다중모드 무단 변속기의 구조이론에 관한 연구

이진원*. 장욱진*. 박진호**. 박영일***. 이장무****

(1999년 12월 15일 접수)

Basic Theory on a Multi-Mode CVT

Chinwon Lee, Wook Jin Jang, Jin Ho Park, Yeong Il Park and Jang Moo Lee

Key Words : Continuously Variable Transmission(CVT, 무단변속기), Infinitely Variable Transmission(IVT), Power Re-circulation/Split, Continuously Variable Unit(CVU, 무단변속기구)

Abstract

A planetary gear assembly is a key component to combine and/or split a power from the source. With a planetary gear assembly, a continuously variable unit extends its capacity by means of power branching mechanism. Power branching with one planetary gear assembly and one continuously variable unit is categorized into 12 basic types. Each type represents peculiar power transmitting characteristics. Additionally, a multi-mode (range) continuously variable transmission can be designed with accompanying clutches. A multi-mode continuously variable transmission changes the path through which the source power is transmitted. Each path has its own features, such as high efficiency. In this paper, some design principles are examined such as, criteria to guarantee the minimum power efficiency, and constraints to guarantee the smooth mode shift after discussing well-known features of multi-mode CVT mathematically.

기호설명

ω : 회전속도
T : 회전토크
$R \equiv \frac{Zs}{Zr} < 1$: 유성기어 기어비
α : CVU 와 같은 축에 있는 기어 감속비
β : CVU 와 다른 축에 있는 기어 감속비
χ : 직결 기어 감속비
γ : 종감속비
$i = \frac{\omega_{input}}{\omega_{output}}$: CVU 의 감속비

1. 서 론

다중모드 무단변속기는 무단변속의 핵심 요소인 무단변속기구(CVU: Continuously Variable Unit)와 동력의 순환/분기를 위한 유성기어열, 연결기어, 그리고 모드 변화시에 사용되는 클러치로 이루어져 있다. 이들의 조합에 의해 만들 수 있는 무단변속기는 매우 많으며 현재 미국특허청에 특허 등록된 기존 자동변속기와 비슷한 구조만도 수 천 건에 이른다. 이는 무단변속기구의 종류(Half Toroidal Type, Full Toroidal type, Metal Belt type, Cone Roller type, Hydro Static Transmission type 등)에 따라서 종류가 늘어날 뿐만 아니라 동력의 순환/분기의 위치에 따라서도 그 구조 및 특성이 다른 다중모드무단변속기를 개발할 수 있기 때문이다. 상용화 되었거나 개발이 완료된 모드변화를 하는 토로트랙 무단변속기나 보쿰 무단변속기 등이 바로 이러한 다중모드 무단변속기의 예가 된다.

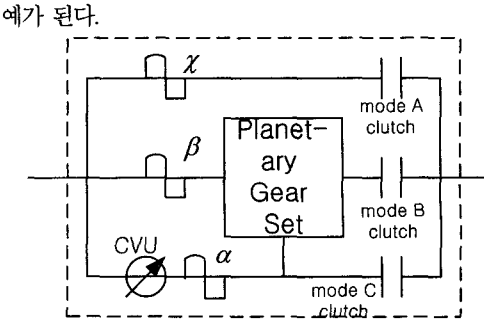

Fig. 1 Schematic diagram of multi-mode CVT

* 회원, 서울대학교 대학원 기계설계학과
E-mail : chinwon@vib.snu.ac.kr
TEL : (02)880-8050 FAX : (02)889-6205
** 서울대학교 대학원 기계설계학과
*** 회원, 서울산업대학교 기계설계학과
**** 회원, 서울대학교 기계설계학과

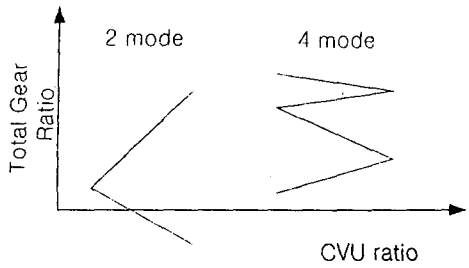

Fig. 2 Gear ratio change in multi-mode CVT

이러한 다중모드 무단변속기는 구조의 확장을 통해 동력전달 경로를 설계자가 원하는 대로 선택할 수 있으므로 효율 혹은 동력전달 성능을 변화시킬 수 있는 장점 때문에 단순 무단변속기의 한계를 극복할 수 있는 대안으로 고려되고 있다.

본 논문에서는 Fig. 1 에 도식화한 바와 같이 한 개의 무단변속기구와 한 개의 유성기어만을 가지는 구조의 다중모드무단변속기에 대하여 효율 및 동력전달에 관한 이론을, 새롭게 정의한 K 파라미터를 이용하여 유도하였다.

이를 위하여 먼저 다중모드 무단변속기가 선택할 수 있는 동력 전달경로의 특징과 기본 이론에 대하여 기술하고 K 파라미터를 정의 하였다. 이어서 이러한 경로에 대한 이론을 바탕으로 다중 경로 무단변속기의 기본 설계에 관한 이론을 정리하였으며 간단한 설계 예를 통하여 다중무단 변속기의 성능을 일반 무단 변속기와 비교하였다.

2. 다중모드 무단변속기의 동력전달경로

Fig. 1 에서 도시한 기본구조의 다중모드 무단변속기는 그 동작 상태에 따라 직결모드(이하 모드 A), 단순무단변속모드(이하 모드 C), 동력순환/분기모드(이하 모드 B)의 세 가지 동작 모드를 갖는다. 세 가지 모드중 직결모드와 단순 무단모드는 기존의 변속기와 동일하게 작동하므로 2 장에서는 동력 순환 및 분기구조의 특징에 대해 논의한다.

2.1동력 순환/분기 구조의 분류

한 개의 무단변속기구와 한 개의 유성기어열을 사용할 때 생각할 수 있는 동력 순환/분기 구조는 Fig. 3 에서 보는 바와 같이 모두 12 가지의 경우로 나누어 생각할 수 있다. 이는 유성기어의 세 개의 축을 각각 두 개, 한 개로 분할한 뒤 무단변속기구의 위치와 입력과 출력을 선택하는 조합의 수로부터 계산된 것이다. 12 가지의 기본 동력 순환/분

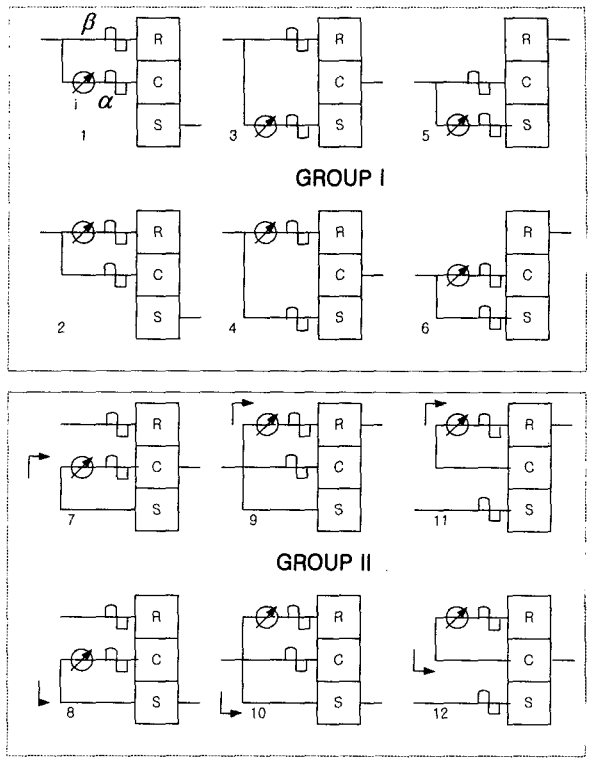

Fig. 3 Basic structure of power split/re-circulation

기 구조는 다시 입력이 유성기어의 두 개의 축으로 분기되는 구조의 Group I 과 출력이 유성기어의 두 개의 축과 연결되는 Group II 로 양분할 수 있게 된다.

이러한 동력의 순환 및 분기구조를 정량적으로 해석하기 위해서는 유성기어의 수학적인 모델링이 필요하며 이 논문에서는 다음과 같은 정상상태 모델링을 사용하였다.

$$(1+R)w_c = w_r + Rw_s \tag{1}$$

$$\begin{aligned} -Tc &= (1+R)Tr \\ Ts &= RTr \end{aligned} \tag{2}$$

이때 유성기어의 세 축(선기어, 링기어, 캐리어)를 첨자로 각각 S,R,C 로 나타내었다.

2.2동력의 방향성과 효율

기계적인 효율은 구동축과 피구동축이 구분된 상태에서 정의 되므로 동력이 재순환 되며 기어비가 변하는 구조처럼 구동축과 피구동축을 미리 알 수 없는 경우에는 그 관계식을 정의하기가 모호하다.

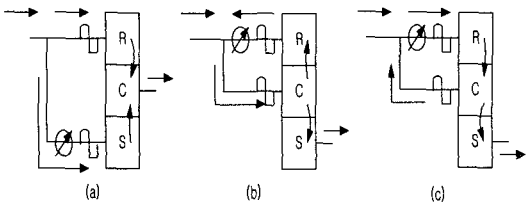

Fig. 4 Example of power flow

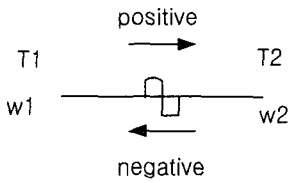

Fig. 5 Direction of power flow

똑같은 구조라도 무단 변속기구의 변속비 i 에 따라 Fig. 4 의 (b)와 (c)의 경우처럼 무단 변속기구에 전달되는 동력의 방향이 변화하는 경우가 있다. 따라서 Fig. 5 와 같이 효율 η인 동력전달장치 (예, 외접 기어)가 전달하는 양단의 토크 사이의 관계는 동력의 전달 방향에 따라 식 (3)과 같이 주어져야 한다.

$$\eta = \begin{cases} \omega_2 T_2 / \omega_1 T_1 & + direction \\ \omega_1 T_1 / \omega_2 T_2 & - direction \end{cases} \tag{3}$$

만약 기어의 경우처럼 동력전달과정에서 속도의 손실이 없고 동력손실은 마찰 토크의 손실로만 일어난다고 가정하면 식 (4)가 성립한다.

$$w_2 = \frac{w_1}{\alpha}$$

$$T_2 = \begin{cases} \alpha T_1 \eta & + direction \\ \alpha T_1 / \eta & - direction \end{cases} \tag{4}$$

일반적으로 무단변속기구 및 기어계의 동력전달 효율은 구동축의 동력이 Fig. 6 과 같이 구동축으로 전달되는 동력이 어느 한계이상이 되야 상수값에 도달 하며 입력축의 속력이 작은 경우 효율도 떨어지게 된다. 즉, 효율 η는 입력 속도 혹은 입력 토크의 함수가 된다.

2.3 K-인자의 정의 및 특징

앞에서 기술한 유성기어에 관한 식과 동력 방향에 관한 개념을 바탕으로 입력 축과 출력 축 사이의 속도비와 토크비를 계산하면 Table 1 과 같이 주어진다.

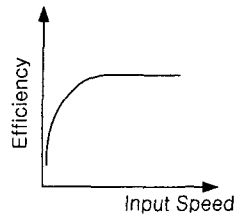

Fig. 6 Efficiency of general power transmitting device

Fig. 3 에서 특별히 화살표로 명시되지 않으면 동력은 좌측에서 우측으로 흐르는 것을 양의 방향으로 정의 하였다. 또한 일반적으로 무단변속기구의 효율에 비해 다른 기어는 매우 높은 효율을 가지므로 Table1 에서는 1 로 가정하였다. 또한, Table1 에서 정리한 속도비와 토크비로부터 전체 변속기의 효율도 Table 1 에서와 같이 정리된다.

예를 들어 case 1 과 같은 구조의 경우 Table 1 로부터 효율은 $\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i}\eta)$로 주어지고 만약 구조인자인 R,α,β,i 를 묶어 K=$-\beta\frac{1+R}{\alpha i}$로 정의하면 효율은 아래 식 (5)와 같은 간략한 형태를 갖는다.

같은 방법으로 Table 2 와 같이 각 구조인자만의 함수로 K 를 정의하면 Group I 의 경우 전체 동력 효율은 식 (5)와 같이 무단변속기구의 효율로 서술 할 수 있으며 Group II 의 경우 식 (6)과 같이 서술 할 수 있다.

$$\eta_{total} = \begin{cases} \dfrac{1+K}{1+K/\eta} & + direction \\ \dfrac{1+K}{1+K\eta} & - direction \end{cases} \tag{5}$$

$$\eta_{total} = \begin{cases} \dfrac{1+K\eta}{1+K} & + direction \\ \dfrac{1+K/\eta}{1+K} & - direction \end{cases} \tag{6}$$

즉, 한 개의 CVU 와 한 개의 유성기어로 이루어 지는 다중무단 변속기의 효율은 식 (5)와 식 (6)과 같은 구조를 같게 된다. 이 때 다중모드 무단변속기 전체 효율은 식 (5)와 (6)과 같이 기어비 R,α,β,i 의 함수인 특정한 K 값과 무단변속기구의 효율만으로 특징 지워 진다.

$$K = K(\alpha,\beta,R,i) \tag{7}$$

즉, 다중모드 무단변속기는 Table 2 에서 정의한

K 값에 따라 그 많은 성능이 결정되며 본 논문의 이하는 K 값을 사용하여 다중모드 무단 변속기의 특징을 고찰하였다. 이러한 K-인자의 사용은 여러 개의 설계 인자 대신 하나의 인자로 무단변속기의 성능을 파악할 수 있다는 장점이 있다.

2.4 동력전달에 대한 기본 이론

(정리 1) 무단 변속기구의 기어비가 결정되면 Group I 구조의 무단변속기는 동력이 양의 방향으로 전달되는 경우와 음의 방향으로 전달되는 두 경우 중 한 가지로 방향이 결정되며 전체 효율은 0 과 1 사이에 있다.

(정리 2) 무단 변속기구의 기어비가 결정되면 Group II 구조의 무단변속기는 동력이 양의 방향으로 전달되는 경우와 음의 방향으로 전달되는 두 경우 중 한 가지로 방향이 결정되거나 동력이 전달 되지 않는 경우가 있다.

(증명) 무단변속기구와 유성기어열을 조합한 전체 동력전달 효율은 미끄러짐이 없고 토크만 손실된다고 가정하면 Table 1 로부터 전체 변속기의 동력 전달 효율을 식 (5)와 식 (6)과 같이 일반형으로 쓸 수 있다. 이때 K 는 Table 2 에 주어진 바와 같이 각각의 구조, 즉 기어비 α, β, R 과 무단변속기구의 기어비(i)에 의해 계산되는 값으로 설계 인자가 된다. 예를 들어 case 1 과 같은 구조의 경우에는 K 값은 $\frac{-\beta(1+R)}{\alpha i}$ 이므로 무단변속기구의 기어비가 제한되면 어느 일정한 범위의 값을 갖는다. η 는 무단 변속기구의 효율로 0 과 1 사이의 값이 된다.

이 때 Group I 에 대하여 K 의 값을 -1 보다 작은 경우, -1 과 0 사이에 있는 경우, 0 보다 더 큰 경우로 나누어 전체효율을 무단변속기구의 효율에 따라 그려보면 Fig. 7 과 같다.

어느 경우에 대해서도 무단변속기구의 효율이 0 과 1 사이에서 변할 때 전체 효율이 0 과 1 사이에 있는 동력의 전달 방향은 한 가지만 존재 하는 것을 알 수 있다. 즉 K 값이 -1 보다 작거나 0 보다 크면 동력의 흐름은 양의 방향이 되고 그렇지 않으면 음의 방향이 된다. (정리 1)

또한 무단변속기구의 입출력 양단에서 속도와 토크로부터 전체효율은 $\eta_{total} = \frac{w_o T_o}{w_i T_i}$ 로 주어진다. 이때 효율은 0 과 1 사이의 범위에 있어야 하므로 Table 1 의 관계식으로부터 동력방향이 양,음 모든 경우에 대해 효율을 먼저 계산한 뒤 0 과 1 사이

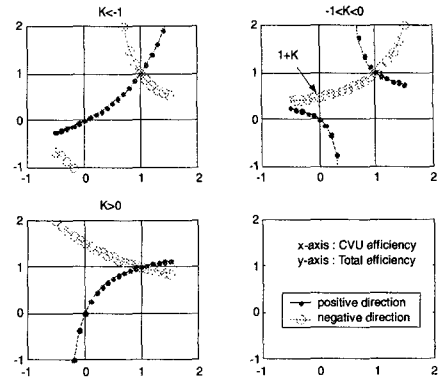

Fig. 7 Efficiency curve: Group I

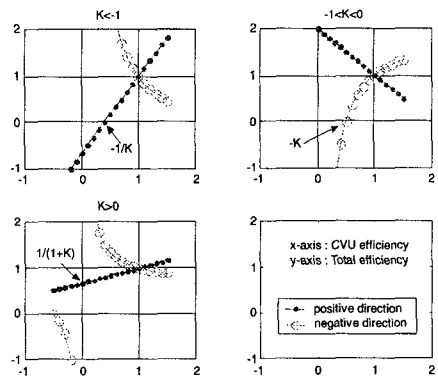

Fig. 8 Efficiency curve: Group II

범위에 있는 해를 선택하면 선택된 해로부터 동력의 전달방향과 토크비를 알 수 있다.

(정리 3) Group I 의 변속기는 K 값이 - 1 과 0 사이로 설계하면 전체 변속기의 효율은 최소 1+K 이상이다.

(증명) Fig. 7 의 양의 방향곡선에서 최소값은 1+K 이므로 자명하다.

같은 방법으로 Group II 에 대해서도 K 의 범위에 따라 효율을 그려 보면 Fig. 8 을 얻을 수 있다. Group II 의 경우에는 언제나 효율이 0 과 1 사이에 있지 않다. 만약 K<-1 사이라면 무단변속기구의 효율이 -1/K 보다 커야만 동력이 원하는 대로 전달되고 K 가 -1 과 0 사이의 값으로 설계 되었다면 무단변속기구의 효율은 -K 보다 커야만 동력이 전달 된다. (정리 2)

(정리 4) Group II 의 변속기는 K 값이 0 보다 크게 설계하면 전체 변속기 효율은 1/(1+K)보다 크게 된다.

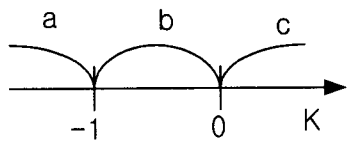

Fig. 9 Division of K-factor

(정리 5) 동력의 전달방향이 일정하기 위해서는 무단변속기구의 변속비가 변함에 따라 K 값의 변화가 -1 이나 0 의 값을 거치면 안 된다. 즉 구간 a 에서 K 값이 변화하기 시작하면 구간 a 에 남아있어야 하며 b 와 c 구간도 마찬가지 이다.

(증명) Group I 과 Group II 모두 K 값이 -1 보다 작으면 동력이 양의 방향으로 흐르나 -1 과 0 사이에 있으면 음의 방향으로 0 보다 크면 다시 양의 방향으로 흐름을 Fig. 7 과 Fig. 8 로부터 알 수 있다.

Fig. 10 과 Fig. 11 은 12 가지의 기본형 중 대표적인 특징을 가지는 4 가지 경우에 대해 그 특징을 도시한 것이다

Fig. 10 의 Case 1 의 경우 무단변속비가 1.5 인 점에서 속도비가 0 인 점을 지남을 알 수 있다. 이는 별도의 시동장치가 없이도 출발 및 후진이 변속기구의 조작만으로 이루어 짐을 의미한다. Case 3 의 경우는 단순히 무단변속기구만으로 만들어낸 속도비와 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이는 동력 분기 구조의 큰 특징중의 하나이다. Case 7 의 경우는 동력은 순환되어 출력되지만 얻는 속도비의 범위는 역시 무단변속기구만으로 얻는 속도비와 비슷함을 알 수 있다. Case 12 는 유성기어를 통해 극적으로 넓은 속도비의 범위를 얻는 구조를 예시하고 있다. 하지만 무단변속기구가 어느 일정한 값을 지나면 속도가 크게 양에서 음으로 변하므로 기계적으로 불안정한 시스템을 도시한 것이다.

Fig. 11 은 각각의 경우에 대하여 전체 효율을 도시한 것이다. IVT(Infinitely Variable Transmission)를 구현한 경우는 그 속도가 0 으로 감에 따라 효율이 0 이 됨을 알 수 있으며 앞 절에서 설명한 바와 같이 동력의 흐름이 양에서 음으로 바뀌는 것을 알 수 있다. case 3 의 경우는 전체 기계효율이 무단변속기구의 효율(80%로 가정)에 비해 향상된 경우로 무단변속기구를 통과하는 동력에 비해 직결 기어를 통해 캐리어로 전달 되는 동력이 훨씬 크기 때문이며 동력도 재순환 하지 않음을 그 방향으로부터 알 수 있다. 하지만 case 1 의 경우는 무단 변속기구의 변속비가 1.5 보다 작은 경우 동

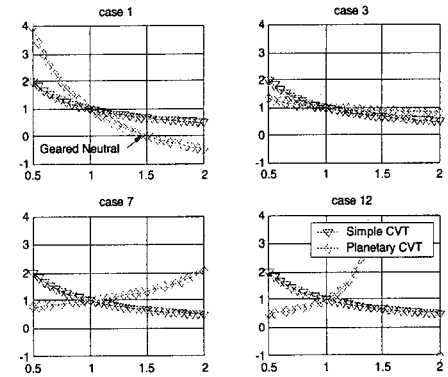

Fig. 10 Properties of power split/Re-circulation 1: speed ratio (y-axis) vs. CVU ratio (x-axis)

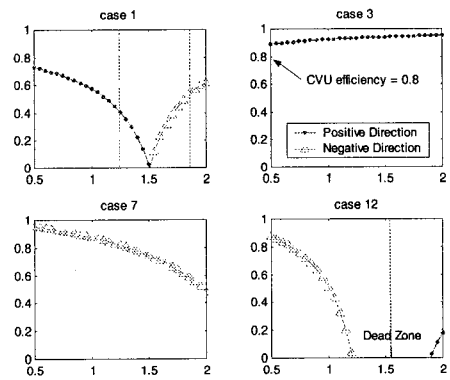

Fig. 11 Properties of power split/Re-circulation 2: efficiency (y-axis) vs. CVU ratio (x-axis)

력이 분기되어 링기어와 캐리어로 각각 분기 되어 전달 되나, 무단변속기구의 변속비가 1.5 가 되면 링기어를 통해 전달된 토크와 무단변속기구를 통해 캐리어로 전달된 토크가 평형을 이루고 있으며 출력 축은 회전하지 않게 된다. 기어비가 조금 더 커짐에 따라 무단 변속기구로 전달되는 동력의 방향이 바뀌게 되고 이 때는 동력이 재순환 되며 출력됨을 알 수 있다. case 7 의 경우는 동력이 방향이 음의 방향으로 일정하게 유지되는 경우를 나타내며 case 12 의 사역(Dead zone)은 정리 2 에 의해 설명된 바와 같이 동력전달이 불가능한 구간이 생기도록 설계가 잘못된 경우를 뜻한다.

3. 다중모드 무단 변속기

3 절에서는 직결모드, 동력 순환/분기모드, 단순 무단변속기 모드가 혼재하는 경우에 나타나는 특징 및 설계조건에 관하여 논하였다.

Table 1 Speed ratio and torque ratio of the transmission

Type	Speed Ratio $(\frac{w_o}{w_i})$	Inverse Torque Ratio (Positive dir. $\frac{T_i}{T_o}$)	Inverse Torque Ratio (Negative dir. $\frac{T_i}{T_o}$)
1	$\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i})$	$\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i\eta})$	$\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i}\eta)$
2	$\frac{1}{R}(\frac{1+R}{\beta}-\frac{1}{\alpha i})$	$\frac{1}{R}(\frac{1+R}{\beta}-\frac{1}{\alpha i\eta})$	$\frac{1}{R}(\frac{1+R}{\beta}-\frac{\eta}{\alpha i})$
3	$\frac{1}{1+R}(\frac{1}{\beta}+\frac{R}{\alpha i})$	$\frac{1}{1+R}(\frac{1}{\beta}+\frac{R}{\alpha i\eta})$	$\frac{1}{1+R}(\frac{1}{\beta}+\frac{R\eta}{\alpha i})$
4	$\frac{1}{1+R}(\frac{R}{\beta}+\frac{1}{\alpha i})$	$\frac{1}{1+R}(\frac{R}{\beta}+\frac{1}{\alpha i\eta})$	$\frac{1}{1+R}(\frac{R}{\beta}+\frac{\eta}{\alpha i})$
5	$\frac{1+R}{\beta}-\frac{R}{\alpha i}$	$\frac{1+R}{\beta}-\frac{R}{\alpha i\eta}$	$\frac{1+R}{\beta}-\frac{R\eta}{\alpha i}$
6	$-\frac{R}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i}$	$-\frac{R}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i\eta}$	$-\frac{R}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i}\eta$
7	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{1+R-R\alpha i}$	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{1+R-R\alpha i\eta}$	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{1+R-R\alpha \,i/\eta}$
8	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha i-R}$	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha i\eta-R}$	$\frac{1}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha \,i/\eta-R}$
9	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{1+R\alpha i}$	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{1+R\alpha i\eta}$	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{1+R\alpha \,i/\eta}$
10	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{\alpha i+R}$	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{\alpha i\eta+R}$	$\frac{1+R}{\beta}\frac{1}{\alpha \,i/\eta+R}$
11	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha i-1}$	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha i\eta-1}$	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{(1+R)\alpha \,i/\eta-1}$
12	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{1+R-\alpha i}$	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{1+R-\alpha i\eta}$	$\frac{R}{\beta}\frac{1}{1+R-\alpha \,i/\eta}$

Table 2 K-factor

	K1	K2	K3	K4	K5	K6
Group I	$-\beta\frac{1+R}{\alpha i}$	$-\frac{\beta}{1+R}\frac{1}{\alpha i}$	$\frac{\beta R}{\alpha i}$	$\frac{\beta}{R\alpha i}$	$-\frac{\beta}{1+R}\frac{R}{\alpha i}$	$-\frac{\beta}{R}\frac{1+R}{\alpha i}$
	K7	K8	K9	K10	K11	K12
Group II	$\frac{-R\alpha i}{1+R}$	$\frac{-R}{(1+R)\alpha i}$	$R\alpha i$	$\frac{R}{\alpha i}$	$\frac{-1}{(1+R)\alpha i}$	$\frac{-\alpha i}{1+R}$

3.1 다중무단변속기의 구조

Group I 의 경우 Fig. 1 에서 보는 바와 같이 입력축의 동력을 클러치를 사용하여 직접 출력 축으로 전달하는 직결모드와 무단변속기구만을 거쳐 출력 축으로 전달하는 단순무단변속모드 그리고 유성기어를 통해 동력을 순환 혹은 분기 시켜 출력 축에 전달하는 동력순환/분기모드의 세 가지 모드를 만들 수 있다. 이 같은 분류는 물론 단순 기어의 위치를 변화함으로써 다소 변화할 수 있지만 다중모드 구조의 기본이 된다. 모드 A 는 출력속도가 일정할 때 더 이상 효율이 낮은 모드 B 혹은 모드 C 를 통해 동력을 전달하지 않고 직결시켜 전체 시스템 사용 효율을 극대화 시킬 수 있다.

Group II 의 경우는 동력원이 직접 무단변속기구에 전달되지 않으므로 동력원으로부터 직접 출력축으로 전달되는 모드 A 와 순환 및 분기구조를 거쳐 전달하는 모드 B 만 형성되므로 Group I 의 구조를 사용할 때보다 그 운용 및 설계가 제한적이어서 다중모드 무단 변속기의 이점을 얻기 어렵게 된다. 따라서 다중모드 무단변속기의 설계는 Group I 의 6 가지의 기본 동력 전달경로를 기초로 설계하는 것이 타당하다. 물론 유성기어열을 두 세트이상 사용하게 되면 자동변속기의 경우와 마찬가지로 더욱 많은 모드를 만들 수 있으며 무단변속기구의 개수를 증가하여도 더욱 다양한 무단변속기를 설계할 수 있으나 그 구조가 점점 복잡해 지므로 실용성이 떨어지게 된다.

6 개의 기본 동력흐름구조가 무단변속기가 되기 위해서는 각각의 모드가 변하는 순간의 클러치의 양단의 속도차가 영(0)이 되어야 충격이 없이 부드러운 모드변화를 만들 수 있다. 따라서 그 구조 선정에는 제한 조건이 생겨야만 한다. 이러한 제한 조건은 무단변속기구의 기어비 범위 (최소값:Imin , 최대값: Imax)에 의해 결정되며 최소값 혹은 최대값이 무단변속기구와 유성기어의 한 축에 연결된 단순기어 의 비 (α/β), 즉 동력분배 기어비에 의해 결정된다.

(정리 6) 모드 변화(모드 B 에서 모드 C 혹은 그 반대)가 충격이 없이 수행되기 위한 다중모드 무단 변속기의 모드변화 시기는 유성기어와는 상관없이 동력 분배기어의 비(α/β)에 의해서만 결정된다.

(증명) case 1 의 경우 동력순환을 거친 (모드 B) 총 기어비의 역수는 Table 1 에서 보는 바와 같이

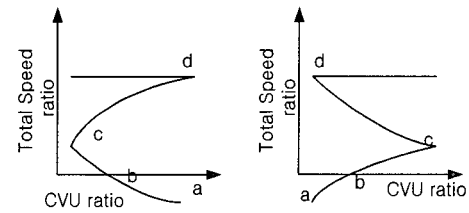

Fig. 12 Mode change

$\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i})$ 이고 무단변속기구만의 기어비는 $i\alpha$ 이며 직결된 경우(모드 A)는 χ 의 기어비를 가진다.

모드 변화는 Fig. 12 에서 보는 바와 같이 무단변속기구의 최소값 (왼쪽 그림.) 혹은 최대값(오른쪽 그림)에서 모드 B 와 모드 C 사이의 전환(c 점)과 모드 B(혹은 모드 C)와 모드 A 사이의 전환(d 점)이 일어나야 한다. 즉 Fig. 12 에서 c 점에서 모드 B 와 모드 C 가 서로 바뀌는 과정을 거치며 이 때 case 1 의 경우 양단의 속도비가 같아야 하므로 식 (8)이 성립하고 간단한 식의 정리를 통해 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{R}(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha i})=\frac{1}{i\alpha} \tag{8}$$

$$\frac{\beta}{\alpha}=\begin{cases} I_{\min} & (left) \\ I_{\max} & (right) \end{cases} \tag{9}$$

같은 방법으로 case 2 부터 case 6 까지의 경우에 모드 변화 조건을 계산하면 식 (9)는 Group I 의 모든 경우에 대해 성립하며 모드 변화는 유성기어와는 상관없이 동력 분배 기어비에 의해서만 결정됨을 알 수 있다.

(정리 7) 모드 C(단순 무단변속모드)에서 모드 A(직결모드)로 변화하기 위해서는 식 (10)을 만족하도록 직결 기어비를 선정하여야 한다.

$$\frac{\chi}{\alpha}=\begin{cases} I_{\min} & (left) \\ I_{\max} & (right) \end{cases} \tag{10}$$

(증명) 정리 6 과 같은 방법이므로 생략한다.

하지만 모드 B(동력 순환/분기모드)에서 모드 A 로 변화 할 경우는 일반적이고 간단한 규칙이 존재 하지 않으므로 각 구조마다 같은 속도비를 갖는 직결 기어비 χ 값을 선택하여야 한다. 예를 들어 case 1 의 경우 무단변속기구의 최소 변속비에서 모드 변화를 선택하게 되면 무단변속기구의 최

소 기어비 Imin 에서 각각의 모드 변화 시 기어비가 같아야 하므로 식 (11)이 성립해야 하고 이로부터 직결 기어비를 구할 수 있다.

$$\frac{1}{R}\left(-\frac{1}{\beta}+\frac{1+R}{\alpha I_{\min}}\right)=\frac{1}{\chi} \qquad (11)$$

(정리 8) 다중모드 무단변속기를 IVT 로 설계하면 무단변속기구가 동력을 전달하는 방향은 양에서 음 혹은 음에서 양으로 변한다.

(증명) IVT 는 속도비가 0 이 되는 점을 지나도록 무단변속기의 기어비를 설계할 때 만들어 진다. 일반적인 속도비는 $A(1+K)=A(1+\frac{K'}{i})$ 로 주어지므로 무단 변속비(i)가 $i=-K'$ 를 지나면 IVT 가 된다. 이는 K 값이 -1 을 거친다는 뜻이므로 (정리 1)에 의해 동력의 방향이 바뀌게 된다.

(정리 9) 다중모드 무단변속기의 전체 효율은 $K>-1$ 이 되게 설계하면 무단변속기구의 효율(최소)와 유성기어의 효율(최대)사이가 된다. 즉 단순 무단변속기에 비하여 효율을 향상 시킬 수 있다.

(증명) 동력의 전달은 K 값의 범위에 따라 그 방향이 결정되므로 K 값이 구간 a 와 구간 b, 구간 c 에 속하는 각 경우에 대하여 무단변속기구와 전체효율을 비교해 보면 다음과 같다.

$$\eta_{total}-\eta=\frac{1+K}{1+K/\eta}-\eta=\frac{\eta(1-\eta)}{\eta+K}>0 \qquad (K>0)$$

$$\eta_{total}-\eta=\frac{1+K}{1+K\eta}-\eta=\frac{1+K-\eta-K\eta^2}{1+K\eta}>0 \qquad (-1<K<0)$$

따라서 K>-1 이면 효율이 향상됨을 알 수 있다.

동력전달 방향이 일정한 경우 무단변속기구에 전달되는 토크 용량은 단순무단변속기구에 비해 유성기어비의 함수로 변화 시킬 수 있다. 각각의 무단변속기가 양의 방향으로 동력을 전달하게 설계되었다고 가정하고 6 가지의 동력순환 구조에 대해 전달 토크계수(전달토크=계수*출력토크)를 구해보면 Table 3 과 같다.

무단변속기구에 연결된 기어 α 를 1 로 설정하면 R 은 1 보다 작은 값이므로 최소 R/(1+R)만큼 전달 용량을 감소 시킬 수 있다.

Table 3 Transmitting torque ratio

	Positive direction	Negative direction
1	$\frac{1}{\alpha}\frac{1+R}{R}$	$\alpha\frac{1+R}{R}$
2	$\frac{1}{\alpha}\frac{1}{R}$	$\alpha\frac{1}{R}$
3	$\frac{1}{\alpha}\frac{R}{1+R}$	$\alpha\frac{R}{1+R}$
4	$\frac{1}{\alpha}\frac{1}{1+R}$	$\alpha\frac{1}{1+R}$
5	$\frac{1}{\alpha}R$	αR
6	$\frac{1}{\alpha}(1+R)$	$\alpha(1+R)$

3.2 다중모드무단변속기와 단순무단변속기의 비교

Fig. 13 과 Fig. 14 는 GROUP I 의 기본구조 6 가지의 경우에 대해 무단변속기구의 최소 기어비 점에서 모드 B 와 모드 C 가 변하도록 설계한 경우 모드 B 와 모드 C 의 속도비와 그 때의 효율을 도시한 것이고 Fig. 15 와 Fig. 16 은 무단변속기구의 최대 기어비 점에서 모드 B, 모드 C 가 변하도록 설계한 경우를 도시한 것이다.

Fig. 13 과 Fig. 14 의 case 2 와 case 5 의 경우는 속도비가 확장된 형태로 나타나고 나머지 경우는 속도비가 오히려 줄어든 경우를 나타내고 있다. 그러나 이때 효율은 앞 절에서 기술한 바와 같이 일반적으로 속도비의 범위가 좁을수록 높아지지만 case 5 와 같이 그 구조에 따라 속도비의 범위를 늘리면서도 높은 효율을 얻을 수 있고 이것이 바로 다중 모드 무단 변속기가 가질 수 있는 이점이다.

무단변속기구의 최대 변속비 값에서 모드 변화가 일어나게 설계한 경우도 비슷한 결과를 얻을 수 있으며 이 경우 역시 case2 와 case 5 의 경우 속도비 범위가 넓게 확장되며 IVT 가 구현됨을 알 수 있다. 그러나 이 경우 효율은 IVT 의 특징으로 매우 낮아짐도 역시 알 수 있다.

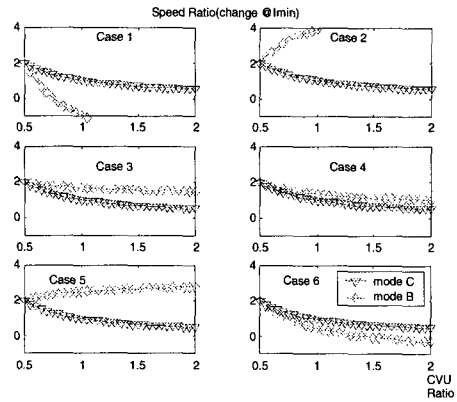

Fig. 13 Mode change at imin: speed ratio(y) vs. CVU ratio(x)

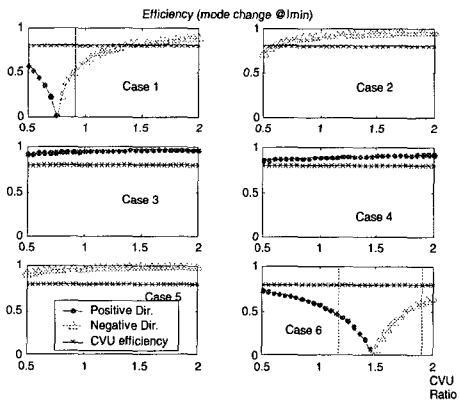

Fig. 14 Mode change at imin: efficiency(y) vs. CVU ratioy(x)

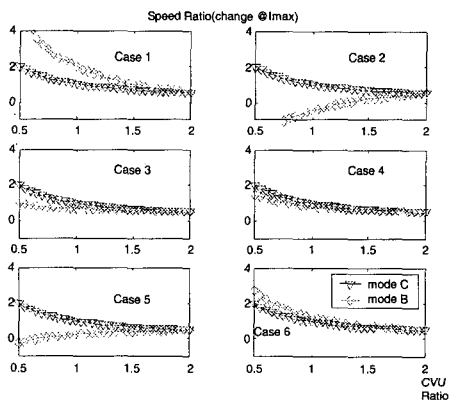

Fig. 15 Mode change at imax: speed ratio(y) vs. CVU ratio(x)

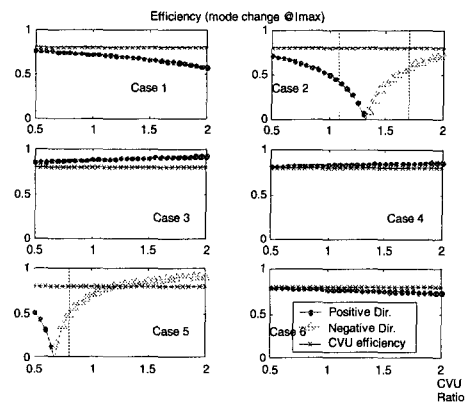

Fig. 16 Mode change at imax: efficiency(y) vs. CVU ratio(x)

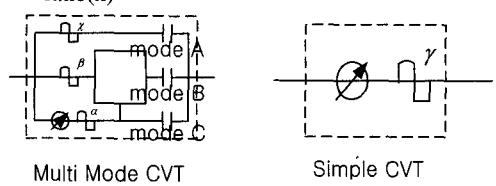

Fig. 17 Comparison of schematic diagram

단순 무단변속기와 다중모드 무단변속기를 비교하기 위하여 총 감속비가 4 에서 12 까지(종감속비 포함)의 범위를 갖는 변속기를 각각 설계해 보자. case 5 의 동력순환/분기 구조로 무단변속기구의 최소 변속비 값 Imin 에서 모드 변화가 일어나도록 설계한 경우를 대상으로 무단변속기구 하나와 감속기어 하나만을 사용한 무단변속기(Fig. 17 오른쪽)와 다중모드변화 무단변속기(Fig. 17 왼쪽)를 비교하면 다음과 같은 정성/정량적인 결과를 얻을 수 있다.

비슷한 동력성능(속도비 범위)를 갖도록 다중모드 무단변속기는 앞 절에서 설명한 바와 같이 α, β, χ, R 를, 단순무단 변속기는 γ 값을 선정할 수 있다. 예를 들어 모드 B 와 모드 C 의 변화 조건으로부터 식 (12)가 성립하고 모드 B 와 모드 A 의 변화 조건으로부터 식 (13)이 성립한다. 최고 감속비와 최저 감속비 조건을 각각 만족하여야 하므로 식 (14)와 식 (15)를 만족해야 한다. 또한 어느 효율이상의 기구를 설계하기 위하여 식 (16)도 만족하여야 한다.

$$\beta = \alpha I_{\min} \tag{12}$$

$$\frac{1}{\chi} = \frac{1+R}{\beta} - \frac{R}{\alpha I_{\max}} \tag{13}$$

Table 4 Design example

MCVT	α	β	χ	R	Imin	Imax
	7.2	4.68	4.0114	0.25	0.65	1.95
SCVT	γ				Imin	Imax
	6.1538				0.65	1.95

최대 속도비 조건 (오버드라이브)

$$\frac{1}{\gamma I'_{\min}} \geq \frac{1}{4} \quad , \quad \frac{1+R}{\beta} - \frac{R}{\alpha I_{\max}} \geq \frac{1}{4} \tag{14}$$

최소 속도비 조건

$$\frac{1}{\gamma I'_{\max}} \leq \frac{1}{12} \quad , \frac{1}{\alpha I_{\max}} \leq \frac{1}{12} \tag{15}$$

최저효율 보장점

$$1+K_5 = 1-\frac{R}{1+R}\frac{\beta}{\alpha i} > 0.8 \tag{16}$$

제한 조건식들 (12)부터 (16)를 만족하도록 다음과 같이 설계하였을 때 Table 4 와 같은 설계 인자를 얻을 수 있다.

이상의 결과를 살펴보면 같은 무단변속기구를 사용할 때 단순 무단변속기 보다 다중모드 변속기는 같은 최고 속도와 더 우수한 가속성능을 얻으면서도 효율은 설계단계에서 고려되어 단순 무단변속기와 같거나 더 우수하다. 또한 이 때 무단변속기구가 전달하는 토크량도 감소 시킬 수 있다.

하지만 정량적인 비교는 더욱 복잡한 모델링이 필요하지만 단순무단 변속기에 비해 첫째, 구조가 복잡하고 둘째, 구조가 복잡해짐에 따라 유성기어와 단순기어에 의한 효율감소가 있을 수 있으므로 본 논문에서 제시한 값보다 약간 낮은 효율을 나타낼 수 있으며 셋째, 또한 모드 변화를 위한 추가적인 클러치 구동 유압회로가 필요한 단점이 있다.

4. 결 론

다중 모드 무단변속기는 직결구조의 장점, 단순 무단변속기의 장점 그리고 동력 순환 및 분기 구조의 장점을 모두 갖는 변속기로 그 설계에 따라 출력 동력을 다양하게 변화시켜 출력 시킬 수 있다. 특히 동력 순환 및 분기 구조는 그 구조에 따라 결정되는 K 상수에 따라 그 성질이 결정되며 효율 향상을 위한 구조, 발진성능을 포함하는 구조, 속도비를 확장 혹은 축소하는 구조 등 여러 가지 목적에 따라 기어비를 선정할 수 있다. 또한

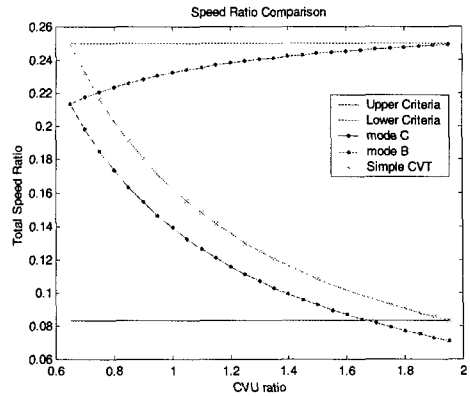

Fig. 18 Performance comparison-speed ratio

무단변속기구에 걸리는 부하를 감소시킬 수도 있다.

본 논문에서 연구한 내용을 정리하면 다음과 같다.

- 다중 모드 무단변속기 및 동력 순환/분기 구조에 분석에 사용할 수 있는 파라미터 K 를 정의 하였다.
- 동력의 전달방향과 효율에 대해 논의하였다.
- 무단변속기의 효율을 일정한 값 이상이 되도록 설계하는 방법을 K 파라미터를 이용하여 증명하였다.
- 모드 변환이 동기적으로 되기 위한 구속조건을 제시하였다.

참고문헌

(1) Per Mattsson, "Continuously Variable Split-Power Transmissions – Conditions for a Mode Shift," SAE 933001.

(2) Daniel J Dawe, Charles B. Lohr,. "A High Ratio Multi-Moded Vehicle Transmission Utilizing a Traction Toroidal Continuously Variable Drive and Traction Planetary," SAE 932997.

(3) 이동준, "토크 컨버터와 유성기어계를 사용한 무단변속기의 해석에 관한 연구," 1995 년 서울대학교 석사학위 논문.

(4) 정헌술,이교일, "동적 구속조건을 적용한 자동변속장치의 효과적인 시뮬레이션 방법에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 22 권, 제 3 호, pp. 504~518.

(5) 송한림,김정철,김현수, "금속 벨트 CVT 차량의 동적응답특성과 변속비 제어 전자화," 대한기계학회논문집, 제 22 권, 제 5 호, pp. 738~747.

(6) 장효환,전윤식, "자동변속기의 변속과도특성 해석," 대한기계학회논문집, 제 22 권, 제 3 호, pp. 654~662.