

## 외륜 고정형 에피 사이클로이드 감속기의 작용력 해석법에 관한 연구

장세원\*, 홍진표(창원대원), 신중호, 권순만(창원대학교)

### A Study on Contact Force Analysis of Fixed Outer-Ring Type Epicycloid Plate Gear for Cycloidal Speed Reducer with Friction Effect

S. W. Chang(Mech. Design Dept., CWNU), J. P. Hong(Mech. Design Dept., CWNU)  
J. H. Shin(Mech. Design Dept., CWNU), S. M. Kwon(Mech. Design Dept., CWNU)

#### ABSTRACT

All teeth on the cycloidal plate gear exist in the contact motion with rollers and the forces are interacted between roller gears with cycloidal plate gears. So, the contact forces and friction forces must be required to improve the accuracy in design procedures of cycloidal speed reducers. This paper presents a force analysis considered the friction effect approach derived by static force equilibrium condition, geometrical adaptation, instant velocity center method and relative velocity method. Finally, the paper develops CAD-program for the construction of the design automation using the proposed method.

**Key Words** : Cycloidal speed reducer(사이클로이드 감속기), Friction force(마찰력), Contact force(접촉력), Epicycloidal(에피사이클로이드), Fixed outer-ring type(외륜고정형)

#### 1. 서론

일반적인 감속기는 단순 기어열(gear train)을 사용하거나 큰 감속비가 요구되는 경우에 웜 기어열(worm gear train) 또는 유성 기어열(planetary gear train)을 이용하여 1단 혹은 여러 단으로 감속을 수행한다. 단순 기어열을 이용한 감속기는 감속비에 따른 형상과 크기의 제약이 있고, 웜 기어열을 이용한 감속기는 부피도 작고 감속비도 비교적 크지만 낮은 효율과 큰 백래쉬(backlash)가 단점이다. 그리고 유성 기어열을 이용한 감속기는 여러 단의 유성 기어열을 사용하여 큰 감속비를 얻을 수는 있지만 감속비가 커질수록 감속기가 차지하는 공간이 커지고 누적된 백래쉬로 인하여 정밀도가 낮아진다.

이러한 여러가지 형태의 감속기의 단점을 보완하기 위하여 선진국 기업들에 의해 개발되어 사용되기 시작한 사이클로이드 감속기(cycloidal speed reducer)는 높은 감속비를 가지고, 감속비 조절이 용이하고, 구조가 매우 간단하며 소형이면서 백래쉬가 없는 것이 특징이다. 그리고, 운동중에 항상 다점에서 접촉을 유지하므로 내충격성이 우수한 장점을 보유하고

있다.

그러나, 사이클로이드 감속기의 판기어에 대한 형상설계, 작용력 해석 및 구조해석기술 등의 핵심 설계기술은 선진 각국의 기술보호 정책의 일환에 의해 베일에 가려져 있으며, 관련 논문의 발표도 저조한 실정이다.

사이클로이드 판기어의 형상설계에 관한 연구로서 Litvin[1]과 신중호등[2]이 소개하였고 Malhotra와 Parameswaran[3]과 김도현등[4]이 사이클로이드 판기어에 작용하는 접촉력을 해석하였다. Malhotra와 Parameswaran은 접촉력을 모두 사용한 것이 아니라 일부 작용력을 ? 이라고 가정하고 접촉력을 해석한 반면, 김도현등은 접촉중인 모든 롤러에 대해 접촉력을 고려하였으나 마찰력의 영향을 제외하고 접촉력의 영향만을 고려하였다.

본 연구에서는 김도현등의 접촉력 해석방법과 마찰력의 영향을 고려하고 정역학적 평형과 기구학적 운동 특성 및 기하학적 적합성을 이용하여 사이클로이드 판기어에 대한 접촉력을 해석하고자 한다. 또한, 사이클로이드 판기어 설계와 설계 데이터의 체계화를 위한 전산원용 프로그램을 구축하고, 이를

통한 고효율/고정밀 사이클로이드 감속기의 핵심기술 개발의 토대를 마련하고자 한다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 사이클로이드 감속기의 구성

Fig.1은 사이클로이드 감속기의 기본적인 구성을 나타낸 것으로 감속기는 사이클로이드 판기어(cycloidal plate gear), 외륜 롤러기어(housing roller gear), 출력 핀기어(output pin gear), 그리고 편심베어링(eccentric bearing)등으로 구성되는데, 그 중에서 사이클로이드 판기어는 사이클로이드 감속기의 핵심 부품에 해당된다.

사이클로이드 판기어와 접촉운동을 하는 외륜 롤러기어는 감속기 하우징에 고정되어 있고 출력 핀기어는 출력축과 연결되어 있다. 그리고 편심 베어링은 감속기 중심에서 편심량 만큼 사이클로이드 판기어를 편심시켜 회전운동을 하게 되며 입력축과 연결되어 있다.

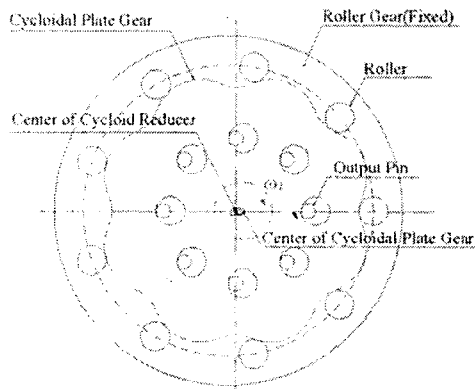


Fig. 1 Shape of fixed outer-ring type cycloidal reducer

### 2.2 사이클로이드 판기어의 접촉합력과 접촉분력의 상관관계

외륜 롤러기어에 설치된 모든 롤러들에 의한 접촉분력( $F_{ij}$ )은 접촉상태의 사이클로이드 판기어의 순간 속도중심  $C_j$ 를 향해 각각 작용하게 되며, 이는 Fig. 2로 표현된다. 여기서, 하첨자  $i$ 는 롤러의 번호를, 하첨자  $j$ 는 판기어의 번호를 나타낸다. Fig. 2의 각 사이클로이드 판기어와 작용하는 접촉분력의 합력( $F_i = \vec{F}_{i1} + \vec{F}_{i2}$ )은 각각의 편심중심  $E_1, E_2$ 점으로 작용하여야 한다. 즉, 입력축의 회전(CCW)에 대해 사이클로이드 판기어는 반대방향(CW)으로 작용하기 위해서 사이클로이드 판기어의 회전 방향에 해당되는 회전 모멘트를 유발시키는 상태로 합력이 작용하게 된다.

접촉분력의 작용방향각은  $\phi_{ij} = \text{Arg}(\vec{F}_{ij}, X)$ 으로

접촉합력의 방향각을  $\phi_i = \text{Arg}(\vec{F}_i, X)$ 로 나타내었다.

사이클로이드 감속기의 기구적 운동 특성에 의해 외륜 롤러기어에 설치된 각각의 롤러에서 사이클로이드 판기어에 작용하는 접촉력들의 작용합력은 같은 크기를 가진다고 다음과 같이 가정한다.

$$F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_R \quad (2-1)$$

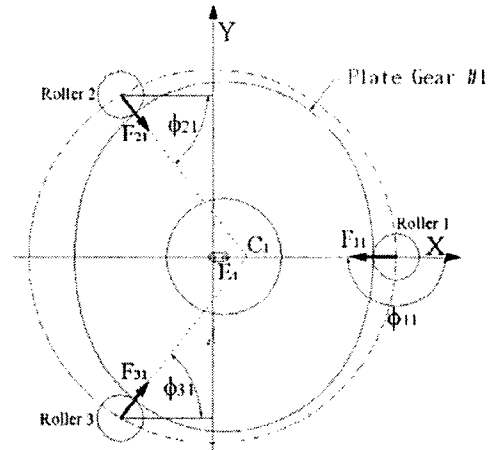


Fig. 2 Contact force components between rollers and plate gears

방향각( $\phi_{ij}, \phi_i$ )을 이용하면 접촉분력각의 상관관계를 설정할 수 있다. 즉, 접촉분력 사이의 총각도  $\theta_i$ 와 접촉합력과 접촉분력 사이의 각도  $\theta_{ij}$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\theta_i = |\phi_{i2} - \phi_{i1}| \quad (2-2)$$

$$\theta_{ij} = |\phi_i - \phi_{ij}| \quad (2-3)$$

분력과 합력의 관계는 힘의 벡터 관계에 의해 다음과 같이 표현될 수 있으며,

$$F_{ij} = G_{ij} F_R \quad (2-4)$$

여기서  $G_{ij}$ 는 접촉분력계수로써 정의하며 다음과 같다.

$$G_{ij} = \frac{\sin \theta_{ij}}{\sin \theta_i} \quad (2-5)$$

### 2.3 사이클로이드 판기어와 롤러사이의 마찰력

사이클로이드 판기어와 외륜 롤러기어의 롤러 사이에 발생하는 접촉분력  $F_{ij}$ 로 인한 마찰력을  $FF_{ij}$ 로 표현할 때, Fig. 3과 같이 도시할 수 있다. 마찰력의 크기는  $F_{ij}$ 에서 롤러와 판기어 사이에 발생하는 마찰계수  $\mu_R$ 를 곱한 값으로써, 마찰력의 방향은 순

간 속도중심  $C_j$ 점으로 향하는 각도에서 각각 90°의 위상각을 가지며 접촉점에서 접선방향으로 작용하게 된다. 따라서 마찰력  $FF_{ij}$ 의 관계식은 접촉분력계수  $G_{ij}$ 를 사용해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$FF_{ij} = \mu_R F_{ij} = \mu_R G_{ij} F_R \quad (2-6)$$

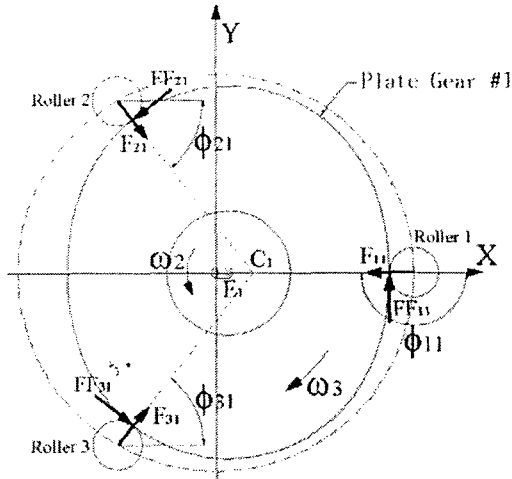


Fig. 3 Friction forces between rollers and plate gears

#### 2.4 사이클로이드 판기어와 출력 핀기어간의 접촉력과 마찰력

초기상태에서의 출력핀과 판기어의 접촉시 힘의 평형을 이루기 위해 판기어에 대해 출력구멍과 출력핀의 접촉점이 Fig. 4와 같이 왼쪽에 존재하여야 하며, 접촉점은 회전좌표계(X-Y좌표계)와 평행선상에 위치하여야 한다.

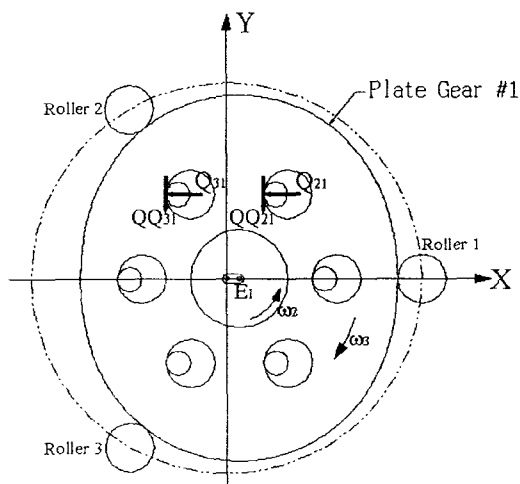


Fig. 4 Contact forces between output pins and plate gears

Fig. 4의 판기어의 회전에 의해 접촉되는 부분은

회전좌표계에서 X축의 상부에 위치하는 편에만 반작용력  $Q_{ij}$ 가 존재하며, X축 하부에 위치하는 편에는 작용되지 않는다. 그리고  $QQ_{ij}$ 는 핀기어에 작용하는 접촉력에 의한 마찰력을 나타낸 것으로  $Q_{ij}$ 가 존재하는 부분에만 마찰력이 발생한다.

#### 2.5 힘의 평형식

정역학적 힘의 평형과 기구학적 운동특성 및 기하학적 적합성을 이용하여 외륜 롤러기어와 사이클로이드 판기어, 그리고 출력핀 기어 사이의 마찰력과 작용력을 Fig. 5에 나타내었다. 여기서  $F_{EjX}$  및  $F_{EjY}$ 는 회전좌표계상에서 힘의 평형을 고려하였을 때 편심중심  $E_j$ 에 작용하는 반작용력을 의미한다.  $F_{EjX}$ 와  $F_{EjY}$ 는  $j$ 번째 판기어의  $E_j$ 점에 작용하는 반작용력의 합력이고  $\phi_{ij}$ 는  $i$ 번째 롤러에서  $j$ 번째 판기어의 순간속도 중심  $C_j$ 점으로 향하는 작용력선과 X축이 이루는 각도이다. 이러한 힘들은 서로 평형을 이루므로,  $j$ 번째 판기어에서의 정역학적 힘과 모멘트 평형방정식을 다음과 같이 고려할 수 있다.

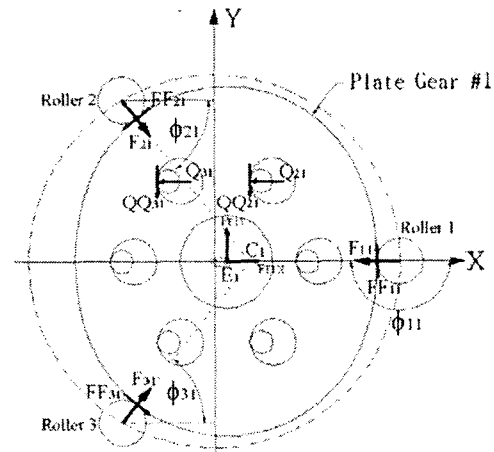


Fig. 5 Forces components on cycloidal plate gear

$$\begin{aligned} \sum F_{Xj} &= 0; \\ \Rightarrow \sum_{i=1}^{N_R} F_{ij} \cos \phi_{ij} + \sum_{i=1}^{N_R} FF_{ij} \cos(\phi_{ij} - 90^\circ) & \quad (2-7) \\ + (-1)^j \sum_{i=1}^{N_P} Q_{ij} + F_{EjX} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_{Yj} &= 0; \\ \Rightarrow \sum_{i=1}^{N_R} F_{ij} \sin \phi_{ij} + \sum_{i=1}^{N_R} FF_{ij} \sin(\phi_{ij} - 90^\circ) & \quad (2-8) \\ + \sum_{i=1}^{N_P} QQ_{ij} + F_{EjY} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{C_j} &= 0; \\ \Rightarrow \sum_{i=1}^{N_R} FF_{ij} S_{ij} + \sum_{i=1}^{N_P} Q_{ij} V_i + \sum_{i=1}^{N_P} QQ_{ij} SP_{ij} & \quad (2-9) \\ + F_{E_j Y} (E_{jX} - C_{jA}) &= 0 \end{aligned}$$

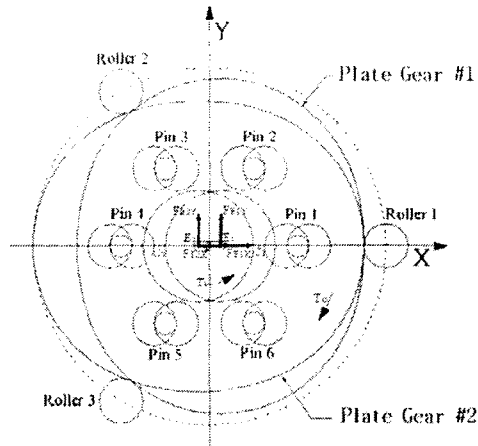


Fig. 6 Input shaft torque and output shaft torque of cycloidal plate gears

Fig. 6은 감속기에 작용하는 모든 작용력들을 편심중심  $E_j$ 에서의 반작용 합력으로 대치한 그림이다. 따라서 감속기의 중심에 대한 각각의 편심중심의 반발력에 대한 모멘트가 입력축에 요구되는 입력토크  $T_i$ 이므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_i = L_E (F_{E_j Y} - F_{E_j X}) \quad (2-10)$$

### 3. 적용례

Table. 1 Input parameters

Input parameters	Input values	
Radius of cycloidal reducer (R)	100 mm	
Number of rollers ( $N_R$ )	5 ea	
Radius of roller ( $R_R$ )	10 mm	
Number of output pins ( $N_P$ )	8 ea	
Radius of output pin ( $R_P$ )	5 mm	
Distance to output pin ( $R_S$ )	50 mm	
Eccentricity ( $L_E$ )	5 mm	
Output-shaft torque ( $T_O$ )	-100,000 Nmm	
I	Roller friction coefficient ( $\mu_R$ )	0
	Output pin friction coefficient ( $\mu_P$ )	0
II	Roller friction coefficient ( $\mu_R$ )	0.005
	Output pin friction coefficient ( $\mu_P$ )	0.005

이상의 이론을 기초로 하여 Table. 1의 정보를 이

용하여 마찰이 있는 경우와 없는 경우에 대해서 접촉력을 해석한 다음 효율을 비교해 보았다. Fig. 7에서와 같이 마찰의 영향에 의해서 효율이 떨어짐을 알 수 있다.

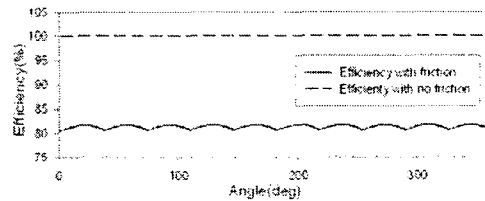


Fig. 7 Efficiency of friction vs no friction

### 4. 결론

본 연구에서는 접촉력과 마찰력의 영향을 고려하고 정영학적 평형과 기구학적 운동 특성 및 기하학적 적합성을 이용하여 사이클로이드 판기어에 대한 접촉력을 해석 하였다. 마찰력을 고려 할 때와 고려 하지 않았을 때의 효율은 분명한 차이가 발생하였으며 이러한 효율의 차이는 크게 롤러의 수, 편심량의 크기, 출력핀의 수에 밀접한 관련이 있음을 알 수 있었다. 특히, 편심량의 변화에 가장 민감하였으며 편심량이 적을수록 효율이 좋음을 알 수 있었다.

사이클로이드 감속기는 기타 감속장치와는 다르게 항상 마찰운동을 하는 기구이기 때문에 본 연구의 결과를 적절히 응용한다면 사이클로이드 감속기의 설계에 많은 도움을 줄 수 있을것으로 생각된다.

### 후기

이 논문은 동남권 부품소재 산학협력 혁신사업단의 산학협력중심대학육성사업과 한국산업기술평단의 지역혁신 인력양성사업의 지원을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. F. L Litvin, "Gear Geometry and Applied Theory," Prentice-Hall Inc., 1994.
2. 신중호, 윤호엽, 강동우, 사이클로이드 판기어의 형상 설계법에 관한 연구? 대한기계학회 논문집 A권, 제25권, 제1호, pp.70-80, 2001.
3. S. K. Malhotra, M. A. Parameswaran, "Analysis of cycloid speed reducer," Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, Issue 6, pp.491-499, 1983.
4. 김도현, 윤호엽, 장세원, 신중호, "사이클로이드 감속기의 판기어 접촉력 해석에 관한 연구," 한국정밀공학회 학술논문집, pp.800-803, 2003.