

# 건설중장비용 카운터샤프트 자동변속기 기어열 레이아웃 설계

## Design of Counter Shaft Automatic Transmission Gear Train Layout for Construction Vehicles

정 규 흥  
G. H. Jung

**Key Words** : Construction Vehicle(건설중장비), Counter Shaft Transmission(카운터 샤프트 변속기), Gear Train Layout(기어열 레이아웃), Velocity Diagram(속도선도)

**Abstract**: Counter shaft transmission is a popular automatic transmission power train in construction vehicles such as wheel loader and forklift. The gear train layout of counter shaft transmission is a very basic and important development stage because it affects the most of components design including hydraulic system and shift control algorithm, etc. This paper presents a design methodology for the gear train layout from the analysis of power flow path and clutch hook-up of the existing counter shaft transmission that is adopted in commercialized construction vehicles. Also, independent constraints for the meshed gear ratios are derived in order to realize forward 4-speed and reverse 3-speed gear ratio. The layout design principle proposed here was applied to the new original counter shaft transmission that is underdevelopment.

### 1. 서 론

대표적인 건설중장비인 휠로더와 지게차에 탑재되는 자동변속기는 다양한 형태의 동력전달방식으로 상용화된 제품이 개발되어 사용되고 있지만 맞물려 회전하는 기어를 통해서 동력이 전달되는 경로를 클러치를 통하여 변경시키는 유단 자동변속기(steped automatic transmission)가 일반적으로 적용되고 있다. 휠로더 및 지게차 자동변속기는 수동변속기와 유사한 형태로서 상시 맞물려 회전하는 기어회전체를 선택적으로 회전축에 결합시킴으로써 동력전달경로를 형성하는 카운터 샤프트(counter shaft) 방식으로 설계된다. 수동변속기는 운전자의 변속레버 조작에 의하여 케이블로 구동되는 싱크로나이저(synchronizer)가 작동하여 기어 회전체를 회전축에 결합시키는 반면 자동변속기에서는 유압 피스톤이 클러치 디스크와 플레이트로 구성된 습식판 클러치를 작동시켜 결합토크를 발생시키는 구조이다.

카운터 샤프트 변속기는 유성기어로 기어열이 구성되는 일반적인 승용차용 자동변속기와 달리 상시

맞물려 회전하는 기어회전체가 클러치를 통하여 회전축과 결합되므로 일방향 클러치가 없으며 이에 따라 모든 변속은 결합된 하나의 클러치(off-going element)를 해방시키면서 다른 클러치(on-coming element)를 결합하는 과정으로 진행되는 클러치 대 클러치 변속(clutch-to-clutch shift)이다. 클러치 대 클러치 변속에서는 해제 클러치(release clutch)와 작동 클러치(apply clutch)사이에서의 결합토크 전환이 연속적이면서 부드럽게 이루어져야만 우수한 변속품질(shift quality)과 안정된 내구성능을 확보할 수 있다.<sup>3,4)</sup>

다른 형태의 자동변속기 개발에서와 마찬가지로 카운터 샤프트 변속기에서 동력을 전달하는 기어열 레이아웃 및 클러치 배치와 관련된 설계는 자동변속기의 외형뿐만 아니라 유압시스템, 윤활, 제어기 설계방법 등을 포함하여 전반적인 변속기의 동력전달 성능과 효율에도 영향을 미치기 때문에 매우 중요한 설계단계이다. 특히, 상용화된 자동변속기는 대부분의 경우에 기어열 구조를 비롯하여 변속과 관련된 주요 부품이 특허로 등록되어 있으므로 단순히 기어 위치만을 변경한다고 하여도 기어열의 동력전달경로가 동일하다면 특허를 회피할 수 있는 설계방안이 될 수 없다.<sup>6)</sup>

접수일 : 2009년 8월 3일, 게재확정일 : 2009년 8월 27일  
정규흥(책임저자) : 대전대학교 컴퓨터응용기계설계공학과  
E-mail : ghjung@daejin.ac.kr, Tel : 031-539-1974

본 연구에서는 건설중장비에 적용되는 독자모델 자동변속기의 기어열 레이아웃을 체계적으로 설계할 수 있는 방안을 연구하였다. 이를 위하여 카운터 샤프트 방식으로 상용화된 ZF사의 휠로더 자동변속기를 대상으로 기어 및 클러치 배치와 관련된 레이아웃과 동력전달구조를 속도선도<sup>1)</sup>를 이용하여 분석한 후 전진 4단과 후진 3단의 변속단을 구현할 수 있는 기어열 레이아웃과 클러치 배치의 조건을 유도하고 이를 바탕으로 기존 변속기와 동일한 수의 기어 회전체와 클러치를 이용해서 구성될 수 있는 변속기 레이아웃에 대한 설계방안을 제시하였다.

## 2. 자동변속기 기어열 구조 및 속도분석

### 2.1 속도선도를 이용한 기어열 구조분석

Fig. 1은 23-26톤급 휠로더에 장착되는 ZF사 4WG-260 자동변속기의 기어열 구조를 나타내고 Table 1은 전진 4단, 후진 3단의 각 변속단에서 결합되는 클러치 조합을 나타낸다.<sup>2)</sup> 여기서 F41과 F42 변속단은 안전작동모드(fail safe mode)에서 사용되고 정상작동모드에서는 F1-F3와 F4의 4개 변속단만이 유효하다. 기어열을 구성하는 각 기어회전체에 대한 속도분석은 Fig. 2에 도시된 속도선도를 이용하면 편리하다. Fig. 2로부터 자동변속기의 기어열은 상시 맞물려 회전하는 3개의 기어열(터빈기어열, 센트럴기어열, 출력기어열)로 구성되고 KV, KR, K4 클러치의 방향 클러치군(direction clutch group)과 K1, K2, K3의 속도 클러치군(speed clutch group)에서 각각 1개씩 결합되는 클러치에 의하여 3개 기어열이 결합되어 출력축( $N_O$ )에 대한 터빈축( $N_T$ )의 회전속도 비인 변속비가 결정된다. 속도선도는 전후진 변속단에서 각 회전요소의 상대적인 속도부호뿐만 아니라 다음과 같은 유용한 정보를 나타내므로 이를 이용하면 동력전달방식에 대한 이해가 용이하다.<sup>5)</sup>

(1) 분석대상 기어열은 6개 클러치가 센트럴기어열의 3개 회전축에 2개씩 배치되는 이중 클러치(double clutch) 방식이며 속도선도에서 각 클러치는 센트럴기어열 상하에 노드(node)로 표시된다.

(2) 속도선도에서 좌측축 노드( $N_T$ )로부터 우측축 노드( $N_O$ )까지의 노드 수는 변속기 내부의 회전축 수를 나타내므로 분석대상 기어열의 회전축은 모두 6개임을 알 수 있다.

(3) 방향 클러치군의 클러치가 3개, 속도 클러치군의 클러치가 3개이고 각 클러치군에서 1개씩 선택하

여 2개 클러치가 결합되어야만 변속비가 고정되므로 결합되는 클러치의 가능한 조합은 모두 9종류이다. 따라서 전진 6단, 후진 3단의 변속비 조합이 가능하지만 F3에서 F41으로 변속하기 위해서는 KV와 K3 클러치를 해제하고 K4와 K1 클러치를 결합해야 하므로 변속제어가 복잡해지는 단점이 있다. 따라서 변속 시 한 쌍의 클러치에 대해서만 결합과 해방을 제어하는 경우에 F41과 F42를 제외하면 구현할 수 있는 변속비는 전진 4단, 후진 3단이다.

(4) 방향 클러치군에서 KR 클러치가 결합되면 센트럴기어열의 회전방향은 KV, K4 클러치가 결합된 상태와 반대방향이므로 KV(또는, K4), KR 클러치 결합에 의하여 전후진이 결정된다.

(5) 속도 클러치군에서는 K1, K2, K3중 어느 클러치가 결합되어도 출력축의 회전방향에는 변화가 없으므로 결합되는 클러치에 따라 센트럴기어열과 출력기어열의 속도비만이 변화된다.

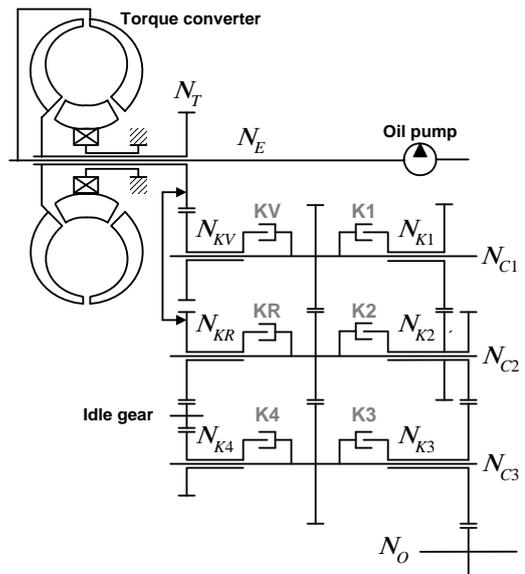


Fig. 1 Gear train of the wheel loader A/T

Table 1 Clutch engagement at each gear state

Gear	Direction			Speed		
	KV	KR	K4	K1	K2	K3
N						
F	1	●		●		
	2	●			●	
	3	●				●
	4			●	●	
R	1		●	●		
	2		●		●	
	3		●			●

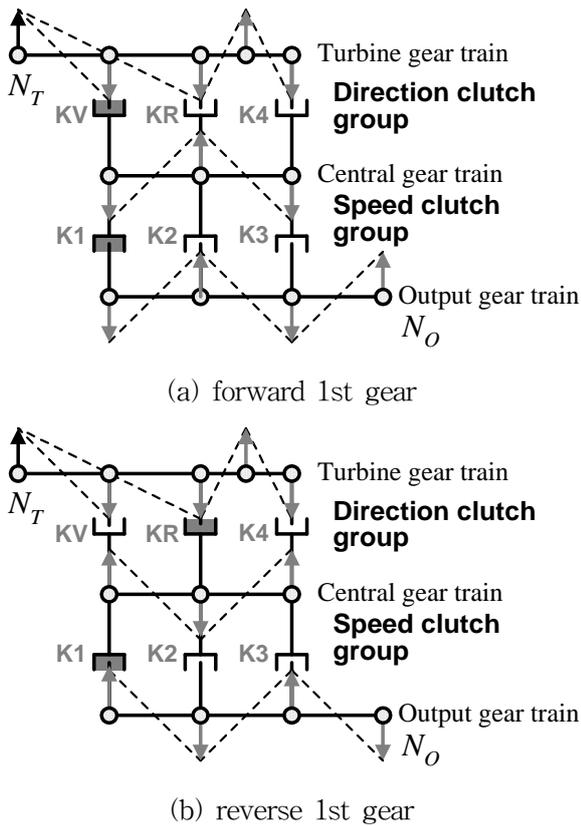


Fig. 2 Velocity diagram of gear train(4WG-260)

### 2.2 기어열 및 클러치배치 설계 특성분석

전진 4단, 후진 3단의 변속단을 구현할 수 있는 카운터 샤프트 자동변속기 기어열 레이아웃에 대하여 체계적인 설계절차를 도출하기 위해서 방향 클러치와 속도 클러치결합에 따른 터빈기어열, 센트럴기어열, 출력기어열의 속도부호특성을 분석하였다. 센트럴기어열을 중심으로 터빈기어열과 출력기어열을 연결하는 방향 클러치와 속도 클러치의 결합상태에 따른 회전요소의 속도부호를 살펴보면 다음과 같은 특성이 있음을 확인할 수 있다.

(1) 속도 클러치에 의해 동력이 전달되는 기어열 회전요소의 속도부호는 전진, 또는 후진 변속단에서 변화되지 않아야 한다. 즉, 전진 변속단에 대한 속도선도를 나타내는 Fig. 2(a) 에서 K1과 K3 클러치에 의하여 결합되는 출력기어열 회전요소의 속도부호는 1단에서 4단까지 모두 음의 값으로 같은 부호이며 K2 클러치에 의해 결합되는 회전요소는 모두 양의 값을 갖는다. 따라서 전진 변속단에서는 K1, K2, K3 어느 클러치가 결합되어도 출력기어열의 회전방향은 변화되지 않음을 알 수 있다. 이러한 사실은 후진 변속단에 대한 속도선도를 나타내는 Fig. 2(b)

에서도 확인할 수 있는데 단지 출력축 회전속도가 반대이므로 센트럴기어열과 출력기어열을 구성하는 모든 회전요소의 속도부호가 전진 변속단과 반대이다. 이로부터 속도 클러치에 의해 동력이 전달되는 기어열은 어느 클러치가 결합되어도 회전방향이 변화되지 않도록 설계하여야 한다. 이는 속도 클러치 작동에 의해서는 기어비만이 변화되고 출력축 회전방향은 변화되지 않아야 한다는 사실로부터 당연하다.

(2) Fig. 2에서 방향 클러치에 의해 동력이 전달되는 기어열의 회전요소 속도부호를 살펴보면 KV와 K4 클러치에 연결되는 센트럴기어열 회전요소의 속도부호는 전진 변속단에서는 음인 반면에 후진 변속단에서는 양의 값으로 변화됨을 알 수 있다. 이는 KV와 K4 클러치가 전진 시에 결합되는 요소이고 KR 클러치가 결합되는 후진 시에는 센트럴 기어열의 회전방향이 전진과는 반대가 되도록 해야 하기 때문이다. 이로부터 방향 클러치에 의해 동력이 전달되는 기어열은 KV와 K4 클러치가 결합되는 전진 변속단과 KR 클러치가 결합되는 후진 변속단에서 속도부호가 반대가 되도록 설계하여야 한다.

위의 두 조건은 전진 4단, 후진 3단의 변속단을 갖는 카운터 샤프트 변속기 설계에서 필수적으로 만족되어야 하는 구속조건이며 이를 바탕으로 각 기어열이 결합될 수 있는 조합이 결정된다.

### 2.3 기어열 설계방식의 분류

전후진 변속단에서 클러치 결합상태에 따른 기어열의 속도부호특성을 바탕으로 적용가능한 각 기어열의 설계방식을 분류하였다. 기어열 설계에서 터빈기어열과 출력기어열은 4개 회전요소, 센트럴기어열은 3개 회전요소만을 고려하였으며 회전방향을 변화시키기 위한 아이들 기어는 별도의 회전요소로 고려하지 않았다.

#### (1) 센트럴기어열의 설계방식

이중 클러치방식의 카운터 샤프트 자동변속기를 설계하는 경우에 센트럴기어열은 3개 기어회전체로 구성되므로 Fig. 3과 같은 배열의 설계방식이 유일하다. 속도선도에서 센트럴기어열을 구성하는 기어회전체는 항상 2개 회전요소의 속도부호가 동일함을 알 수 있다. 3개 회전요소로 구성되는 센트럴기어열의 또 다른 설계방식으로는 모든 회전요소의 속도부

호가 동일한 경우가 있지만 이러한 경우에는 센트럴 기어열에 아이들 기어가 추가되어 변속기 내부 구조가 복잡해지므로 이러한 방식의 센트럴기어열 설계는 바람직하지 않다고 판단되어 고려하지 않았다.

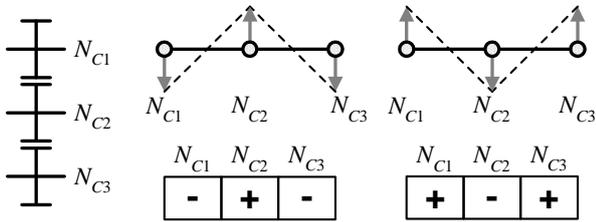


Fig. 3 Central gear train design

(2) 출력기어열의 설계방식

출력기어열은 4개 회전요소로 구성되며 출력축 ( $N_O$ )에 대한 나머지 3개 회전축의 속도부호에 따라 설계가능한 조합은 Fig. 4와 같은 4가지 종류로 구분될 수 있다. Fig. 4의 출력기어열 설계형태는 출력축 회전속도부호와 반대인 회전요소의 수로 결정되며 3개 모두 출력축과 같은 속도부호를 갖는 병렬 II형(parallel type II), 하나만 속도부호가 반대인 복합형(compound type), 2개 회전요소의 속도부호가 반대인 직렬형(serial type), 3개의 회전요소의 속도부호가 반대인 병렬 I형(parallel type I)으로 구분할 수 있다. Fig. 4의 속도선도에서는 출력축 회전속도를 양의 부호(전진 변속단)로 가정하였으며 음인 경우(후진 변속단)에는 나머지 3개 회전요소의 속도부호가 반전된다.

(3) 터빈기어열의 설계방식

터빈기어열도 출력기어열과 동일하게 4개의 회전축으로 구성되므로 터빈축( $N_T$ )에 대한 나머지 3개 회전요소( $N_{KV}, N_{KR}, N_{K4}$ )의 속도부호에 따라 구성될 수 있는 기어열의 종류는 Fig. 4와 유사하게 4가지로 분류된다. 다만 터빈기어열에서 터빈축의 속도부호는 엔진과 같은 방향이므로 항상 양의 값으로 나타나는 점이 출력기어열과 다르다.

이와 같은 기어열 설계방식에 따라 4WG-260 ZF 자동변속기 기어열의 형태를 분석하면 출력기어열은 직렬형이고 터빈기어열은 병렬 I형이다. 속도선도는 3개 기어열을 나타내는 수평막대에 노드(node)로 표시되는 기어회전체에 대하여 속도와 기어열의 연결상태를 파악하기 쉬운 장점이 있지만 단순히 결합되

는 클러치 조합에 따른 속도부호만을 살펴보는 경우에는 다소 번거로우므로 이러한 경우에는 Fig. 5와 같은 회전속도 특성표를 이용하는 것이 보다 편리하다. 회전속도 특성표에서는 각 기어열 회전체의 속도부호와 클러치에 연결되는 회전요소를 나타내므로 터빈과 출력 기어열의 속도부호형태에 따라 Fig. 4에서 분류된 기어열의 설계방식을 쉽게 확인할 수 있다.

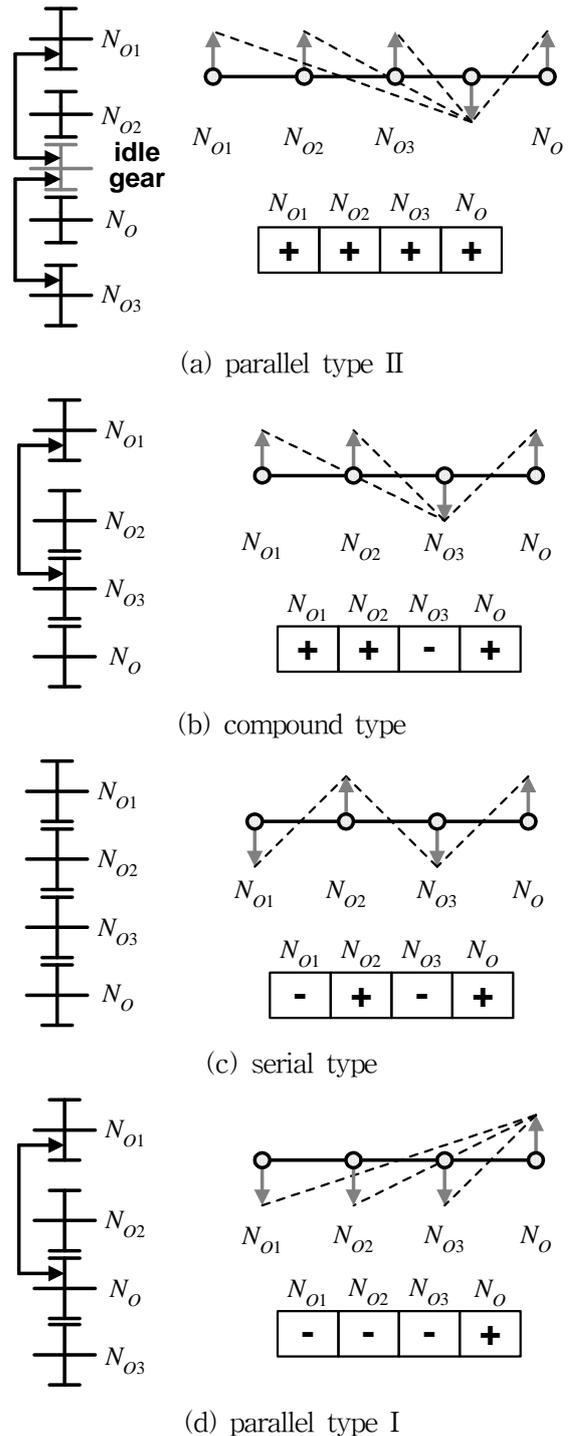


Fig. 4 Output gear train design

$n_T$	$n_{C1}$	$n_{C2}$	$n_{C3}$	$n_O$
+	-	-	-	
	KV	KR	K4	
	-	+	-	
	K1	K2	K3	
	-	+	-	+

TG(Parallel type I)  
**Direction clutch**  
 CG  
**Speed clutch**  
 OG(Serial type)

Fig. 5 Velocity characteristic table(4WG-260)

### 3. 기어열 레이아웃 설계

본 연구대상 카운터 샤프트 자동변속기는 터빈기어열, 센트럴기어열, 출력기어열로 구성되며 각 기어열에 대하여 가능한 설계는 2.3절에서 언급된 바와 같다. 즉, 이중 클러치방식 설계에서 센트럴기어열은 3개 회전요소로 구성되므로 단 하나의 연결방식만이 존재하고 터빈 및 출력기어열은 4개 회전요소로 구성되며 이러한 경우에 설계 가능한 연결조합은 병렬 I, II형, 직렬형, 혼합형의 4가지 방식이 있음을 언급하였다. 따라서 터빈기어열과 출력기어열을 센트럴기어열에 연결하는 단순한 설계조합은 모두 16가지가 존재하나 방향 및 속도 클러치군에 의하여 결합되는 두 기어열은 다음 조건을 만족하여야 하므로 실제로 구현될 수 있는 기어열 레이아웃의 수는 이보다 작아지게 된다.

(1) 속도 클러치에 의해 결합되는 기어열 회전요소의 회전방향은 K1, K2, K3 속도 클러치가 결합될 때 변화되지 않아야 한다.

(2) 방향 클러치의 경우에는 전진 변속단에서 KV와 K4 클러치에 의해 결합되는 회전요소의 속도부호와 후진 변속단에서 KR 클러치로 결합되는 회전요소의 속도부호는 반대가 되어야 한다.

#### 3.1 방향 클러치군 입력+속도 클러치군 출력 배열

터빈기어열과 센트럴기어열의 결합에 방향 클러치군을 배열하고 센트럴기어열과 출력기어열의 결합에 속도 클러치군을 배치하는 방식으로 ZF 자동변속기와 동일한 기어열 설계방식이다. 3개 회전요소로 구성되는 센트럴기어열은 단 하나의 설계방식만이 존재하며 전진 변속단에서 3개 회전요소의 속도부호는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 '-+-'와 '+-+' 둘 중 하나이므로 센트럴기어열의 회전속도부호에 대하여 연결 가능한 터빈과 출력기어열의 설계방식을 살펴보면 다음과 같다.

(1) 센트럴기어열의 속도부호가 '-+-'인 경우

센트럴기어열과 출력기어열은 속도 클러치군으로 연결되므로 출력축을 제외한 나머지 3개 회전요소의 속도부호가 센트럴기어열과 일치되어야 하므로 직렬형만이 가능하다. 터빈기어열은 터빈축을 제외한 나머지 3개 회전요소의 속도부호가 센트럴기어열의 속도부호인 '-+-'와 2개는 일치하고 1개는 반대이어야 하므로 병렬 I형과 혼합형이 가능하게 된다. 따라서 전진 변속단에서 센트럴기어열의 속도부호가 '-+-'인 경우에는 Fig. 6과 같은 2 종류의 기어열 레이아웃 설계가 가능하다.

$n_T$	$n_{C1}$	$n_{C2}$	$n_{C3}$	$n_O$
+	-	-	-	
	KV	KR	K4	
	-	+	-	
	K1	K2	K3	
	-	+	-	+

TG(Parallel type I)  
**Direction clutch**  
**Speed clutch**  
 OG(Serial type)

(a) parallel I+serial type

$n_T$	$n_{C1}$	$n_{C2}$	$n_{C3}$	$n_O$
+	-	+	+	
	KV	K4	KR	
	-	+	-	
	K1	K2	K3	
	-	+	-	+

TG(Compound type)  
**Direction clutch**  
**Speed clutch**  
 OG(Serial type)

(b) compound+serial type

Fig. 6 Velocity characteristic table when the central gear train velocity sign is '-+-'

(2) 센트럴기어열의 속도부호가 '+-+'인 경우

속도 클러치군이 연결되는 출력기어열에는 출력축을 제외한 회전요소의 속도부호가 한개만 음이 되어야 하므로 혼합형만이 가능하고 터빈기어열에서는 터빈축을 제외하고 나머지 3개 회전요소의 속도부호 중에서 2개는 같고 나머지 1개는 반대이어야 하므로 직렬형이거나 병렬 II형이 가능하게 된다. 따라서 전진 변속단에서 센트럴기어열의 속도부호가 '+-+'인 경우에는 Fig. 7과 같은 기어열 레이아웃이 가능하다.

이와 같이 가능한 조합의 4가지 형태 기어열에서 속도 클러치와 같은 속도부호를 갖는 KV와 K4 방향 클러치의 배치는 임의적으로 교체가 가능하므로 다양한 형태의 기어열 레이아웃 설계가 가능하다.

Fig. 8은 혼합형+직렬형 설계에 대한 기어열 레이아웃과 속도선도를 나타낸다.

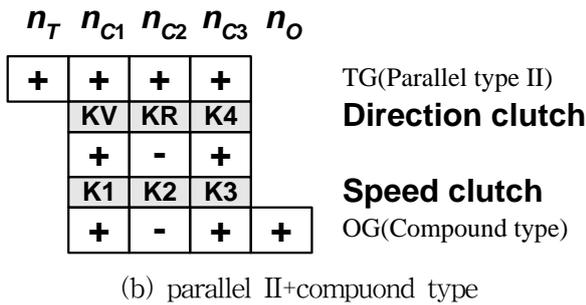
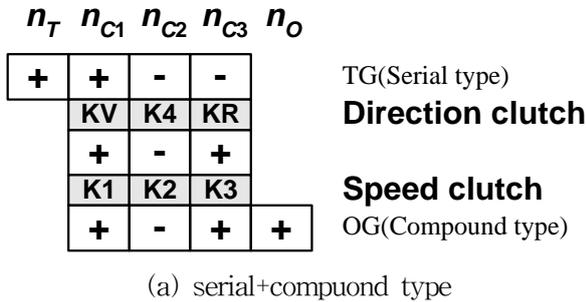


Fig. 7 Velocity characteristic table when the central gear train velocity sign is '+--'

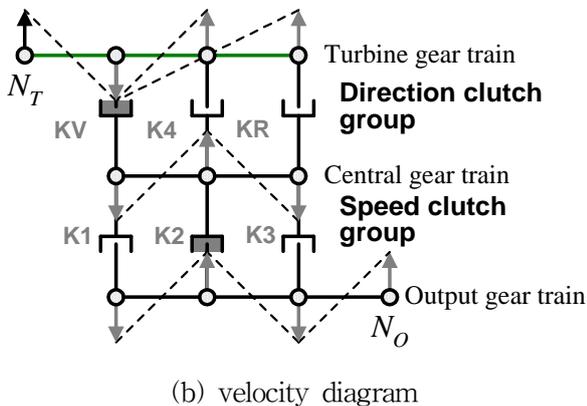
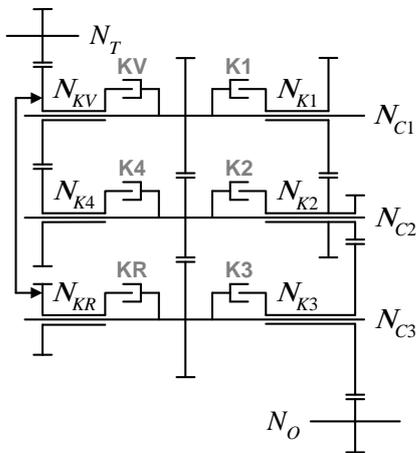


Fig. 8 Compound+serial type design layout

3.2 속도 클러치군 입력+방향 클러치군 출력 배열 터빈기어열과 센트럴기어열의 연결에 속도 클러치군을 배열하고 센트럴기어열과 출력기어열의 연결에 방향 클러치군을 배치하는 설계방식으로 결합되는 클러치의 속도부호조건을 고려하면 다음과 같은 4종류의 기어열 레이아웃이 가능하다.

- TG(serial type)+OG(parallel type I)
- TG(serial type)+OG(compound type)
- TG(compound type)+OG(serial type)
- TG(compound type)+OG(parallel type II)

Fig. 9는 터빈 기어열이 직렬형이고 출력기어열이 병렬 I형인 기어열 레이아웃에 대한 회전속도 특성을 나타낸다.

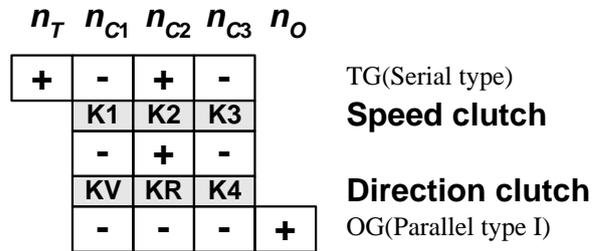


Fig. 9 Serial+parallel type I design for speed clutch input and direction clutch output

이상과 같이 연구된 기어열 레이아웃의 설계방법은 클러치 결합에 따른 각 기어열 회전요소의 기구학적인 속도부호만을 고려한 결과이며 실제 적용 가능한 기어열 설계를 위해서는 회전축과 기어회전체의 공간배치뿐만 아니라 동력전달경로에 따른 효율, 변속에 의해 속도가 변화되는 회전요소의 관성등과 같은 여러 가지 설계요소를 고려하여야 한다. 예를 들어 센트럴기어열을 중심으로 속도와 방향 클러치군 배치를 반대로 하는 경우에 가장 큰 차이점은 변속 전 후에 회전속도가 변화되는 회전관성의 크기가 다르게 된다. 방향 클러치군 입력+속도 클러치군 출력 배열의 설계방식에서 1-2 및 2-3단 기어변속 시에는 방향 클러치가 결합된 상태에서 속도 클러치의 결합상태를 변화시켜야 하므로 터빈 기어열과 센트럴기어열의 회전속도가 변화되어야 하지만 속도 클러치군 입력+방향 클러치군 출력 배열에서는 센트럴기어열과 출력기어열이 결합을 유지하는 상태에서 터빈기어열의 속도만이 변화되므로 회전요소의 관성이 작아 변속충격을 저감시키는 설계에 유리하다.

### 3.3 단일 클러치방식의 기어열 레이아웃설계

카운터 샤프트 자동변속기 기어열은 하나의 회전축에 2개 클러치가 배치되는 이중 클러치 방식과 6개 클러치를 6개 회전축에 배치하는 단일 클러치 방식이 있다. 이중 클러치 방식에서는 회전축의 수가 작으므로 단순한 기어열 설계가 가능하지만 하나의 회전축에 2개 클러치가 배치되어 회전축 길이가 증가하고 이에 따라 자동변속기 외형의 길이가 증가할 뿐만 아니라 기어회전체 및 클러치팩 중량에 의해 회전축 변형이 커지는 단점이 있다. 이에 비하여 단일 클러치 방식에서는 회전축을 상대적으로 짧게 설계할 수 있으나 회전축의 수가 증가하여 자동변속기 외형의 높이가 증가하게 된다. Fig. 10은 3개의 방향클러치와 3개의 속도클러치를 이용하여 설계된 3×3 단일 클러치방식 기어열의 회전속도 특성표를 나타낸다. 단일 클러치방식에서도 KR 클러치를 제외한 방향 클러치와 속도 클러치는 결합되었을 때 기어열 회전요소의 속도부호가 변화되지 않아야 한다는 설계조건은 이중 클러치방식 설계와 동일하다.

3×3 이중 클러치 설계방식에서는 방향 및 속도 클러치군의 배열방법에 따라 4종류의 터빈 및 출력기어열 중에서 선택 가능한 조합에 제한이 있었지만 단일 클러치 방식의 경우에는 6개의 회전축을 갖는 센트럴기어열에서 터빈기어열과 출력기어열의 설계형태에 맞도록 회전요소의 속도부호 변환이 가능하므로 모든 조합으로 설계가 가능하다. 즉, 3×3 단일 클러치 설계방식에서는 선택 가능한 터빈기어열과 출력기어열의 설계방식이 각각 4가지씩이므로 가능한 기어열의 모든 조합은 16개이다. 3×3 단일 클러치 설계방식에서도 터빈기어열과 센트럴기어열, 센트럴기어열과 출력기어열의 결합에 어떠한 클러치군을 배열하는가에 따라 2가지 설계방식으로 세분될 수 있다.

$n_T$	$n_{C1}$	$n_{C2}$	$n_{C3}$	$n_{C4}$	$n_{C5}$	$n_{C6}$	$n_O$	
+	-	-	-					TG
	KV	KR	K4	Direction clutch				
	-	+	-	-	-	-		CG
	Speed clutch			K1	K2	K3		
				-	-	-	+	OG

Fig. 10 Velocity characteristic table for 3×3 single clutch T/M layout

Fig. 11은 2개의 방향 클러치와 4개의 속도 클러치를 이용하여 설계되는 2×4 단일 클러치 설계의 예를 나타낸다. 2×4 단일 클러치에서는 K4 클러치가 속도 클러치로 설계되고 전후진 모두 4단이 가능한 기어열 레이아웃이다.

$n_T$	$n_{C1}$	$n_{C2}$	$n_{C3}$	$n_{C4}$	$n_{C5}$	$n_{C6}$	$n_O$	
+	-	+						TG
	KV	KR	Direction clutch					
	-	-	+	-	+	-		CG
	Speed clutch		K1	K2	K3	K4		
			+	-	+	-	+	OG

Fig. 11 Velocity characteristic table for 2×4 single clutch T/M layout

### 4. 기어비 설계 조건식

자동변속기 기어열에 대한 레이아웃이 결정되면 설계목표로 주어지는 각 변속단에서의 변속비를 구현하기 위하여 맞물려 회전하는 기어회전체 사이의 기어비(또는 기어 회전체의 기어 잇수)를 정해야 한다. 기어비 설계과정은 우선 변속비에 대한 설계목표사양을 구현해야 할 뿐만 아니라 한정된 공간 내에서 회전축 배열, 클러치 팩의 배치상태, 조립 용이성 등과 같은 여러 가지 조건을 고려해서 결정하여야 하지만 여기서는 전진 4단, 후진 3단의 목표 변속비를 구현하기 위하여 기구학적으로 만족되어야 할 기어비 관계식에 대하여 살펴보도록 한다.

Fig. 12는 4WG-260 ZF 자동변속기 기어열에 대한 속도선도에 기어회전체 사이의 기어비 8개를 표시한 그림이다. 각 변속단에서의 변속비와 각 기어열에서의 기어회전체 사이의 기어비를 정의하였을 때 기어열 속도분석이란 각 기어열에서 기어의 잇수(또는 기어비)가 주어졌을 때 결합되는 클러치 조합에 따라 각 변속단에서의 변속비를 구하는 것이고 이와 반대로 각 변속단에서의 변속비가 주어졌을 때 이를 만족하는 기어비(또는 기어의 잇수)는 기어비의 구속 조건식으로 나타나게 된다. 상시 맞물려 회전하는 기어 쌍의 기어비 개수는 변속비의 수보다 많으므로 기어비가 주어지는 경우에 변속비는 유일하게 결정되지만 반대로 변속비가 주어졌을 때 이를 만족하는 기어비는 무수히 많아 유일하게 결정되지 않고 각 변속단에서의 변속비로 나타나는 식을 구속 조건이 기술된다.

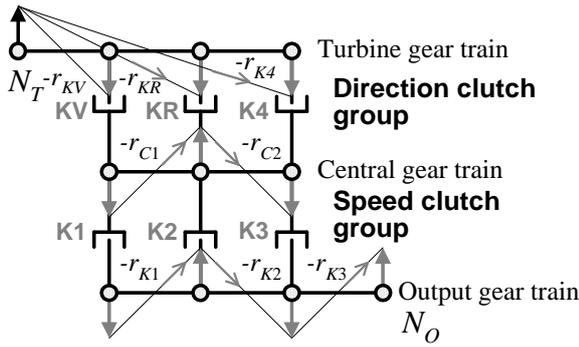


Fig. 12 Velocity diagram with speed ratio

Fig. 12에 정의된 기어비를 이용하여 각 변속단에서의 변속비 조건식을 유도하면 다음과 같다.

- 전진1속(F1):  $r_{F1} = 1/r_{KV}r_{K1}r_{K2}r_{K3}$
- 전진2속(F2):  $r_{F2} = 1/r_{KV}r_{C1}r_{K2}r_{K3}$
- 전진3속(F3):  $r_{F3} = 1/r_{KV}r_{C1}r_{C2}r_{K3}$
- 전진4속(F4):  $r_{F4} = 1/r_{K4}r_{K3}$
- 후진1속(R1):  $r_{R1} = r_{C1}/r_{KR}r_{K1}r_{K2}r_{K3}$
- 후진2속(R2):  $r_{R2} = 1/r_{KR}r_{K2}r_{K3}$
- 후진3속(R3):  $r_{R3} = 1/r_{KR}r_{C2}r_{K3}$

이상과 같이 유도된 7개의 식은 전진 4단, 후진 3단에 대하여 주어진 변속비를 만족시키는 기어회전체 기어비에 대한 구속 조건식이다. 기어열에 대하여 정의된 기어비가 8개이고 구속 조건식이 7개이므로 어느 하나의 기어비를 임의로 결정하면 나머지 기어비를 유도된 식으로부터 계산할 수 있지만 유도된 7개 조건식의 특성을 살펴보면 다음과 같이 전진 1, 2속과 2, 3속 변속비의 비가 후진 1, 2속과 2, 3속 변속비의 비와 같음을 알 수 있다.

$$\frac{r_{F2}}{r_{F1}} = \frac{r_{R2}}{r_{R1}} = \frac{r_{K1}}{r_{C1}}$$

$$\frac{r_{F3}}{r_{F2}} = \frac{r_{R3}}{r_{R2}} = \frac{r_{K2}}{r_{C2}}$$

이러한 결과는 7개 변속비 조건식 중에서 2개의 식이 중복되어 5개의 식만이 독립적임을 나타내고 전후진 1, 2단과 전후진 2, 3단 변속비의 비는 같아야 함을 알 수 있다. 속도선도를 이용해서 이러한 변속비 조건식의 특성을 살펴보면 KV 클러치가 결합된 상태에서 전진 1, 2, 3속의 변속비가 결정되면 출력기어열의 기어비가 고정된 상태이므로 KR 클러치가 결합되었을 때 변속비를 변화시키는 기어비는 오직  $r_{KR}$ 이 된다. 즉, 후진 1속에서의 변속비를 만

족시키기 위하여  $r_{KR}$  기어비를 결정하면 후진 2속과 3속에서의 기어비는 전진 변속단에서 결정된 출력기어열의 기어비와  $r_{KR}$  기어비에 의하여 자동적으로 정해지게 된다. 따라서 전후진 1-3단에서 독립적인 기어비 식은 4개이며 K4 클러치가 결합되는 전진 4단에서의 변속비 조건식을 합하면 모두 5개의 독립적인 변속비 조건식이 유도됨을 알 수 있다. 따라서 5개의 기어비 조건식은 전진 1-4속에서의 변속비 관계식 4개와 후진 1속에서의 변속비 관계식으로 나타낼 수 있으며 8개의 회전체 기어비를 결정하는 구속 조건식은 모두 5개이므로 3개의 기어비를 임의로 결정할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 기어열에 대한 기구학적인 속도특성분석을 바탕으로 카운터 샤프트 변속기의 기어열 설계방법에 대하여 살펴보았다. 휠로더에 상용화된 기존 ZF 자동변속기에 대하여 기어열 구성과 회전 속도 특성을 분석하여 클러치군을 분류하고 전진 4단, 후진 3단의 변속비를 구현할 수 있는 기어열의 설계조건을 도출하였다.

분석된 기어열과 회전체의 속도특성을 바탕으로 이중 클러치/단일 클러치 설계방식, 방향 클러치군과 속도 클러치군의 배열방식, 3×3 클러치/2×4 클러치 설계방식으로 분류된 각 경우에 대하여 기어열 레이아웃을 설계하는 방법을 제시하였다. 설계방식에 따라 구성될 수 있는 기어열 레이아웃은 매우 다양하지만 본 연구에서는 기어열의 기구학적 속도조건만을 고려하였으며 실제 설계에서는 맞물려 회전하는 기어의 크기에 따른 변속기 내부에서의 공간배치와 클러치 전달토크 용량에 따른 클러치 팩의 크기, 유압회로 설계 등 다양한 측면을 고려하여 최종적인 변속기 기어열의 레이아웃을 결정하여야 할 것이다.

## 참고 문헌

- 1) H. L. Benford and M. B. Leising, "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis", SAE Paper 810102, 1981.
- 2) ZF-Ergopower Transmission 4WG-260, ZF, 2001.
- 3) 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, "비례제어

슬레노이드밸브를 이용한 자동변속기 유압제어시스템 개발,” 연구보고서, 1997.

- 4) 정규흥, 이교일, “건설차량용 자동변속기의 변속제어기 개발연구”, 자동차공학회논문집, 제10권, 제2호, pp. 234~242, 2002.
- 5) 정규흥, 신상호, 이승일, 황광진, “휠로더 자동변속기 기어열 구조분석”, 유공압시스템학회 2006년도 춘계학술대회 논문집, pp. 104~110, 2006.
- 6) 송민준, 김태성, 조치훈, 박용준, 김진성, 김현수, “레버분석을 이용한 6단 신구조 자동변속기 설계”, 한국자동차공학회 2007년도 춘계학술대회논문집, pp. 1167~1172, 2007.