



# 마찰을 고려한 e-PGS 피니언의 굽힘 강도설계

권순만<sup>a,\*</sup>, 이용호<sup>b</sup>

## Bending Strength Design for an e-PGS Pinion Under Friction

Soon-man Kwon<sup>a,\*</sup>, Yong-ho Lee<sup>b</sup><sup>a</sup> School of Mechanical Engineering, Changwon National University<sup>b</sup> Department of Mechanical Design & Manufacturing Engineering, Graduate School, Changwon National University

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received	3	April	2024
Revised	9	April	2024
Accepted	9	April	2024

#### Keywords:

e-PGS(external pinwheel gear set)  
Slide-to-roll ratio  
Coefficient of friction  
Transmitted tangential force  
Tooth root bending stress

### ABSTRACT

This study presents a bending strength design for an external pinwheel gear set (e-PGS) pinion by incorporating an elastohydrodynamic lubrication-based friction coefficient formula for gear tooth surfaces. First, variations in the coefficient of friction are investigated under various design parameters, operating conditions, tooth surface roughness, and gear oil viscosity conditions. The contact force considering friction is then numerically determined, and the bending strength design is conducted based on the calculated contact force. Finally, the tooth root bending stress does not show significant changes with or without friction. We can conclude that friction can be neglected only in an e-PGS strength design.

## 1. 서론

최근 링 기어 치형을 핀 또는 톨러 치형으로 대체한 핀 휠과 피니언이 외접 치합하는 핀 휠 기어쌍(external pinwheel gear set, 이하 e-PGS)이 제작 및 유지 보수의 장점으로 인하여 관련 산업계에서 주목받고 있다. 하지만 지금까지의 자료조사 결과 치형설계를 포함한 극소수 강도설계 관련 연구<sup>[1-6]</sup>만이 수행되었고, 치면 마찰을 고려한 강도설계 및 효율 등의 관련 연구는 거의 없는 실정이다.

기어 치면 마찰계수(coefficient of friction, 이하 COF)는 미끄럼률, 접촉응력, 표면조도, 윤활점도 등 다양한 변수들의 영향을 받으며 수많은 연구가 지금도 수행되고 있다. 하지만 제시된 마찰계수 식들 중 극히 일부만이 피치점(pitch point) 접촉일 때의 마찰계수가 '0'임을 설명하고 있다.

이에 본 논문에서는 기존 마찰계수 예측 모델들 중 탄성유체윤

활(elastohydrodynamic lubrication, EHL) 기반 실험결과를 다중회귀(multiple regression)식으로 제시한 결과<sup>[7,8]</sup>를 고려하여 e-PGS 설계제원, 운전조건, 표면조도, 기어오일점도 등에 따른 치면 마찰계수(COF) 변화를 검토하고자 한다.

더불어 피치점을 경계로 방향이 바뀌는 마찰력을 고려한 접선력(transmitted tangential force)을 결정하여 이뿌리 굽힘응력(tooth root bending stress, 이하 TRBS) 거동을 고찰하고, 이를 통하여 e-PGS 피니언의 굽힘 강도설계에 일조하고자 한다.

## 2. 마찰을 고려한 굽힘 강도설계

e-PGS는 일정 각속도비 또는 피치점( $I_{23}$ , Fig. 1 참조)을 갖는 접촉 3절기구의 일종으로서, 엄밀(exact) 치형은 핀 휠 기어 모듈  $m_p$ , 핀 휠의 톨러 개수  $N_2$ , 피니언의 잇수  $N_3$ , 톨러직경계수

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

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

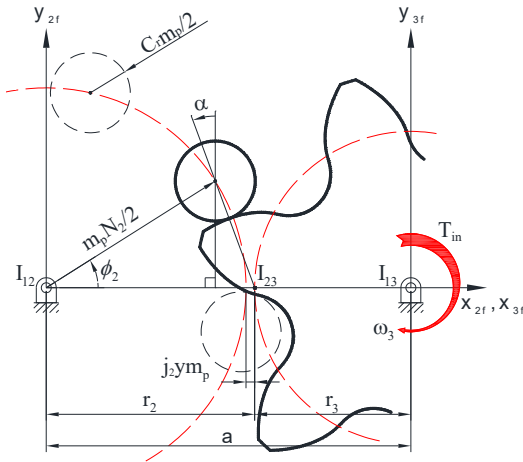


Fig. 1 Schematic diagram of e-PGS system

$C_r$ , 중심거리증가계수(center distance modification coefficient, 이하 CDMC)  $y$ , 이높이계수  $\beta$ 로 구성된 6개의 설계제원들을 고려하여 결정할 수 있다.

일반적인 기어와 마찬가지로 e-PGS 또한 기어 이 한 쌍의 물림이 진행될 때 Lewis 굽힘응력 식에 기반하여 다음과 같이 이뿌리 굽힘응력(TRBS,  $\sigma_F$ )을 결정할 수 있다.

$$\sigma_F = k_\infty \sigma_{F0} = k_\infty \left( \frac{F_t}{m_p b Y_j} \right) \quad (1)$$

여기서  $k_\infty$ 는 AGMA 보정계수<sup>[9]</sup>,  $\sigma_{F0}$ 는 보정 전 공칭(nominal) TRBS이며,  $Y_j$ 는 형상계수(bending strength geometry factor)<sup>[9,10]</sup>  $F_t$ 는 기어 굽힘에 기여하는 접선력(transmitted tangential force)으로 다음에서 설명하는 마찰을 고려한 접축력에 의해 결정할 수 있다.

## 2.1 마찰을 고려하지 않았을 때의 접축력( $F'$ )

Fig. 1과 같이 피니언이 회전중심  $I_{13}$ 에 주어진 입력 토크  $T_{in}$ 에 의해  $\phi_3$ (roll angle)만큼 회전한 경우, 즉 임의의 회전각  $\phi_{2i}$ 에 위치한  $i$ -번째 톨러와 피니언과의 접축력  $F'_i$ 은 일정접축강성(equal mesh stiffness)을 가정한 부정정 문제 접근<sup>[1-4]</sup>을 통해 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F'_i = \frac{(T_{in}/r_3) \cos \alpha_i}{\sum_{j=1}^n \cos^2 \alpha_j}, \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2)$$

여기서  $n$ 은 핀 휠과 피니언 간의 접촉 개소를 의미하고,  $\alpha_i$ 는  $i$ -번째 톨러에서의 압력각(pressure angle)을 나타낸다.

통상 기어는 사용목적에 따라 적절한 기어 정밀도(gear quality class,  $A_v$ )를 고려하여 제작하게 된다. 하지만 식 (2)의 접축력은 기어 정밀도를 고려하지 않았기에 실제 기어 이가 받는 하중과는 상당한 차이가 있다. 이에 미국, 독일, 일본 등의 기어 관련 협회에서는 기어 정밀도를 고려한 접축력<sup>[11-14]</sup>을 다음과 같이 제시하고 있다.

$$F'_i = F'_{\max} X_i \quad (3)$$

여기서  $X_i$ 는 하중분담계수(load sharing factor, LSF)<sup>[5,6]</sup>를 나타낸다.

$$X_i = \begin{cases} A_Y + \frac{1}{3} \left( \frac{\phi_{3i}}{\phi_{3,LPSTC}} \right), & 0 \leq \phi_{3i} < \phi_{3,LPSTC} \\ 1, & \phi_{3,LPSTC} \leq \phi_{3i} \leq \phi_{3,HPSTC} \\ A_Y + \frac{1}{3} \left( \frac{\phi_{3a} - \phi_{3i}}{\phi_{3a} - \phi_{3,HPSTC}} \right), & \phi_{3,HPSTC} \leq \phi_{3i} < \phi_{3a} \end{cases} \quad (4)$$

이때  $A_Y = (A_v - 2)/15$ 이며  $A_v \leq 7$ 인 정밀급 기어의 경우  $A_v = 7$ 을 적용한다. 그리고 하중전달(single tooth contact, STC) 구간에서의 최대 접축력  $F'_{\max}$ 은 다음과 같다.

$$F'_{\max} = \frac{T_{in}/r_3}{\min(\cos \alpha_{LPSTC}, \cos \alpha_{HPSTC})} \quad (5)$$

## 2.2 마찰을 고려한 접축력( $F$ )

전 절에서 기술한 접축력( $F'$ )은 마찰을 고려하지 않은 상태에서 결정되었고, 마찰이 존재했을 때의 접축력( $F$ )은 Fig. 2의 개념도를 참조하여 다음과 같이 제시할 수 있다.

$$F = F' / (1 + \mu l_f / l) \quad (6)$$

여기서  $l = \overline{I_{13}H}$ ,  $l_f = \overline{CH}$ 를 나타낸다. 이때 마찰계수(COF,  $\mu$ )는 상수가 아닌 접축력( $F$ )의 함수이기에 식 (6)을 만족하는 마찰계수 값을 이분법(bisection method) 등의 수치해석적으로 탐색한 후 접축력( $F$ )을 결정하였다.

## 2.3 접선력( $F_t$ )

피치점 진입(approach) 전 또는 진입 후인 퇴거(recess) 시 물림 위치에 따른 마찰력( $\mu F$ ) 방향 변화를 Fig. 3에 도시하였고, 이를 고려한 접선력(transmitted tangential force)  $F_t$ 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_t = F \cos \gamma (1 + \mu \tan \gamma) \quad (7)$$

이때  $\gamma$ 는 피니언 회전을 고려한 하중각(load angle)이다. 참고

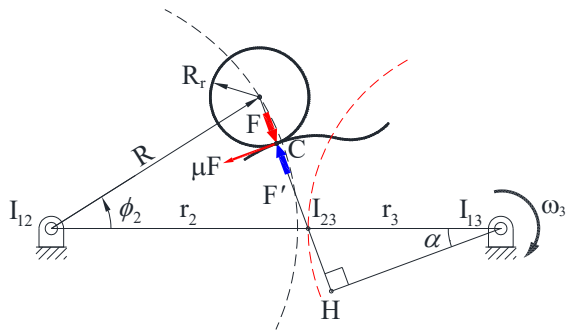


Fig. 2 Determination of contact force considering friction

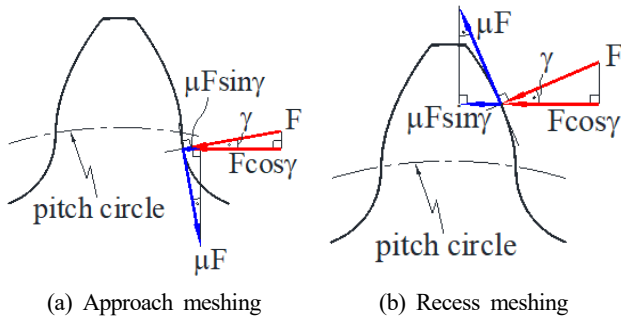


Fig. 3 Direction of friction force considering meshing

로 본 논문에서의 마찰계수( $\mu$ )는 부호를 가지며, 또 마찰을 고려하지 않았을 때 즉  $\mu=0$ 일 때 식 (6)의 접촉력은  $F=F'$ , 식 (7)의 기어 굽힘하중은 다음과 같다.

$$F_t = F' \cos \gamma \quad (8)$$

### 3. 마찰계수

치면 마찰계수(COF,  $\mu$ )는 미끄럼률, 하중, 접촉응력, 윤활조건, 표면조도 등 여러 가지 변수들에 영향을 받고, 관련 연구들<sup>[7,8,15-17]</sup> 중 본 논문에서는 순수구름(pure rolling)운동 상태의 마찰계수가 '0'이 됨을 설명할 수 있는 모델로서 탄성유체윤활(EHL) 기반의 실험 데이터를 이용한 다음과 같은 다중회귀(multiple regression) 마찰계수 식<sup>[7,8]</sup>을 고려하였다.

$$\mu = \text{sgn}(SRR) e^{f(\psi)} \sigma_c^{b_2} |SRR|^{b_3} V_r^{b_6} \eta_0^{b_7} R_{eq}^{b_8} \quad (9)$$

여기서

$$f(\psi) = b_1 + b_4 |SRR| \sigma_c \log_{10}(\eta_0) + b_5 e^{-|SRR| \sigma_c \log_{10}(\eta_0)} + b_9 e^{S_{rms}} \quad (10)$$

그리고  $\text{sgn}(SRR)$ 은  $SRR$ (slide-to-roll ratio)의 부호에 따른 마찰력( $\mu F$ )의 방향 변화를 고려하기 위하여 본 논문에서 도입한 기

Table 1 Nomenclatures for Eqs. (9) and (10)

Symbol	Description	Unit
$\sigma_c$	Contact stress	GPa
$V_r$	Entrainment velocity	m/s
$\eta_0$	Absolute viscosity at inlet temperature	cP
$S_{rms}$	Root mean square roughness	$\mu\text{m}$
$R_{eq}$	Equivalent radius of curvature	m
$SRR$	Slide-to-roll ratio	-

호이다. 또  $SRR$ 은 기어가 맞물려 회전할 때 공통접선(common tangent) 방향 상대속도인 미끄럼속도(sliding velocity,  $V_s$ )와 구름(또는 유입)속도(rolling or entrainment velocity,  $V_r$ )의 비로 Fig. 2를 참조하여 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$SRR = \frac{V_s}{V_r} = \frac{m_r(m_G + 1)}{m_G r_3 \sin \alpha + \frac{m_r}{2}(m_G - 1)} \quad (11)$$

여기서

$$m_G = N_2/N_3 \quad (12)$$

$$m_r = \overline{I_{23}C} = \sqrt{R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos \phi_2} - R_r \quad (13)$$

또 식 (9), (10)에 기술된 6가지 변수들에 대한 기호 및 단위 설명을 Table 1에 제시하였으며, 9개의 회귀계수 즉  $b_1=8.916465$ ,  $b_2=1.033030$ ,  $b_3=1.036077$ ,  $b_4=-0.354068$ ,  $b_5=2.812084$ ,  $b_6=-0.100601$ ,  $b_7=0.752755$ ,  $b_8=-0.390958$ ,  $b_9=0.620305$  이다.

## 4. 고찰

본 논문 e-PGS 피니언의 굽힘 강도설계를 고찰하기 위한 설계 제한 및 기어오일(75W90) 정보를 각각 Table 2 및 Table 3에 제시하였다. 75W90 기어오일의 유입온도가  $60^\circ\text{C}$ 일 때 Table 3의 동점도 및 밀도를 고려한 절대점도( $\eta_0$ )는 36 (cP)로 평가할 수 있으며, 기어 접촉면의 표면조도( $S_{rms}$ )는 최대 접촉력을 고려해 1.26 ( $\mu\text{m}$ )로 가정하였다.

### 4.1 SRR

설계제한 중 중심거리증가계수(CDMC,  $y$ )와 물리직경계수( $C_r$ ) 변화에 따른  $SRR$ 의 거동 변화를 Figs. 4, 5에 제시하였다. 공히 순수구름운동( $SRR=0$ )이 발생하는 피치점은 회전각  $\phi_3$

**Table 2 Design specifications for an e-PGS system**

Description	Values
Pinwheel module, $m_p$	60 (mm)
No. of pinwheel teeth, $N_2$	124
No. of pinion teeth, $N_3$	9
Roller diameter coefficient, $C_r$	5/3
Center distance modification coefficient, $y$	1/6
Addendum extension factor, $\beta$	4/3
Face width, $b$	160 (mm)
AGMA elastic coefficient, $C_p$	187.6 MPa <sup>1/2</sup>
Input torque, $T_{in}$	51.94 (kN·m)
Gear quality class, $A_v$	7

**Table 3 Specification of 75W90 gear oil**

Description	Unit	Values
Kinematic viscosity @40°C	cSt	97.5
Kinematic viscosity @100°C	cSt	14.31
Density @15.6°C	g/cc	0.86

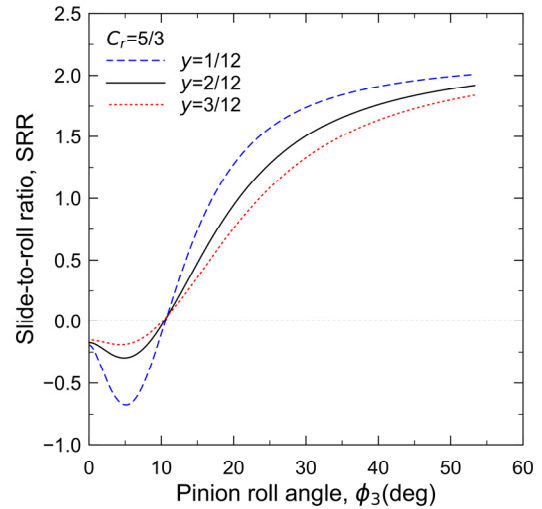
=10.41°(Fig. 4 참조) 또는 근처(Fig. 5 참조)에 존재함을 확인할 수 있고, 피치점 통과 전의 진입물림(approach meshing)구간에서는 SRR이 음(-)의 값을, 피치점 통과 후의 퇴거물림(recess meshing)구간에서는 SRR이 양(+의 값을 가짐을 확인할 수 있다. 이는 미끄럼속도( $V_s$ )의 부호 변화에 기인한다.

각 설계제원들에 따른 SRR 변화를 살펴보면, 우선 CDMC( $y$ )가 증가할수록 SRR의 절대값이 확연하게 감소하는 경향을 Fig. 4에서 확인할 수 있다. 이는 압력각( $\alpha$ )의 변화와 중심거리( $a$ ) 또는 CDMC( $y$ ) 증가에 기인한다. 또 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 롤러직경계수( $C_r$ )의 변화로 인한 SRR의 특기할 만한 변화를 확인할 수 없었고, 순수구름운동이 발생하는 피치점 해당 회전각 위치가 약간 변화함을 알 수 있었다. 이는 롤러직경계수( $C_r$ ) 증가에 따른 이두께 감소에 기인한다.

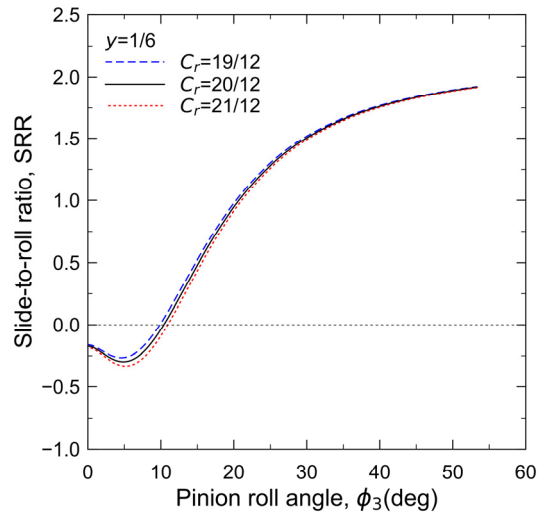
**4.2 마찰계수**

식 (9)에 제시된 여러 변수들 중 우선 절대점도( $\eta_0$ )와 표면조도( $S_{rms}$ )가 마찰계수(COF)에 미치는 영향을 고찰하기 위한 그림을 Figs. 6, 7에 도시하였고, 절대점도( $\eta_0$ )와 표면조도( $S_{rms}$ )가 증가함에 따라 공히 마찰계수(COF)의 절대값이 증가함을 알 수 있다.

또 e-PGS의 운전조건( $T_{in}$ ,  $\omega_3$ ) 및 설계제원( $y$ ,  $C_r$ )에 따른 마찰계수(COF)의 변화를 Figs. 8~11에 나타내었다. 먼저 입력토크( $T_{in}$ )가 증가함에 따라 진입물림구간에서는 마찰계수(COF)의 절대값이 증가함을, 퇴거물림구간에서는 감소함을 Fig. 8에서 알



**Fig. 4 SRR with variation of  $y$**



**Fig. 5 SRR with variation of  $C_r$**

수 있다. 또 Fig. 9에서는 피니언의 회전속도( $\omega_3$ )가 증가함에 따라 마찰계수(COF)의 절대값이 감소함을 확인할 수 있다.

다음으로 설계제원 중 CDMC( $y$ )가 증가함에 따라 마찰계수(COF)가 크게 감소함을 Fig. 10에서 확인할 수 있다. 이는 Fig. 4에서 고찰하였듯이 CDMC( $y$ )가 증가하면 SRR이 감소함에 기인한다. 또 Fig. 11에서는 롤러직경계수( $C_r$ )가 증가함에 따라 마찰계수(COF)의 특별한 증감 변화를 관찰할 수 없고, 다만 순수구름운동이 나타나는 피치점의 위치가 약간 변화됨을 알 수 있다. 이 또한 Fig. 5의 SRR 거동에 기인한다. 이를 통해 설계제원 중 CDMC( $y$ ) 증가를 통해 마찰계수(COF)를 상당히 낮출 수 있음을 확인할 수 있었다.

**4.3 접촉력 및 접선력**

마찰을 고려한 식 (6)의 접촉력( $F$ )은 전체 기어 물림구간에 걸

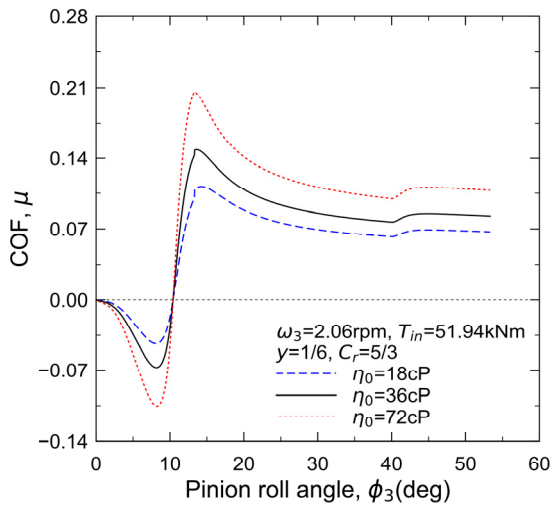


Fig. 6 COF with the variation of  $\eta_0$

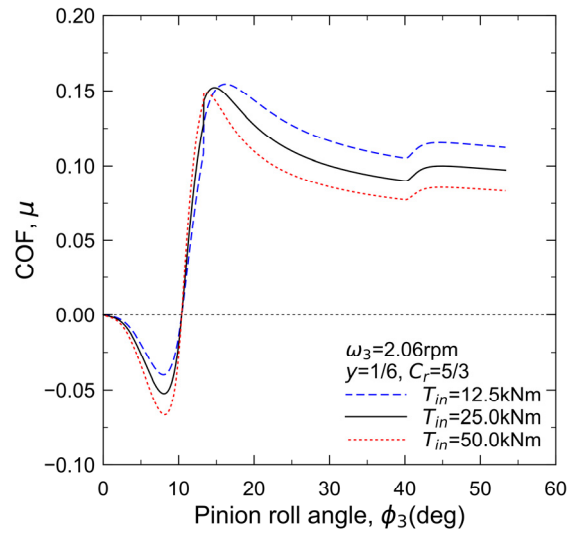


Fig. 8 COF with the variation of  $T_{in}$

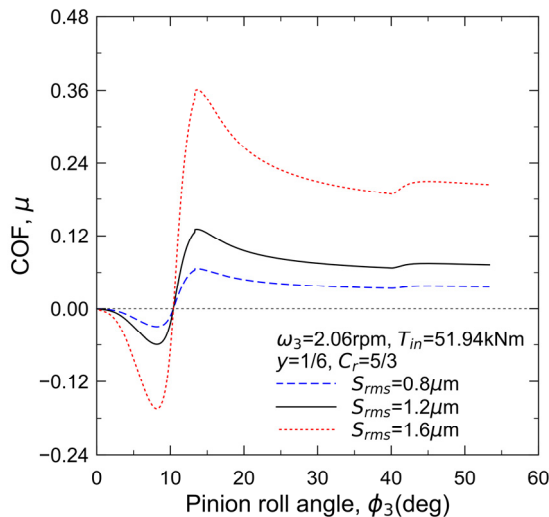


Fig. 7 COF with the variation of  $S_{rms}$

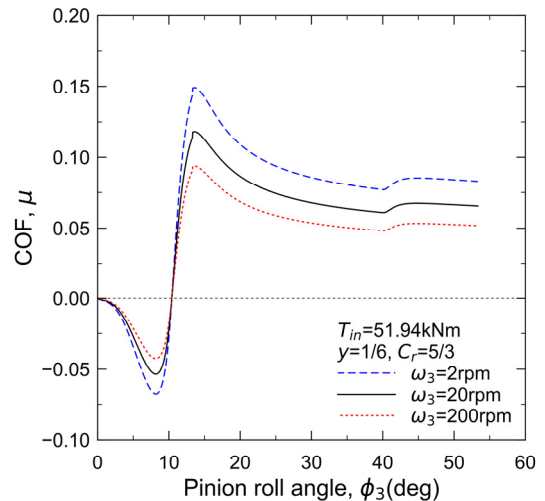


Fig. 9 COF with the variation of  $\omega_3$

쳐 마찰을 무시했을 때의 접촉력( $F'$ ) 보다 작아졌지만 그 차이가 크지 않음을 Fig. 12에서 확인할 수 있다. 또 일반적인 인벌류트 기어의 경우 피치점이 하중전담(STC)구간에 존재<sup>[18,19]</sup>하기에 피치점 전후로 마찰계수 부호 변화에 기인한 최대 접촉력( $F_{max}$ )의 증감 변화가 나타났지만, 본 논문 e-PGS의 경우 피치점이 기어 물림 초기 하중분담(double tooth contact, DTC)구간에 위치( $\phi_3 = 10.41^\circ$ )하고 피치점 전후로 매우 미미한 접촉력( $F$ ) 감소만을 확인할 수 있었다.

또 Fig. 13에서는 마찰 적용 유무에 따른 접선력( $F_t$ )을 비교하였다. 하중전담구간의 최저위치(the lowest point of STC, LPSTC)에서는 마찰을 고려한 접선력( $F_t$ )은 소폭 감소하였고, 하중전담구간의 최고위치(the highest point of STC, HPSTC)로 이의 물림이 진행될수록 마찰 적용 유무에 따른 접선력( $F_t$ )의 차

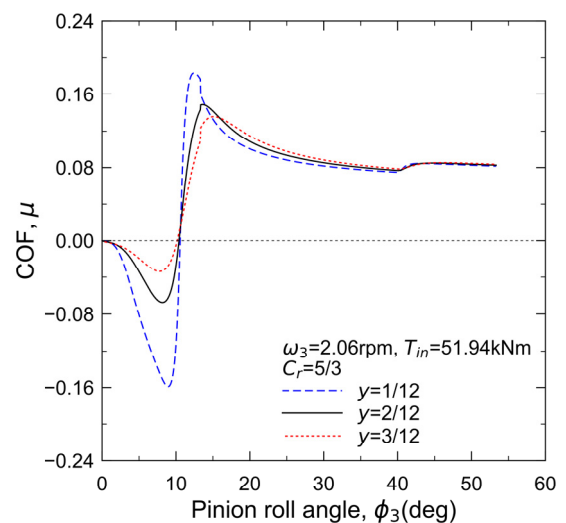


Fig. 10 COF with the variation of  $y$

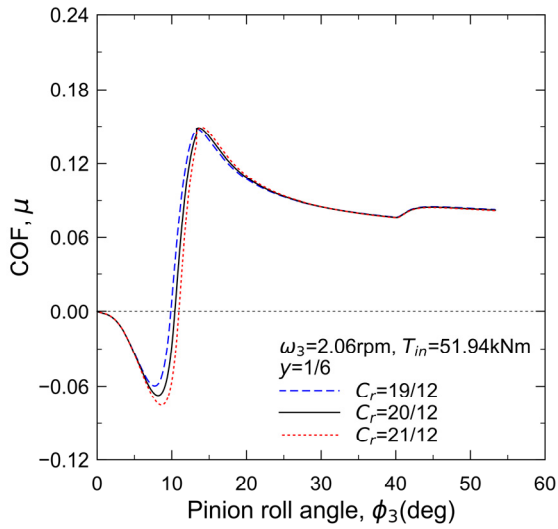


Fig. 11 COF with the variation of  $C_r$

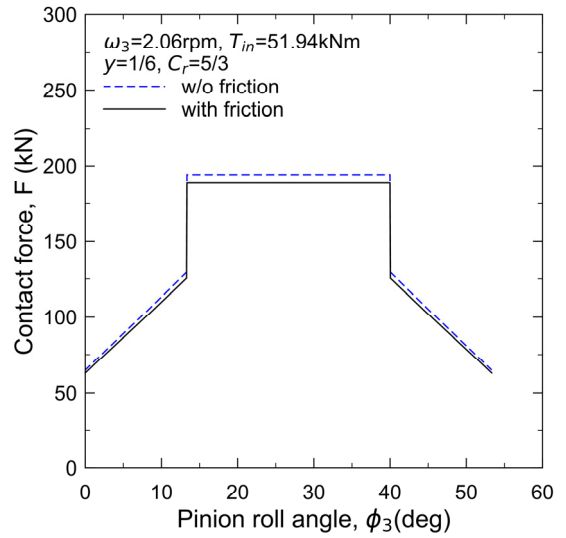


Fig. 12 Comparison of contact forces

이가 점차 감소하여 HPSTC에서는 거의 같아짐을 확인할 수 있다.

#### 4.4 TRBS

우선 설계제원 변화에 따른 공칭 TRBS( $\sigma_{F0}$ ) 거동을 Figs. 14, 15에 도시하였다. 이때 TRBS( $\sigma_{F0}$ )는 마찰을 무시한 결과이다.

먼저 CDMC( $y$ )가 증가함에 따라 공칭 TRBS( $\sigma_{F0}$ )는 확연히 감소함을 Fig. 14에서 확인할 수 있고, 반면 롤러직경계수( $C_r$ )가 증가함에 따라 공칭 TRBS( $\sigma_{F0}$ )가 증가함을 Fig. 15에서 확인할 수 있다. 이는 CDMC( $y$ )가 증가함에 따라 피니언 이두께가 증가하여 TRBS가 감소함에 기인한다. 반면, 롤러직경계수( $C_r$ )가 증가하면 피니언 이두께가 감소하여 TRBS가 증가함에 기인한다.

마지막으로 치면 마찰을 고려하였을 때와 고려하지 않았을 때의 공칭 TRBS( $\sigma_{F0}$ )를 동시에 대비하여 Fig. 16에 도시하였다. TRBS( $\sigma_{F0}$ ) 거동 및 크기 차이를 확인할 수 없었으며, 이는 Fig. 13에 제시한 바와 같이 마찰 유무에 따른 접선력( $F_t$ )의 매우 미미한 변화에 기인한다. 이를 통해 굽힘 강도설계 측면에서는 굳이 마찰을 고려할 필요가 없음을 알 수 있었다.

### 5. 결론

본 연구에서는 치면 마찰을 고려한 e-PGS 피니언의 굽힘 강도 설계를 수행하였고 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

먼저 마찰을 고려하지 않았을 때의 기준 접촉력( $F'$ )을 이용하여 마찰을 고려한 접촉력( $F$ ) 결정 식을 제시하였고, 이를 통해 기어 이뿌리 굽힘응력(TRBS) 산출을 위한 접선력( $F_t$ )을 결정하였다. 또 마찰을 고려하였을 때의 접촉력( $F$ ) 및 접선력( $F_t$ )은 공히

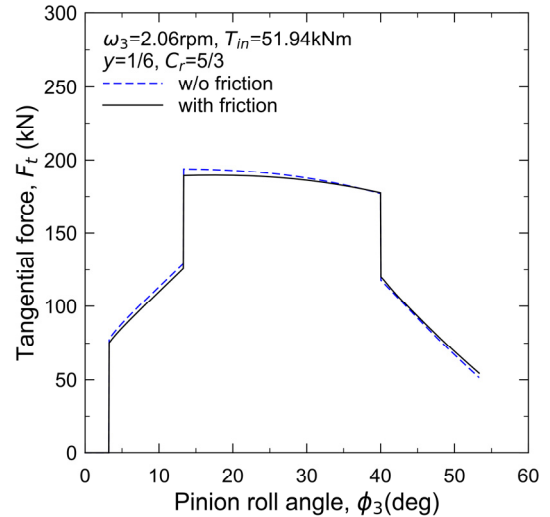


Fig. 13 Comparison of transmitted tangential forces

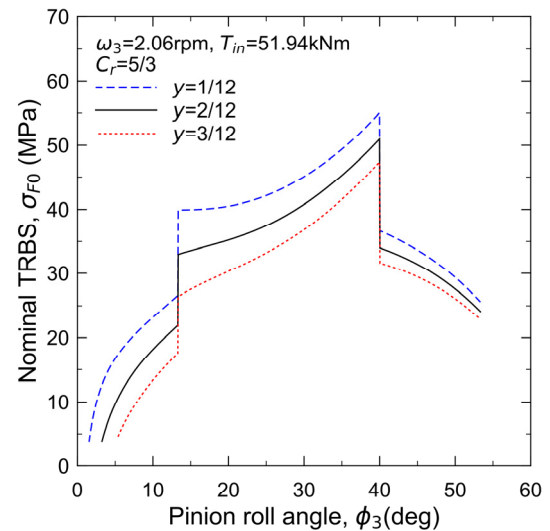


Fig. 14 Nominal TRBS with the variation of  $y$

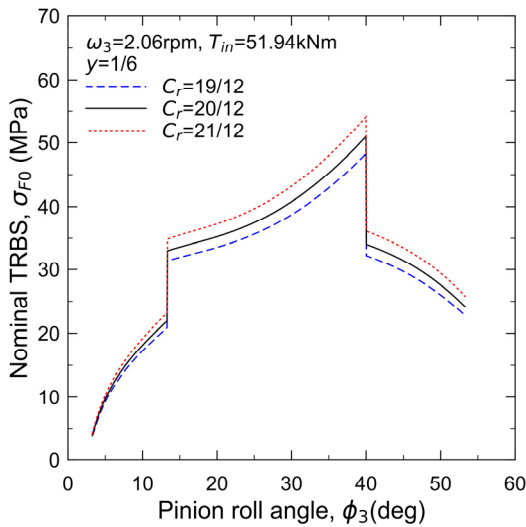


Fig. 15 Nominal TRBS with the variation of  $C_r$

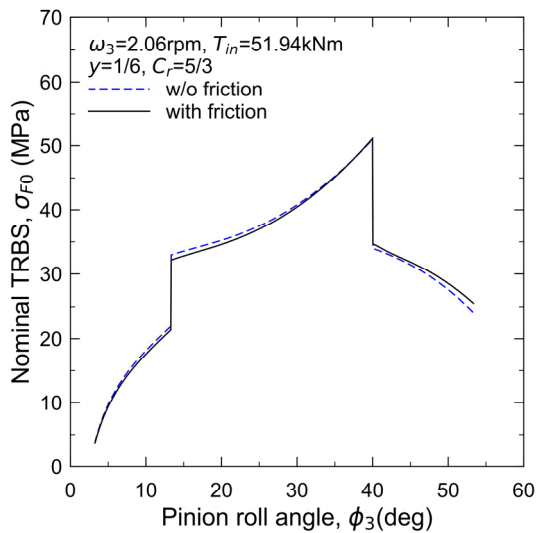


Fig. 16 Comparison of tooth root bending stresses

고려하지 않았을 때와 비교하여 약간 감소함을 확인하였다. 특히 굽힘 강도설계의 관심 위치인 하중전담구간 최고위치(HPSTC)에서의 접선력( $F_t$ )은 마찰 유무의 고려와 관계없이 차이가 없음을 알 수 있었다.

또한 기어 치면의 마찰계수(COF)는 탄성유체윤활(EHL) 기반의 다중회귀 식을 도입하여 설계제원, 운전조건, 표면조도, 기어오일점도에 따른 변화도 검토하였다. 이 중 CDMC( $y$ ), 입력토크( $T_{in}$ ), 피니언 회전속도( $\omega_3$ )가 증가할 때, 반면 절대점도( $\eta_0$ )와 표면조도( $S_{rms}$ )는 감소할 때 마찰계수(COF)가 감소함을 알 수 있었다.

최종적으로 설계제원 중 CDMC( $y$ )가 증가하거나 롤러직경계수( $C_r$ )가 감소하면 이뿌리 굽힘응력(TRBS)이 감소하였고, 특히

굽힘강도 설계의 기준위치인 HPSTC에서의 마찰 고려 여부에 따른 이뿌리 굽힘응력(TRBS)의 차이가 약 0.3% 미만으로 매우 미미하기에 e-PGS 피니언의 굽힘 강도설계 시 마찰의 영향을 무시하여도 무방함을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 중소벤처기업부의 기술혁신개발사업의 일환으로 수행하였음. [S3276835, 로봇관절 및 동작기계용 50arcsec급 하이엔드 정밀 감속기 개발]

## References

- [1] Kwon, S.-M., 2015, Contact Stress of Slewing Bearing with External Pinwheel Gear Set, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 24:2 231-237, <https://doi.org/10.7735/ksmt.2015.24.2.231>.
- [2] Kwon, S.-M., Shin, H. C., 2016, Estimation of Contact Fatigue Life of a Girth Gear Based on Pinwheel, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 25:4 245-252, <https://doi.org/10.7735/ksmt.2016.25.4.245>.
- [3] Kwon, S.-M., 2018, Contact Fatigue Life of Yaw Drive Pinion using e-PGS, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, 42:6 557-563, <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2018.42.6.557>.
- [4] Kwon, S. -M., Park, Y. S., 2020, Strength Design of Slewing Drive Pinion for Ship Unloader, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 29:5 386-392, <https://doi.org/10.7735/ksmt.2020.29.5.386>.
- [5] Kwon, S. -M., 2021, Bending Strength Design of e-PGS Pinion Considering Gear Precision, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 30:6 465-472, <https://doi.org/10.7735/ksmt.2021.30.6.465>.
- [6] Kwon, S. -M., Lee, Y. H., 2023, Strength Design of e-PGS Pinion Considering Dedendum Modification, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 32:5 289-296, <https://doi.org/10.7735/ksmt.2023.32.5.289>.
- [7] Xu, H., 2005, Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear Pairs, Doctoral Dissertation, The Ohio State University, USA.
- [8] Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N. E., Maddock, D. G., 2007, Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs, J. Mech. Des., 129:1 58-68, <https://doi.org/10.1115/1.2359478>.

- [9] ANSI/AGMA, 2004, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, ANSI/AGMA 2001-D04, American Gear Manufacturers Association, USA.
- [10] ISO, 2006, Calculation of Load Capacity Spur and Helical Gears – Part 3: Calculation of Tooth Bending Strength, ISO 6336-3:2006, International Organization for Standardization, Geneva.
- [11] Vullo, V., 2020, Gears - Volume 2: Analysis of Load Carrying Capacity and Strength Design, Springer Nature Switzerland AG, Switzerland.
- [12] Spitas, V., Papadopoulos, G. A., Spitas, C., Costopoulos, T., 2011, Experimental Investigation of Load Sharing in Multiple Gear Tooth Contact Using the Stress-Optical Method of Caustics, *Strain*, 47:s1 e227-e233, <https://doi.org/10.1111/j.1475-1305.2008.00558.x>.
- [13] Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., Artés, M., Antona, J. A., 2010, Load Distribution Model Along the Line of Contact for Involute External Gears, *Mech. Mach. Theory*, 45:5 780-794, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.12.009>.
- [14] Sanchez, M. B., Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., 2013, Critical Stress and Load Conditions for Bending Calculations of Involute Spur and Helical Gears, *Int. J. Fatigue*, 48 28-38, <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2012.11.015>.
- [15] Matsumoto, S., Toyota, N., 2013, Estimation Formula of Friction Coefficient of Rolling-Sliding Contact Surface under Mixed Lubrication Condition (Part 2), *J. Japanese Soc. Tribologists*, 58:9 676-684, [https://doi.org/10.18914/tribologist.58.09\\_676](https://doi.org/10.18914/tribologist.58.09_676).
- [16] Fernandes, C., Martins, R., Seabra, J., 2016, Coefficient of Friction Equation for Gears Based on a Modified Hersey Parameter, *Tribol. Int.*, 101 204-217, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.028>.
- [17] Blech, N., Paschold, C., Amar, L., Lohner, T., Tobie, T., Stahl, K., 2023, Review of Different Calculation Approaches for the Mean Coefficient of Friction in ISO 6336, *Forschung im Ingenieurwes*, 87 1169-1179, <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00718-y>.
- [18] Marques, P., Martins, R., Seabra, J., 2016, Power Loss and Load Distribution Models Including Frictional Effects for Spur and Helical Gears, *Mech. Mach. Theory*, 96 1-25, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.09.005>.
- [19] Park, C. I., 2019, The Impact of Sliding Friction on Tooth Root Stress Analysis of Spur Gears, *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, 43:7 459-465, <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2019.43.7.459>.



**Soon-man Kwon**

Full Professor in the School of Mechanical Engineering, Changwon National University.

His research interests are Pin Gear Drive Unit and Speed Reducer.

E-mail: [smkwon@changwon.ac.kr](mailto:smkwon@changwon.ac.kr)



**Yong-Ho Lee**

Ph.D. Candidate in the Department of Mechanical Design and Manufacturing Engineering, Changwon National University.

His research interest is Pin Gear Drive Unit.

E-mail: [yonghowave@changwon.ac.kr](mailto:yonghowave@changwon.ac.kr)