

自動車用 V-벨트 無段變速機

V-Belt Continuously Variable Transmission for Passenger Cars

金 賢 秀*
Kim, Hyun Soo

1. 서 론

CVT (continuously variable transmission)란 운전범위내에서 변속비를 연속적(continuous)으로 변화시킬 수 있는 장치를 말한다. 이에 반해 일반 자동차에 쓰이고 있는 수동 또는 자동 치차변속장치는 3~5 단의 변속비만을 가진 불연속(discrete) 변속장치라고 볼 수 있다.

자동차에서 주어진 車速에 대해 최대 연료 효율을 갖는 변속비는 어느 한 값 뿐이고, 동시에 최대동력성능을 갖는 변속비도 어떤 한값 뿐이다. 그러나 실제 자동차운전은 이와같은 최적변속비와는 관계없이 치차에 의한 불연속 변속장치에 의해 임의의 변속비에서 행하여진다. CVT는 여러가지 운전 모드에 대하여 최대연료효율과 최대동력성능을 갖는 최적변속비를 연속적이고도 자동적인 방식으로 자동차에 줄 수 있다.

자동차용 CVT로서 여러가지 장치가 연구되고 있으나 크게 나누어 다음의 5가지, ① 유압식 변속기(hydrostatic transmission), ②오버런닝 클러치(overrunning clutch CVT), ③전기식 CVT, ④미끄럼 클러치식 치차변속기(multispeed gearbox CVT with slipping clutch), ⑤트랙션 전달장치(traction drive)

로 볼 수 있다. 이중 지금까지 자동차에 실제 적용되어 가장 큰 가능성을 보인 것은 트랙션 전달장치 뿐이다. 따라서 본문에서는 ①~④의 4가지 형태의 CVT에 대하여 간단히 서술하고 트랙션 전달장치를 중심으로 설명하기로 한다.

2. CVT의 종류

2.1 유압식 변속기

유압식 변속기는 5,000psi 에 이르는 고압유를 사용하여 동력을 전달한다.⁽¹⁾ Fig.1에 유압식 변속기가 나와있다. 유압식 변속기는 유

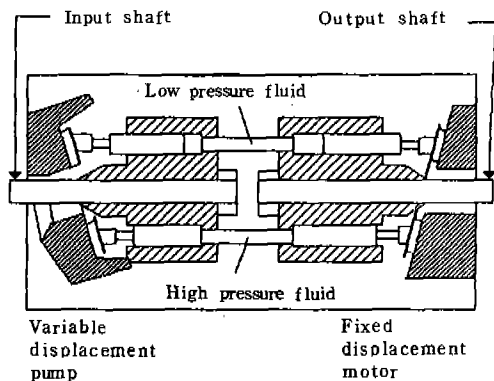


Fig.1 Typical hydrostatic CVT

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과

압펌프와 유압모터 그밖에 체크 밸브, 안전 밸브 등으로 구성되어 고압과 저압의 2개 회로로 연결되어 있다. 펌프에서 만들어진 유체 동력은 모터에서 기계적인 동력으로 바뀌어진다. 이때 가변유압펌프(variable displacement hydraulic pump)를 사용함으로써 CVT 기능을 하게된다. 유압식 변속기는 자동차에 적합한 다양한 기능을 갖고 있지만 부피가 크고 무거우며 변속범위가 클때 효율이 떨어지는 단점이 있다.

2.2 오버런닝 클러치

오버런닝 클러치는 토오크를 한 방향으로만 전달하고 반대 방향 토오크에는 자유롭게 회전하여 토오크를 전달하지 않는다. Fig.2 에 오버런닝 클러치의 원리를 보여주는 메카니즘이 나와 있다. 좌측의 구동축은 전달링크에 대해 편심되어 있어 구동축이 회전하면 동력 전달링크(power link)는 진동운동을 한다. 종동축에 부착된 오버런닝 클러치는 전달된 진동운동을 한 방향의 회전운동으로 바꾸어 준다. 이러한 메카니즘을 여러개 사용하면 종동축은 균일한 회전운동을 할 수 있고 무단변속은 제어링크 A의 위치를 조정함으로써 이루어진다.⁽²⁾ 오버런닝 클러치의 가장 큰 단점은 반대 방향 토오크를 전달할 수 없다는 것이다

2.3 전기식 CVT

전기 발전기(electric generator)와 모터로 구성된 전기식 CVT(Fig.3)는 여러가지면에서 유압식 변속기와 유사하다. 발전기는 기계식 동력을 전기 동력으로 바꾸고 모터는 전달된 전기 동력을 다시 기계식 동력으로 변환시킨다. 이때 무단변속은 발전기에서 출력되는 전압 또는 전류를 조정함으로써 얻어진다. 전기식 CVT는 '전기모터의 토오크'를 다룬다는 점에서 상당히 매력적이지만 변속범위가 커지면 효율이 급격히 떨어지는 단점이 있다. 더우기 제어장치의 효율과 복잡함으로 인하여 더 연구되어야 할 분야이다.

2.4 미끄럼 클러치식 치차변속기

치차변속기는 몇 단의 불연속적인 변속만이 가능하지만 클러치를 치차변속기와 직렬로 이어 사용하면 클러치와 클러치간의 미끄럼에 의해 토오크를 전달할 수 있으므로 무단변속 효과를 얻을 수 있다.(Fig.4). 미끄럼 클러치식 치차변속기의 장점은 현재 사용되고 있는 치차변속기를 바로 이용할 수 있다는 점이다. 하

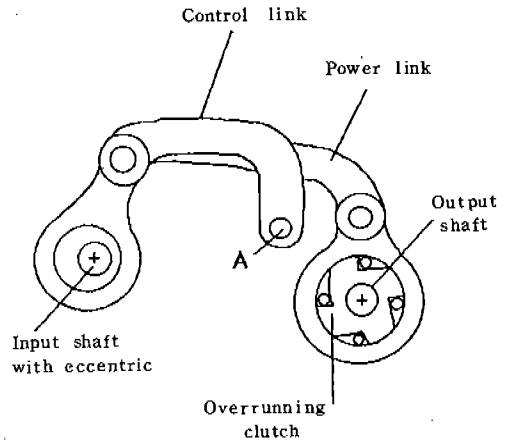


Fig.2 Single linkage of overrunning clutch CVT

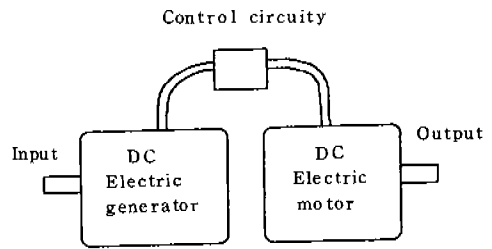


Fig.3 Electric CVT

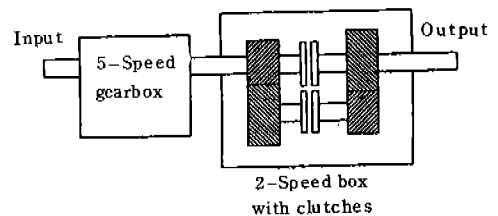


Fig.4 Schematic diagram of a multispeed gearbox with slipping clutch CVT

지만 작은 변속에 따른 클러치마모와 이에 의한 성능감소가 불확실하다는 단점이 있다.

2.5 트랙션 전달장치

트랙션 구동 (traction drive)이란 서로 하중을 받는 두 접촉면의 마찰에 의해서 동력이 전달되는 기구를 뜻한다. 이러한 기구로는 ① 구름마찰구동 (rolling contact traction drive)과 ② V-벨트구동이 있다. 구름마찰구동의 기본원리는 2개의 금속면이 서로 구동마찰을 하고 상호간의 회전 유효반경을 변화시킴으로써 무단변속효과를 얻는 것이다. 다양한 형태의 구름마찰기구가 고안되었거나 연구되고 있지만 자동차용으로는 실용화단계에 있는 것은 거의 없다. Fig.5에 대표적인 구름마찰기구인 toroidal drive가 나와있다.^(3,4)그림에서 구동축 동력은 유효 회전반경비인 R_{IN} 대 R_{OUT} 의 비에 의해서 종동축으로 전달된다.

V-벨트 CVT는 자동차용 무단변속기로서 현재 가장 큰 가능성을 갖고 있는 변속장치이다. 1974년 네덜란드의 DAF社(현재는 스웨덴의 Volvo社 소유)에 의해 자동차용 무단변속기로 처음 시작된 이래 지속적인 관심을 끌어들여왔고 최근 도시형 소형자동차에 특히 적합한 변속장치로서 일본 및 구미 각국 자동차 회사들의 비상한 관심의 연구대상이 되어왔다. V-벨트 CVT에 관한 자세한 설명은 다음 절에서 하기로 한다.

3. V-벨트 CVT

V-벨트 CVT는 저렴한 무단변속장치로서 snowmobile, 농업기계 등 50마력내외의 소형차에 주로 사용되어 왔으나, V-벨트 CVT의 비교적 간단한 구조와 소형 경량이며 연료 효율이 높다는 장점이 에너지 절약형 소형자동차에 적합하다고 인정됨에 따라 V-벨트 CVT의 자동차 적용에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 더우기 고무 및 복합재료 기술발전때문에 벨트의 동력전달능력 향상과 CVT 기구의 적절한 제어는 현재의 수동 및 자동 치차 변속장치를 대체할 수 있는 자동차용 변속기로

서 V-벨트 CVT의 실용화를 목전에 두고 있다.

Fig.6는 V-벨트 CVT에 의한 자동차 구동을 보여준다. 구동 및 종동풀리는 각각 축에 고정된 고정풀리와 축방향으로 움직일 수 있는 이동풀리로 구성되어 있다. 고정풀리와 이동풀리사이의 간격을 조정함으로써 벨트 회전반경을 바꿀 수 있고 이에따라 연속적인 변속이 이루어진다. 풀리간격은 구동축의 이동풀리와 고정풀리사이의 간격이 가장 벌어져 있고 종동축 양 풀리의 간격이 가장 좁혀져 있는 최대변속비 (speed down)에서 구동축 고정 및 이동풀리간격이 가장 좁고 종동축 풀리간의 간

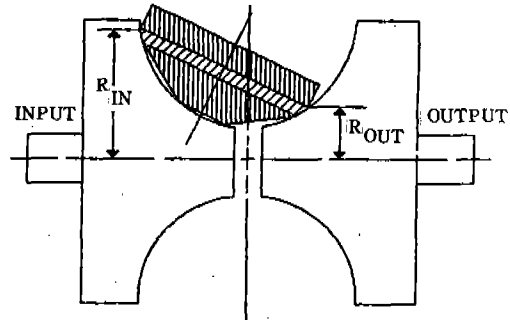


Fig.5 Rolling contact traction drive CVT - Toroidal drive

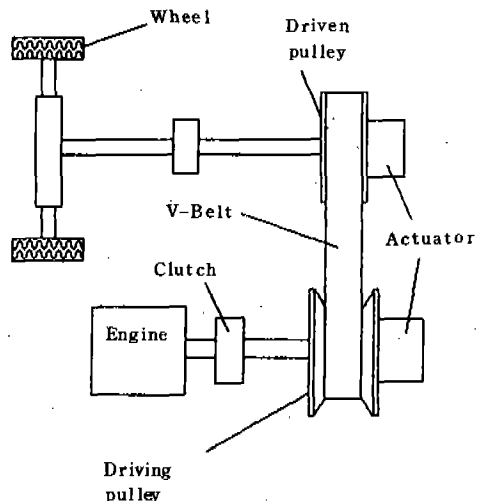


Fig.6 Schematic diagram of a V-belt CVT drive

격이 가장 벌어진 최소변속비 (speed up) 까지 변할 수 있다. Fig.6의 CVT 풀리간격은 최대변속비인 순간을 보여주고 있다. Fig.7은 최소변속비인 순간의 CVT 풀리배열을 보여준다. 구동축의 고정 및 이동풀리간격은 최소로 좁혀지고 벨트는 밖으로 밀려 회전반경이 최대가 된다. 중동축의 벨트 회전반경은 벌어진 풀리간격으로 인하여 최소이다. 이와같이 고정 및 이동풀리로 이루어진 구동축과 중동축을 사용함으로써 연속적인 무단변속이 가능 한데 변속비 범위는 보통 3.5~4.5 정도이나⁽⁵⁾ 설계에 따라 6.0 이상도 쉽게 얻을 수 있다.⁽⁶⁾

풀리간격을 조정하는 이동풀리의 이동은 스프링, 원심추, 토오크 램프 또는 유압, 공기압 등 여러가지 형식의 actuator 를 사용하여 조정할 수 있다. Fig.8은 원심추를 이용한 원심력 actuator 의 단면을 보여준다. 풀리는 회전축에 고정된 고정풀리와 이동풀리로 구성되어 있다. 이동풀리는 축방향으로 이동할 수 있으나 고정풀리에 대한 상대회전운동은 스플라인 (spline)에 의하여 불가능하다. 이동풀리에는 원심추가 부착되어 있어 회전속도가 증가하면 원심력에 의하여 이동풀리를 좌측으로 밀어낸다. 따라서 풀리간격은 좁아지고 V-벨트는 밖으로 밀려 벨트의 회전반경이 커진다. 결과적으로 축의 회전속도가 증가하면 벨트의 회전반경이 증가한다.

Fig.9는 토오크 램프 (torque ramp) 식 actuator 의 단면이다. 풀리는 고정 및 이동풀리로 이루어져 있는데 이동풀리는 축방향으로 움직일 수 있고 동시에 고정풀리에 대한 상대회전운동도 가능하다. 토오크 램프는 회전운동을 나선형 스프링에 의해 축방향 힘으로 변환하는 기능을 갖고 있으며 정상상태에서는 풀리, 벨트, 토오크 램프의 각 힘이 주어진 토오크 하중과 평형을 이루고 있다. 부하 토오크가 증가하면 평형상태의 벨트장력으로는 더 이상 증가된 토오크를 지탱할 수 없으므로 고정풀리와 이동풀리 사이에 미끄럼이 생기고 이동풀리는 고정풀리에 대해 상대회전운동을 한다. 이 상대운동은 토오크 램프에서 축력으로

바뀌고 증가된 축력은 이동풀리를 밀어서 풀리간의 간격을 좁게 만든다. 따라서 벨트 회전반경이 커지고 벨트장력은 증가하여 증가된 토오크와 균형을 이루는 새로운 평형상태를 이루게 된다. Fig.8의 원심력 actuator 와 Fig.9의 토오크 램프식 actuator 를 각각 구동 및 중동풀리의 actuator 로 함께 사용하면 양 풀리 사이에는 상호 연관작용이 있다. 즉 한쪽 풀리의 벨트 회전반경이 증가하면 구동시스템

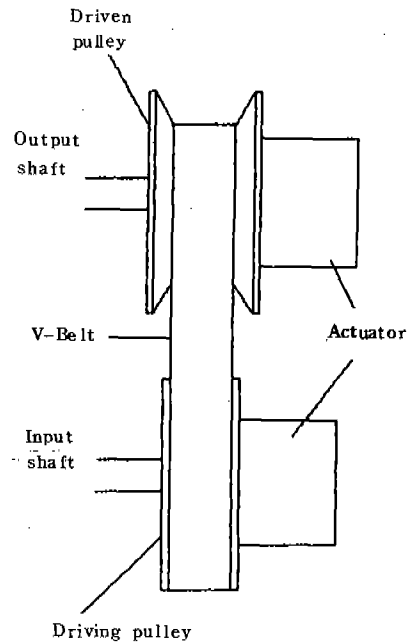


Fig.7 Driver and driven pulley with minimum ratio

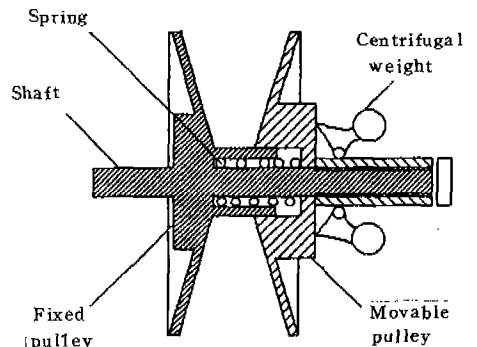


Fig.8 Centrifugal type CVT actuator

의 고정된 축간거리와 일정한 벨트 길이로 말미암아 다른 쪽 풀리의 회전반경은 감소하여야만 한다. 따라서 벨트구동 시스템은 엔진속도에 대응하는 원심력 actuator 와 부하 토오크에 대응하는 토오크 램프식 actuator 로 이루어진 자동 무단변속기 (automatic contin-

uous variable transmission) 가 된다.

Fig.10 은 공기압식 풀리 actuator 시스템 을 보여준다. (7) 고정풀리 N 은 회전축 M 에 고정되어 축과 함께 회전한다. 이동풀리는 진공 실린더 S 로 이루어져 있으며 실린더는 축과 같이 회전하지만 축방향으로 이동이 가능하다. 진공 실린더는 다이어프램 (diaphragm) 에 의해 2 개의 방 (1), (2) 로 나누어져 있다. Idling 시 변환밸브 U 는 좌측에 있어 공기가 통하고 실린더 방 (1) 은 대기로 채워진다. 정상상태에서는 수동밸브 H 가 좌측에 있고 브레이크 유압이 작용하지 않기 때문에, 피스톤 B 는 좌측에 있고 대기공 A 로 통한 공기는 실린더 방 (2) 를 대기압으로 만든다. Idling 시 주플랜지는 축과 연결되어 있지 않으므로 축은 회전하지 않고 따라서 원심추 F 도 작동하지 않는다. 그러므로 풀리간격은 최대가 되고 벨트 회전반경은 최소가 되어 변속비는 최대가 된다.

가속시 엔진회전이 높아지고 축은 주플랜지에 부착되어 함께 회전한다. 밸브 U 는 그림에 표시된 위치에 있고 대기는 L 에서 차단되어 실린더 방 (1) 의 공기는 진공탱크 P 로 간다. 실린더 방 (2) 는 여전히 대기압으로 남아있기 때문에 실린더 즉 이동풀리는 우측으로 밀리고, 동시에 축회전에 의한 원심추 F 의 작용으로 실린더는 우측으로 밀리는 힘을 받는다. 따라서 풀리간격은 좁아지고 벨트 회전반경이 증가하하 변속비는 감소한다. 가속페달을 더 밟으면 밸브 U 의 피스톤은 우측으로 밀려 실린더 방 (1) 은 다시 대기압이 되고 idling 상태와 똑같이 되지만 축의 고속회전에 의한 원심력으로 말미암아 풀리간격은 다시 좁아져서 변속비는 더 작아지고 자동차의 속력은 빨라진다.

이와같이 공기압과 원심력을 이용한 풀리 actuator 는 원심력 actuator 가 회전속도의 제곱에 비례하는 원심력만 줄 수 있다는 단점을 공기압과의 적절한 조합으로 극복할 수 있으나 공기압 제어에 필요한 장치가 추가로 필요하고 이들 장치의 운전에서 오는 손실 (attendant parasitic loss) 을 피할 수 없다는

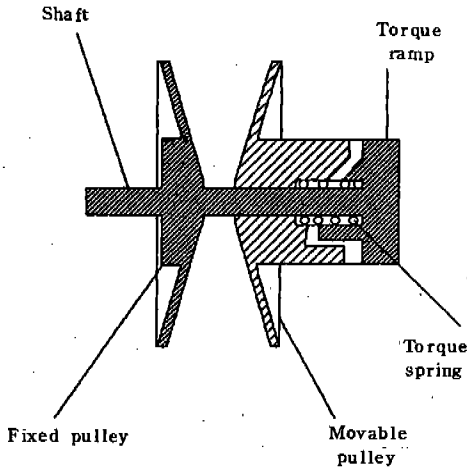


Fig.9 Torque ramp type CVT actuator

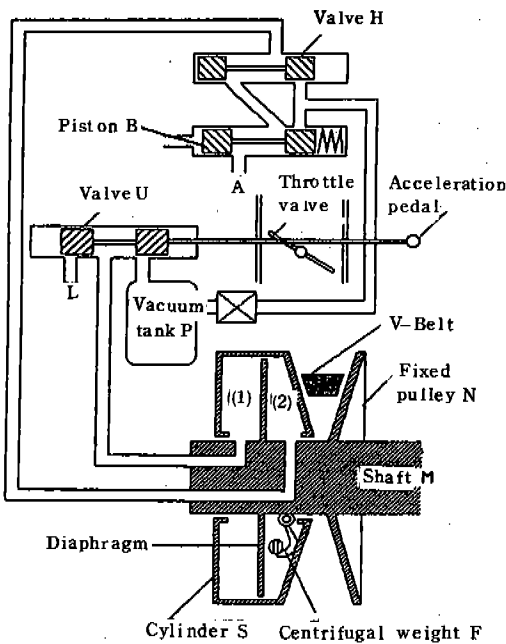


Fig.10 Pneumatic CVT actuator with centrifugal weight

단점이 있다.

이 밖에 풀리 actuator 로서 유압식이 있으나 유압회로의 작동, 제어에 필요한 장치가 복잡하고 앞서 언급한 바와같이 장치운전에 따른 손실이 있다.⁽⁸⁾

4. V-벨트 CVT의 성능

Chrysler 社의 전륜구동형 소형승용차인 Horizon (1.7ℓ 엔진)에 V-벨트 CVT를 설치하여 시험운행한 결과가 Table 1과 2에 나와있다. Table 1은 3단 자동변속기에 대한 V-벨트 CVT의 동력전달 효율을 비교한 것이다.

Table 1 Transmission mechanical efficiency

CVT	85.0 %
3-speed automatic	72.2 %
CVT % improvement	17.7 %

Table 2 Vehicle fuel economy, M P G

	Urban	High-way	Combined
CVT	26.80	36.11	30.32
3-speed automatic	23.42	30.79	26.25
CVT % improvement	14.43%	17.28 %	15.51%

CVT의 개선된 효율은 벨트의 높은 동력전달 효율과, 부수손실이 따르는 유압장치 등이 없는 간단한 구조에 의한 것이다.

Table 2에는 3단 자동변속기와 V-벨트 CVT의 연료효율 비교가 나와있다. Table 2에서 볼 수 있듯이 CVT에 의한 연료효율 증가는 도시주행에서 14.4%, 고속도로주행에서 17.3% 등 평균 15.5%에 달한다. 이밖에 주행성(driveability)은 대부분의 운전자들에 의해 탁월하다고 보고되었다. 벨트에 의한 소음은 거의 무시할 정도였으며, 특히 굴곡된 경사

도로를 올라갈 때 잦은 치차변속이 없이 벨트에 의한 자동 무단변속이 행하여 졌으므로 유연한 작동이 주목할 만 하였다.

5. V-벨트 CVT의 설계

5.1 축력 (Axial force)

V-벨트 CVT 시스템에 작용하는 힘은 다음 3가지로 나눌 수 있다. ①구동축 축력(driver axial force), ②종동축 축력(driven axial force), ③축간 힘(centerline force) Fig.11에 이들 3가지 힘이 도시되어 있다. 종동풀리에 가해진 부하 토크는 벨트장력과 균형을 이루며 벨트장력은 종동축 축력에 의하여 공급된다. 벨트장력의 합은 종동축과 구동축 사이에 작용하는 축간력이 되고 구동풀리에는 평형을 이루기 위한 반대방향의 토크가 작용한다. 구동풀리에 필요한 벨트장력도 역시 구동축 축력에 의해 제공된다.

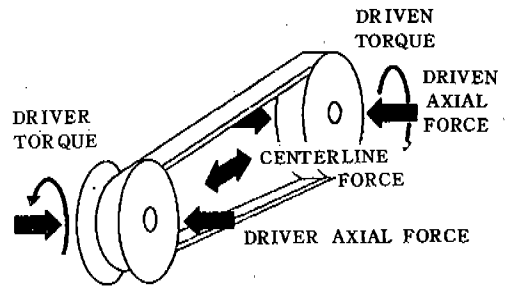


Fig.11 Force balance in V-belt CVT drive

구동축과 종동축의 축력을 구하기 위하여는 먼저 변속비 범위가 결정되어야 한다. 변속비 범위는 최소 및 최대 N/V비(엔지속도대 자동차속도의 비)에서 얻어지며, 이와같은 N/V비는 자동차 설계사양에서 결정된다. V-벨트 CVT가 설치될 공간을 감안하여 풀리의 직경과 축간거리가 정해지면 앞서 구한 변속비 범위에서 최대 토크를 유지하는데 필요한 축력을 계산할 수 있다. 이때 계산되는 축력은 최소치가 되는데 이보다 더 큰 축력은 벨트에 과도한 장력을 주어 벨트수명을 단축시키는 원

인이 된다.

5.2 CVT 제어

운전자는 구동축 토오크를 제어할 수 있어야 한다. 구동축 토오크는 가속페달 즉 엔진 throttle 위치에 비례하지만 실제차바퀴를 움직이는 구동토오크는 변속기를 거쳐서 얻어짐으로, 구동토오크는 결국 엔진토오크와 변속비의 곱이라고 볼 수 있다. 따라서 3~5 단의 제한된 치차변속으로는 주어진 토오크와 엔진속도에 대해서 최대연료효율과 최대성능을 주는 최적변속비를 항상 유지할 수 없다. CVT는 설계된 변속비 범위내에서 무한대의 변속비를 갖고 있음으로 이를 적절히 제어하면 최적변속비를 항상 유지할 수 있다.

CVT 제어는 결국 고정축과 종동축에서 고정플리와 이동플리 사이의 간격을 조정하여 원하는 변속비를 얻는, 이동플리의 변위제이라고 볼 수 있다. 이동플리 제어는 ①closed loop control 과 ②open loop control의 2가지 방식이 있다.

Closed loop control 방식을 사용하여 구동축을 제어하는 경우 제어장치는 구동축의 이동플리 actuator 를 기동하고 엔진 속도는 throttle 위치와 manifold vacuum의 직접함수가 된다. 이때 종동축에는 부하토오크에 대응하는 actuator 를 설치하여 종동축 이동플리를 움직이므로, 결국 엔진 속도는 throttle 위치, manifold vacuum의 직접함수가 되고 부하토오크의 간접함수가 된다. 제어장치로는 기계식이 대부분이나 최근에는 마이크로프로세서를 이용한 제어방식도 연구되고 있다.

기계식 제어의 경우 운전자가 가속페달을 밟아 자기가 원하는 토오크를 선택하면 가속페달에 연결된 유압식 또는 공기압식 (Fig.10 참조) 제어장치는 엔진 throttle 위치와 CVT 변속비를 조정하여 최적운전상태를 만든다. 마이크로프로세서를 응용한 제어는 먼저 최적운전상태를 정하고 이에 상응하는 제어모우드를 결정한다. 각 센서에서 나온 출력은 A/D converter 에서 디지털 신호로 바뀌고 마이

크로프로세서에 의해 제어모우드가 결정되어 토오크제어, 엔진 rpm제어, 변속비제어등 필요한 actuator 를 움직이게 된다. 이때 actuator 형식으로는 주로 서어보 밸브를 부착한 유압식이 사용된다. 이와같은 closed loop control 방식은 미리 정해진 최적인전곡선을 비교적 정확히 쫓아갈 수 있다는 잇점이 있으나 유압, 공기압 또는 전자식 장치가 추가되어야 하고 이들을 구동하는데 필요한 외부동력 (external power)이 있어야 하며 이들 장치들에 의한 부수적인 손실을 피할 수 없다는 결점이 있다.

Open loop control 방식으로 CVT 변속비를 제어하는 경우 구동축에는 엔진속도에 비례하는 actuator (예를 들어 Fig.8의 원심력 actuator) 를, 종동축에는 부하토오크에 대응하는 actuator (예를 들어 Fig.9의 토오크 램프식 actuator) 를 사용하여 변속비를 제어할 수 있다. 이때 원심력 및 토오크 램프식 actuator 는 각각 엔진속도와 부하토오크에 의해 구동되므로 이를 작동시키는데 소요되는 별도의 동력이 필요없다. 또한 구조가 간단하고 이들 장치자체의 작동손실이 거의 없다는 장점이 있으나, closed loop control 방식에 비해 최적인전곡선을 정확히 쫓아갈 수 없다는 단점이 있다. 따라서 현재의 actuator 를 개량하거나 새로운 형식을 개발하여 최적인전곡선에 가까운 성능을 내도록 한다면 open loop control 방식으로도 원하는 최적인전 상태를 얻을 수 있으리라 기대된다.⁽⁹⁾

5.3 벨 트

V-벨트 CVT 구동에서 동력전달은 벨트에 의해 이루어진다. 전달토오크는 긴장축 장력 T_1 과 이완축 T_2 의 차이에 벨트회전반경의 곱으로 결정된다. 장력차이 $T_1 - T_2$ 는 벨트와 풀리사이에 작용하는 마찰력의 합과 균형을 이루므로 벨트면의 마찰은 CVT 동력전달에서 가장 중요한 요소가 된다. 벨트 동력전달에서 널리 사용되어온 Euler 식은 다음 2가지 기본적 가정을 필요로 한다.

(1) 벨트와 풀리사이의 마찰계수 μ 는 상수이다.

(2) 벨트와 풀리간의 전접촉각 θ 에서 마찰력이 작용한다.

그러나 위의 2가지 가정은 모두 사실과 다르다. 가정 (1)의 상수마찰계수는 Kim⁽¹⁰⁾, Bartenev⁽¹¹⁾ 등의 연구에서 밝혀진 바와 같이 실제로는 압력과 미끄럼율(rate of creep velocity)의 함수이다. 한편 Chukanov^(12,13) 등에 의해 보고된 것처럼, 벨트와 풀리간의 접촉각 θ 는 실제로 2개의 영역으로 이루어져 있다. 그 하나는 ①비활동영역(inactive area)으로서 벨트와 풀리사이의 상대속도는 0이고 벨트면에는 동마찰에 의한 마찰력이 작용하지 않아, 이 영역에서 벨트는 장력변화를 일으키지 않는다. 나머지 ②활동영역(active area) 또는 미끄럼(slip) 구간에서 벨트는 풀리에 대하여 상대속도를 갖는다. 따라서 벨트와 풀리사이에는 미끄럼에 의한 동마찰(kinetic friction)이 작용하고 이 마찰력은 벨트의 장력변화와 균형을 이룬다. 벨트와 풀리간의 상대속도는 벨트의 장력변화에 의한 벨트의 신장 또는 압축변형이나, 풀리반경 방향의 반경변화에 의한 것이다.

Fig. 12는 구동 및 종동풀리에서 벨트의 장력변화를 보여준다. 정상상태에서 구동풀리와 종동풀리는 같은 장력차이 $T_1 - T_2$ 를 갖고 있음에도 불구하고 양 풀리의 벨트장력분포는 현

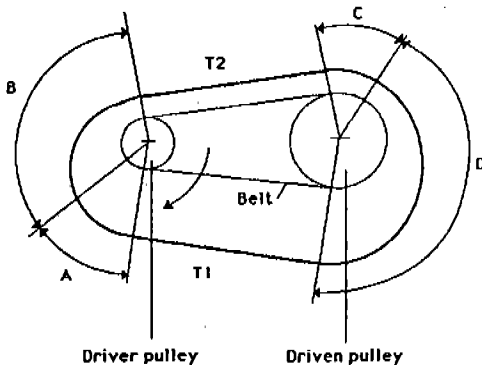


Fig. 12 Distribution of belt tension in V-belt CVT drive

격한 차이를 보이고 있다. 긴장측 장력 T_1 은 구동풀리를 지나는 동안 비활동 영역 A에서 T_1 에 머물러 있고 활동영역 B에서 감소하여 이완측 장력 T_2 로 풀리를 벗어난다. 벨트가 종동풀리를 통과하는 동안 장력은 비활동영역 C에서 변하지 않고 활동영역 D에서 T_2 에서 T_1 으로 증가한다. 그림에서 볼 수 있듯이 각 풀리에서 활동영역의 값 B, D는 크기가 서로 다르다. 활동영역이 증가할 수록 벨트의 토오크 전달능력은 증가하지만 어느 풀리든 전접촉각이 활동영역으로 되면 전구간에서 미끄럼이 일어나고 벨트는 더 이상의 토오크를 전달할 수 없게된다(gross slip condition). 전구간 미끄럼 상태가 되면 벨트와 풀리사이에는 마찰에 의한 열이 발생하고 벨트수명은 급격히 짧아진다. 이와같은 전구간 미끄럼을 방지하기 위하여는 벨트장력을 증가시키면 되지만 과도한 장력은 벨트장력 요소의 응력을 증가시켜 벨트수명을 역시 단축시킨다. 따라서 최대전달효율과 벨트수명연장을 위하여 벨트운전은 전구간 미끄럼 직전, 즉 전접촉각중 10~20°의 비활동영역을 남겨두고 나머지 영역에서 동력전달이 이루어지도록 운전되어야 한다.

또한 벨트는 운전중, ①긴장 및 이완측장력, ②풀리진입시 급히하중, ③원심력 등의 반복하중을 받기 때문에 반복하중에 의한 피로도 벨트수명에 큰 영향을 미친다. 그밖에도, 고부하에서 벨트는 풀리반경방향으로 buckling을 일으키고 이에 따라 접촉면적 불균형에 의한 미끄럼과 벨트장력요소간에 불균형한 하중분포를 가져온다.

따라서 효과적인 V-벨트 동력전달 설계를 위하여는 벨트와 풀리 접촉면의 마찰특성에 대한 보다 정확한 해석과, 구동풀리, 벨트, 종동풀리간의 역학적 거동에 대한 확실한 이해가 있어야 할 것이다. 벨트수명증대는 앞서의 여러가지 특성파악 외에도 플라스틱, 금속, 복합재료 등 신소재에 의한 새로운 구조의 벨트연구 개발과 이에 대한 이론적, 실험적 뒷받침이 뒤따라야 할 것이다.

6. 결 론

자동차용 CVT에 대하여 V-벨트 CVT를 중심으로 간단히 살펴 보았다. V-벨트 CVT는 소형 경량이며 제작비가 저렴하고 최대연료효율과 최대성능을 주는 최적변속비를 운전중 계속 유지할 수 있는 장점을 갖고 있으므로 앞으로 자동차, 특히 잦은 변속을 필요로 하는 도시형 소형승용차의 자동변속기로서 그 역할이 크게 기대된다. 한국은 내수 및 수출에서 소형승용차에 주력하고 있는만큼 V-벨트 CVT의 연구 개발에 특히 관심을 기울일 필요가 있다.

V-벨트 CVT의 국내개발을 위하여는 먼저 ①벨트의 동력전달 특성과악과, ② 구동폴리, 벨트, 종동폴리간의 역학적 거동 해석 그리고 ①, ②의 결과와 주어진 자동차의 설계사양에 기초한 ③최적운전을 위한 제어장치의 설계, 특별히 폴리 actuator의 성능개선과 새로운 형식의 actuator 개발이 있어야 할 것이며, 동시에 벨트의 동력전달 성능향상 및 수명증대를 위하여 ④복합재료 등 신소재를 이용한 벨트구조개선 또는 신형 고강도벨트의 연구 개발이 뒤따라야 할 것이다. 앞으로 이 분야에 학계와 산업계의 많은 동참을 기대한다.

참 고 문 헌

1. N.H. Beachley, A.A. Frank, "Principles and Definitions for Continuously Variable Transmissions with Emphasis on Automotive Applications," ASME Paper 80-C2/DET-95, 1980.
2. L. Gogins, C.P. Russell, "Mechanapower: A New Approach to Infinitely Variable Transmissions," SAE Paper 760586, 1976.
3. J.H. Kraus, "Continuously Variable

- Transmissions," Automotive Engineering,
4. J.H. Kraus, "An Automotive CVT," Mechanical Engineering, Vol. 93, pp. 38-43, Oct. 1976.
5. R.F. Stieg, W.S. Worley, "A Rubber Belt CVT for Front Wheel Drive Cars," SAE Paper 820746, 1982.
6. D.R. Houser, K. Srinivasan, G.L. Kinzel, "Microprocessor Controlled Continuously Variable Rubber V-Belt Transmission for an Automobile," SAE Paper 820745, 1982.
7. 鈴木勝也, 牛島博三宏, "自動車用無段變速機について," 自動車技術, Vol. 30, pp. 759-764, 1976.
8. D. Scott, "Belt Drive CVT for '82 Medel Year," Automotive Engineering, Vol. 88, pp. 136-140, Feb. 1980.
9. R.F. Stieg, J.P. Dolan, "Mechanical Control of a V-Belt CVT," Gates Rubber Company Report, 1984.
10. H. Kim, K.M. Marshek, "Belt Forces and Surface Model for a Cloth Backed and a Rubber Backed Flat Belt," J. of Mechanical Design, Trans. ASME (In Press)
11. G.M. Bartenev, V.V. Lavrenjev, "The Actual Contact Area and Friction Properties of Elastomers under Frictional Contact with Solid Surfaces," Wear, Vol. 18, pp. 439-448, 1971.
12. V.I. Chukanov, "Accurate Calculation of a Flexible Belt Drive," Russian Engineering Journal, Vol. 46, pp. 26-30, 1966.
13. H. Kim, K.M. Marshek, M. Naji, "Forces Between an Abrasive Belt and Pulley," Int. J. of Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, pp. 97-103, 1987.