

## 핀 휠을 구비한 외륜형 선회베어링의 면압강도

권순만<sup>a\*</sup>

## Contact Stress of Slewing Ring Bearing with External Pinwheel Gear Set

Soon-man Kwon<sup>a\*</sup><sup>a</sup> School of Mechanical Engineering, Changwon National University,  
20, Changwoondaehak-ro, Uichang-gu, Changwon, Gyeongnam-do, 641-773, Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	3	February	2015
Revised	11	March	2015
Accepted	11	March	2015

## Keywords:

Slewing ring bearing  
Pinwheel  
Cam pinion  
External pinwheel gear set (e-PGS)  
Profile shift coefficient

## ABSTRACT

The pin-gear drive is a special form of fixed-axle gear mechanism. A large wheel with cylindrical pin teeth is called a pinwheel. As pinwheels are rounded, they have a simple structure, easy processing, low cost, and easy overhaul compared with general gears. They are also suitable for low-speed, heavy-duty mechanical transmission and for occasions with more dust, poor lubrication, etc. This paper introduces a novel slewing ring bearing with an external pinwheel gear set (e-PGS). First, we consider the exact cam pinion profile of the e-PGS with the introduction of a profile shift. Then, the contact stresses are investigated to determine the characteristics of the surface fatigue by varying the shape design parameters. The results show that the contact stresses of the e-PGS can be lowered significantly by increasing the profile shift coefficient.

## 1. 서론

운반기계, 건설기계, 하역장치, 풍력발전 시스템, 솔라 트래커 등 산업 전반에 널리 사용되고 있는 선회베어링(slewing ring bearing)은 회전하는 구조물과 고정 지지되어 있는 구조물 사이에서 축 방향 하중(axial load), 반경 방향 하중(radial load), 전복 모멘트(tilting moment) 등을 담당하는 핵심 기계요소 부품이다.

그리고 구동 기어의 위치에 따라 구동 기어와 외접 치합하여 회전되는 외치 링 기어(external ring gear)를 구비한 외륜형(external gear type)과, 구동 기어와 내접 치합하여 회전되는 내치 링 기어(internal ring gear)가 구비된 내륜형(internal gear type) 및 기어가 없는 무륜형(gearless type)의 세 유형으로 구분된다.

이 중 외륜형 또는 내륜형 선회베어링은 링 기어의 직경이 대형

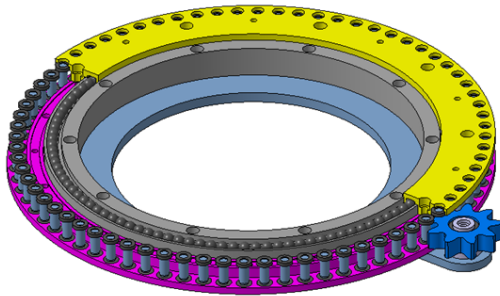
일 경우, 이들 선회베어링 제작에 있어 링 기어가 가장 문제가 발생되는 데, 구체적으로는 대형 링 기어의 치 절삭, 열처리, 치 연삭 등 가공 전반이며, 이에 대응 가능한 업체는 극소수 글로벌 선진 기업에 한정되어 있다. 따라서 이러한 기술적 한계를 초과하는 링 기어 제작은 상당한 비용 및 시간이 소요될 뿐만 아니라, 해당 업체 및 해당 국가의 생산능력을 제한하며 기술적 중속의 결과를 초래하게 된다.

이에, 본 저자는 치합하는 어느 한 쪽 기어(본 논문에서는 링 기어)를 핀(pin) 또는 롤러(roller) 치형으로 대체하여 상기 링 기어 가공의 문제를 해소시킬 수 있는 “핀 휠(pinwheel)이 구비되는 외륜형 및 내륜형 선회베어링”<sup>[1]</sup>을 제안한 바 있다. 이 중, Fig. 1은 외륜형 선회베어링을 도시하고 있고, 그 구동은 핀 휠과 캠 피니언(cam pinion)이 외접 치합하는 핀 휠 기어쌍(external pinwheel

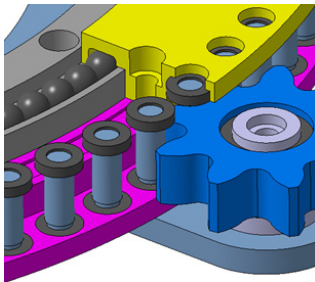
\* Corresponding author. Tel.: +82-55-213-3629

Fax: +82-55-263-5221

E-mail address: smkwon@changwon.ac.kr (Soon-man Kwon).



(a) Exploded view



(b) Enlarged view of Fig. 1(a)

Fig. 1 Slewing ring bearing based on e-PGS

gear set, 이하 e-PGS)에 의해 이루어진다. 하지만 제안된 e-PGS의 캠 피니언 치형 및 관련 연구는 거의 전무한 상태이며, Litvin<sup>[2]</sup>과 Veja<sup>[3]</sup>가 제시한 외접기어의 설계방법 정도가 알려져 있다. 그러나 이들 치형은 엄밀치형이 아닌 합성치형으로 치 물림 시간섭과 언더컷이 발생하며 마멸, 소음 그리고 진동의 원인이 될 수 있다.

이를 해결하기 위하여 최근 전위(profile shift)의 개념을 도입한 e-PGS 캠 피니언의 엄밀치형 설계방법<sup>[4,6]</sup>이 제시되었다. 그렇지만 엄밀치형을 갖는 e-PGS 또한 일반적인 기어 전동과 마찬가지로 치의 접촉에 있어서 한 쌍의 접촉구간과 두 쌍 이상의 접촉구간의 주기적인 변화가 발생하고, 이때 하중 전달 측면에서 급격한 하중 변화가 발생한다(Fig. 9 참조). 이러한 변화는 기어 치면의 내구성에 관여하는 주요 인자 중의 하나로 알려져 있으며, 기어 이의 굽힘 파손과 관련된 것보다 훨씬 복잡한 문제로 접촉응력의 반복에 의한 표면 피로 현상은 과거에서 현재에 이르기까지 오랜 관심사가 되어 왔다.

이에 본 논문에서는 전위계수(profile shift coefficient)의 변화에 따른 e-PGS 캠 피니언의 면압강도 해석을 통하여 “핀 휠 기반 외륜형 선회베어링”의 내구성 설계에 일조하고자 한다.

## 2. 캠 피니언 형상설계

### 2.1 형상설계

핀 휠과 캠 피니언은 각 회전중심( $I_{12}$ ,  $I_{13}$ )을 기준으로 각각  $\omega_2$ ,

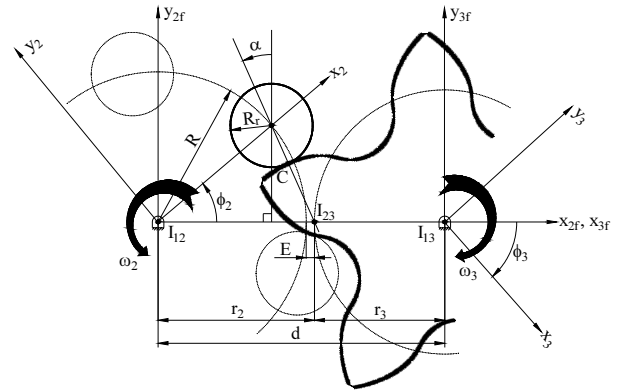


Fig. 2 Schematic for cam pinion profile design

$\omega_3$ 의 각속도로 서로 반대 방향 회전하며, 기어 피치점( $I_{23}$ )을 기준으로 일정한 각속도비를 가진다(Fig. 2 참조). 전위기어의 일종인 e-PGS 캠 피니언의 형상을 결정하기 위해 2개의 고정좌표계( $S_{2f}$ ,  $S_{3f}$ )와 2개의 회전좌표계( $S_2$ ,  $S_3$ )를 정의하였다. 기어형상 설계제원은 기어 모듈( $m=2R/N_2$ ), 핀 휠의 톨러 개수( $N_2$ ), 캠 피니언의 잇수( $N_3$ ), 톨러직경계수( $C_r=2R_r/m$ ), 전위계수( $e=E/m$ )와 이끝 연장계수( $\beta$ )로 구성된다.

e-PGS 캠 피니언 치형은 기어 치형 창성의 기본원리인 Camus 정리<sup>[2,6]</sup>를 이용하여 결정할 수 있다. 캠 피니언과 핀 휠이 임의의 순간에 각각  $\phi_3$ ,  $\phi_2$ 만큼 회전했을 때, 고정좌표계의 접촉점( ${}^{2f}C$ )과 동차 좌표변환을 통해  $S_3$ -좌표계에서의 캠 피니언 형상좌표( ${}^3C$ )를 최종적으로 다음과 같이 결정할 수 있다.

$${}^3C = M_{3,2f} {}^{2f}C \quad (1)$$

여기서

$${}^{2f}C = \begin{bmatrix} m(N_2 \cos \phi_2 + C_r \sin \alpha) / 2 \\ m(N_2 \sin \phi_2 - C_r \cos \alpha) / 2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

그리고  $M_{3,2f}$ 는  $S_{2f}$ -좌표계에서  $S_3$ -좌표계로의 동차 좌표변환 행렬을 나타내고,  $\alpha$ 는 압력각이다.

### 2.2 치형 간섭 방지조건

식 (1)의 캠 피니언 형상의 곡률반경( $\rho$ )은 매개변수 곡률 식을 이용하여 결정<sup>[6]</sup>할 수 있으며 다음과 같다.

$$\rho/m = \frac{kN_2(\mu^2 + 1 - 2\mu \cos \phi_2)^{3/2}}{2\mu[k\mu^2 + N_2 - \mu(N_2 + k) \cos \phi_2]} - \frac{C_r}{2} \quad (3)$$

여기서  $\mu = R/r_2$ ,  $k = N_2 + N_3$  이다.

e-PGS 설계에 있어서 두 가지의 치형 간섭 조건을 고려할 필요가 있다. 첫째, 창성된 캠 피니언의 치형이 불룩한 부분에서는 식 (3)의 곡률반경 값이 항상 '0'보다 큰 값을 가져야 한다. 만약 음의 값을 가지는 경우 치형이 서로 꼬이는 간섭현상(self-intersection)<sup>[7]</sup>이 발생할 수 있다. 따라서  $d\rho/d\phi_2 = 0$ 의 조건을 적용하여 기어 치형의 간섭을 피하기 위한 톨러직경계수의 최대값  $(C_r)_{\max}$ 를 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$(C_r)_{\max} = \frac{kN_2}{\mu} \left( \frac{3}{N_2 + k} \right)^{\frac{3}{2}} \sqrt{(k - N_2)(1 - \mu^2)} \quad (4)$$

둘째, 톨러직경계수의 선정에 따라 핀 휠의 톨러들이 서로 겹치는 현상이 발생할 수 있다. 핀 휠이 캠 피니언과 접촉하여 동작하기 위한 기하학적 조건에 의해 이웃하는 톨러와 톨러 사이의 공간이 필요하며, 이는 핀 휠의 톨러 개수( $N_2$ )와 관련이 있고 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$C_r < (C_r)_g = N_2 \sin(\pi/N_2) \quad (5)$$

따라서 e-PGS의 톨러직경계수는 다음의 조건을 고려하여 선정하여야 한다.

$$C_r < \min[(C_r)_{\max}, (C_r)_g] \quad (6)$$

대부분의 e-PGS 시스템 설계 시 전자의 현상이 발생하기 이전에 후자에 의한 간섭이 먼저 발생한다. 따라서 곡률반경 검토에 앞서 톨러 개수의 적절한 선정을 통해 간섭을 피할 수 있을 것으로 판단된다.

### 2.3 전산원용 설계자동화 프로그램

e-PGS 캠 피니언 치형은 복잡한 형상 좌표식을 기반으로 이뤄져 있어 반복적인 설계를 통해 최적의 설계제원을 확보해야 하는 설계자 입장에서는 설계자동화 프로그램 개발이 필수적으로 요구되어진다.

이에 본 연구에서는 상용 프로그램인 Visual C++로 코딩하고, 그래픽 환경은 OpenGL을 이용하여 전산원용 설계자동화 프로그램인 "PGS(핀 휠 기어쌍) V2"<sup>[8]</sup>를 개발하였다. 개발된 프로그램은 사용자로부터 기본적인 설계제원을 입력받아 시스템을 설계하고, 이를 출력화면에 즉각적으로 표시하기 때문에 사용자는 설계된 형상 및 치 간섭과 같은 문제를 실시간으로 확인할 수 있다. 또 시뮬레이션 기능을 통해 작동성도 미리 확인할 수 있도록 하였다. 이러한 검증들 거쳐 최종 설계된 e-PGS의 형상 좌표는 상용 CAD 프로그램에서 활용 가능한 lisp 파일 형태로 출력 가능하기 때문에 이 후 정확한 치 가공에도 응용될 수 있다.

### 3. 접촉응력

Fig. 3과 같이 캠 피니언의 중심  $I_{13}$ 에 입력 톨크  $T_{in}$ 이 주어질 경우, 임의의 회전각  $\theta_i$ 에 위치한  $i$ -번째 톨러와 캠 피니언과의 접촉력  $F_i$ 는 변형을 고려한 부정정 문제 접근<sup>[6]</sup>을 통해 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_i = \frac{T_{in} l_i}{\sum_{j=1}^n l_j^2}, \quad (i=1,2,3,\dots,n) \quad (7)$$

여기서  $l_i$ 는 모멘트 암,  $n$ 은 핀 휠과 캠 피니언 간의 초기 접촉 개소를 의미하고 각각은 다음과 같다.

$$l_i = \begin{cases} r_3 \cos \alpha_i & (0 \leq \alpha_i < \frac{\pi}{2}) \\ 0 & (\frac{\pi}{2} \leq \alpha_i < \pi) \end{cases} \quad (8)$$

$$n = 2[\beta] + 1 \quad (9)$$

그리고  $[\cdot]$ 는 Gauss 기호이다.

핀 휠과 캠 피니언이 초기 접촉위치에서는 홀수개의 동시 접촉점이 나타나며, 이때 핀 휠의 중앙에 있는 톨러를  $n_c$ -번째 톨러라고 정의하면, 이를 기준으로 각 톨러의 회전각  $\theta_i$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\theta_i = (n_c - i)\phi_{2p} + \phi_2 \quad (10)$$

여기서  $\phi_2 (= \phi_3/m_G)$ , 여기서  $m_G$ 는 기어비는 접촉이 유지되고 힘이 작용하는 구간까지의 핀 휠 회전각을 의미하고,  $\phi_{2p}$ 는 핀 휠 피치각( $=2\pi/N_2$ )이다.

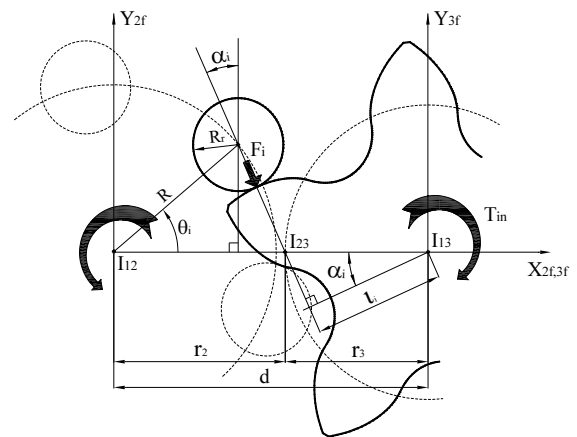


Fig. 3 Schematic for determination of contact force

따라서 주어진 재료물성, 곡률반경 그리고 식 (7)을 통해 얻어진 접촉력을 이용하여 핀 휠의  $i$ -번째 롤러와의 접촉점에서의 Hertz 접촉응력은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{n_d K_i} = C_p \sqrt{K_i^*} \quad (11)$$

여기서  $C_p$ 는 AGMA 탄성계수<sup>[9]</sup>이고,  $n_d$ 는  $K_v, K_o, K_s, K_m$  등의 AGMA 보정계수<sup>[9]</sup>들을 고려한 전체 보정계수(fully corrected factor)를 의미하며,  $K_i$ 는 하중응력계수(load-stress factor)<sup>[10]</sup>을 나타낸다. 또  $K_i^*(=n_d K_i)$ 는 보정 하중응력계수로 다음과 같다.

$$K_i^* = \frac{n_d F_i}{R_i^* L} \quad (12)$$

이때  $R_i^*$ 는 핀 휠의  $i$ -번째 롤러와 캠 피니언과의 접촉점에서의 등가 곡률반경,  $L$ 은 캠 피니언의 치폭을 나타낸다.

### 4. 결과 검토

#### 4.1 설계변수

축 하중( $F_a$ ), 반경 하중( $F_r$ ), 모멘트 하중( $M_k/d_m$ ), 여기서  $M_k$ 는 전복 모멘트)을 복합적으로 받는 선회베어링을 구동시키기 위한 마찰 토크(friction or running torque)  $T_f$ 는 전동체(볼 또는 롤러)의 설치위치  $d_m$ , 전동체의 마찰계수  $\mu_m$ 을 고려하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_f = \left(\frac{d_m}{2}\right) F_f = \mu_m \left(\frac{d_m}{2}\right) F_{ca} \quad (13)$$

여기서  $F_f$ 는 선회베어링 등가 마찰력( $\mu_m F_{ca}$ )이고,  $F_{ca}$ 는 선회베어링 구동을 위한 등가 축 하중(EAL: equivalent axial load)으로 다음과 같이 결정된다.

$$F_{ca} = \kappa \left(\frac{M_k}{d_m}\right) + F_a + \kappa_r F_r \quad (14)$$

위 식 (14)의  $\kappa$  및  $\kappa_r$ 은 각각 모멘트 하중계수(moment load factor) 및 반경 하중계수(radial load factor)를 나타낸다. 이들을 이론적으로 결정하는 방법은 아직까지 보고되지 않았으며 통상 경험적으로 결정된다. 본 논문에서는 미국 재생에너지 연구소에서 발표한 NREL Guideline DG03<sup>[11]</sup>을 참고하여  $\kappa=4.4$ ,  $\kappa_r=2.2$ 로 설정하였다.

또 기동 토크(starting friction torque)  $T_s$ 는 구동 토크  $T_f$ 의 약 1.3~1.5배 정도 크다고 알려져 있다. 본 논문에서는 보다 안전

Table 1 Analysis specifications of slewing ring bearing

Design parameters		Values
Rolling element (ball or roller)	Pitch circle diameter, $d_m$	430 (mm)
	Friction coefficient, $\mu_m$	0.004
Imposed loads	Axial load, $F_a$	98.1 (kN)
	Radial load, $F_r$	4.9 (kN)
	Tilting moment, $M_k$	19.6 (kN-m)
EAL, $F_{ca}$		309.4 (kN)
Bearing friction torque, $T_f$		266.1 (N-m)
Starting friction torque, $T_s$		399.2 (N-m)

Table 2 Material properties of e-PGS

Material properties		Values
Elastic modulus	$E_2$ (roller, pinwheel)	200 (GPa)
	$E_3$ (cam pinion)	205 (GPa)
Poisson's ratio	$\nu_2$ (roller, pinwheel)	0.29
	$\nu_3$ (cam pinion)	0.29

Table 3 Cam pinion shape design parameters

Design parameters	Values
$m$	8.0 (mm)
$N_2$	72
$N_3$	9
$C_r$	1.5
$e$	0.05, 0.10, 0.20
$\beta, \epsilon$	1.3, 1.46
$L$	50 (mm)

한 설계를 위하여  $T_s=1.5 T_f$ 로 설정하였으며, 이를 식 (7)의 접촉력 결정을 위한 입력 토크  $T_{in}$ 으로 선정하였다.

본 논문의 “e-PGS 기반 선회베어링”의 캠 피니언 면압강도 검토를 위한 전동체 및 부하하중 제원들이 Table 1에, 또 핀 휠과 캠 피니언의 재료 물성치들이 Table 2에 제시되어 있다. 또 동일 핀 휠 설계제원 하에서 3종류의 캠 피니언 치형에 대한 접촉응력 특성변화들을 고찰하기 위해 Table 3과 같은 형상 설계제원을 고려하였다. 여기서 Table 3의 물림률  $\epsilon$ 은 이끝연장계수  $\beta$ 의 함수( $\epsilon=n - ([\beta]^2 + [\beta]) / \beta$ )로 1.46의 동일 물림률을 고려하였다.

#### 4.2 형상검토

먼저 본 연구에서 제안하는 선회베어링의 타당성을 확인하기 위해 시작품(Table 3의 설계제원과 일부 상이함;  $m=7.0, L=20$ )을 Fig. 4와 같이 제작하여 그 작동성을 검증하였다.

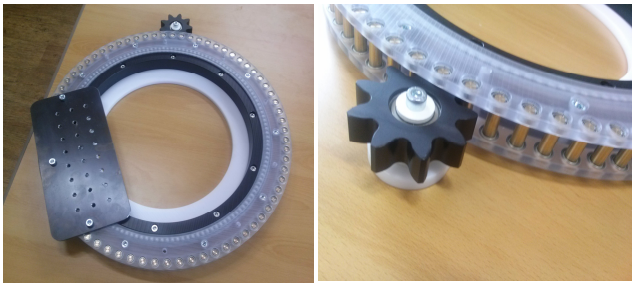


Fig. 4 Prototype according to Table 3

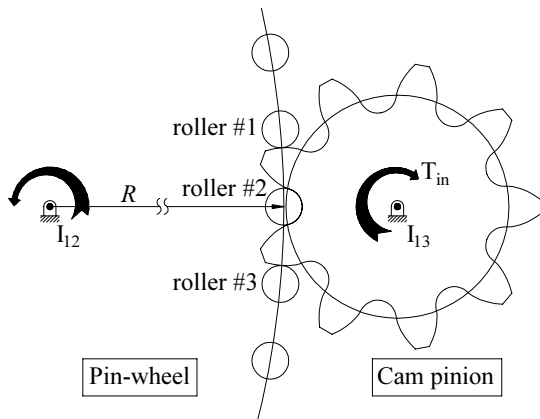


Fig. 5 Initial position of e-PGS ( $e=0.10$ )

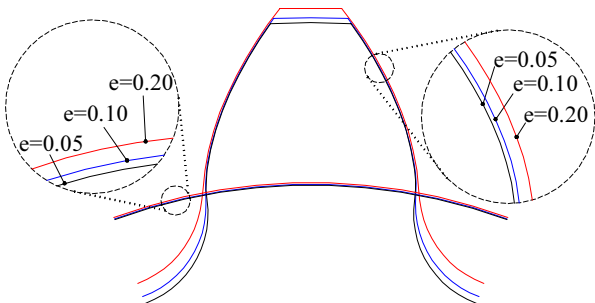


Fig. 6 Cam pinion profiles with the variations of  $e$

Fig. 5는 전위계수  $e=0.10$ 일 때 설계된 e-PGS의 초기 접촉 상태이며, 초기 위치에서는 3곳의 접촉위치를 가지고 캠 피니언이 회전에 따라 하나 또는 두 곳의 유효접촉을 유지한다. 이때, 캠 피니언의 회전에 따라 물림이탈이 빠른 시간 순서로 핀 휠 롤러들의 접촉번호를 지정하였다.

전위계수 변화에 따른 캠 피니언의 치형 변화를 Fig. 6에 도시하였다. 전위계수가 증가함에 따라 피치원, 치 폭 및 치 높이가 모두 증대되었으며, 특히 이뿌리 치 폭이 확연히 증가하는 형상의 변화를 확인할 수 있다.

전위계수에 따른 압력각의 변화를 Fig. 7을 통해 살펴보면 전위계수가 증가함에 따라  $90^\circ$  미만의 유효 압력각도 증가하는 결과를 보여주고 있다. 특히 일반적인 기어의 허용 압력각이  $30^\circ$  이하임을

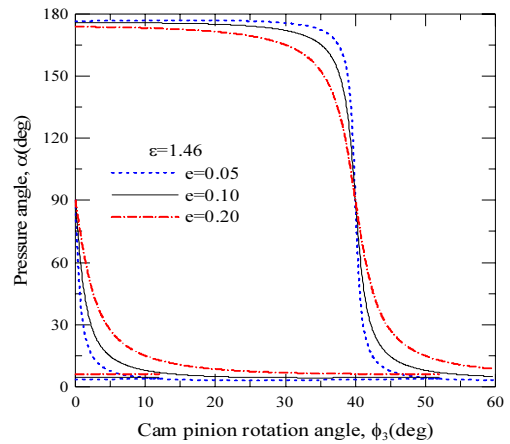


Fig. 7 Comparison of pressure angles

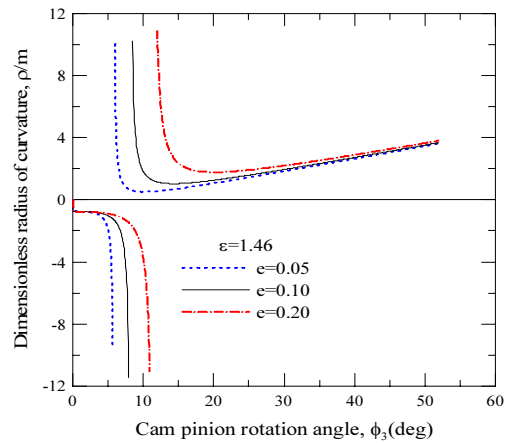


Fig. 8 Comparison of radius of curvatures

고려할 때, 캠 피니언의 물림에 있어서 하중을 전담하는 어덴덤 (addendum)부 접촉 영역에서의 압력각들은 고려된 전위계수와 상관없이 허용 압력각의 범위를 모두 만족함을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 캠 피니언 치형의 곡률반경 변화를 나타낸다. 기어의 동작에 있어서 대부분의 접촉하중을 담당하는 어덴덤 부위의 곡률반경(볼록 부위)이 전위계수가 증가함에 따라 증가하는 결과를 보였다. 이는 곡률반경을 주요 설계인자로 가지고 있는 접촉응력에 영향을 줄 것으로 기대된다.

### 4.3 접촉응력 특성

캠 피니언이 동작함에 있어 접촉구간에 따른 핀 휠 롤러들의 접촉력 변화를 Fig. 9에 도시하였다. 접촉하는 전체구간에서 두 쌍의 기어치 또는 한 쌍의 기어치들이 접촉력을 주기적으로 분담하고 있으며 한 쌍의 기어치들이 하중을 전담하기 시작하는 구간에서 접촉력이 급격히 증가함을 알 수 있다. 이러한 급격한 하중의 주기적이고 지속적인 변화(피치점 접촉을 약간 지난 위치에서 치물림 시 발생,  $\phi_3 \approx 12^\circ, 52^\circ, 92^\circ, \dots$  부근)는 피로파손을 야기할 수 있다.

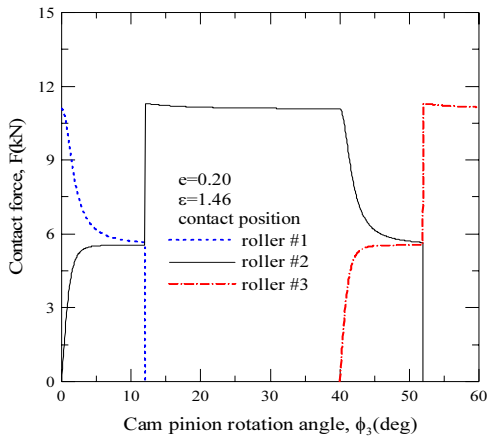


Fig. 9 Distribution of contact forces

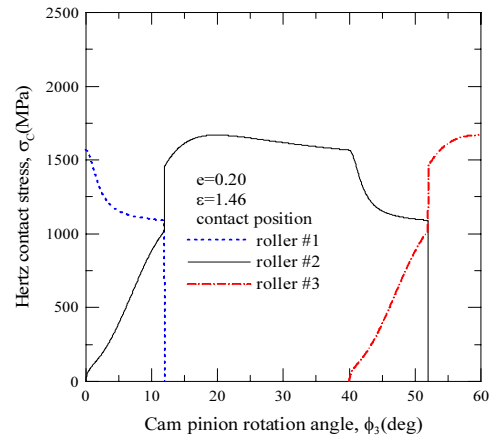


Fig. 11 Distribution of Hertzian contact stresses

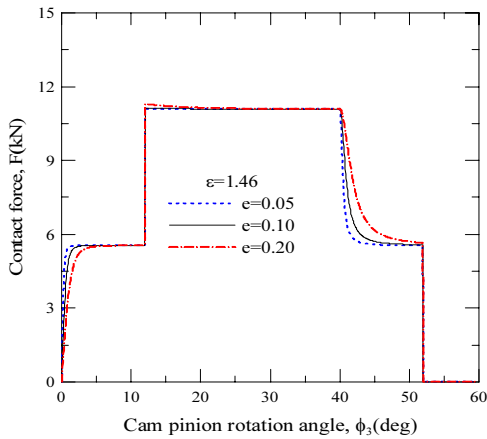


Fig. 10 Comparison of contact forces

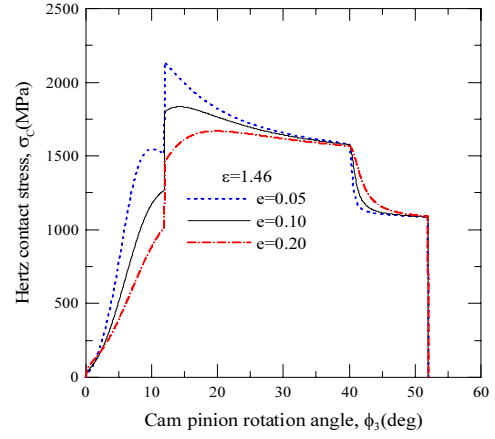


Fig. 12 Comparison of Hertzian contact stresses

Fig. 10은 전위계수의 변화에 따른 2번 롤러(Fig. 5 참조)의 전체 유효접촉구간에 대한 접촉력의 변화를 도시하였다. 캠 피니언의 회전에 의한 접촉력 변화는 접촉하는 전 구간에 대해서 전위계수의 영향을 거의 받지 않았다.

하지만 Fig. 11 및 Fig. 12에서 보듯이 물림에 의해 접촉 치 하중 분담구간에서 하중전담구간으로의 천이영역 근방에서 전위계수가 증가함에 따라 접촉응력이 상당히 감소, 완만해짐을 알 수 있다. 이는 접촉응력의 중요 결정 인자인 접촉력의 변화에 비해 곡률반경이 증가하여 접촉응력이 감소하였다. 그리고 이들 접촉응력 결정 [식 (11) 참조]시 전체 보정계수( $n_d$ )는 1.5가 고려되었다.

또한 Fig. 12에서 전위계수가 0.05와 같이 그 값이 작을 경우, 즉 전위효과가 미미할 경우 앞서 언급했던 하중의 분담에서 하중의 전담으로의 급격한 변화가 발생하는 피치점( $J_{23}$ )을 약간 지난 위치( $\phi_3 \approx 12^\circ$ )에서 기어 이들이 접촉할 때 최대 접촉응력( $\sigma_{c,max}$ )이 발생한다. 이는 인벌류트 치형의 평기어 이에 대해 미끄럼 속도가 '0'이어서 탄성유체윤활의 유막이 파괴되는 피치점 접촉 부근에서 기어 이의 피팅(pitting)이 지배적으로 발생한다고 보고한

Buckingham<sup>[12]</sup>의 결과와도 일맥상통한다. 하지만 Fig. 12에서 볼 수 있듯이 전위계수가 증가할수록  $\sigma_{c,max}$ 의 발생위치는 피치점 근방 접촉 위치에서 점점 멀어짐을 확인할 수 있다.

#### 4.4 AGMA 안전계수

본 논문의 e-PGS는 강도설계에 대한 표준이 없기에, 일반적인 기어 시스템에 널리 사용되는 ANSI/AGMA 표준 2001-D04를 준용하여 다음과 같이 치면 피로파손에 대한 안전계수<sup>[9]</sup>를 정하고자 한다.

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_{c,max}} = \frac{\sigma_{c,all}}{\sigma_{c,max}} \quad (15)$$

여기서  $S_c$ 는 보정되기 전의 치면피로강도(일방향 하중,  $10^7$  부하 횟수, 99% 신뢰도 가정),  $Z_N$ 은 접촉응력에 대한 응력반복수명계수,  $C_H$ 는 면압강도에 대한 경도비계수,  $K_T$ 는 온도계수,  $K_R$ 은 신뢰도계수,  $\sigma_{c,all}$ 은 보정된 허용접촉응력이다. 본 논문에서는  $\sigma_{c,all} = 1,896$  (MPa)인 Grade 3 침탄경화강<sup>[9]</sup>을 고려하였다.

**Table 4** Safety factor of e-PGS ( $\sigma_{c,all}=1896$  MPa)

$e$	$\sigma_{c,max}$ (MPa)	Safety factor, $S_H$
0.05	2,135.8	0.89
0.10	1,834.2	1.03
0.20	1,668.9	1.14

최종적으로 식 (15)를 통해 결정한 안전계수들을 전위계수의 변화와 함께 Table 4에 정리하였다. 우선 전위계수가  $e=0.05$ 와 같이 전위 효과가 미미한 경우, 즉 합성치형<sup>[2,3]</sup>에 유사한 치형 ( $e \rightarrow 0$ )일 경우, 안전계수가 1 미만으로 강도설계 기준을 만족하지 못함을 확인할 수 있다. 반면 전위계수가  $e=0.10, 0.20$ 의 경우, 면압강도설계 기준을 만족하였으나 전위계수  $e=0.10$ 은 안전계수가 충분하게 확보되지 못한 상태이다.

이를 통해 동일한 핀 휠 형상과 치합하는 e-PGS 캠 피니언의 내구수명을 증가시킬 수 있는 방안으로 전위계수의 (적절하며 충분한)증대가 효과적일 것으로 판단된다. 또한 Fig. 6에서 보았듯이 전위계수의 증가는 굽힘 피로파손의 취약부인 이뿌리부의 확연한 강화효과를 수반하므로 특별히 언급되지 않는 한 e-PGS 캠 피니언의 굽힘강도 설계는 굳이 수행할 필요가 없다고 생각한다.

## 5. 결론

본 연구에서는 “e-PGS 기반 선회베어링”의 면압강도 해석을 통해 캠 피니언 접촉 표면에 대한 내구수명을 평가하고자 하였고, 그 결과는 다음과 같다.

e-PGS 캠 피니언의 엄밀 전위치형을 고려하였으며, 곡률반경과 기하학적 형상을 이용한 간섭 방지조건을 검토하여 치 꼬임으로 인한 간섭을 미연에 방지하고자 하였다. 설계변수 중 전위계수의 증가는 유효 압력 및 치형 곡률반경의 전체적 증가의 결과를 수반하였다. 또한, 전위계수의 증가에 따른 접촉력의 변화는 미미하였으나, 접촉응력은 크게 감소하는 경향을 관찰할 수 있었다. 최종적으로 접촉응력과 허용접촉응력의 비교를 통해 e-PGS 캠 피니언의 표면 피로수명을 검토하였고, 전위계수가 증가함에 따라 캠 피니언 치면 피로수명이 증가하는 결과를 확인하였다.

결론적으로 e-PGS에서 전위계수의 적절한 설정은 기 설계된 핀 휠 시스템의 설계제원 변경 없이 캠 피니언 접촉 표면에 대한 내구

수명을 향상시킬 수 있는 유효하고 주요한 방법이 될 수 있음을 확인하였다.

## 후 기

이 논문은 『산업통상자원부 신산업기술개발사업(과제번호: 10044550)』 및 『2013~2014년도 창원대학교 연구비』의 지원을 받아 이루어 졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

- [1] Kwon, S. -M., Kim, C. H., 2013, Slewing Ring Bearing having Pin Wheel, KR Pending Patent: 10-2013-0121885.
- [2] Litvin, F. L., Fuentes, A., 2004, Gear Geometry and Applied Theory, Cambridge University Press, London.
- [3] Veja, A. D., 2012, Contributions Concerning the Roller Gearing Tooth Profile Generation, BJMT, 2:1 73-77.
- [4] Honda, H., Makino, H., 1994, Research on the Trochoidal Gears (1st Report), J. of JSPE, 60:7 949-953.
- [5] Honda, H., 1995, Research on the Trochoidal Gears (2nd Report), J. of JSPE, 61:2 208-212.
- [6] Nam, H. C., 2013, A Study on Tooth Profile Design for Rotary Motion Gear System based on Roller Gear Mechanism, A Thesis for a Doctorate, Changwon National University, Republic of Korea.
- [7] Kwon, S. -M., Kim, M. S., Shin, J. -H., 2008, Analytical Wear Model of a Gerotor Pump without Hydrodynamic Effect, JSME JAMDSM, 2:2 230-237.
- [8] Kwon, S. -M., 2014, PGS V2, Korea Copyright Commission, C-2014-018723.
- [9] Budynas, R. G., Nisbett, J. K., 2011, Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th ed., McGraw-Hill, New York.
- [10] Morrison, R. A., 1968, Load/Life Curves for Gear and Cam Materials, Machine Design, 40:August 102-108.
- [11] Guideline DG03, 2009, Wind Turbine Design, Yaw & Pitch Rolling Bearing Life, NREL, Colorado, USA.
- [12] Buckingham, E., 1949, Analytical Mechanics of Gears, McGraw-Hill, New York.