

단일 모드를 갖는 동력분기식 무단변속기의 실용성에 관한 연구

성상훈* · 이형우† · 박노길**

(원고접수일 : 2006년 9월 20일, 심사완료일 : 2007년 1월 17일)

A Study on the Practicability of A Power Splitted Continuously Variable Transmission with Single Mode

Sang-Hoon Seong* · Hyoung-Woo Lee† · No-Gill Park**

Abstract : As a method to improve the poor torque capacity on the continuously variable transmission(CVT), power splitted devices(PSD) reducing the power entering into the transmission has been considered. But this kind of PSD requires for the variator to be a large coverage of the speed ratio (CSR). Since the CSRs of the well-known push belt or the toroidal ones are not enough large, the power splitted CVTs (PSCVTs) using them should be made with multiple modes, inevitably adding the dog clutches and the associated accessories. In this paper, a PSCVT with single mode is conceptually designed. A new continuously variable unit (CVU) consisting of the paired inner and outer spherical rotors is used. The CVU has large CSR and excellent compactness. As a PSD, a variable bridge (VB) using the planetary gear units (PGUs) is considered because it has an upper bound on the power ratio. An optimal design to minimize the effective efficiency of the PSCVT is carried out. Through the performance analysis on the designed model, good expectation on the practicability in the heavy vehicle system is shown.

Key words : Continuously variable transmission (무단변속장치), Power splitted devices (동력분기장치), Power splitted CVT (동력분기식 무단변속장치), Planetary gear unit (유성기어유닛)

1. 서 론

차량 변속기는 동력전달과 속도조절의 용도에 따라 다양한 종류의 변속장치가 사용되는데, 핵심적인 설계 고려사항은 토크용량과 동력효율이다. 최

근 연료절감을 위한 경량화가 매우 중요한 고려사항으로 여겨지는데, 이에 따라 power density를 높이기 위한 방안으로 메커니즘 설계와 변속기용 기능성 윤활유 개발, 그리고 내마모 고강도의 특수 재질 개발 등의 노력이 진행되고 있다^{[1]-[3]}. 토크용

† 책임저자(부산대학교 기계기술연구소), E-mail: leehwoo@gmail.com, Tel: 051) 510-1475

* 부산대학교 기계설계과 대학원

** 부산대학교 기계공학부

량이 탁월한 메커니즘으로는 아주 고전적인 기어식 변속장치가 지금까지 주종을 이루고 있는데, 최근 스틸벨트식 및 토로이달식 등 무단변속장치(CVT)를 이용한 고용량의 변속장치가 자동차와 같은 차량에도 실용화되고 있다^{[4]-[6]}. CVT는 제어성이 기어변속장치에 비해 뛰어나고 유연한 변속으로 인한 진동소음이 월등히 줄어들어 장점을 많이 가지고 있기 때문에 차세대 변속장치로 주목을 받고 있다. 그러나 토크용량이 적어서 버스, 트럭, 전투차량 등 고동력 차량에는 아직까지 실용화되지 않고 있다.

CVT의 장점을 살리면서 전체 시스템의 토크용량을 증대시키기 위한 방안으로서, 유성기어유닛(planetary gear unit; PGU)을 이용한 동력분기장치(PSD)와 벨트식 혹은 마찰식 CVU를 조합한 동력분기식 무단변속장치(PSCVT)가 연구되고 있다^{[7]-[9]}. PSCVT의 기본 개념은 동력의 경로를 분기시키어 CVU에 전달되는 동력의 일부를 바이패스(bypass)시키고자 하는 것이다. 이를 위해 PGU을 조합한 방식이 일반적으로 채택되고 있는데 PGU 하나를 이용하는 방식과 PGU 두개를 이용하는 방식이 일반적으로 사용된다^{[7]-[9]}. PSCVT는 CVU에 걸리는 동력을 줄이는 효과를 얻지만 대신에 CVU의 속도비(variator speed ratio; VSR) 범위는 전체 변속시스템의 속도비(overall speed ratio; OSR)의 범위보다 더 넓어야 된다.

벨트식이나 마찰식 CVU는 VSR가 충분히 크지 않기 때문에 단일모드(속도비 범위를 구분하지 않고 하나의 방식으로 사용하는 방식)로 PSCVT를 구현하기는 불가능하다. 지금까지는 복합모드(속도비 범위 내에서 서로 다른 방식의 변속시스템을 채택하는 경우로서, 고속모드에서는 무단변속, 저속모드에서는 기어식 변속) 방식이 채택되고 있다^{[7]-[9]}. 복합모드의 경우에는 클러치나 부속장치가 별도로 필요로 하기 때문에 복잡해지고 중량도 커져서 바람직하지 못하다. CVU 중에서 VSR이 비교적 큰 Kopper ball 이나 disk-ball 등이 있으나 이들은 토크용량이 매우 적어서 고동력용 PSCVT에는 사용되지 않고 있다.

본 연구에서는 이미 소개된 내구면 마찰식 CVU^{[9]-[11]}을 이용한 PSCVT를 제안하고자 한다. PSD로는 동력의 바이패스 능력이 탁월한 브릿지형 PSD가 채택된다. 이 PSD는 PGU 2개를 연결시킨 장치로서 바이패스율이 전체 OSR 범위에 대하여 60% 이상 가능하다. 본 연구에서 채택한 내구면 CVU(inner spherical CVU ; ISCVU)는 구체의 내면과 외면 접촉을 이용하여 고안한 장치로서 토로이달식에 비하여 토크용량이 월등히 크고 수명시간도 길다. 그리고 속도비의 범위도 무한대(infiniely variable transmission; IVT)까지 확장도 가능하다. 새로운 PSCVT에 대하여 중형 승용차에 맞는 설계사양에 맞추어 개념설계하고자 한다. 여기서 얻어진 설계 치수에 대하여 여러 가지 운전조건에 따른 성능 변화를 모사실험으로 살펴보고 size down and up을 통하여 고동력용 중장비 차량에의 실용성을 검토하고자 한다.

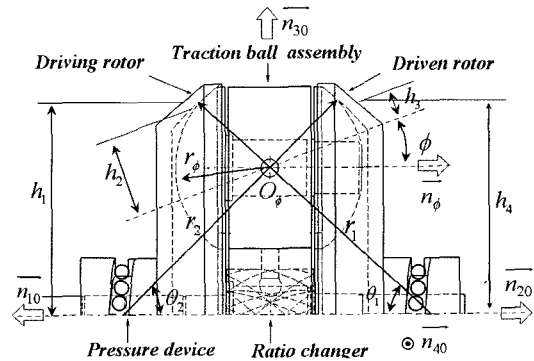


Fig. 1 A schematic of the ISCVU

2. 메커니즘 설계

2.1 내구면 마찰식 무단변속유닛 (ISCVU)

ISCVU는 내구면과 외구면의 로터의 마찰구동을 기본으로 하는 변속기구로서, 마찰차(traction drive; TD), 가압장치(pressure device; PD), 그리고 속도조정장치(ratio changer; RC)로 구분된다. TD는 구동로터에서 카운터로터를 거쳐 종동로터로 이어지는 메카니즘으로 되어 있다. 구동 및 종동 로터는 구의 내측면이 마찰면

으로 사용되고 이들과 대응하는 카운터로터는 구의 외측면이 마찰면으로 사용된다. 구동로터의 마찰면으로 사용되는 구의 중심(O_1)은 동력축 상에 놓여 있다. 구동축 카운터로터의 마찰면으로 사용되는 구의 중심(O_b)은 동력축에서 일정 거리만큼 떨어진 위치에 놓여 있다. 두 중심(O_1 과 O_b)을 잇는 선은 구동로터와 구동축 카운터로터 접촉점의 법선과 일치한다. 구동축카운터로터의 회전축은 수평에서 ϕ 만큼 기울어져 있으며 RC에 의해 가변된다. 마찬가지로 종동로터의 마찰면으로 사용되는 구의 중심(O_2)은 동력축 상에 놓여 있고 종동축 카운터로터의 마찰면으로 사용되는 구의 중심은 O_b 와 일치한다. 그리고 두 중심(O_2 와 O_b)을 잇는 선은 종동로터와 종동축 카운터로터 접촉점의 법선과 일치한다. 구동축 카운터로터와 종동축 카운터로터는 서로 고정 연결되어 있고 회전 가능하도록 피벗 연결된 베어링 지지대와 베어링에 의해 지지되어 있다. 베어링 지지대 및 카운터로터 베어링 예셈부리를 각도 ϕ 만큼 회전시키면, 구동축 및 종동축 카운터로터의 접촉반경(접촉점과 카운터로터 회전축과의 거리 : h_2 와 h_3)이 무단으로 변한다. 따라서 구동로터 회전속도(ω_1)에 대한 종동로터 회전속도(ω_2)의 속도비(ρ)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\rho = \frac{h_1 h_3}{h_2 h_4} \quad (1)$$

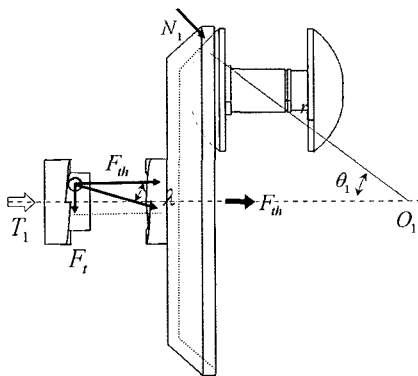


Fig. 2 Pressure device

$$\begin{aligned} h_1 &= r_1 \sin \theta_1 \\ h_2 &= s \sin (\theta_1 + \phi) \\ h_3 &= s \sin (\theta_2 - \phi) \\ h_4 &= r_2 \sin \theta_2 \end{aligned}$$

여기서 h_1 과 h_4 는 각각 구동 및 종동로터의 접촉반경(접촉점과 동력축과의 거리)으로서, 변속 시 값이 변하지 않는다. r_1 , r_2 는 각각 구동 및 종동로터 구의 반경이다. s 는 구동 및 종동축 카운터로터의 구 반경이다. 그리고 θ_1 , θ_2 는 각각 구동축 및 종동축 법선과 동력축과의 이르는 각도이다.

마찰력에 의해 동력이 전달되기 위해서는 일정량의 수직력이 요구되는데 볼-스크류 형태의 PD가 입력축과 출력축에 각각 설치되어 있다. 볼-스크류형 PD는 기계식으로 매우 간단한 구조를 갖고 있는데 동력축의 토크에 비례한 수직항력을 접촉부에 가해지게 된다. PD는 나선각 λ 의 안내면 사이에 여러개의 볼이 삽입된 형태이다. (Fig. 2를 참조할 것.)

나선각과 안내면의 유효반경의 크기에 따라 토크에 비례한 수직항력이 결정된다. 토크와 수직항력과의 관계는 식(2)으로 표현된다.

$$N_i = \left(\frac{r_i}{\tan \lambda_i \cos \theta_i} \right) T_i, \quad i=1,2 \quad (2)$$

여기서 N 은 수직항력이고 T 는 토크이다.

구동축 PD에 의해 발생된 수직력이 구동로터와 구동축 카운터로터의 접촉부에 작용하면, 구동로터의 내구면과 구동축 카운터로터의 외구면이 기하적으로는 점접촉하지만 실제적으로는 두 면사이의 탄성변형에 의하여 원형의 접촉면이 형성된다. 종동축 접촉부에도 같은 이치로 원형의 접촉면이 형성된다. 이 때 발생하는 최대접촉압력은 마찰면의 강도에 의해 제한을 받게 된다. 마찰면에서의 파괴가 일어나지 않는 범위 내에서 충분한 량의 수직력이 주어지면 마찰면 사이의 마찰계수에 의해 접선력을 얻게 되고 형성된 접선력과 접촉점의 속도로 인하여 동력이 전달된다. 이 때 과도한 동력이 전달되면 접선력이 점점 증가하여 최대 접선력에 도달하

게 되고 그 이상이 되면 미끌어져 더 이상의 동력 전달이 불가능하게 된다. 따라서 토크용량을 늘리기 위해서는 최대접촉응력에도 충분히 전달 수 있는 재질을 개발하든가 아니면 접촉면의 늘리는 방안이 고려되어야 하는데 본 연구에서는 후자의 방안으로써, 내구면과 외구면의 접촉으로 접촉면적으로 증대시키어 토크용량을 개선시키고 있다. 헤르츠 접촉이론에 따르면 최대접촉압력과 구면접촉하는 마찰차의 곡률반경과의 관계가 식(3)에 있다.

$$p_{\max} = \sqrt[3]{\frac{6NE^2}{R^2\pi^3}} \quad (3)$$

여기서 p_{\max} 는 최대접촉압력, N은 하중, E'은 접촉탄성계수, R은 수정된 곡률반경이다.

형성된 접촉면은 서로 다른 강제운동을 하는 두 물체로 인하여 국부적으로 미끄럼 상대운동을 하는데 이로 인하여 동력손실을 유발한다. 식(3)에서 접촉면이 증가되면 토크용량이 증가되지만 반면에 접촉부에서의 동력손실도 함께 증가한다. 마찰차의 마찰면에서의 동력손실은 주로 스핀운동 때문이다. 본 연구에서는 스핀로스(spin loss)를 최소화하는 방향으로 메커니즘을 설계하였다.

RC는 구동축 및 종동축 카운터로터 어셈블리의 자세를 변화시켜주는 장치이다. 카운터로터 어셈블리를 지지하는 베어링부 및 베어링 하우징은 고정 프레임에 피벗으로 연결되어 있어서 카운터로터 어셈블리의 자세를 한 방향으로 회전시켜준다. PC에는 동력축 중심부에 드럼형 캠기구가 설치되어 있고 동력축 방향으로 회전운동하면 캠-종동자 기구로 인하여 카운터로터 어셈블리가 회전한다. 이 때 속도조정은 수동 혹은 전동식 구동장치로 구동이 가능하다. 가변되는 값 h_2 와 h_3 이 영이되는 위치까지 조정이 가능하여 식(1)의 변속비는 영 혹은 무한대의 값이 되는 소위 무한변속장치(IVT)가 될 수 있다. 본 연구에서는 무한변속장치까지 구현하지는 않는다. 다만 PSD와 조합하여 사용하기 위해서는 CSR이 클수록 좋기 때문에 이러한 장점을 충분히 살리고자 한다.

2.2 동력분기장치(PSD)

PSD란 CVU에 전달되는 동력의 일부를 바이패스시켜 CVU가 받는 하중 부담을 덜어주기 위한 장치이다. 일반적으로 PSD는 PGU가 사용된다. PGU는 3개의 구성요소가 입출력 요소로 선택적으로 사용이 가능한 장점이 있다. 입력과 출력 요소가 선택되면 나머지 한 요소가 남는데 보통 그 요소는 케이스에 고정시켜 사용된다. 그러나 그 잉여의 요소와 다른 요소 사이에 CVU를 연결시키면 동력의 경로가 분기되는 효과를 얻게 되는데 이를 이용한 PSD로는 크게 세가지로 대별된다. 즉, 입력

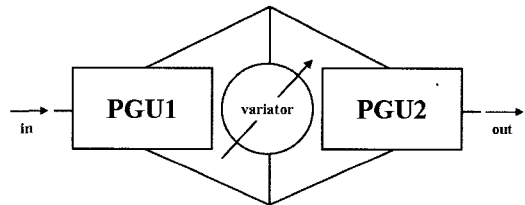


Fig. 3 Schematics of PSCVTs

연결방식(input coupled shunt: ICS)와 출력연결방식(output coupled shunt: OCS) 그리고 브릿지형연결방식(variable bridge: VB)이다. 이중에 VB는 PGU 두개를 조합한 방식으로 동력 분기효과가 다른 두 방식에 비해 탁월하다. Fig. 3은 VB형의 PSD의 개념도를 그린 것이다.

총속도비(PSCVT의 입력속도에 대한 출력속도의 비 또는 엔진출력속도에 대한 액슬입력속도의 비 ; overall speee ratio ; OSR, δ)와 VSR (ρ)의 관계 그리고 OSR과 PR(power ratio; 입력동력에 대한 CVU에 전달되는 동력의 비, ψ)의 관계식이 다음과 같다.

$$\rho = \frac{1}{\beta_0} \frac{1-A}{1-B} \frac{\delta-B}{\delta-A} \quad (4)$$

$$\psi = \frac{(\delta-B)(\delta-A)}{(B-A)\delta} \quad (5)$$

여기서 β_0 는 PSD와 CVU 사이의 연결기어비이고 A, B는 VB의 시스템 매개변수이다.

VB의 PR은 OSR 중간에 극값을 갖고 상한계의 값을 갖는다. PGU 시스템 매개변수를 적절히 설계하면 60% 이상의 바이패스율을 얻을 수 있다.

PGU는 링기어(R), 선기어(S), 캐리어(C)가 외부와의 연결이 가능한 요소이고 유성기어(P)는 공전과 자전을 겹치기 때문에 외부와의 연결은 불가능하다. 따라서 4개의 구성요소 중 유성기어(P)를 제외한 나머지 세 요소(S, C, R)는 연결 가능하다. PGU 중에 링기어(R) 대신 제2의 선기어(S')를 사용하고 서로 다른 기어가 연결된 복합유성기어(P, P')를 사용한 경우도 있다. 후자(C-S-S')의 경우는 전자(C-S-R)보다 설계하기가 용이하기 때문에 본 연구의 개념 설계에 이 형태를 사용하기로 한다. PGU의 기구학적 특성을 나타내주는 매개변수를 \dot{R} 이라 할 때, 식(6)과 같이 정의된다.

$$R = \frac{\omega_i - \omega_o}{\omega_m - \omega_o} \quad (6)$$

여기서 ω_i , ω_o , ω_m 은 각각 PGU의 입력요소, 출력요소, 중간요소의 각속도를 의미한다. PGU 매개변수 R은 캐리어 반경에 대한 선기어 반경 비 ζ 의 함수로 나타내는데, 캐리어가 입력요소일 경우에는

$$R = \frac{\zeta(1-\zeta)}{\zeta-\zeta'} \quad (7)$$

이고 캐리어가 출력요소인 경우에는

$$R = \frac{\zeta'(1-\zeta)}{\zeta(1-\zeta')} \quad (8)$$

이다. 여기서 ζ , ζ' 은 각각 유성기어유닛의 전방, 후방 선기어 반경비이다.

3. 성능계산

3.1 효율

구동로터와 구동축 카운터로터 사이에 마찰에

의한 동력손실이 존재하므로 접촉부에서의 에너지 보존법칙을 적용하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$P_1(\omega_1) = P_c(\omega_1, \omega_c) + P_l^{(1)}(\omega_1, \omega_c) \quad (9)$$

여기서 ω_1 , ω_c 는 각각 구동로터, 카운터로터의 회전속도이다. P_1 은 구동로터의 전달동력, P_c 는 구동축 카운터로터의 전달동력으로, ω_1 , ω_c 의 함수이고, $P_l^{(1)}$ 은 접촉부에서의 마찰에 의한 동력손실량으로 두 물체 사이의 접촉면적의 크기 및 형상, 윤활유의 특성 등에 의해 계산되는데 궁극적으로 ω_1 , ω_c 의 함수로 표현할 수 있다. Fig. 4는 본 모사실험에서 사용된 윤활유의 특성곡선으로서, 윤활유의 마찰계수는 수직압력과 크립양(creep rate)의 함수로 정의된다.

이 특성곡선은 윤활유의 종류에 따라 다르다. 이 특성곡선을 이용하여 접촉부의 마찰손실동력을 계산할 수 있다. ω_1 이 주어지면 식(9)에서 미지수 ω_c 가 구해지고 결과적으로 구동축 카운터로터에 전달되는 동력 P_c 이 계산된다. 구동축 카운터로터에서 중동축 카운터로터까지 동력손실이 없다고 가정하면, 중동축 카운터로터와 중동로터 사이에도 다음과 같은 동력 식이 성립한다.

$$P_c(\omega_c) = P_2(\omega_2, \omega_c) + P_l^{(2)}(\omega_2, \omega_c) \quad (10)$$

여기서 P_2 는 중동로터의 전달동력이고, $P_l^{(2)}$ 는 접촉부에서의 마찰에 의한 동력손실량이다. 식(9)에서 ω_c 와 P_c 가 구해지므로 미지수 ω_2 를 식(10)에서 구하면 최종적으로 중동로터에 전달되는 동력 P_2 가 얻어지고 결국 전달동력 η_{cvu} 가 다음과 같이 얻어진다.

$$\eta_{cvu} = \frac{P_2}{P_1} \quad (11)$$

만약 PSCVT가 Fig. 5일 경우, 기어 한쌍의 전달효율을 η_g , 베어링 효율을 η_b 라 할 때, 동력분기식 변속장치 전체효율 η 은 다음과 같다.

$$\eta = \eta_b^2 \eta_g \{1 - \psi(1 - \eta_g^2 \eta_b^4 \eta_{cvu})\} \quad (12)$$

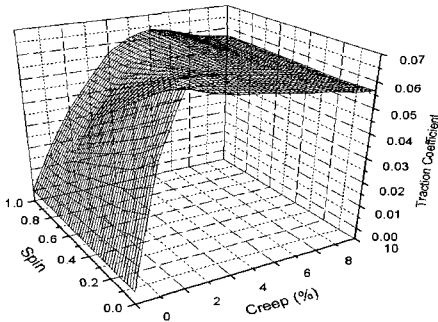


Fig. 4 The characteristic curve of the transmission fluid (SANTOTRAC 50)

3.2 수명시간

수명시간은 Palmgren의 경험식을 근거로 예측하였다. 수명계산식은 다음과 같다.

$$N_1 = K_4 K_2^{0.9} Q^{-3} \rho^{-6.3} r^{-0.9} \quad (13)$$

여기서 N_1 은 수명이고, K_4 는 6.43E8, K_2 는 접촉 타원의 장단축 직경과 전단응력의 비선형 함수, Q 는 접촉력, ρ 는 rotor의 곡률반경, r 은 접촉면적의 반경이다.

4. 개념설계 및 모사실험

4.1 개념설계

앞에서 제안한 동력분기식 변속장치의 기술적 타당성을 수치적으로 검토하기 위하여 110kW 급 중형 승용차에 해당하는 설계사양에 맞추어 개념적인 설계를 수행하였다. 즉 주어진 설계사양은 Table 1에 수록되어 있다. 설계변수는 구동 및 종동 로터의 구 반경(r_1, r_2), 카운터로터의 구 반경(s), 카운터로터 피벗 높이(h_0), 구동측 및 종동측의 가압장치 나선각(λ_1, λ_2), 전방 및 후방 유성기 어유닛의 시스템매개변수(R_1, R_2), 동력분기장치와 변속유닛사이의 입력측 및 출력측 연결기어비(R_f, R_r)이다. 접촉부의 최대전단응력이 500MPa 이내이고 변속유닛의 전체 반경 크기가 300mm 이내인 설계 제한조건하에서 정격 속도 및 정격 마력에서의 평균 전달효율이 최대인 경우를 직접탐색

법에 의해 찾은 결과 Table 2의 결과를 얻었다.

Table 2로부터, 전방 PGU(Fig. 3의 PGU1)의 시스템 매개변수(R_1)가 -1.818인 것을 설계해야 한다. 입력요소가 캐리어이고 중간요소 및 출력요소가 선기어인 복합피니언기어형 PGU를 사용하면 전방선기어 반경비(s_1/c_1)는 0.5, 후방선기어 반경비(s_2/c_1)는 0.608이 된다. 마찬가지로 후방 PGU(Fig. 3의 PGU2)의 시스템 매개변수(R_2)가 1.127인 것은 입력요소가 선기어이고 중간요소가 캐리어, 그리고 출력요소가 선기어인 복합피니언기어형 PGU이다. 이때, 전방선기어 반경비(s_3/c_2)는 0.53, 후방선기어 반경비(s_4/c_2)는 0.5가 된다. 이상의 PSD를 조합한 PSCVT의 기구학적 모형을 그리면 Fig. 5와 같다. Table 1의 정격에서 얻어진 변속시스템의 성능계산 목록은 Table 3에 수록되어 있다. CVU 유효직경 231.0mm 정도의 크기를 갖는 PSCVT가 정격에서 평균유효효율이 88.1%이며 그리고 RC를 최저속도에서 최고속도까지 조정하는데 소요되는 일의 양이 168.3 J로서 아주 작은 에너지만으로도 RC 조정이 가능하다.

Table 1 Design specification

항목	치수
최대동력(kw)	110
정격입력속도(rpm)	5000
총속도비	0.09 ~ 0.38

Table 2 PSCVT Design results by optimization of average transmission efficiency

항목	결과
구동로터 구 반경(mm)	130
종동로터 구 반경(mm)	156
카운터로터 구 반경(mm)	57.2
카운터로터 피벗 높이(mm)	58.5
구·종동 PD 유효반경(mm)	20
구동측 가압장치 나선각(°)	16.0
종동측 가압장치 나선각(°)	19.0
카운터로터 개수(개)	4
전방 PGU 시스템매개변수	-1.818
후방 PGU 시스템매개변수	1.127
CVU 입력측 연결기어비(r_g/r_f)	1.0
CVU 출력측 연결기어비(r_h/r_a)	-3.697

최대접촉전단응력은 최악조건에서 470.3MPa로서 일반 SC450의 재질로도 충분히 견딜 수 있는 강도이다. 중단없이 연속주행할 경우의 최소수명시간은 298,000시간으로 충분히 길다.

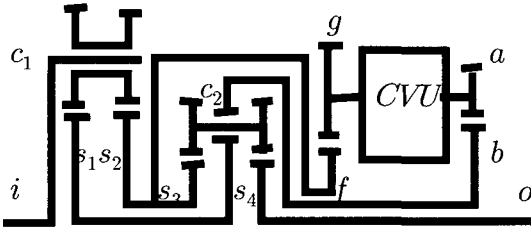


Fig. 5 PSCVT schematic diagram

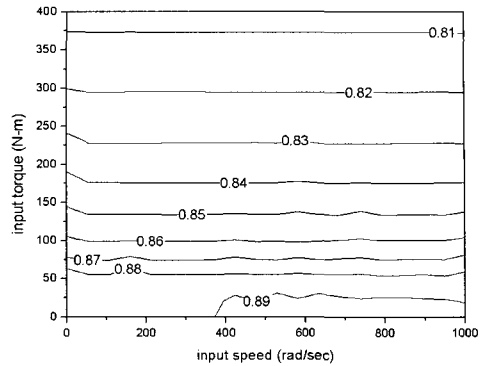
Table 3 Performance of PSCVT

항목	결과
평균유효효율 (%)	88.1
CVU 유효직경(mm)	231
RC 총 일량(J)	168.3
최대접촉전단응력(MPa)	470.3
최소수명시간(Mhour)	0.289

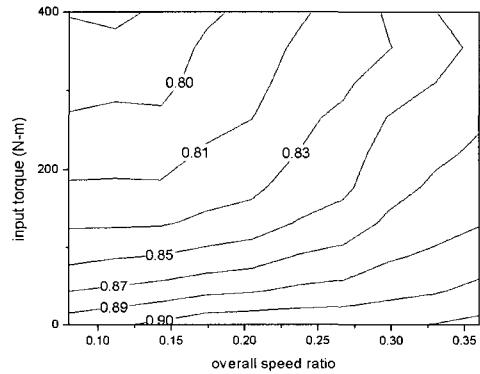
4.2 실용성 검토를 위한 모사실험

CVU 유효직경 231mm에 대하여, 여러 운전영역에 대한 변속기 성능을 조사하기 위하여 정격토크와 정격입력속도를 넘는 범위, 즉, 입력토크: 0.0~500 Nm, 입력속도: 0~1000rad/s인 범위에 대하여 모사실험 하였다. 이때의 평균효율(총속도비 영역에서의 효율의 평균값)을 변속시스템의 입력토크와 입력속도에 따라 산출한 결과가 Fig. 6(a)에 도시되어 있다. 입력속도의 변화에 대하여 평균효율의 변화가 거의 없는 것으로 나타났다. 이것은 동력축에서 구동축 및 종동축의 접촉반경, h_1 , h_4 가 불변이며 가압방식이 토크 비례방식이기 때문인 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서 제안한 볼-스크류 형식의 PD는 매우 효율적이며 운전조건에 따라 가압력을 변동시켜야 하는 번거로움을 없앨 수 있는 경제적으로도 잇점이 있는 장치임을 보이고 있다. 전체적으로 입력토크 500Nm까지의 대부분의 운전영역에서 효율이

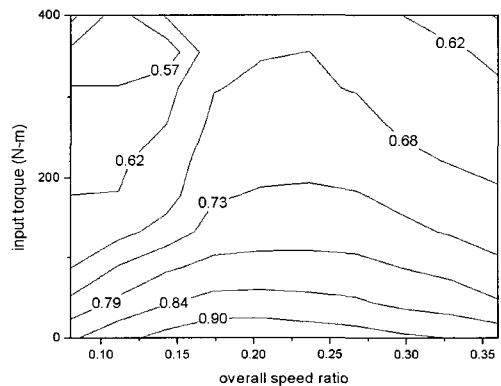
80% 이상을 유지하고 있음을 알 수 있다.



(a) Average global efficiency of the SPCVT



(b) Global efficiency of the SPCVT with respect to the OSR



(c) Efficiency of the ISCVU with respect to the OSR

Fig. 6 The efficiencies on the PSCVT

Fig. 6(b)는 정격입력속도 500 rad/s에서 총 속도비 범위에 따른 전달효율의 분포를 보여주고 있다. 고속모드에서 저속모드에서보다 더 큰 효율을 보여주고 있다. 정격토크 200Nm에서의 효율은 80~87%이다. Fig. 6(c)는 ISCVU의 효율을 나타낸다. 중속모드에서 극대값을 보여주고 있다.

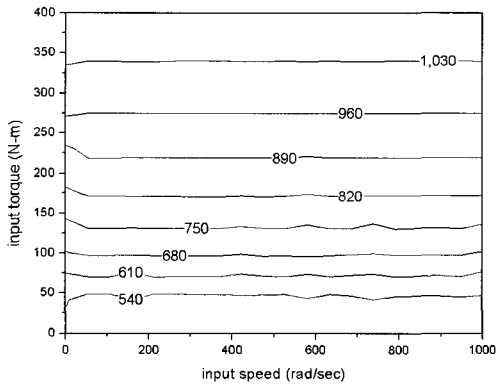


Fig. 7 The maximum contact shear stresses in the driven rotor pair (MPa)

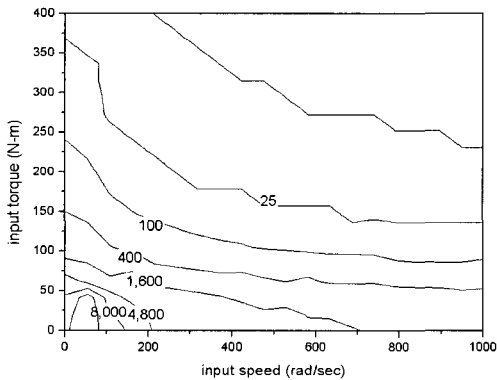


Fig. 8 The minimum life times in the driving rotor pair (khour)

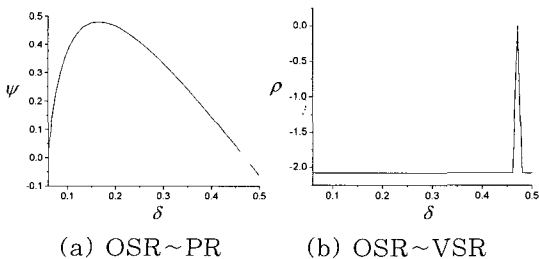
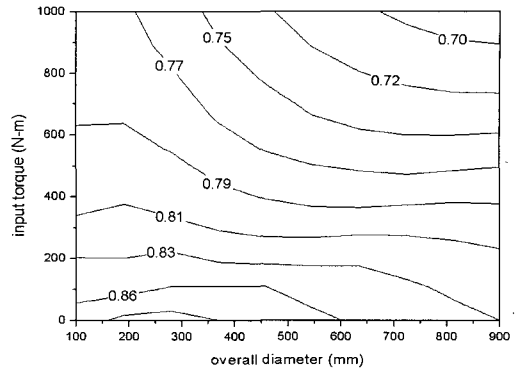
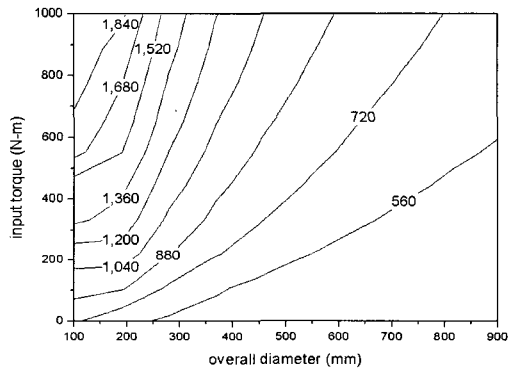


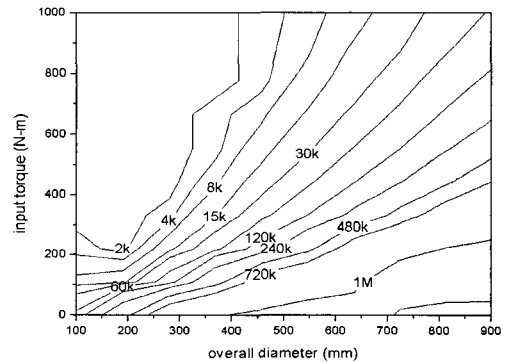
Fig. 9 The relationship the PR and VSR with OSR



(a) Average effective efficiencies



(b) Maximum contact shear stresses



(c) Minimum life times in the driving pair (hour)

Fig. 10 The performance distributions with the input torque and overall diameters of the CVU

Fig. 7은 동일한 운전영역에서 중동축 마찰차의 최대전단응력분포를 나타내 준다. 구동축 마찰차의 경우는 이보다 더 낮다.

Fig. 8은 동일한 운전영역에서 구동축 마찰차의 최소수명시간의 분포를 나타내준다. 종동축 마찰차의 경우는 이 보다 높다.

Fig. 9는 OSR에 따른 PR 및 OSR에 따른 VSR를 나타낸 것이다. 저속모드에서 급격히 동력비가 증가하고 고속모드에서 서서히 동력비가 감소하는데 최대로 동력이 흐르는 경우는 속도비에 48%가 유입됨을 보여준다. CSR율(최저속도비에 대한 최고속도비의 비율)이 OSR에서 0.38/0.091인데 대하여 VSR에서 10.5/0.45으로 증가함을 보이고 있다.

Fig. 10은 Table 2의 메카니즘을 그대로 유지하면서 비례적으로 크기만 변화시켰을 때의 입력토크와 CVU의 유효직경에 따른 평균효율, 최대전단응력, 그리고 수명시간을 각각 보여주고 있다. 이 그림에서 알 수 있는 것은 80% 이상의 효율을 유지하고 500MPa 이내를 유지하며 수명시간 50000시간 이상을 유지하는 영역이 상당히 광범위하다는 것을 볼 수 있다. 즉, 제안한 동력분기식 변속장치는 power density가 매우 탁월하다. 따라서 100kw 이상의 버스, 건설장비, 혹은 전투차량의 변속장치로 상기의 제안한 무단변속장치가 사용될 가능성이 있음을 보여주고 있는 것이다.

5. 결 론

CVT의 장점(제어성과 유연한 운전성)을 살리고 토크용량을 최대한 증대시키기 위한 방안으로 새로 고안한 ISCVU와 VB형 PSD를 조합한 PSCVT를 제안하고 개념설계와 그 결과에 대한 성능 계산을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 최대변속유닛 직경 450mm 까지 및 최대 입력토크 400Nm 까지 전 영역에 대하여 80% 이상의 평균효율을 갖는 범위가 상당한 영역에 이르기 까지 얻어질 수 있어서 실용성이 매우 큰 것으로 나타났다.

(2) 동일한 영역에서 최대전단응력의 크기도 500MPa 이내의 영역 또한 광범위하게 얻어지므로, 로터 재질에 대한 특별한 고려 없이도 손쉽게 제작이 가능함으로 보이고 있다.

(3) 신뢰성을 나타내 주는 수명시간의 경우에도 50,000시간 이상의 수명시간을 보증하는 영역이 상기 전체 영역에서 상당한 영역을 차지하고 있음을 보이고 있다.

이상의 결과로부터 제안한 PSCVT는 소형차량은 물론이고 중대형 차량, 더 나아가서는 전투 차량에 이르는 최대형 동력의 차량에도 적용이 가능함을 보였다.

참고문헌

- [1] Y. zhang, X. zhang, W. tobler, "A Systematic Model For the Analysis of Contact, Side Slip, and Traction of Toroidal Drives", Journal of mechanical design, Vol. 122, pp. 523-528, 2000.
- [2] Yasuhiro Murakami, Yoshie Arakawa and Makoto Maeda, "Development and Testing of CVT Fluid for Nissan Toroidal CVT", Society of Automotive Engineers, Inc, pp. 1-8, 1999.
- [3] J. Kim and K. H. Choi, "Spin loss analysis of friction drives: spherical and semi-spherical CVT", International Journal of Automotive Technology, Vol. 4, No. 4, pp. 165-172, 2003.
- [4] Masaki Nakano, Noboru Maruyama, "Development of a Large Torque Capacity Half-toroidal CVT", SAE international, 2000-01-0825, 2000.
- [5] Hisashi Machida, Yasuo Murakami, "Development of the POWERTROS UNIT Half Toroidal CVT", Motion & control, Vol. 9, pp. 15-26, 2000.
- [6] Tanaka, H. and Machida, H., "Half-toroidal traction-drive continuously variable power transmission", Journal of engineering tribology, Vol. 210, No. 3, pp. 205-212, 1996.

- [7] Douglas R. Fussner, Yesh P. Singh, "Design of Input Coupled Split Power Transmissions, Arrangements, and Their Characteristics", Transactions of the ASME, Vol. 126, May, pp. 542-550, 2004.
- [8] V. H. Mucino, Z. Lu, J. E. Smith, M. Kimcikiewicz and B. Cowan, "Design of continuously variable power split transmission systems for automotive applications", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215 Part D, pp. 469-478, 2001.
- [9] J. H. Ryu, Y. K. Kim, N. G. Park, "A split power continuously variable transmissions(SPCVT) for bicycle use", Proc. SETC, 20024265(JSAE), October 29-31, Kyoto, Japan, 2002.
- [10] H. Ryu, S. H. Seong, N. G. Park, "A continuously variable transmission having a four bar linkage and spherical rotors", Proc. 2002 KSAE Spring Conference, pp. 889-896, May 30-June 1, Jeju, Korea, 2002.
- [11] J. H. Ryu, S. H. Seong, N. G. Park, "An introduction of an infinitely variable transmission using concave and convex sphered traction drive for electric vehicle use", EVS19, pp. 1443-1450, October 19-23, Busan, Korea, 2002.

저 자 소 개



성상훈(成尙勳)

1975년생, 2002년 부산대학교기계설계 공학과 졸업, 2006년 부산대학교 대학원 기계설계공학과 박사과정 수료



이형우(李炯佑)

1966년생, 1991년 부산대학교생산기계 공학과 졸업, 1999년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(공학박사), 1996-1998 LG산전, 2001-2004 네오기어텍 대표, 현재 부산대학교 기계기술 연구소 전임연구원



박노길(朴魯吉)

1955년생, 1977년 서울대학교 공학학사, 1979년 한국과학기술원 공학석사, 1987년 NCSU 공학박사, 현재 부산대학교 기계공학부 교수