

## 역방향 토크시 무단변속기 동력전달 특성과 제어로직

### CVT Power Transmitting Characteristics and Control Logics for Negative Torque

송 한 립\*, 이 희 라\*\*, 김 현 수\*\*\*  
Hanlim Song, Heera Lee, Hyunsoo Kim

#### ABSTRACT

In this paper, the power transmitting mechanism for negative torque of the metal V-belt (MVB) CVT were investigated by theoretically analyzing variation of band tension, block compression forces for each of the primary and secondary pulleys. An experimental study was performed to investigate the speed ratio - thrust characteristics for negative torque. The experimental results are in good accordance with the theoretical results. CVT line pressure control logic was suggested for negative torque based the speed ratio - negative torque - thrust characteristics and the thrust ratio curves. The results of this study can be used as basic design materials for developing the CVT control system for negative torque.

주요기술용어 : CVT(Continuously Variable Transmission : 무단변속기), Negative torque(역방향 토크), Speed ratio(변속비), Compression force(압축력), Line pressure(라인 압력)

#### Nomenclature

$F$	: thrust, N
$F_T$	: total belt tension, N
$i$	: speed ratio
$N$	: normal force, N
$Q$	: block compression force, N
$R$	: belt pitch radius, m
$r$	: torque ratio
$T$	: band tension, N
$T_1$	: band tension at side 1, N
$T_2$	: band tension at side 2, N
$T_{in}$	: input torque, Nm
$T_{max}$	: maximum transmitting torque, Nm

$\alpha$	: v-groove angle, rad
$\theta$	: contact angle between belt and pulley
$\mu_a$	: friction coefficient between block and pulley
$\mu_b$	: friction coefficient between band and block
$\lambda$	: traction coefficient
$\varphi$	: sliding angle, rad

#### Subscripts

R	: driving(primary) side
N	: driven(secondary) side

#### 1. 서 론

최근 환경 규제에 따라 내연기관과 전기모터로 이루어진 하이브리드(hybrid) 차량이 많은 관심의 대상이 되고 있다. 1998년부터 일본 토요타

\* 회원, 안산공과대 컴퓨터응용기계설계과  
\*\* 회원, 성균관대학교 대학원  
\*\*\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

(Toyota)에서 에너지 회생제동장치(energy regenerative braking system)를 장착한 내연기관-모터 하이브리드 차량<sup>1)</sup>이 양산중에 있으며, 2000년대 초반까지 플라이휠(flywheel)의 운동에너지와 무단변속기(Continuously Variable Transmission : CVT)를 이용하는 하이브리드-플라이휠-CVT 차량이 실용화될 것으로 자동차 전문가들은 기대하고 있다.<sup>2)</sup>

Fig. 1에 하이브리드-플라이휠-CVT 차량의 개념도가 도시되어 있다. 차량은 엔진 또는 모터에 의해 구동되며 제동시 또는 언덕길을 내려가는 경우 차량의 운동에너지는 플라이휠에 저장된다. 플라이휠에 저장된 에너지는 차량이 출발할 때나 모터의 용량을 초과하는 동력이 필요할 때 사용되고 따라서 엔진의 사용을 최소화할 수 있다. 여러 운전 조건에 따라 서로 다른 속도를 갖는 플라이휠, 엔진 및 차량을 연결하려면 변속비의 연속적인 변화가 필요하며, 이와 같은 요구에 대하여 CVT는 적용 가능한 최적의 변속기로 알려져 있다.<sup>3)</sup>

차량의 관성 주행 시, 차량의 운동에너지는 바퀴에서 변속기를 통과하여 엔진으로 전달된다. 이 때 엔진 내에서는 피스톤 마찰과 공기 펌핑(pumping)에 의한 제동에너지로 소모되어 '엔진 브레이크' 상태가 된다. 하이브리드 차량은 제동시 차량의 운동에너지가 플라이휠이나 발전기(generator) 등의 에너지 회생장치 구동에 사용된다. 이와 같은 엔진 브레이크시 또는 에너지 회생 제동시에는 엔진과 연결된 CVT의 구동 풀리가 종동축이 되고, 차축과 연결된 CVT 종동 풀리가 구동축이 되어 CVT의 동력전달 상태는 역방향 토크 전달상태가 된다. 따라서 CVT의 정방향 동력전달상태와는 반대 상황이 되어 벨트와 풀리 사이에 미끄럼은 구동축에서 먼저 발생하고 구동축을 기준으로 라인압력이 공급되어야 한다. CVT 라인압력 공급은 엔진 브레이크 및 에너지 회생 제동 시의 CVT 시스템 효율과 성능 향상 및 안정된 역방향 토크 전달용량 확보를 위하여 적절히 제어되어야 하며, 이를 위하여는 역방향

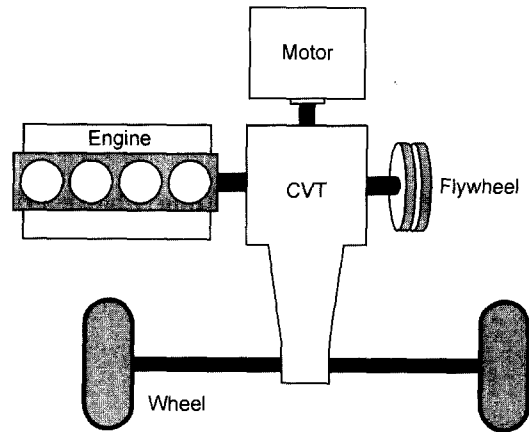


Fig. 1 Hybrid - flywheel - CVT vehicle

토크시 CVT 동력전달특성에 대한 정확한 정보가 필수적이다.

CVT에 관한 연구는 전문 제조회사를 중심으로 이루어져 왔다. 최근 CVT의 토크전달 용량증가, 전자제어기의 적용 등으로 CVT가 수동 및 자동변속기에 이어 제 3세대의 변속장치로 기대됨에 따라 자동차회사를 중심으로 많은 연구가 행해지고 있으나, 보고된 연구의 대부분은 정방향 토크 전달 시의 벨트거동, 변속비-전달토크, 제어 축력 등 CVT 구동요소의 역학적 해석<sup>4,7)</sup>이나, CVT 전체 시스템 성능<sup>8-10)</sup>에 제한되어 있고, 역방향 토크시 CVT 동력전달특성에 대하여는 보고된 바가 거의 없다. 더구나, 역방향 토크시 CVT 동력전달 특성은 벨트와 풀리 사이의 마찰, 미끄럼, 벨트 블록과 밴드의 전, 후 비대칭 구조로 인하여 기존 정방향 토크 전달시의 변속비-토크-드러스트 관계식의 적용이 곤란하다.

따라서 본 연구에서는 금속벨트 CVT의 변속비와 역방향 전달토크에 대하여 블록과 밴드 사이의 마찰력과 블록 압축력의 위치 변화에 대한 정상상태 구동 및 종동축 드러스트를 구하는 변속비-역토크-드러스트 관계식을 도출한다. 역방향 토크전달을 구현하는 실험장치를 제작, 실험을 수행하고 이론적 연구결과와 비교 검토하여 역방향 토크시 CVT 동력전달 특성에 관한 기초 자료를 제시하고자 한다. 그리고 도출된 변속비-

역토크-드러스트 특성을 이용한 역방향 토크 전달시의 CVT 라인압력 제어 로직을 제안하고자 한다.

## 2. 역방향 토크 전달 메카니즘

Fig. 2는 금속 벨트 CVT의 벨트 구조를 도시한 것이다. 금속 벨트는 밴드 10장이 겹쳐진 2줄의 링과 300여 개의 금속 v-블록으로 구성되어 있다. 풀리가 회전할 때 블록과 밴드의 회전 피치 반경 차이  $dr$ 로 인해 블록과 벨트 사이에는 상대적인 미끄럼 마찰이 발생하게 된다. 이때 회전 피치 반경이 작은 풀리에서는 밴드의 속도가 블록 속도보다 느리게 된다. 그러므로 밴드에는 벨트의 회전과 반대 방향으로 블록과의 마찰력이 작용하며 이 마찰력에 대응하는 밴드 장력이 발생한다.<sup>7)</sup> 이 장력은 CVT에 공급되는 토크의 방향과 관계없이 작은 풀리의 회전방향으로 장력이 감소되어 벨트의 인장측 및 이완측의 위치가 결정된다. 그러나 벨트 블록에 작용하는 압축력은 토크의 입력 방향과 크기 그리고 변속비에 대하여 변화되어 CVT 전달토크  $T_m$ 의 크기를 결정한다.

Fig. 3은 역방향 토크의 크기 변화에 대한 오버드라이브(overdrive), 즉  $i < 1.0$ 시의 구동 및 종동측의 밴드 장력과 블록 압축력 분포를 도시한 것이다. 이 경우 밴드의 장력은 벨트 상단(side 2)이 인장측이 되고 하단(side 1)이 이완측이 된다. 전달 토크가 없거나 작을 때에는 Fig. 3 (a)와 같이 밴드의 장력 차를 상쇄하기 위한 블록 압축력이 상단(side 2)에 작용한다. 오버드라이브시 전달 토크가 작아 압축력이 상단에 작용하는 경우의

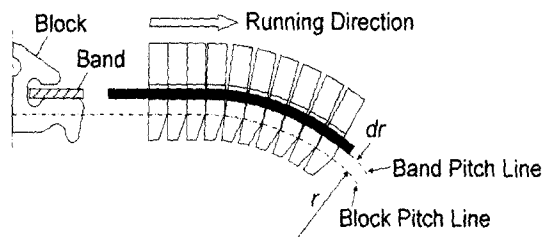
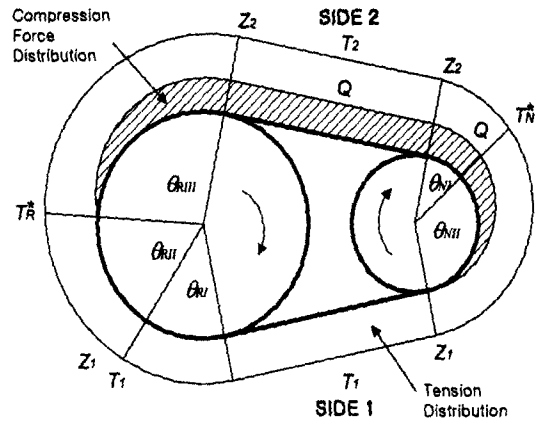
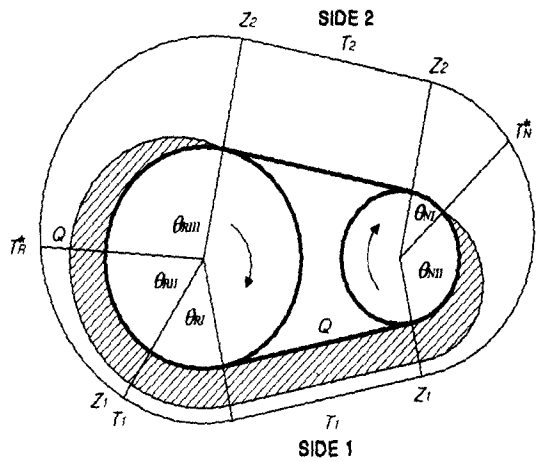


Fig. 2 Pitch lines of band and block



(a) Small torque



(b) Large torque

Fig. 3 Distribution of band tension and block compression for overdrive at negative torque

역방향 전달토크  $T_m$ 은 다음 식으로 표현된다.

$$T_m = R_N(Z_2 - Z_1) = R_N[(T_2 - Q) - T_1] \quad (1)$$

여기서,  $Z = T - Q$ 로서  $T$ 는 밴드 장력,  $Q$ 는 블록 압축력, 하첨자 1은 벨트 하단 그리고 2는 상단을 나타낸다. 역방향 전달토크가 증가할수록 블록 압축력의 크기와 작용구간은 감소하여  $Q = 0$ 에서 위 식은 최대가 된다.

$T_m$ 이 증가하여  $T_m > R_N[T_2 - T_1]$ 인 경우 블록 압축력  $Q$ 는 하단에 존재하기 시작하여 그 크

기와 작용구간이 증가한다. 이에 대한 밴드 장력 및 블록 압축력의 분포가 Fig. 3(b)에 도시되어 있다. 이 경우 역방향 전달토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

Fig. 4는 역방향 토크 시 언더드라이브(under drive), 즉  $i > 1.0$ 인 경우 구동 및 종동축의 밴드 장력과 블록 압축력 분포를 표시한 것이다. 이 경우 밴드의 장력은 벨트 상단이 이완측이 되고 하단이 인장측이 되어 오버드라이브인 경우와 반대가 된다. 언더드라이브인 경우 역방향 전달토크는 식(2)와 동일하다.

### 2.1 오버드라이브( $i < 1.0$ ) 경우

오버드라이브시 금속벨트 CVT의 미소요소에 대한 드레스트( $F$ )는 블록 압축력( $Q$ )이 없거나 일정한 경우와 블록 압축력이 변하는 경우의 2가지에 대하여 구할 수 있으며 각 경우에 대하여 다시 역방향의 큰 토크 및 작은 토크가 입력되는 경우에 대하여 계산될 수 있다.

1) 블록 압축력이 없거나 일정한 경우

Fig. 5는 압축력이 변하지 않는 경우에 대한 미

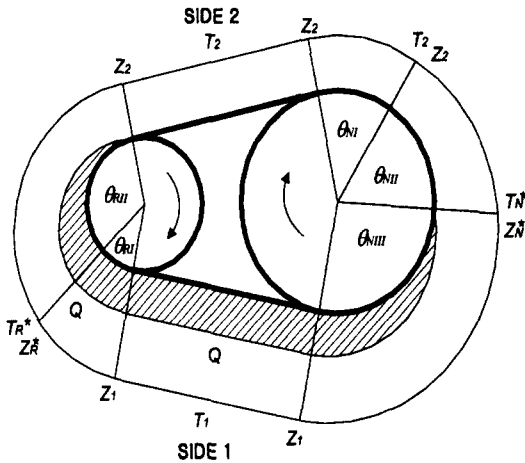


Fig. 4 Distribution of band tension and block compression for underdrive at negative torque

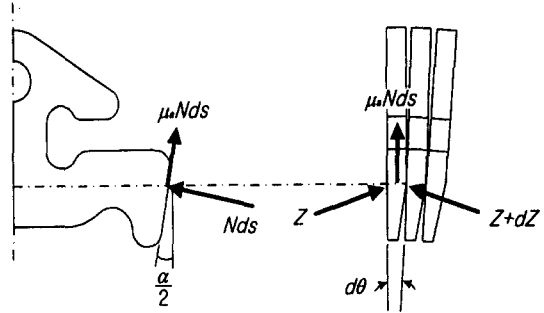


Fig. 5 Free body diagram of block element for constant or zero compression

소 벨트 요소의 자유물체도이다. Fig. 5의 자유물체도에서 미소 벨트 요소에 작용하는 드레스트는 반경 및 축방향 힘의 평형으로부터 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$F ds = \frac{CZ}{2} d\theta \quad (3)$$

여기서,  $C$ 는 블록과 풀리의 마찰계수  $\mu_a$ 의 함수로서 다음과 같다.

$$C = \frac{1 - \mu_a \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu_a + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (4)$$

2) 블록 압축력이 변하는 경우

Fig. 6는 블록 압축력이 증가하는 구간에 대한 미소 벨트 요소의 자유물체도이다. Fig. 6에서 미소 벨트 요소에 작용하는 드레스트는 반경 및 축방향 힘의 평형으로부터 다음과 같다.

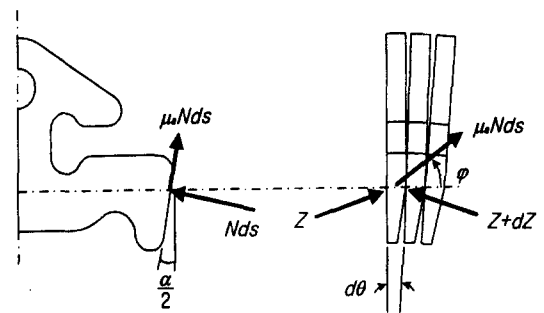


Fig. 6 Free body diagram of block element for varying compression

$$Fds = \pm \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} dZ \quad (5)$$

여기서, “+” 부호는 풀리의 회전방향에 대하여 블록 압축력이 감소하는 경우이며, “-” 부호는 블록 압축력이 증가하는 경우이다.

이러한 블록 압축력이 변하는 구간을 활동각으로 정의한다. 역방향 토크시 활동각의 크기가 구동측 풀리의 전 접촉각과 같아질 경우, 즉 블록 압축력이 구동측 풀리 전체에서 변화할 경우 벨트와 풀리 사이에서 미끄럼이 발생한다. 활동각을 구하기 위해 Fig. 6의 자유물체도에 대한 반경 및 축방향 힘의 평형식으로부터 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$dZ = \pm \frac{\mu_a}{\sin \frac{\alpha}{2}} d\theta \quad (6)$$

여기서 “+” 부호는 블록과 풀리 사이의 마찰력  $\mu_a$ 가 벨트의 진행 반대방향으로 작용할 경우이고 “-” 부호는 진행방향으로 작용할 경우이다. 식(6)과 활동구간의 밴드 장력 및 블록 압축력의 경계조건으로부터 활동각의 크기를 구할 수 있다.

### 2.1.1 작은 역토크가 입력되는 경우

역방향 작은 토크가 입력될 경우 구동측 드러스트  $F_R$ 은 Fig. 3(a)에서부터 밴드 장력 및 블록 압축력이 일정한 구간( $\theta_{RI}$ ), 밴드 장력이 변화하는 구간( $\theta_{RM}$ ) 및 밴드 장력과 블록 압축력이 동시에 변하는 구간( $\theta_{RM}$ )의 드러스트의 합으로 나타낼 수 있다. 식(3)~(5)로부터 각 구간에 대한 구동측 드러스트의 합은 다음과 같다.

$$F_R = \frac{CT_1\theta_{RI}}{2} + \frac{CT_1(e^{\mu_b\theta_{RM}} - 1)}{2\mu_b} + \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_R^* - T_2 + Q) \quad (7)$$

여기서,  $T_R^*$ 는  $\theta_{RM}$ 와  $\theta_{RM}$ 의 경계에서의 밴드 장력으로서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_R^* = T_2 e^{-\mu_b\theta_{RM}} \quad (8)$$

이때,  $\theta_{RM}$ 는 활동각으로서 식(6)과 Fig. 3(a)의 경계조건으로부터 다음과 같이 구한다.

$$\theta_{RM} = \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\mu_a + \mu_b \sin \frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_2}{T_2 - Q} \quad (9)$$

중동측 드러스트  $F_N$ 은 중동 풀리를 블록 압축력이 일정한 구간( $\theta_{NI}$ )과 블록 압축력과 밴드 장력이 함께 변하는 구간( $\theta_{NM}$ )의 드러스트 합으로 나타낼 수 있으며 식(3) 및 식(5)와 Fig. 3(a)의 밴드 장력과 블록 압축력의 경계조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_N = \frac{C}{2} \left[ \frac{T_2}{\mu_b} (1 - e^{-\mu_b\theta_{NI}}) - Q\theta_{NI} \right] + \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_1 - T_N^* + Q) \quad (10)$$

활동각  $\theta_{NI}$ 은 식(6)과 경계조건으로부터 다음과 같이 구한다.

$$e^{\mu_b\theta_{NI}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin \frac{\alpha}{2}}\theta_{NI}} = \frac{Q}{T_1} \quad (11)$$

### 2.1.2 큰 역토크가 입력되는 경우

역방향 큰 토크가 입력될 경우 2.1.1절과 같은 방법으로 식(3)~(5)와 Fig. 3(b)의 경계조건으로부터 구동측 드러스트  $F_R$ 은 다음과 같이 구하여진다.

$$F_R = \frac{C(T_1 - Q)\theta_{RI}}{2} + \frac{C}{2} \left[ \frac{T_1}{\mu_b} (e^{\mu_b\theta_{RM}} - 1) - Q\theta_{RM} \right] + \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_2 - T_R^* + Q) \quad (12)$$

활동각  $\theta_{RM}$ 은 식(6)과 Fig. 3(b)의 경계조건에서 부터 다음과 같다.

$$e^{-\mu_b\theta_{RM}} - e^{-\frac{\mu_a}{\sin \frac{\alpha}{2}}\theta_{RM}} = \frac{Q}{T_2} \quad (13)$$

그리고 종동축 드러스트  $F_N$ 은 다음과 같다.

$$F_N = -\frac{CT_2}{2\mu_b} (e^{-\mu_b\theta_{NI}} - 1) + \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_N^* - T_1 + Q) \quad (14)$$

여기서 활동각  $\theta_{NI}$ 는 다음과 같다.

$$\theta_{NI} = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{-\mu_a + \mu_b\sin\frac{\alpha}{2}} \ln \frac{T_1 - Q}{T_1} \quad (15)$$

### 2.2 언더드라이브( $i > 0.1$ ) 경우

언더드라이브 시에는 역방향의 토크 크기와 관계없이 장력과 압축력은 Fig. 4와 같이 동일한 분포를 갖는다. Fig. 4에서 구동축 드러스트  $F_R$ 은 블록 압축력이 일정한 구간( $\theta_{RI}$ )과 밴드 장력과 블록 압축력이 함께 변하는 구간( $\theta_{RII}$ )의 합으로 구할 수 있으며, 종동축 드러스트  $F_N$ 은 밴드 장력 및 블록 압축력이 일정한 구간( $\theta_{NI}$ ), 밴드 장력이 변화하는 구간( $\theta_{NII}$ ) 및 밴드 장력과 블록 압축력이 동시에 변하는 구간( $\theta_{NIII}$ )의 드러스트의 합으로 오버드라이브의 경우와 동일한 방법으로 구할 수 있다.

### 2.3 변속비 $i = 0.1$ 인 경우

변속비  $i = 1.0$ 에서 구동 및 종동 풀리의 벨트 회전 피치는 같으므로 블록과 밴드의 속도차에 의한 마찰은 존재하지 않고 밴드 장력은 일정하여야 한다. 그러나 Fujii<sup>4)</sup> 등의 실험결과에 의하면 부하가 증가할수록 장력차이가 생긴다. 이를 설명하기 위하여  $i = 1.0$ 인 경우 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) 부하가 작은 경우 밴드는 평벨트와 같이 작용하며 동력은 밴드에 의해 전달된다.
- 2) 부하가 커지면 동력은 밴드 및 블록의 압축력에 의해 전달된다.

이 가정에 의해 역방향 토크가 작은 경우 벨트의 미소요소에 대한 드러스트는 식(3)과 같다. 역

방향 토크가 큰 경우 구동축 드러스트는 오버드라이브 시 역방향 큰 토크의 경우(Fig. 3(b))와 동일하며 종동축 드러스트는 언더드라이브 경우(Fig. 4)와 동일한 방법으로 구할 수 있다.

### 3. 역방향 토크 전달특성 실험

Fig. 7에 역방향 토크시 CVT 동력전달 특성 해석을 위하여 설계 제작된 실험장치가 도시되어 있다. 역방향 토크 시에는 구동 풀리가 종동축이 되고, 종동 풀리가 구동축이 되어, 정토크시와 역할이 바뀐다. 따라서 CVT의 역방향 토크 입력을 위하여 종동풀리에 모터를 연결하고 구동풀리에는 종동풀리로부터 전달된 동력에 대응하는 부하를 공급하기 위하여 유압식 다이내모를 설치하였다. 또한, 구동 풀리와 구동 실린더를 포함한 구동축 케이싱(casing)이 이동플레이트 상에 조립되어, 벨트에 작용하는 총장력을 측정할 수 있도록 제작하였다.

CVT의 변속은 구동 및 종동 풀리에 장착된 유압 실린더의 축력 공급으로 이루어진다. 유압 실린더의 축력 발생은 유압 제어밸브로 입력되는 서보 앰프의 전압을 컴퓨터로 제어하여 구현한

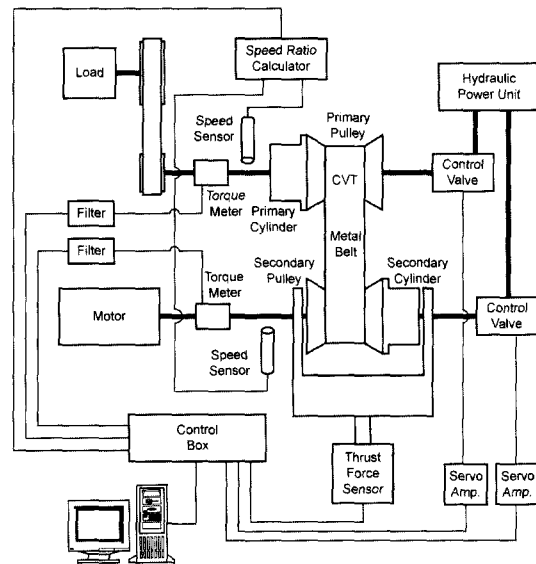


Fig. 7 Schematic of the test rig

다. CVT 변속비는 구동 및 종동 풀리축에 장착된 2개의 속도 센서로부터 얻어진 신호를 컴퓨터로 입력받아 계산된다. Fig. 7의 실험장치에는 구동 및 종동축 각각의 드러스트, 토크, 회전속도와 벨트 총장력이 측정된다.

실험은 다음과 같은 절차로 수행하였다.

- 1) 구동축 속도를 일정하게 유지한다.
- 2) 종동 압력(드러스트)을 일정하게 유지한다.
- 3) 계획된 변속비가 구현되도록 구동축 압력을 증가 또는 감소시킨다.
- 4) 다이내믹의 부하를 증가시켜 종동축 토크(역방향 토크)를 증가시킨다.
- 5) 변속비가 변화하면 구동축 압력을 조정하여 일정 변속비를 계속 유지한다.
- 6) 이때의 벨트 총장력과 구동 및 종동축 각각의 회전속도, 압력(드러스트), 토크를 기록한다.
- 7) 종동축 토크를 증가시켜가며 벨트와 풀리 사이의 미끄럼점 근처까지 실험을 반복한다.

#### 4. 해석 및 실험 결과와 고찰

Fig. 8, Fig. 9는 역방향 토크 전달시 금속벨트 CVT의 정상상태 동력전달특성의 실험 및 해석 결과로서 구동 및 종동축 무차원 드러스트  $F_R/F_T$ ,  $F_W/F_T$ 를 트래션 계수  $\lambda$ 에 대하여 도시하였다. 트래션 계수  $\lambda$ 는 전달토크의 무차원량으로 다음 식으로 표시된다.

$$\lambda = \frac{T_m}{F_T R_N} \quad (16)$$

여기서,  $F_T$ 는 벨트 총장력으로 금속벨트 풀리 양단에 작용하는 벨트 장력의 합이다.

Fig. 8은 역방향 토크시 구동축 무차원 드러스트를 도시한 것이다. 실험결과는 정방향 토크시의 결과<sup>7)</sup>와 비교하여 드러스트 특성이 전혀 다른 것을 알 수 있다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 변속비  $i > 1.0$ 의 오버드라이브 경우,  $0 < \lambda < 0.15$  구간에서 선형적으로 감소하다가  $\lambda \geq 0.15$ 의 구간에서는 거의 일정한 값을 보인다. 변속비  $i > 0.1$ 의

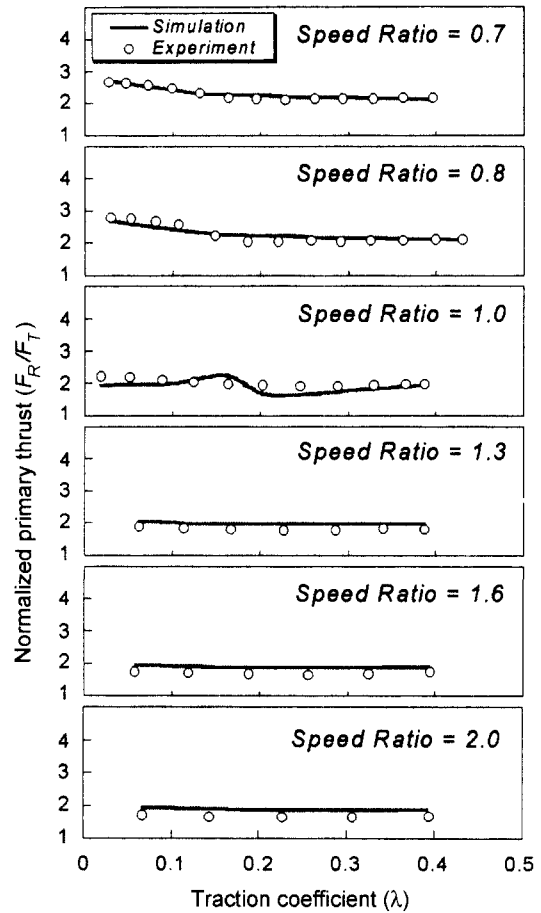


Fig. 8 Comparison of experimental results and calculation results for primary thrust

언더드라이브인 경우는 전체  $\lambda$ 구간에서 거의 일정하게 증가하는 경향을 보인다. 동력전달특성 해석결과 변속비  $i = 0.1$ 인 경우를 제외하고는 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다.  $i = 0.1$ 인 경우  $0.1 < \lambda < 0.2$  구간에서 해석에 의한 구동축 드러스트는  $\lambda$ 가 증가하다가 감소하며 실험결과와 그 경향이 다르다. 이것은  $\lambda = 0.15$  근처에서 블록 압축력이 존재하기 시작하여 변화하는 구간으로 역방향 전달토크가 증가할수록 하단에 작용하는 블록 압축력의 크기와 영역이 넓어진다. 가정 하에 구동축 드러스트를 계산하였으나 벨트 장력만으로 동력 전달이 되는 작은 토크 구

간과 블록 압축력이 작용하는 구간의 크기 등에 의한 오차로 실험결과와 다른 값을 보이는 것으로 생각된다. 역방향 토크시 구동측 드러스트 해석에 사용된 블록과 풀리 사이의 마찰계수는  $\mu_a = 0.17$ 으로 정방향 토크시의 종동측 드러스트에 대한 유효마찰계수<sup>7)</sup>  $\mu_a = 0.122$ 에 비하여 상대적으로 크다. 이것은 역방향 토크시 풀리와 벨트 사이에 작용하는 마찰력의 방향이 정방향 토크시와 반대가 되며 벨트 블록의 전, 후 비대칭 구조로 마찰특성이 달라지기 때문으로 생각된다.

Fig. 9는 역방향 토크시 종동측 무차원 드러스트를 도시한 것이다. 종동측 드러스트 실험결과는 전체 변속비 구간에서 전달토크의 증가에 따라 완만하게 증가한다. 해석결과는 변속비  $i = 1.0$

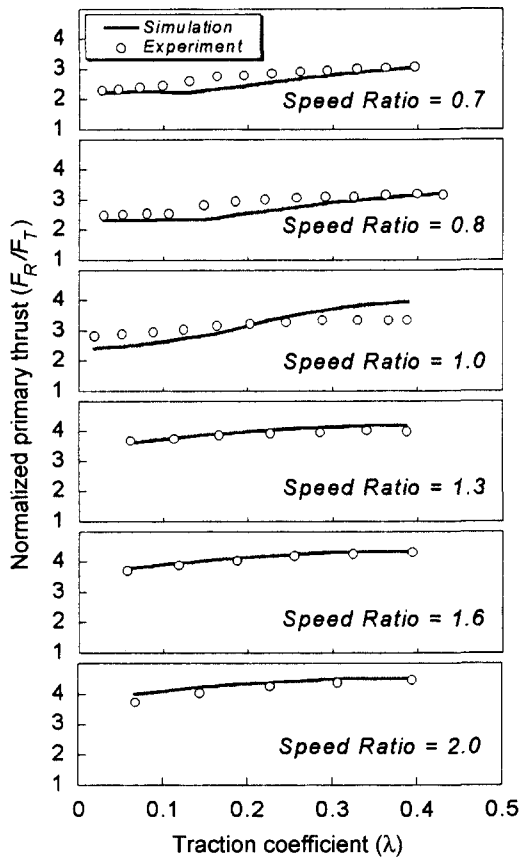


Fig. 9 Comparison of experimental results and calculation results for secondary thrust

을 제외한 전체 변속비 영역에서 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 역방향 토크시 종동측 드러스트 해석에 사용된 블록과 풀리 사이의 유효마찰계수는 종동측 풀리의 기하학적 특성으로 인한 플랜지(flange) 변형을 고려하여 1차식 형태의 유효마찰계수를 도입<sup>7)</sup>하였으며 마찰계수의 범위는  $\mu_a = 0.08 \sim 0.11$ 으로 예측되었다.

Fig. 10은 Fig. 8의 실험결과에서 각 변속비에 대한 미끄럼점 근처의  $\lambda$ 를 도시한 것이다. 본 연구에서는 금속벨트 CVT의 역방향 토크 실험시 벨트 총장력이 현저히 감소되는 등의 미끄럼 직전의 현상이 관측되어 이 점을 미끄럼점 직전의 상태로 판단하였다. Fig. 10에서 볼 수 있듯이 미끄럼점 근처의  $\lambda$ 는 전 변속비 구간에서  $\lambda = 0.4$ 의 거의 일정한 값을 보인다.

Fig. 11은 Fig. 8~Fig. 10의 결과를 이용하여 구동측 드러스트와 종동측 드러스트의 비  $F_R/F_N$ 를 전달 토크비  $r$ 에 대하여 도시한 것이다. 토크비  $r$ 은 주어진 구동측 드러스트에서의 벨트와 풀리 사이의 미끄럼을 일으키는 최대 전달토크에 대한 현재 전달토크의 비로서 정의된다. 실험결과 드러스트 비는 전체 변속비 영역에서 토크비가 약 0.2 근처까지 전달토크의 증가에 따라 완만하게 감소하다가 이후 거의 일정한 경향을 보인다. Fig. 11의 드러스트 비  $F_R/F_N$  곡선은 주어진 변속비와 역방향 토크에 대한 최적의 종동측 드러

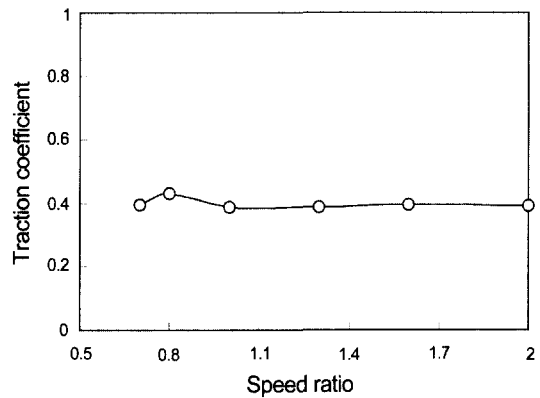


Fig. 10 Traction coefficient at gross slip



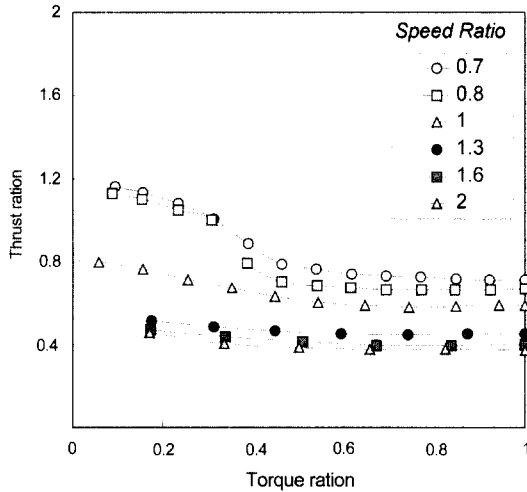


Fig. 11 Thrust ratio vs. torque ratio

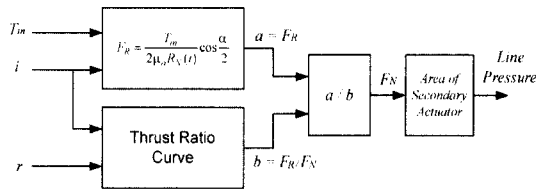


Fig. 12 Flow chart for calculating line pressure for negative torque

스트를 찾는 데 유용하게 사용될 수 있다.

### 5. 역방향 토크시 라인압력 제어

CVT의 변속은 구동측 액츄에이터에 드리스트(압력)를 공급하여 이동 플랜지를 축방향으로 움직이고 이에 의한 벨트 회전 궤적 반경의 연속적인 변화에 의해 이루어진다. 이때 종동측 액츄에이터에 공급되는 드리스트는 주어진 변속비와 전달 토크에 대하여 적절한 드리스트, 즉 라인압력(line pressure)을 유지하는데 필요하다.<sup>9)</sup> 역방향 토크 전달시 금속벨트 CVT의 구동플랜지는 종동측 역할을 해야 하므로 구동측 액츄에이터는 변속 제어 및 라인압력 제어의 두가지 기능을 함께 구현할 수 있어야 한다.

Fig. 12는 CVT 구동측 액츄에이터가 역방향 토크시 변속비 제어에 요구되는 구동측 드리스트

공급만으로 역방향 토크 전달 용량 확보의 두가지 기능을 동시에 구현할 수 있는 종동측 압력 제어계의 목표 라인압력 계산 과정이다. 이때 CVT에 공급되는 역방향 토크의 크기를 알고 있고, 변속 제어를 위한 구동측 유압 제어계는 라인압력 변화, 즉 외란에 대해 강인하다고 가정한다. Fig. 12에서 입력된 역방향 토크와 변속비에 대하여 벨트 미끄럼 직전의 구동 드리스트는 식(12)에서 계산된다. 즉, 활동각  $\theta_R$ 과 접촉각  $\theta_{RII}$ 이 같아지면  $\theta_{RI} = \theta_{RII} = 0$ 이므로 다음과 같다.

$$F_R = \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_a} (T_2 - T_1 + Q) \tag{17}$$

$$= \frac{T_m}{2\mu_a R_N} \cos \frac{\alpha}{2}$$

여기서, 종동 플랜지 반경  $R_N$ 은 변속비의 함수로 표현될 수 있다. 다른 변속비 조건에서의 미끄럼 직전의 구동 드리스트는 식(17)과 동일한 방법으로 계산될 수 있다. 최종 목표 라인압력은 Fig. 11의 드리스트 비 곡선에서 구동 드리스트  $F_R$ 에 대한 종동 드리스트  $F_N$ 을 구하고 종동측 유압 액츄에이터의 단면적을 곱하여 얻는다. 이때 토크비  $r=1$ 이면 미끄럼 직전의 라인압력이 계산된다.

### 6. 결 론

역방향 토크시 금속벨트 CVT의 동력전달 메카니즘 해석을 수행하여 금속벨트 CVT의 변속비, 역방향 토크, 블록과 밴드 사이의 마찰력과 블록 압축력의 위치 변화에 대한 정상상태 구동 및 종동측 드리스트에 대한 모델을 제시하였다. 제시된 모델을 이용하여 금속벨트 CVT의 변속비-역토크-드리스트 관계식을 도출하였다. 또한 역방향 토크 전달이 가능한 리그형 CVT 실험장치를 설계제작하여 정상 상태의 실험결과와 비교 고찰하였다. 제시된 변속비-역토크-드리스트 관계식에 의한 해석 결과는 변속비  $i=0.1$ 에서의 영역을 제외하고는 각 변속비에서 트랙션 계수  $\lambda$  전 영역에서 실험결과와 잘 일치하고 있다. 변

속비  $i = 0.1$ 의 경우는 블록 압축력과 장력 변화만으로 해석에 제한이 있으며 정확한 역토크시 벨트 거동 이해를 위하여 더 많은 연구가 요구된다.

도출된 변속비-역토크-드러스트 특성을 이용한 역방향 토크 전달시의 CVT 라인압력 제어의 목표값 계산과정을 제안하였으며 금속벨트 CVT의 구동 및 종동측 드러스트 제어에 유용한 자료로서 활용될 수 있을 것이다.

## 후 기

이 논문은 1999년도 한국학술진흥재단의 연구비에 의하여 지원되었음.(KRF-99-003-E00074 E1109)

## 참 고 문 헌

- 1) T. Yaegashi, S. Sasaki, T. Abe, "Toyota Hybrid System : It's Concept and Technologies," Proc. of FISITA World Automotive Congress, F98TP095, 1998.
- 2) A. Wolthuis, "A Hybrid Drive Line with Energy Storage Incorporating Continuous Variable Transmission," Proc. of FISITA Congress, Beijing, SAE 945142, pp.270-275, 1994.
- 3) Steven Ashley, "Is CVT the Car Transmission of the Future?," Mechanical Engineering, 1994 .
- 4) T. Fuji, T. Kurokawa, S. Kanehara, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT - Part 1 : Relation Between Transmitted Torque and Pulley Thrust," SAE 930666, 1993.
- 5) H. Kim, J. Lee, "Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal V-Belt CVT," Int. J. of Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, No.6, pp.865-876, 1994.
- 6) H. Asayama, J. Kawai, "Mechanism of Metal Pushing Belt," JSAE Review, No.16, pp.137-143, 1995.
- 7) H. Lee, H. Kim, "Analysis of Primary and Secondary Thrusts for A Metal Belt CVT Part I : New Formula for Speed Ratio - Torque - Thrust Relationship Considering Band Tension and Block Compression," SAE 2000-01-0841, pp. 1-9, 2000.
- 8) N. Hattori, S. Aoyama, S. Kitada, I. Matsuo, "Functional Design of a Motor Integrated CVT for a Parallel HEV," SAE 1999-01-9753, 1999.
- 9) 송한림, 김정철, 김현수, "라인압력 전자화 CVT 차량의 응답특성," 한국자동차공학회 논문집, Vol.22, pp.191-202, 1998.
- 10) S. Sakaguchi, E. Kimura, K. Yamamoto, "Development of an Engine-CVT Integrated Control System," Int. Congress and Exposition of SAE 1999-01-9754, 1999.