력), Compression(압축력), Speed Ratio(변속비), Effective Friction Coefficient(유효마찰계수)

Nomenclature

F Thrust
 F_t Total belt tension

i Speed ratio
 N Normal force
 Q Block compression
 R Belt pitch radius
 r Torque ratio
 T Band tension
 T_1 Band tension at side 1

* 정희원, 성균관대학교 대학원

** 정희원, 성균관대학교 기계공학부

T_2	Band tension at side 2
T_{in}	Input torque
T_{max}	Maximum transmitting torque
α	V-groove angle
θ	Contact angle between belt and pulley
μ_a	Friction coefficient between belt and pulley
μ_b	Friction coefficient between band and block
λ	Traction coefficient
ω	Pulley rotational speed

Subscripts

R	Driving(primary) side
N	Driven(secondary) side

1. 서론

금속벨트 CVT는 구동풀리와 종동풀리 그리고 금속벨트 등으로 이루어져 있다. 금속벨트는 약 300~400개의 금속블록이 10여장 내외의 금속밴드로 이루어진 2줄의 링(ring)위에 조립되어 있다. 구동 및 종동풀리에는 변속비 제어와 라인압력 제어를 위한 드러스트가 공급된다. 변속비 제어는 구동측 액츄에이터의 드러스트를 변화시켜 수행된다. 변속비 제어는 엔진 속도 제어와 직접 관련이 있으며 이를 통하여 연비 향상, 동력 성능 향상 등의 효과를 얻을 수 있다. 라인압력 즉 종동측 드러스트 제어는 주어진 변속비와 전달 토크에 대하여 금속벨트의 적절한 클램핑력(clamping force)를 유지하는데 필요하다. 과도한 라인압력은 벨트에 필요 이상의 장력을 발생시키고 유압동력 손실을 가져오며 미흡한 압력은 벨트와 풀리사이의 미끄럼의 원인이 되므로 라인압력의 적절한 제어는 시스템의 효율향상과 직결된다. 이와 같은 구동 및 종동측 드러스트 제어를 위해서는 CVT 동력전달 메카니즘에 대한 이해

가 요구되며 최근 CVT의 전자화에 의해 보다 정밀한 제어가 가능해짐에 따라 더욱 상세한 해석이 요구된다.

금속벨트 CVT의 드러스트를 구하기 위해서는 밴드 장력 및 블록 압축력 분포를 정확히 알아야 한다. 그러나 밴드의 장력과 블록의 압축력은 Fujii의 실험결과^[1,2]에서 알 수 있듯이 변속비와 전달토크에 따라 달라지는 등 매우 복잡한 메카니즘을 가지고 있다. 김현수, 김광원, 이재신^[3,4] 등은 고무 V-벨트의 이론을 금속벨트에 적용하여 변속비-부하토크-드러스트 관계식을 제안하고 실험적 연구를 수행하였으나 밴드의 장력변화를 무시하였다. Katsuya^[5] 등은 블록과 밴드의 회전 반경 차이로 속도차가 발생하고 이로 인한 마찰력에 의해 밴드의 장력이 변화한다고 설명하였다. Play^[6], Asayama^[7] 등은 블록과 밴드 각각을 이산요소로 고려하여 수치해석을 수행하였으나 해석과정이 복잡하고 구동 및 종동 드러스트가 해석의 입력으로 사용되어야 한다는 단점이 있다. 이병준^[8] 등은 종동측 플랜지의 변형을 고려한 유효마찰계수 개념을 도입하여 종동측 드러스트에 대한 개선된 변속비-토크-드러스트 관계식을 제시하였다. 이와 같은 금속벨트 CVT의 드러스트에 관한 대부분의 연구는 라인압력과 직접 관련이 있는 종동측 드러스트를 중심으로 수행되어 구동측 드러스트를 정확히 예측할 수 있는 연구는 거의 없으며 밴드와 블록을 일체로 가정하여 밴드 장력과 블록 압축력을 별도로 고려하지 않은 것이 대부분이다.

따라서 본 연구에서는 주어진 변속비와 입력토크에 대하여 밴드 장력과 블록 압축력의 위치변화를 고려한 금속벨트 CVT의 구동 및 종동 드러스트에 대한 변속비-토크-드러스트 관계식을 제시하고자 한다.

2. 금속벨트 CVT 변속비-토크-드러스트 관계식

금속벨트 CVT의 동력전달 메카니즘의 해석을

위하여 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 금속블록과 밴드의 모임을 연속적인 벨트로 가정한다.
- (2) 밴드의 장력은 작은 풀리의 전접촉구간에서 Euler 이론에 근거하여 변화한다.
- (3) 구동풀리와 종동풀리의 전접촉구간은 변속비에 따라 밴드 장력과 블록 압축력이 일정한 구간, 압축력은 존재하지 않거나 일정하지만 장력은 변하는 구간 그리고 장력과 압축력이 모두 변하는 구간으로 나뉜다^[7].
- (4) 압축력이 변하는 구간에서는 블록과 풀리 사이에 반경 및 접선방향의 마찰력이 작용하고 이외의 구간 즉, 압축력이 변하지 않는 구간에서는 반경방향의 마찰력만 작용한다.
- (5) 벨트요소의 원심력은 무시한다.

2.1 오버드라이브 ($i < 1$)인 경우의 변속비-토크-드리스트 관계식

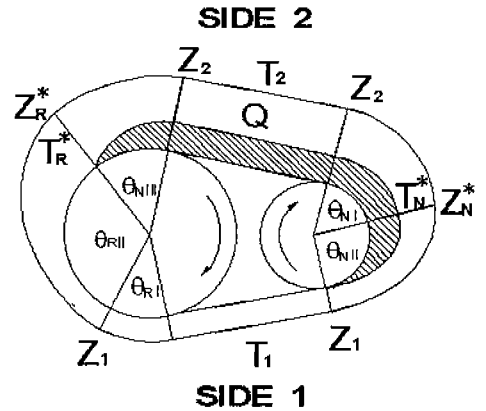
Fig. 1(a)는 오버드라이브의 구동 및 종동측의 밴드 장력과 블록 압축력 분포이다. 밴드의 장력은 가정에 의해 종동측(작은 풀리)의 전접촉구간에서 Euler 식 형태로 다음과 같이 변화한다.

$$T_2 = T_1 e^{\mu_b \theta_N} \quad (1)$$

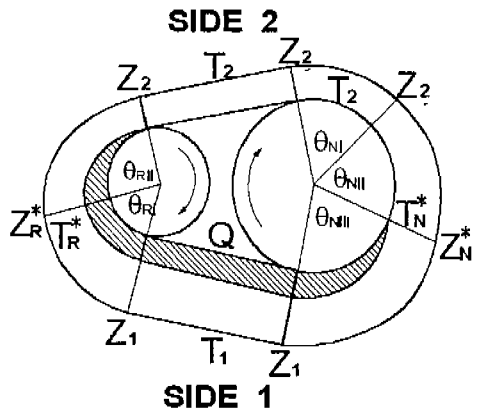
여기서 T_2 는 위쪽(사이드 2)의 밴드 장력, T_1 은 아래쪽(사이드 1)의 밴드 장력, θ_N 은 종동측 전접촉각이며 μ_b 는 밴드와 블록 사이의 마찰계수이다. 밴드와 블록 사이의 마찰은 구동 및 종동측 벨트의 회전피치반경이 다를 때 발생한다^[5]. 작은 풀리에서 블록의 속도가 밴드 속도보다 빠르므로 블록에 의해 밴드에 작용하는 마찰력의 방향은 벨트의 회전 반대방향이 된다. 따라서 밴드의 장력은 벨트의 회전방향에 따라 감소하고 이 때 위쪽(사이드 2) 벨트 장력이 인장축이 된다.

오버드라이브의 경우 전달토크 T_{in} 은 다음 식으로 표시된다.

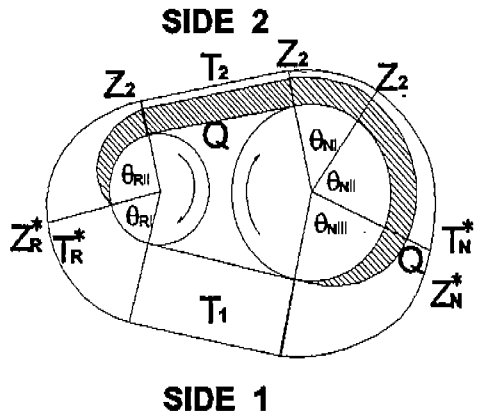
$$T_{in} = R_R(Z_1 - Z_2) = R_R[T_1 - (T_2 - Q)] \quad (2)$$



(a)Overdrive



(b)Underdrive for small torque



(c)Underdrive for large torque

Fig. 1 Distribution of band tension and block compression

여기서 $Z = T - Q$, 하첨자 1은 아래쪽, 2는 위쪽을 나타낸다. 전달토크가 없을 때에도 밴드의 장력차를 상쇄하기 위한 블록 압축력이 위쪽에 작용하며 전달토크가 증가할수록 블록 압축력 Q 의 크기와 작용구간은 증가한다^[5].

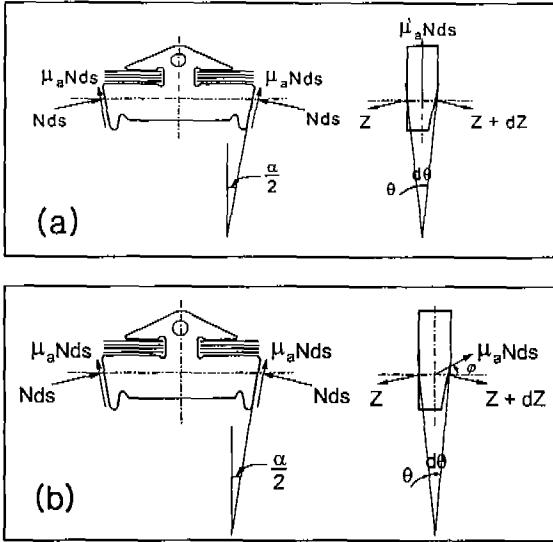


Fig. 2 Free body diagram of block element for (a) constant and (b) varying compression

2.1.1 구동측

(1) 블록 압축력이 존재하지 않으며 밴드 장력이 일정한 구간 (θ_{RI} 구간)

Fig. 2(a)에 압축력이 변하지 않는 구간에 대한 벨트요소의 자유물체도가 도시되어 있다. 미소벨트요소에 작용하는 드러스트는 Fig. 2(a)의 자유물체도에서 반경 및 축방향 힘의 평형으로부터 다음과 같다.

$$Fds = \frac{CZd\theta}{2} \quad (3)$$

여기서 $C = (\cos \frac{\alpha}{2} - \mu_a \sin \frac{\alpha}{2}) / (\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_a \cos \frac{\alpha}{2})$ 그런데 Z 는 이 구간에서 T_1 으로 일정하므로 θ_{RI} 구간의 드러스트는 다음과 같이 구해진다.

$$F_{RI} = \frac{CT_1\theta_{RI}}{2} \quad (4)$$

여기서 $\theta_{RI} = \theta_R - \theta_N$ 이다.

(2) 블록 압축력이 존재하지 않으며 밴드 장력이 변하는 구간 (θ_{RII} 구간)

벨트요소의 자유물체도는 Fig. 2(a)의 경우와 동일하다. 이 구간에서 밴드장력은 다음과 같이 변화한다.

$$T = T_1 e^{\mu_s \theta} \quad (5)$$

밴드 장력 변화를 고려하여 식 (3)을 적분하면 구간 θ_{RII} 의 드러스트는 다음과 같다.

$$F_{RII} = \frac{CT_1(e^{\mu_s \theta_{RII}} - 1)}{2\mu_b} \quad (6)$$

여기서 $\theta_{RII} = \theta_R - \theta_{RI} - \theta_{RII}$

(3) 블록 압축력과 밴드 장력이 변하는 구간 (θ_{RIII} 구간)

Fig. 2(b)에 블록 압축력이 증가하는 구간에 대한 벨트요소의 자유물체도가 도시되어 있다. 블록과 풀리사이의 반경 및 접선방향의 마찰력이 작용하여 압축력이 증가(또는 감소)하는 구간을 블록의 활동구간(active arc)이라 정의하며 이 구간의 크기를 활동각(active angle)이라 한다.

Fig. 2(b)의 자유물체도의 접선 및 반경방향 힘의 평형으로부터 다음 식을 구할 수 있다.

$$Zd\theta = 2Nds(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_a \sin \varphi \cos \frac{\alpha}{2}) \quad (7)$$

$$dZ = -2\mu_a \cos \varphi Nds \quad (8)$$

여기서 μ_a 는 블록과 풀리 사이의 마찰계수, φ 는 미끄럼각이다. 미끄럼각 φ 는 토크의 함수이나 활동구간에서는 20° 이하의 값을 가지므로 본 연구에서는 0° 로 가정하였다. 따라서 θ_{RIII} 구간의 드러스트는 다음과 같다.

$$F_{RIII} = \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_R^* - T_2 + Q) \quad (9)$$

여기서 T_R^* 는 θ_{RII} 구간과 θ_{RIII} 구간 사이의 밴드 장력으로 다음 식으로 구할 수 있다.

$$T_R^* = T_2 e^{-\mu_s \theta_{RIII}} \quad (10)$$

활동각 θ_{RIII} 의 크기를 구하기 위해, 식 (7),(8)에서 다음과 같은 식을 구한다.

$$\frac{dZ}{Z} = -\frac{\mu_a}{\sin \frac{\alpha}{2}} d\theta \quad (11)$$

위 식을 활동각 θ_{RM} 에 대하여 적분하면 다음과 같다.

$$\ln \frac{Z_R^*}{Z_2} = \frac{\mu_a}{\sin \frac{\alpha}{2}} \theta_{RM} \quad (12)$$

여기서 Z_R^* 는 θ_{RI} 구간과 θ_{RM} 구간 사이의 경계값으로 다음 식으로 표시된다.

$$Z_R^* = T_2 e^{-\mu_a \theta_{RM}} \quad (13)$$

위 식을 식 (12)에 대입하면 오버드라이브시 구동축의 활동각 θ_{RM} 에 관한 식이 구해진다.

$$\theta_{RM} = \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\mu_a + \mu_b \sin \frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_2}{T_2 - Q} \quad (14)$$

따라서 오버드라이브일 경우 구동축 드러스트 F_R 은 구간 $\theta_{RI}, \theta_{RII}, \theta_{RM}$ 의 드러스트의 합으로 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} F_R &= F_{RI} + F_{RII} + F_{RM} \\ &= \frac{CT_1 \theta_1}{2} + \frac{CT_1 (e^{\mu_b \theta_{RI}} - 1)}{2\mu_b} \\ &\quad + \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_R^* - T_2 + Q) \end{aligned} \quad (15)$$

2.1.2 종동축

Fig. 1(a)에 종동축 풀리의 밴드 장력과 블록 압축력 분포가 도시되어 있다. 종동축 풀리는 블록 압축력은 일정하고 밴드 장력은 변하는 구간 (θ_{NI} 구간)과 블록 압축력과 밴드 장력이 변하는 구간 (θ_{NII} 구간)으로 나눌 수 있으며 각 구간의 드러스트는 구동축과 같은 방법으로 구할 수 있다. 오버드라이브시 종동축 드러스트는 Table 1에 나와있다.

2.2 언더드라이브 ($i > 1$)인 경우의 변속비-토크-드러스트 관계식

Fig. 1(b)와 Fig. 1(c)에 언더드라이브시 밴드 장력과 블록 압축력의 분포가 도시되어 있다. 밴

드의 장력은 가정에 의해 구동 풀리의 전접축구간에서 다음과 같이 변화한다.

$$T_2 = T_1 e^{-\mu_b \theta_R} \quad (16)$$

여기서 θ_R 은 구동축 전접축각이다. 이 때는 구동축이 작은 풀리가 되므로 밴드 장력은 구동 풀리에서 벨트의 회전방향에 따라 감소한다. 따라서 아래쪽 벨트의 장력이 인장축이 되며 전달토크가 없을 때에도 밴드의 장력차를 상쇄하기 위한 블록 압축력이 아래쪽에 작용한다. 전달토크가 작을 때 전달토크 T_{in} 은 다음 식으로 표시된다.

$$T_{in} = R_R(Z_1 - Z_2) = R_R[(T_1 - Q) - T_2] \quad (17)$$

전달토크가 증가함에 따라 블록 압축력 Q 의 크기는 장력차에 의한 토크의 크기와 전달토크의 크기가 같아지는 시점까지 계속 감소하다가 토크의 크기가 더 커지면 다시 위쪽에 작용하고 토크 증가에 따라 그 크기와 작용구간이 증가한다. 전달토크가 큰 경우 전달토크 T_{in} 은 식 (2)와 동일하다. 언더드라이브시 블록 압축력이 아래쪽에 존재하는 경우와 위쪽에 존재하는 경우에 대한 구동 및 종동축 각 구간의 드러스트와 활동각은 오버드라이브시와 같은 방법으로 구할 수 있으며 Table 1에 정리하여 나타내었다.

2.3 변속비 1.0 ($i = 1.0$)인 경우

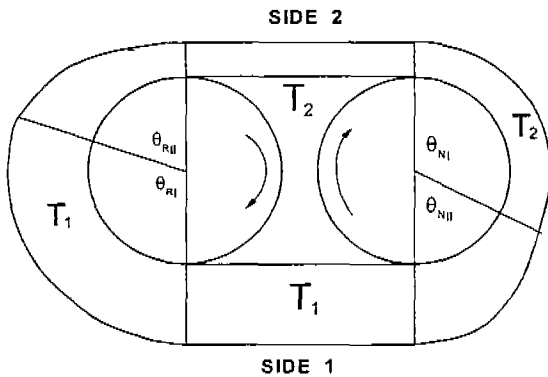
변속비 $i=1.0$ 인 경우, 구동풀리와 종동풀리의 벨트회전 피치 반경이 같으므로 블록과 밴드의 속도차에 의한 마찰은 존재하지 않고 따라서 밴드 장력은 일정하여야 한다. 그러나 Fujii^[1]등의 실험결과에 의하면 밴드장력은 무부하시에는 동일하지만 부하가 증가할수록 장력의 차이가 생긴다. 이와같은 실험결과를 설명하기 위하여 변속비 $i=1.0$ 인 경우 밴드 장력 및 블록 압축력 변화를 다음과 같이 가정한다.

- (1) 부하가 작을 때 밴드는 평벨트와 같이 작용하며 동력은 밴드에 의해 전달된다.
- (2) 부하가 커지면 동력은 밴드 및 블록의 압축

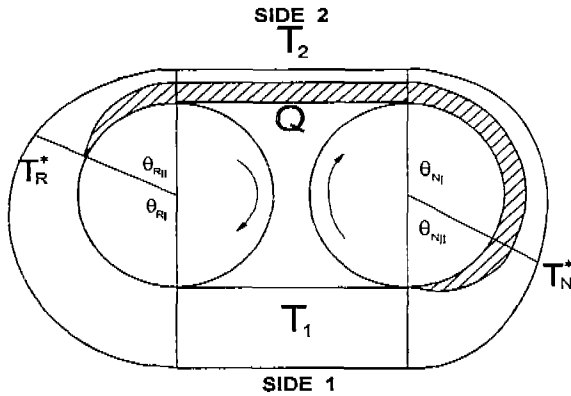
Table 1 Formula for primary, secondary thrust and active angle of metal belt CVT

		Primary $F_R = \sum_j F_{Rj}$	Secondary $F_N = \sum_k F_{Nk}$
$i < 1.0$	Thrust	$F_{R1} = \frac{CT_1\theta_{R1}}{2}$ $F_{R2} = \frac{CT_1(e^{\mu_b\theta_{R2}} - 1)}{2\mu_b}$ $F_{R3} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_R^* - T_2 + Q)$	$F_{N1} = \frac{C}{2} \left[\frac{T_2}{\mu_b} (1 - e^{-\mu_b\theta_{N1}}) - Q\theta_{N1} \right]$ $F_{N2} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_1 - T_N^* + Q)$
	Active Angle	$\theta_{R3} = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\mu_a + \mu_b \sin\frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_2}{T_2 - Q}$	$e^{\mu_b\theta_{N1}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}\theta_{N1}} = \frac{Q}{T_1}$
$i > 1.0$	Small torque Thrust	$F_{R1} = \frac{C}{2} \left[\frac{T_1}{\mu_b} (1 - e^{-\mu_b\theta_{R1}}) - Q\theta_{R1} \right]$ $F_{R2} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_2 - T_R^* + Q)$	$F_{N1} = \frac{CT_2\theta_{N1}}{2}$ $F_{N2} = \frac{CT_2}{2\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{N2}} - 1)$ $F_{N3} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_N^* - T_1 + Q)$
	Active Angle	$e^{\mu_b\theta_{R1}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}\theta_{R1}} = \frac{Q}{T_2}$	$e^{-\mu_b\theta_{N2}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}\theta_{N2}} = \frac{Q}{T_1}$
Large torque	Thrust	$F_{R1} = \frac{CT_1}{2\mu_b} (1 - e^{-\mu_b\theta_{R1}})$ $F_{R2} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_R^* - T_2 + Q)$	$F_{N1} = \frac{C(T_2 - Q)\theta_{N1}}{2}$ $F_{N2} = \frac{C}{2} \left[\frac{T_2}{\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{N2}} - 1) - Q\theta_{N2} \right]$ $F_{N3} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_1 - T_N^* + Q)$
	Active Angle	$\theta_{R2} = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\mu_a - \mu_b \sin\frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_2}{T_2 - Q}$	$e^{-\mu_b\theta_{N2}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}\theta_{N2}} = \frac{Q}{T_1}$
$i = 1.0$	Small torque Thrust	$F_{R1} = \frac{CT_2\theta_{R1}}{2}$ $F_{R2} = \frac{CT_2}{2\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{R2}} - 1)$	$F_{N1} = \frac{CT_2\theta_{N1}}{2}$ $F_{N2} = \frac{CT_2}{2\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{N2}} - 1)$
	Active Angle	$\theta_{R2} = \theta_{N2} = \frac{1}{\mu_b} \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda}$	
	Large torque Thrust	$F_{R1} = \frac{CT_1}{2\mu_b} (1 - e^{-\mu_b\theta_{R1}})$ $F_{R2} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_2 - Q - T_R^*)$	$F_{N1} = \frac{C}{2} \left[\frac{T_2}{\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{N1}} - 1) - Q\theta_{N1} \right]$ $F_{N2} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_1 - T_N^* + Q)$
Active Angle	$\theta_{R2} = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\mu_a - \mu_b \sin\frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_2}{T_2 - Q}$	$e^{-\mu_b\theta_{N2}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}\theta_{N2}} = \frac{Q}{T_1}$	

력에 의해 전달된다.



(a) Distribution of band tension - small torque



(b) Distribution of band tension and block compression - large torque

Fig. 3 Distribution of band tension and block compression at $i=1.0$

부하가 작은 경우 밴드 장력은 가정에 따라 다음과 같이 변한다.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu_b \theta'} \quad (18)$$

여기서 θ' 은 밴드 장력이 변하는 구간의 크기이다. θ' 이 $i = 1.0$ 의 벨트와 풀리 접촉각인 π 라디안까지 증가하면 밴드는 더 이상의 동력을 전달할 수 없고, 나머지 동력은 블록 압축력에 의해 전달되며 토크의 증가에 따라 블록 압축력의 크기와 작용구간이 증가한다. Fig. 3(a)에 전달

토크가 밴드에 의해서만 전달될 때 밴드 장력의 분포가 나타나 있다. 이 때에는 블록 압축력은 존재하지 않으며 밴드 장력만 변하므로 미소요소에 대한 드러스트는 식(3)과 같다. Fig. 3(a)와 식(16)에서 밴드 장력이 일정한 구간 θ_{NI}' 및 밴드 장력이 변하는 구간 θ_{NII}' 의 종동측 드러스트는 다음과 같다.

$$F_{N'} = \frac{CT_2}{2} \theta_{NI}' + \frac{CT_2(e^{\mu_b \theta_{NII}'} - 1)}{2\mu_b} \quad (19)$$

밴드 장력이 변하는 구간의 크기 θ_{NII}' 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$e^{\mu_b \theta_{NII}'} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} \quad (20)$$

따라서 θ_{NII}' 는 다음과 같다.

$$\theta_{NII}' = \frac{1}{\mu_b} \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} \quad (21)$$

블록 압축력은 존재하지 않고 밴드 장력만 변하는 경우(Fig. 3(a))에 대한 구동측 드러스트 및 활동각은 위와 같은 방법으로 구할 수 있다.

블록 압축력이 존재하는 구간의 구동측 드러스트는 언더드라이브시 큰 토크의 경우(Fig. 1(c))와 동일하며, 종동측 드러스트는 오버드라이브 경우(Fig. 1(a))와 동일한 방법으로 구할 수 있다. 변속비 $i = 1.0$ 인 경우의 구동 및 종동측 드러스트는 Table 1에 나와 있다.

3. 실험

Fig. 4에 금속벨트 CVT의 구동 및 종동 드러스트 해석을 위한 실험장치가 도시되어 있다. 구동원으로는 15 KW 스피들 모터를 사용하였으며 속도는 인버터(inverter)로 제어하였다. 금속벨트를 통하여 종동풀리로 전달된 토크는 종동축에 연결된 기어펌프를 이용한 유압식 동력계에서 이에 대응하는 압력과 균형을 이룬다. CVT 실험장치에서 구동 및 종동측 회전속도, 구동 및 종동측 토크, 벨트 총장력, 구동 및 종동측 액츄에이터 압력이 측정된다. 모든 시스템은 컴퓨터와 연결

이 되어 시험조건에 따라 구동축 속도, 구동 및 종동축 액츄에이터 압력, 부하토크를 제어할 수 있도록 설계제작 하였다.

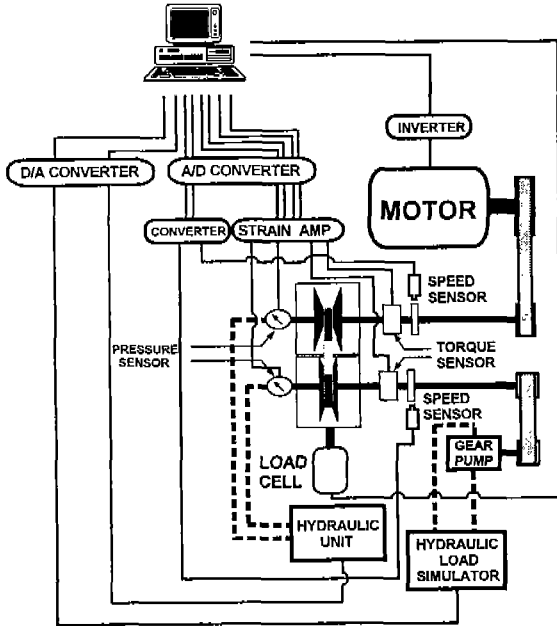


Fig. 4 Schematic diagram of CVT test rig

실험은 구동축 회전속도 $\omega_R = 1400 \text{ rpm}$ 에서 다음과 같은 절차로 수행하였다.

- (1) 종동축 드러스트를 일정하게 유지하고 주어진 부하토크에 대하여 구동축 드러스트를 조정하여 설정된 변속비를 유지한다.
- (2) 풀리와 벨트 사이에 미끄럼이 발생할 때까지 부하토크를 증가시키며 실험을 수행한다.
- (3) 위 실험을 변속비 $i = 0.8, 1.0, 1.6, 2.0, 2.2$ 에 대하여 반복한다.

4. 새로운 변속비-토크-드러스트 식과 실험결과의 비교 고찰

Fig. 5 와 Fig. 6은 본 연구에서 제시한 Table 1의 금속벨트 CVT의 구동 및 종동축 드러스트 식을 이용하여 각 변속비에서 구한 구동 및 종동축 드러스트 F_R, F_N 을 실험결과와 비교도시한 것

이다. 구동 및 종동축 드러스트는 벨트 총장력 F_t 로 나눈 무차원량으로 표시하여 트랙션계수 (traction coefficient) λ 에 대해서 도시하였다. 트랙션계수는 다음과 같이 정의되며 벨트구동에서 전달토크의 크기를 표시하는 척도로 사용된다.

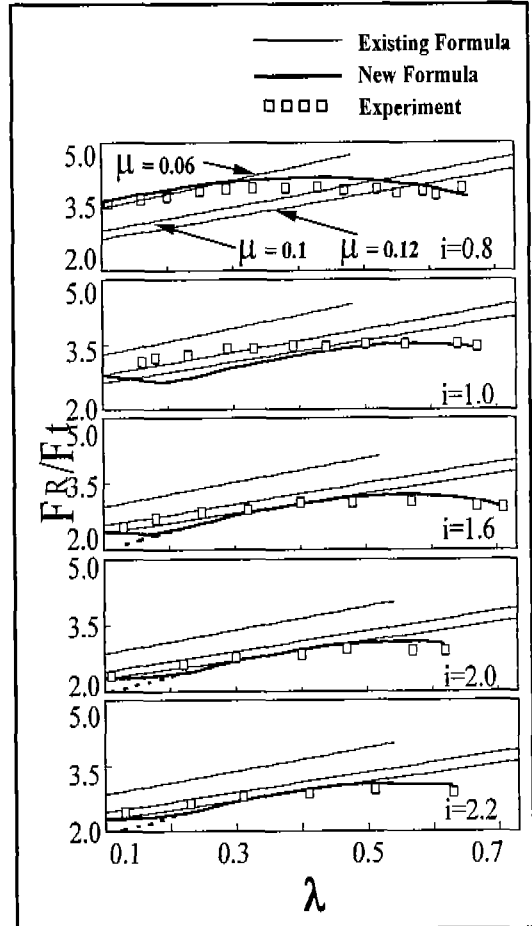


Fig. 5 Comparison of experimental and theoretical results for primary thrust

$$\lambda = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{1}{F_t} \frac{T_{in}}{R_R} \quad (22)$$

본 연구에서 제시한 식에 의한 구동 및 종동축 드러스트는 실험결과 및 기존 변속비-토크-드러스트 관계식^[2,3]에 의한 결과와 비교 도시하였으며, 블럭과 풀리 사이의 마찰계수가 일정한 경우

와 종동축 풀리의 플랜지 변형에 의한 마찰특성 변화를 고려한 경우에 대하여 비교 고찰하였다. 기존 변속비-토크-드러스트 식에 의한 드러스트는 마찰계수 $\mu = 0.06$, $\mu = 0.10$, $\mu = 0.12$ 의 3가지 경우를 도시하였다.

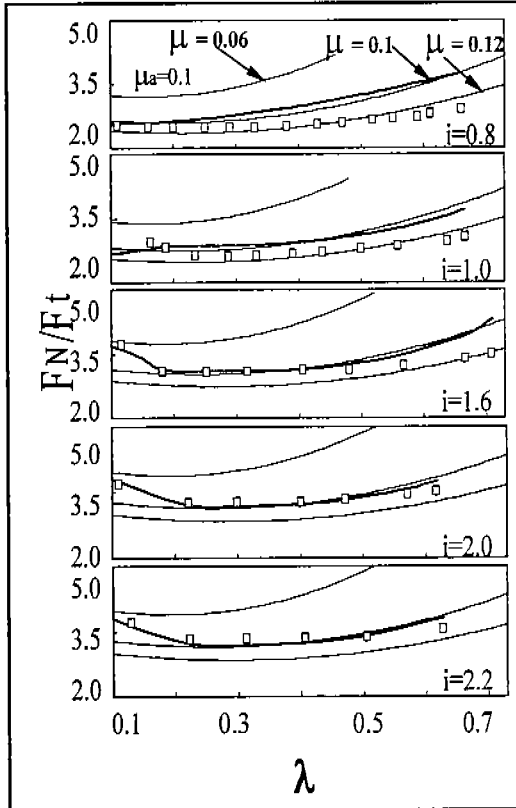


Fig. 6 Secondary thrust using constant friction coefficient ($\mu_a = 0.1$)

4.1 블록과 풀리 사이의 마찰계수가 일정한 경우

Fig. 5는 구동축 드러스트를 도시한 것이다. 본 연구에서 제시한 드러스트 계산에서 블록과 풀리 사이의 마찰계수 μ_a 는 0.1을 사용하고, 밴드와 블록 사이의 마찰계수 μ_b 는 0.11이 사용되었다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 구동축 드러스트의 실험결과는 트랙션계수 λ 의 증가에 따라 증가하였다가 감소하는 경향을 보이며, 변속비

$i = 1.0$ 인 경우를 제외하고는 전 변속비 영역에서 새로운 식에 의한 구동축 드러스트는 실험결과와 거의 일치한다. $i = 1.0$ 인 경우 $\lambda < 0.4$ 구간에서 새로운 식에 의한 구동축 드러스트는 $\lambda = 0.2$ 를 경계로 λ 가 증가할수록 감소하다 증가하며 실험결과와 그 경향이 다르다. 언더드라이브($i > 1.0$)일 때 토크가 작은 영역에서 새로운 식에 의한 결과가 실험결과보다 낮게 나타난다. 이것은 $\lambda < 0.2$ 인 경우 블록 압축력이 아래쪽(Fig. 1(a)의 사이드 1)에 작용하고 전달토크가 증가할수록 아래쪽에 작용하는 블록 압축력의 크기와 영역이 감소한다는 가정 하에 구동축 드러스트를 계산하였으나 블록 압축력이 작용하는 구간의 크기 등에 의한 오차로 실험결과보다 낮은 값을 보이는 것으로 생각된다. Fig. 5에서 점선은 토크가 작은 구간에서 블록의 압축력이 위쪽에 작용하는 경우에 대한 구동축 드러스트로서 새로운 식에 의한 드러스트 및 실험결과와 큰 차이를 보인다. 기존의 변속비-토크-드러스트 관계식에 의한 구동축 드러스트는 λ 의 증가에 따라 선형적으로 증가하며 λ 의 일부 영역에서 실험결과와 유사한 경향을 보이나 이 구간의 마찰계수도 각기 다르고 $\lambda > 0.4$ 에서 λ 의 증가에 따라 드러스트가 감소하는 경향을 설명할 수 없다. 따라서 본 연구에서 제시한 새로운 식은 트랙션계수 λ 의 전영역에서 구동축 드러스트를 비교적 잘 예측할 수 있다.

Fig. 6은 종동축 무차원 드러스트를 도시한 것이다. 새로운 식에 의한 종동축 드러스트는 변속비 $i = 2.0, 2.2$ 에서 실험결과와 잘 일치한다. 그러나 $i = 1.6$ 의 $\lambda > 0.5$ 이상인 경우와 $i = 1.0, i = 0.8$ 에서 실험치보다 다소 큰 값을 보이고 있다. 실험결과는 $i > 1.0$ 인 언더드라이브시 $\lambda < 0.2$ 의 작은 토크 영역에서 λ 가 증가함에 따라 드러스트가 급격히 감소한다. 이것은 이 영역에서 블록 압축력이 아래쪽(사이드 1)에 존재하고 이때 λ 가 증가할수록 블록 압축력의 크기와 작용하는 구간이 급격히 감소하여 θ_{NM} 구간의 드러스트

가 급격히 감소하기 때문이다. 토크가 큰 영역에서는 블록 압축력이 위쪽에 존재하여 λ 가 증가할수록 압축력의 크기와 작용구간이 증가하고 드러스트도 증가하게 된다. 기존의 변속비-토크-드러스트 식은 이러한 상태를 고려하지 않았기 때문에 토크가 작은 구간에서 종동축 드러스트가 감소하는 경향을 설명할 수 없었다. 새로운 식에 의한 드러스트는 작은 토크 영역에서 실험결과와 그 경향이 일치한다. $\lambda > 0.2$ 인 큰 토크 영역에서 기존 식에 의한 종동축 드러스트는 $\mu = 0.1 \sim 0.12$ 의 범위에서 실험결과와 비교적 일치하며 변속비가 작을수록 더 큰 마찰계수를 사용해야 할 것을 알 수 있다.

Fig. 5, Fig. 6에서 변속비 $i = 1.0$ 인 경우, 새로운 식에 의한 종동 및 구동축 드러스트가 $\lambda = 0.2$ 를 경계로 기울기가 변화하는 것은 가정에 의해 밴드의 장력만 변하다가 블록 압축력이 발생하는 현상에 의한 것이며 실험결과와 일치하지 않는다. 따라서 이와 같은 가정만으로는 변속비 $i = 1.0$ 에서 밴드 장력 변화가 존재하는 이유를 설명할 수는 있으나 드러스트 특성을 정확히 예측할 수 없다. 그러므로 정확한 벨트 거동 이해를 위하여는 지속적인 연구가 필요하다.

4.2 종동축 풀리의 플랜지 변형을 고려한 유효마찰계수

Fig. 5, Fig. 6에서 볼 수 있듯이 본 연구에서 제시한 새로운 식에 의한 드러스트는 블록과 풀리 사이에 일정한 마찰계수를 사용한 경우 구동축은 실험결과와 비교적 잘 일치하지만 종동축은 변속비가 작아질수록 실험결과와 차이를 보인다. 이것은 다음과 같이 설명할 수 있다.

실험에 사용된 Van Doorne형 금속벨트 CVT의 종동축 풀리 액튜에이터의 반경은 풀리 반경보다 작다. 벨트 회전반경이 종동축 액튜에이터의 반경과 같아지는 점 ($i = 1.45$)을 기준으로 벨트의 회전반경이 이보다 커질 경우 ($i > 1.45$) 플랜지는 벨트와 액튜에이터에 작용하는 힘에 의해 안쪽으로 볼록하게 변형되고 따라서 벨트는 미끄

러지기 쉬운 상태가 된다. 반대로 벨트의 회전

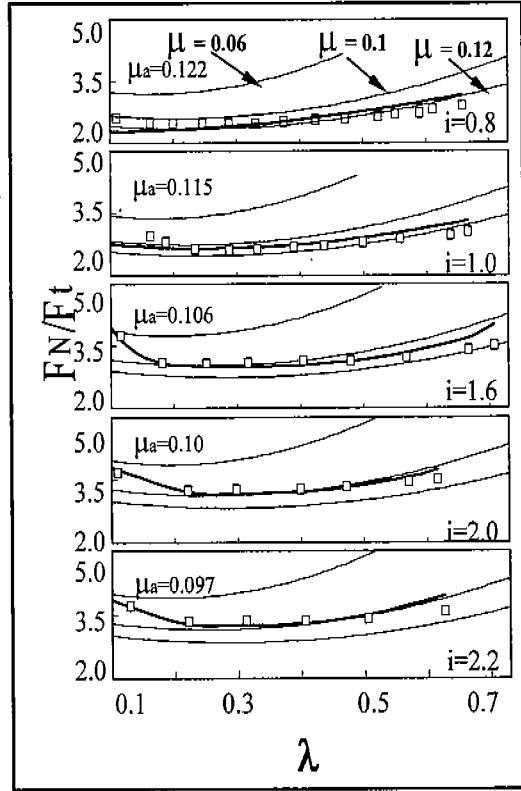


Fig. 7 Secondary thrust using effective friction coefficient

반경이 이보다 작아질 경우 ($i < 1.45$) 플랜지는 안쪽으로 오목하게 변형되어 벨트는 미끄러지기 어려운 상태가 된다. 이병준, 김현수^[8]는 이와 같은 플랜지 변형에 의한 마찰특성의 변화를 유효마찰계수를 도입하여 기존 변속비-토크-드러스트 식에 적용하였다. 따라서 본 연구에서는 블록과 풀리 사이의 마찰계수가 변속비가 변함에 따라 선형적으로 변한다고 가정하고, μ_a 를 다음과 같은 변속비의 1차 함수로 도출하였다.

$$\mu_a = D_1 i + D_2 \quad (23)$$

여기서 D_1, D_2 는 상수이다.

구동 풀리는 Van Doorne형 CVT의 경우 액튜에이터의 반경이 플랜지 반경과 같거나 크기 때문에 플랜지 변형은 변속비와 관계없이 안으로 오목한 형상을 가지며 따라서 마찰특성은 거의

균일하다고 생각할 수 있다. Fig. 7은 식(23)의 유효마찰계수를 사용한 새로운 식에 의한 중동축 드러스트와 실험결과를 비교 도시한 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 중동축 드러스트는 변속비 $i = 1.0$ 의 $\lambda < 0.2$ 구간을 제외하고는 $i = 0.8 \sim 2.2$ 의 모든 경우에 트랙션계수 λ 의 전 영역에서 실험결과와 거의 일치한다.

실제 금속벨트 CVT의 운전은 드러스트 공급 시스템의 효율을 고려하여 $\lambda > 0.4$ 의 벨트의 미끄럼점 이하에서 수행된다. 본 연구에서 제시한 드러스트 식은 이 영역에서 충분한 정확도를 가지고 실험결과와 일치하며 따라서 실제 설계에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 생각된다. 다만 벨트 회전 속도가 높을 경우 원심력에 의한 드러스트 변화를 고려해야 하므로 이에 대한 추가 연구가 필요하다.

6. 결론

금속벨트 CVT에서 변속비와 토크의 크기에 따라 밴드 장력과 블록 압축력의 방향과 위치가 변화되는 것을 고려하여 구동 및 중동축 드러스트를 구하는 식을 제시하였다. 새로운 식에서 중동축 드러스트가 변속비에 따라 마찰특성이 다른 것을 설명하기 위하여, 벨트 회전반경(변속비)에 따른 플랜지 변형을 고려한 유효마찰계수를 도입하였다. 새로운 식에 의한 구동 및 중동축 드러스트는 변속비 $i = 1.0$ 의 저토크 영역을 제외하고는 각 변속비의 트랙션 계수 λ 전 영역에서 실험결과와 잘 일치하고 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 새로운 식은 금속벨트 CVT의 구동 및 중동축 드러스트 설계의 유용한 식으로 사용될 수 있다.

변속비 $i = 1.0$ 인 경우, 본 연구에서 제시된 가정만으로는 밴드의 장력변화를 설명할 수 있으나 실험결과와는 잘 일치하지 않는다. 그러므로 정확한 벨트 거동 이해를 위하여는 앞으로 많은 연구가 필요하다.

참고 문헌

1. T. Fujii, T. Kurokawa, S. Kanehara, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 2: Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension", SAE 930667, pp. 12~22, 1993.
2. T. Fujii, T. Kurokawa, S. Kanehara, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 1: Relation Between Transmitted Torque and Pulley Trust", SAE 930666, pp. 1~11, 1993.
3. 김광원, 김현수, "금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력관계", 대한기계학회 논문집 Vol. 14, No. 2, pp. 349~537, 1990.
4. H. Kim and J. Lee, "Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal V-Belt CVT", Proc. of JSME Int. Conf. on Motion and Power Transmission, pp. 394~399, 1993.
5. A. Katsuya, T. Sato, K. Kurimoto, "Analysis of Behavior of CVT Belt", 自動車技術會 論文集, No. 44, pp. 71~76, 1990.
6. D. Karam, D. Play, "A discrete Analysis of Metal V-Belt Drive", ASME Vol. 43-1, pp. 319~327, 1992.
7. H. Asayama, J. Kawai, A. Tonohata, M. Adachi, "Mechanism of Metal Pushing Belt", JSAE 9532209, pp. 137~143, 1995.
8. 이병준, 김현수, "금속벨트 CVT 변속비-토크-드러스트 특성과 유효마찰계수", 자동차공학회 추계학술대회 논문집 Vol 2, pp. 1039~1044, 1997.