

복합유성기어장치를 적용한 플러그 방식 출입문의 변속장치

Complex Planetary Gear Train for a Plug type Passenger Door

김연수* 홍재성** 박성혁* 백남욱* 이병송*
Yeon-Su Kim Jai-Sung Hong Sung-Hyuk Park Nam-Uk Baeg Byung-Song Lee

ABSTRACT

Since plug type passenger door has two motion modes, power transmission unit must be capable of plug-in or plug-out, and sliding mode. Complex planetary gear train is proposed, which is composed of two 2K-H, I type planetary gear units. For the proposed complex planetary gear train, ranges of addendum modification coefficients which would not lead to interferences is analyzed, and optimal addendum modification coefficients among these ranges which generate the maximum efficiency are presented. Based on the interference, efficiency and torque ratio analysis results, complex planetary gear train is designed and manufactured.

KEY WORDS : plug type passenger door(플러그 방식 출입문), complex planetary gear train(복합유성기어장치), interference(간섭), efficiency(효율), torque ratio(토크비)

1. 서 론

도시철도 차량의 승객용 측출입문은 승객의 신속하고 안전한 승하차를 위해 충분한 수량과 크기를 가져야 하며 자동으로 개폐가 되어야 하고 차량의 추진장치와 연동되어야 한다. 또한 출입문의 모든 부품은 차량의 주행 중 발생하는 진동 및 충격에도 원활한 작동이 가능해야 하며 방수, 방음 및 단열이 우수한 구조를 가져야 한다.

승객용 측출입문의 분류는 크게 구동방식에 의한 분류와 출입문 구조에 의한 분류 방법이 있다. 구동방식에 따른 출입문의 종류는 공기식과 전기식이 있으며, 공기식 출입문은 차량의 공기압축기에서 생성되는 압축공기와 공기실린더를 이용하여 출입문을 구동하는 방식이다. 전기식 출입문의 경우 독립된 전동기를 설치하여 출입문을 제어하며 공기식에 비해 정밀한 출입문제어가 가능하다. 구조에 따른 출입문의 종류는 크게 포켓방식(pocket type), 플러그 방식(plug type), 외부 슬라이딩

* 한국철도기술연구원, 경량전철연구팀, 정희원

** 한국철도기술연구원, 도시철도연구팀, 정희원

방식(external sliding type)이 있다. 포켓방식은 현재 운행 중인 국내 지하철에 적용되는 방식으로 차체의 외장판과 내장판 사이에서 출입문이 미끄럼 운동을 하는 방식이며 창문의 배치와 크기에 제한이 있는 것이 단점이다. 플러그 방식은 차량 횡방향으로의 플러그 인(plug-in) 및 플러그 아웃(plug-out) 운동과 길이방향으로의 미끄럼 운동을 동시에 구현하는 방식으로 차량한계에 영향을 주지 않고 차량설비에 영향을 미치지 않지만, 2가지 동작모드를 구현하기 위한 구동장치가 복잡하다는 것이 단점이다. 외부 슬라이딩 방식은 차량 외부에서 출입문이 미끄럼 운동을 하는 방식이며, 창문 등의 설비에 영향을 미치지 않지만 차량한계를 증가시키고 외관상 미려도에 좋지 않은 영향을 미치는 것이 단점이다.

플러그 방식 출입문의 2가지 동작모드를 일반 기어열을 사용하여 구현할 경우 구조가 복잡해지고, 기어 및 베어링 등의 부품수가 증가되어 신뢰성이 감소할 우려가 있다. 반면 유성기어열을 사용할 경우 원하는 속도비를 구현하면서 소형·경량화 설계가 가능하지만, 링기어(ring gear)와 같은 내접기어(internal gear)와 다수의 기어들로 구성되므로 원활한 작동을 위해서는 구성요소간 간섭을 피해야 하는 여러 가지 설계 제한조건이 존재하여 설계 및 제작에 많은 어려움이 있다. 해외에서는 유성기어열의 효율특성[1-4]과 다양한 기하학적 해석[5-6]에 관한 연구가 진행된 바 있으며, 특히 내접기어와 피니언의 간섭에 관한 연구[7]가 발표된 바 있으나 유성기어열의 일반적인 설계조건으로 활용하기에는 다소 곤란하다. 국내에서는 유성기어열이 차동기어장치로 사용되는 경우에 대한 간섭과 효율해석을 수행하고, 실험을 통해 타당성을 증명한 연구[8-9]가 발표된 바 있다.

본 논문에서는 플러그 방식 출입문의 2가지 동작모드를 구현 가능한 복합유성기어장치를 제안하고, 복합유성기어장치의 구성요소 사이의 간섭해석에 의해 사용 가능한 전위계수의 범위, 동력 전달 효율, 구성요소의 전달 토크비 등을 해석하였다. 이러한 해석결과를 이용하여 플러그 방식 측출입문의 변속장치용 복합유성기어장치를 제작하고 2가지의 동작모드를 확인함으로써 해석 및 설계방법에 대한 타당성을 입증하였다.

2. 복합유성기어장치

2.1 플러그 방식 출입문의 동작모드

플러그 방식 출입문은 Fig.1과 같이 차량의 횡방향으로의 플러그 인 및 플러그 아웃 운동과 차량 길이방향으로의 슬라이딩 운동의 2가지 운동형태를 갖는다. 또한 출입문이 열릴 때는 플러그 아웃과 슬라이딩 운동이 결합되고, 출입문이 닫힐 때는 슬라이딩 운동과 플러그 인이 결합된다.

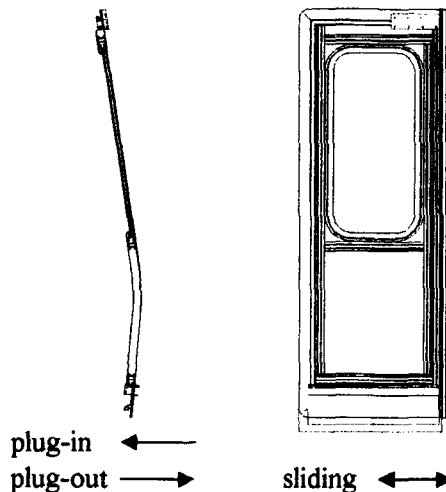


Fig.1 Two motion modes of a plug type door

2.2 복합유성기어장치의 구조 및 기능

플러그 방식 출입문은 Fig.1과 같은 2가지 운동형태를 구현 가능해야 하므로 본 연구에서는 Fig.2와 같이 2K-H형 I 형식 단순유성기어장치 2개를 연결한 복합유성기어장치를 변속기어장치로 제안하였다. 2K-H형 I 형식은 링기어, 태양기어, 캐리어를 기본축으로 하고 이들을 동심축으로 구성한다. 이러한 2개의 유성기어장치를 이용한 복합유성기어장치는 Fig.2의 요소 1과 2의 태양기어(s_1, s_2)를 서로 연결시키고 요소 2의 링기어(r_2)를 영구적으로 고정시키는 구조를 갖는다.

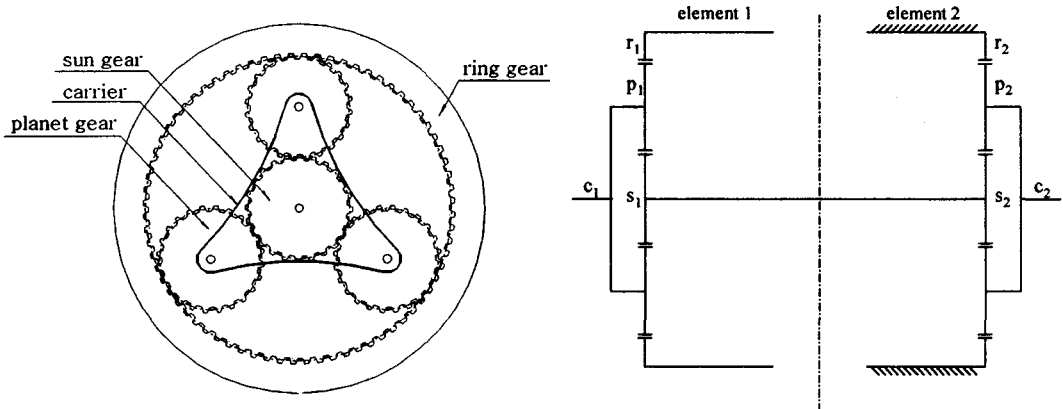


Fig.2 Complex planetary gear train for a plug type door

플러그 인과 플러그 아웃 운동을 모드 1로 정의하고 슬라이딩 운동을 모드 2로 정의하면 모드 1의 경우는 Fig.2에서 요소 1의 캐리어(c_1)이 입력축이고, 요소 2의 캐리어(c_2)가 출력축이 된다. 이때 요소 2의 링기어(r_2)는 영구 고정요소이고, 요소 1의 링기어(r_1)는 고정된다. 모드 2의 경우는 Fig.2에서 요소 1의 캐리어(c_1)가 입력축이고 요소 1의 링기어(r_1)가 출력축이 되며, 이때 요소 2의 링기어(r_2)는 영구 고정요소이고, 요소 1과 2의 태양기어(s_1, s_2)는 고정된다. 모드 1과 2의 입력, 출력, 고정요소, 속도비를 정리하면 Table 1과 같으며, i_1 은 모드 1의 속도비, i_2 는 모드 2의 속도비, $\omega_{c1}, \omega_{c2}, \omega_{r1}$ 은 캐리어 c_1, c_2 와 링기어 r_1 의 회전속도이다. 또한 $z_{s1}, z_{s2}, z_{r1}, z_{r2}$ 는 태양기어 s_1, s_2 , 링기어 r_1, r_2 의 잇수이다.

Table 1 Two motion modes of complex planetary gear train

mode	input	output	fixed	speed ratio
mode 1 (plug-in or plug-out)	c_1	c_2	r_1, r_2	$i_1 = \frac{\omega_{c2}}{\omega_{c1}} = \frac{\left(1 + \frac{z_{r1}}{z_{s1}}\right)}{\left(1 + \frac{z_{r2}}{z_{s2}}\right)}$
mode 2 (sliding)	c_1	r_1	s_1, s_2, r_2	$i_2 = \frac{\omega_{r1}}{\omega_{c1}} = \frac{z_{s1} + z_{r1}}{z_{r1}}$

모드 1은 요소 2의 캐리어(c_2)에 별도의 기어가 설치되어 출입문의 플러그 인 및 플러그 아웃 운동을 구현하고, 모드 2는 요소 1의 링기어(r_1)에 벨트가 설치되어 출입문의 슬라이딩 운동을 수행하게 된다. 따라서 요소 1의 링기어(r_1)에는 벨트가 설치된다.

2.3 복합유성기어장치의 간섭조건

Fig.2와 같은 복합유성기어장치는 링기어와 같은 내접기어와 유성기어와 같은 일반 외접기어가 서로 맞물리며, 여러 개의 유성기어가 링기어와 태양기어 사이에서 공전과 자전운동을 수행하므로 구성요소 사이의 간섭이 발생될 가능성이 높은 기구이다. 따라서 본 연구에서는 2K-H형 I 형식 유성기어열을 구성하는 각 기어의 설계조건과 기하학적 특성을 이용하여 수행된 간섭해석[8-9]을 이용하여 간섭이 발생되지 않는 각 구성기어의 전위계수 범위를 분석하였다.

유성기어장치의 각종 간섭조건을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 링기어의 치형이 완전한 인벌류트 곡선이기 위해서는 이끌원 지름은 기초원 지름보다 반드시 커야 한다.
- 2) 링기어, 유성기어, 태양기어의 이끝이 뾰족해지면 기어의 강도 및 내구성과 원활한 작동에 문제를 유발시키므로 반드시 뾰족한계 이내로 설계되어야 한다.
- 3) 유성기어 및 태양기어는 언더컷이 발생하지 않는 전위계수 범위 내에서 설계되어야 한다.
- 4) 링기어와 유성기어의 맞물림 압력각이 0보다 작을 경우 링기어의 치형과 유성기어의 치형은 상호 교차하게 되어 간섭이 발생하게 되므로 물림 압력각은 반드시 0보다 커야 한다.
- 5) 전위계수에 따라 물림율이 1.0보다 작은 경우가 발생할 수 있으므로 태양기어와 유성기어, 링기어와 유성기어 사이의 물림율은 반드시 1.0보다 커야 한다.
- 7) 링기어의 이끝이 그리는 트로코이드(trochoid) 곡선이 유성기어의 이뿌리 일부와 간섭을 일으키는 인벌류트 간섭이 발생되지 않도록 설계해야 한다.
- 8) 맞물림이 종료된 유성기어의 이끝이 링기어의 이끝과 가까워져 결국 회전을 불가능하게 하는 트로코이드 간섭이 발생되지 않도록 설계해야 한다.
- 9) 링기어와 유성기어를 조립할 때 유성기어를 축방향으로 이동시켜 맞물림 위치에 조립하는 것은 가능해도 링기어의 반경방향으로는 맞물림 위치에 조립하는 것이 불가능한 경우가 발생하며, 이러한 현상을 트리밍 간섭이라 한다. 이러한 트리밍 간섭이 발생하지 않기 위해서는 각 구성 기어의 전위계수를 조정해야 한다.

2.4 복합유성기어장치의 조립조건

유성기어장치는 여러 개의 유성기어가 링기어와 태양기어 사이에 배치되므로 원활한 조립과 작동을 위해서는 다음과 같은 조립조건[8-9]을 반드시 만족해야 한다.

- 1) 복합유성기어장치에서는 링기어, 태양기어, 캐리어의 축 중심이 동축(concentricity)이어야 한다. 즉 링기어와 유성기어의 축간거리는 태양기어와 유성기어의 축간거리와 동일해야 한다.
- 2) 태양기어의 주위에 배치되는 유성기어의 수가 많아지면 서로 이웃한 유성기어들 사이에서 간섭이 발생한다. 따라서 유성기어의 수와 이끌원 지름 사이에는 일정한 조건식을 만족해야 한다.
- 3) 유성기어가 태양기어와 링기어 사이에서 등간격으로 배치되기 위해서는 링기어의 잇수와 태양기어의 잇수의 합을 유성기어의 수로 나누었을 때 정수가 되어야 한다.

2.5 복합유성기어장치의 이론효율 및 전달 토크비

일반적으로 기어전동장치의 동력손실은 맞물리는 기어 치면사이의 마찰손실과 베어링 손실, 윤활손실로 분류되지만, 베어링손실과 윤활손실은 치면의 마찰손실에 비해 매우 작기 때문에 본 논문에서는 치면의 마찰손실만을 고려하였으며, 치면의 마찰계수는 순간마찰계수의 평균값인 평균마찰계수로 가정하였다[7-9].

유성기어장치의 초기 설계시 고려할 사항으로는 속도비, 이론효율, 전달 토크비이며, 이러한 설계인자들에 대해 다양한 방법론[1-4]이 발표되어 왔으며, 본 논문에서는 최근에 兩角宗晴[7]에 의해 제안된 방법을 이용하여 유성기어장치의 이론효율과 전달 토크비를 해석하였다. 모드 1의 이론효율(η_1)과 모드 2의 이론효율(η_2)는 다음과 같다.

$$\eta_I = \frac{\eta_{01}(1+i_{01})(\eta_{02}i_{02}+1)}{(\eta_{01}+i_{01})(1+i_{02})} \quad (1)$$

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{01}(1+i_{01})}{1+\eta_{01}i_{01}} \quad (2)$$

위식에서 η_{01} , η_{02} 는 Fig.2의 요소 1과 2의 기본효율로서 각각 링기어와 유성기어의 물림효율과 태양기어와 유성기어의 물림효율의 곱이다. i_{01} 과 i_{02} 는 Fig.2의 요소 1과 2의 기본 속도비로서 각각 링기어와 태양기어의 잇수비($i_{01}=z_{r1}/z_{s1}$, $i_{02}=z_{r2}/z_{s2}$)이다.

모드 1에서 입력축의 토크에 대한 태양기어 연결축의 토크비(T_{s1}/T_{c1}), 고정요소인 요소 1의 링기어(r_1) 토크비(T_{r1}/T_{c1})와 요소 2의 링기어(r_2) 토크비(T_{r2}/T_{c1})는 다음과 같다.

$$T_{s1}/T_{c1} = \frac{\eta_{01}}{\eta_{01}+i_{01}} \quad (3)$$

$$T_{r1}/T_{c1} = \frac{i_{01}}{\eta_{01}+i_{01}} \quad (4)$$

$$T_{r2}/T_{c1} = \frac{\eta_{01}\eta_{02}i_{02}}{\eta_{01}+i_{01}} \quad (5)$$

모드 2에서 입력축 토크에 대한 고정요소인 요소 1의 태양기어(s_1) 토크비(T_{s1}/T_{c1})는 각각 다음과 같다.

$$T_{s1}/T_{c1} = \frac{1}{1+\eta_{01}i_{01}} \quad (6)$$

또한 본 논문에서 이론효율과 전달 토크비 해석을 위해 설정된 가정들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 기어 치면 사이의 마찰계수는 평균마찰계수로서 0.1로 가정하였다.
- 2) 기어 치면의 법선하중은 평균법선하중을 적용하여 회전하는 동안 변화하지 않는다
- 3) 복합유성기어장치의 구성기어인 태양기어, 링기어, 유성기어를 가공하기 위한 피니언 커터의 이 끝높이는 모듈과 같은 값을 갖는 것으로 가정하였다.
- 4) 백래쉬의 영향이 아주 미미하므로 백래쉬는 없는 것으로 가정하였다.
- 5) 복합유성기어장치는 스퍼기어로 가정하였다.

3. 해석 및 결과

3.1 복합유성기어장치의 주요제원

Fig.2와 같은 복합유성기어장치의 주요제원은 Table 2와 같다. 요소 1의 잇수와 요소 2의 잇수는 각각 동일하게 설정하였고, 차량 내에 설치공간을 고려하여 모듈과 잇수를 결정하였다. 간섭조건과 조립조건을 이용하여 Table 2의 복합유성기어장치의 간섭이 발생하지 않는 전위계수 사용범위를 해석하였다. 각종 간섭이 발생되지 않는 전위계수의 범위 내에서 식 (1), (2)를 이용한 이론효율해석과 식 (3)~(6)을 이용하여 전달 토크비를 해석하였다.

Table 2 Specifications of complex planetary gear train

element	number of teeth			cutter pressure angle (degree)	module	gear type
	sun gear	planet gear	ring gear			
element 1	14	28	70	20.0	0.75	spur gear
element 2	14	28	70	20.0	0.75	spur gear

3.2 간섭해석 결과

Fig.2와 같은 복합유성기어장치의 간섭조건과 조립조건을 이용하여 각종 간섭이 발생하지 않는 전위계수의 범위를 해석하여 Fig.3과 같은 결과를 얻었다. 사용 가능한 태양기어의 전위계수 범위는 0.2~0.9, 링기어의 전위계수 범위는 -0.3~1.9, 유성기어의 전위계수 범위는 -0.4~0.8을 얻었다. 링기어는 상대적으로 넓은 전위계수 범위를 가지며 태양기어의 경우는 반드시 (+)방향으로만 전위를 시켜야 한다. 또한 각 구성기어의 전위계수는 반드시 대응되는 값을 선택해야 한다.

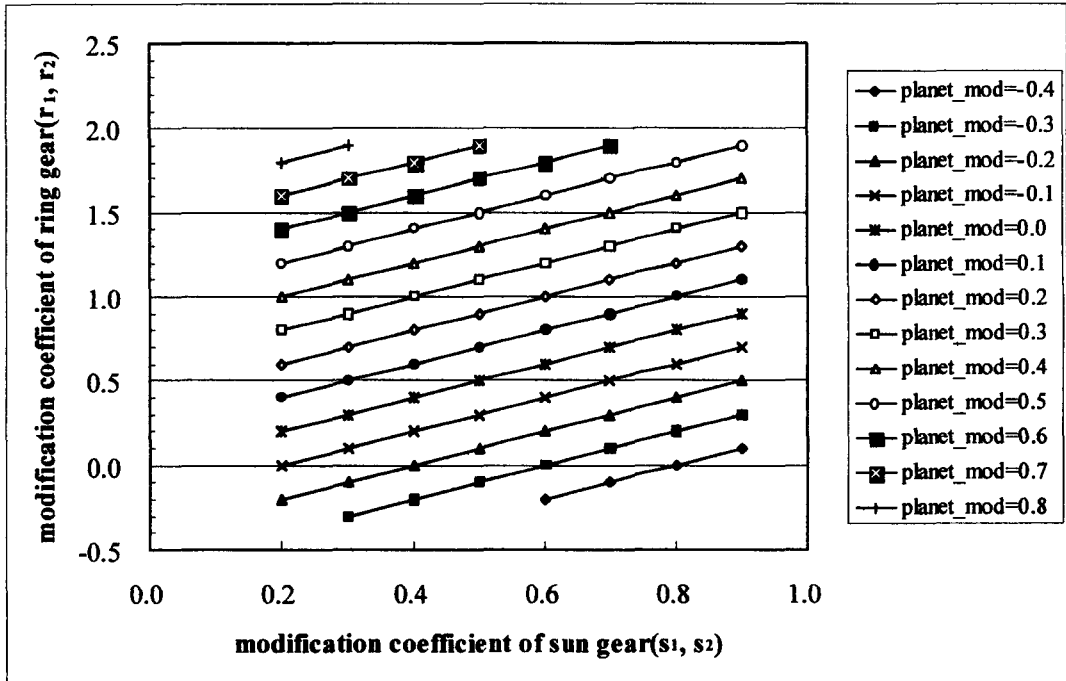


Fig.3 Modification coefficient range of complex planetary gear train

3.2 효율해석 결과

복합유성기어장치의 동작모드 1과 2에 대한 이론해석 결과는 각각 Fig.4, 5와 같다. 모드 1의 효율은 링기어, 유성기어, 태양기어의 전위계수가 큰 영역에서 높은 경향을 보였으며, 약 94~96%의 효율범위를 갖는 것으로 나타났다. 또한 임의의 유성기어 전위계수에서 링기어의 전위계수가 낮고 태양기어의 전위계수가 높을수록 효율은 증가하는 경향을 갖는다. 효율측면에서는 각 구성기어의 전위계수를 높게 설정하는 것이 유리하지만 전위계수가 지나치게 커지면 베어링 하중이 증가하는 등 단점도 있으므로 여러 가지 측면을 고려하여 전위계수를 선택해야 한다.

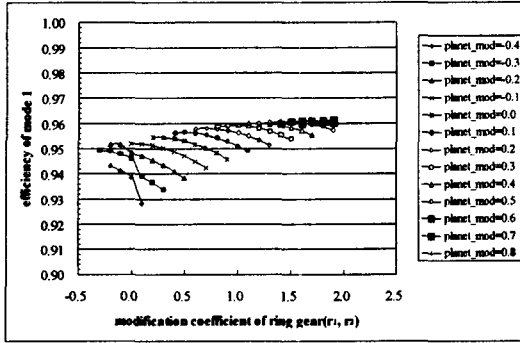


Fig.4 Theoretical efficiency of mode 1

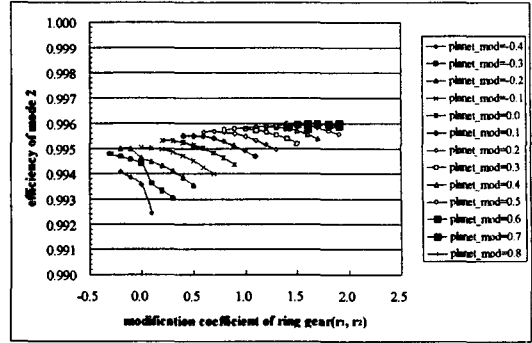


Fig.5 Theoretical efficiency of mode 2

모드 2의 효율해석 결과는 모드 1의 해석결과와 거의 동일한 경향을 갖지만 약 3~5% 높은 효율을 유지하였다. 플러그 방식 출입문에서 대부분의 동작을 담당하는 슬라이딩 운동의 효율이 높은 결과를 가지는 것으로서 본 논문에서 제안한 Fig.2의 복합유성기어장치는 플러그 방식 출입문의 변속기어장치로서 유효한 것으로 분석된다.

3.3 전달 토크비 결과

모드 1에서 입력축 토크에 대한 태양기어 연결축의 토크비(T_{s1}/T_{c1}), 고정요소인 요소 1의 링기어(r_1) 토크비(T_{r1}/T_{c1})와 요소 2의 링기어(r_2) 토크비(T_{r2}/T_{c1}) 해석 결과는 Fig.6~8과 같다. 토크비 T_{s1}/T_{c1} 와 토크비 T_{r2}/T_{c1} 는 효율과 같이 링기어와 유성기어, 태양기어의 전위계수가 높은 범위에서 전달 토크비가 증가하지만, 토크비 T_{r1}/T_{c1} 은 이와는 반대되는 경향을 갖는다.

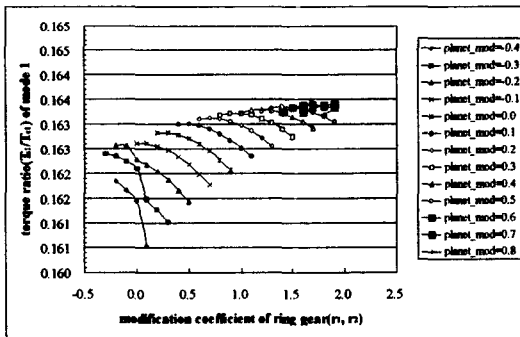


Fig.6 torque ratio(T_{s1}/T_{c1}) in mode 1

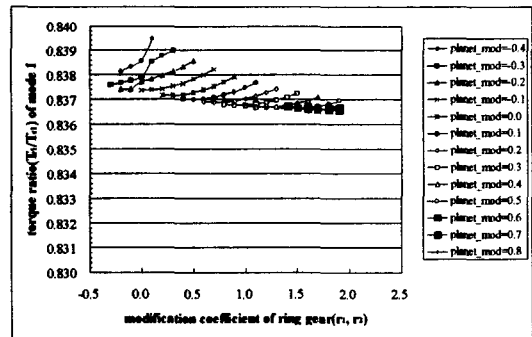


Fig.7 torque ratio(T_{r1}/T_{c1}) in mode 1

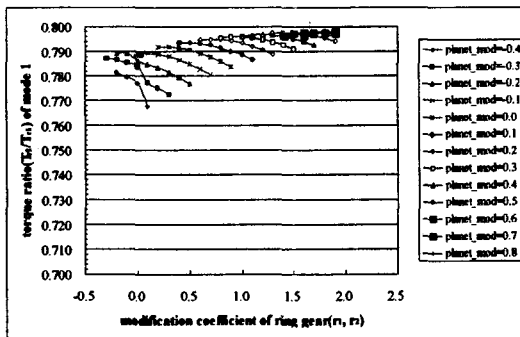


Fig.8 torque ratio(T_{r2}/T_{c1}) in mode 1

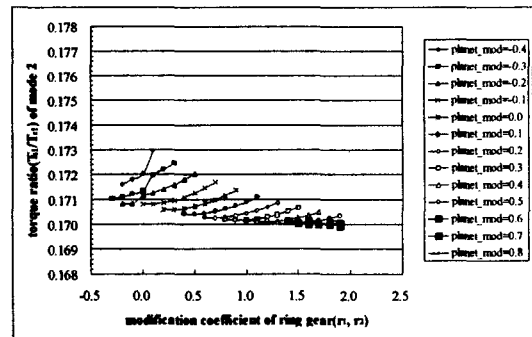


Fig.9 torque ratio(T_{s1}/T_{c1}) in mode 2

모드 2에서 입력축 토크에 대한 태양기어(s_1)의 토크비(T_{s1}/T_{c1}) 해석 결과는 Fig.9와 같으며, 효율과 반대되는 경향을 갖는다. 또한 모드 1의 T_{r1}/T_{c1} 과는 동일한 경향을 갖는다.

4. 복합유성기어장치의 제작

제안된 복합유성기어장치에 대한 간섭해석, 효율해석, 전달토크비 해석결과를 이용하여 Fig.10과 같이 플러그 방식 출입문의 변속기어장치를 제작하였다. 제작된 복합유성기어장치는 모드 1과 2로 동작하는데 간섭이 발생하지 않고 원활한 작동을 보였다.

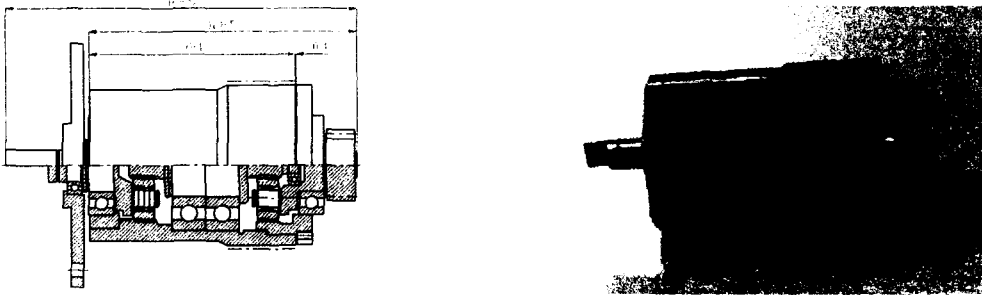


Fig.10 Drawing and photograph of complex planetary gear train manufactured

5. 결 론

2K-H형 I 형식 유성기어장치 2개를 연결하여 플러그 방식 출입문의 2가지 동작모드를 구현 가능한 복합유성기어장치를 제안하였다. 또한 간섭조건과 조립조건을 이용하여 제안된 복합유성기어장치에 대해 간섭이 발생하지 않는 전위계수 범위를 해석하였고, 이를 바탕으로 이론효율과 전달토크비를 해석하였다. 또한 해석 결과를 이용하여 복합유성기어장치를 설계 제작하고 해석결과의 타당성을 확인하였다. 슬라이딩 운동을 수행하는 모드 2의 효율이 플러그 인과 플러그 아웃을 수행하는 모드 1에 비해 약 3~5% 높은 효율을 유지하였고 전달 토크비 해석 결과 또한 원활한 출입문 구동이 가능하였으므로 제안된 복합유성기어장치는 플러그 방식 출입문의 변속장치로서 유효한 것으로 분석되었다.

참 고 문 헌

1. R. H. Macmillan, "Power Flow and Loss in Differential Mechanisms," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 3, No. 1, pp. 37-41, 1961.
2. G. White, "Properties of Differential Transmissions," The Engineer, Technical Contribution Section, pp. 105-111, 1967.
3. D. Yu, N. Beachley, "On the Mechanical Efficiency of Differential Gearing," ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, pp. 61-67, 1985.
4. E. Pennestri, F. Freudenstein, "The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 115, pp. 645-651, 1993.
5. R. J. Willis Jr., "On the Kinematics of the Closed Epicyclic Differential Gears," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 712-723, 1982.
6. 矢田恒二, "齒車應用機構의設計 (1)-(20)," 機械の研究, 1997-1999.
7. 兩角宗晴, "遊星齒車と差動齒車の理論と設計計算法," 日刊工業新聞社, pp. 89-134, 1989.
8. 김연수, 최성욱, 최상훈, "2K-H형 유성기어장치의 효율해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제17권 제3호, 2000.
9. Yeon-Su Kim, Sang-Hoon Choi, "Interference and efficiency analysis of 2K-H I type differential gear unit," International Journal of the KSPE, Vol. 1, No. 1, 2000. 6.