



이뿌리 치형수정을 고려한 e-PGS 피니언의 강도설계

권순만^{a,*}, 이용호^b

Strength Design of e-PGS Pinion Considering Dedendum Modification

Soon-man Kwon^{a,*}, Yong-ho Lee^b^a School of Mechanical Engineering, Changwon National University^b Department of Mechanical Design & Manufacturing Engineering, Graduate School, Changwon National University

ARTICLE INFO

Article history:

Received	31	August	2023
Revised	27	September	2023
Accepted	5	October	2023

Keywords:

e-PGS(external pinwheel gear set)
Dedendum modification
Center distance modification coefficient
Roller diameter coefficient
Specific sliding

ABSTRACT

In this study, the gear strength design was conducted, considering dedendum modification to prevent premature tooth contact and minimize unfavorable transmission error for the external pinwheel gear set (e-PGS) system. The distribution of loads of the tooth contact regions was quantified by introducing the load-sharing factor. In addition, the specific sliding, defined as the ratio of the sliding speed to the speed of a transverse profile in the direction tangent to the profile, was analyzed to consider the wear characteristics of the e-PGS pinion. It was confirmed that the increase of the center distance modification coefficient, one of the key design parameters, resulted in reductions in both contact and root bending stresses, as well as the lower specific sliding.

1. 서론

최근 로터리 킬른(rotary kiln), 하역기(unloader), 화력발전소용 공기 예열기, 가스-가스 재열기 등 다양한 산업 현장에 적용되고 있는 외접 핀 휠 기어 쌍(external pinwheel gear set, 이하 e-PGS)^[1] 이 대형 기어의 유지 보수 및 제작 용이성 측면에서 주목받고 있다.

이러한 e-PGS를 포함한 기어 강도 설계는 크게 굽힘강도 및 면압강도 설계로 대별되나 Fig. 1^[2]과 같이 기어의 작동속도(피치선 속도)에 따라 저속일 경우 마멸(wear)을, 고속운전의 경우는 스킵핑(scuffing)을 고려한 추가 설계가 필수 불가결하다.

또 전달오차(transmission error)에 기인하는 소음, 진동 문제를 해결하고자 치형수정(profile modification)을 고려한 마이크로 지오메트리(micro-geometry) 연구^[3,4] 또한 널리 수행되고 있다.

e-PGS 시스템 또한 엄밀(exact) 치형의 기어 물림이 일어나더라도

종래의 인벌류트 기어 물림과 마찬가지로 전달오차로 인한 소음, 진동 문제를 피할 수 없다. 또 핀 휠의 원형 치형 특성으로 인한 피치점 진입(approach) 전 초기 물림구간에서의 과도한 압력각(pressure angle) 발현이 불가피하다.

이에 본 논문에서는 e-PGS 시스템의 전달오차 감소와 과도한 압력각 발현 문제를 동시에 해소하기 위해 Kwon and Shin^[5]이 제시한 바 있는 e-PGS 피니언의 이뿌리 부 치형수정(dedendum modification)을 고려하였고, Vullo^[6]가 소개한 이뿌리 부 치형 수정 시의 하중분담계수(load sharing factor, 이하 LSF)를 도입하여 면압 및 굽힘 강도설계를 수행한 후 설계수명을 평가하고자 한다.

또 저속운전의 특성을 갖는 e-PGS 피니언의 마멸특성을 고찰하기 위해 피니언의 미끄럼률(specific sliding)을 검토하였다. 특히 설계제원 중 중심거리증가계수(center distance modification coefficient, 이하 CDMC, y)와 롤러직경계수(roller diameter

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

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

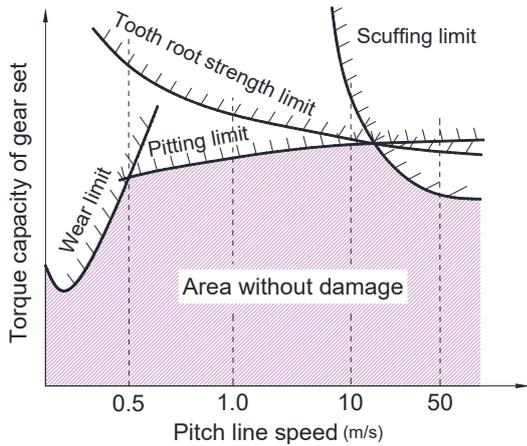


Fig. 1 Qualitative performance limits of a gear according to tangential velocity

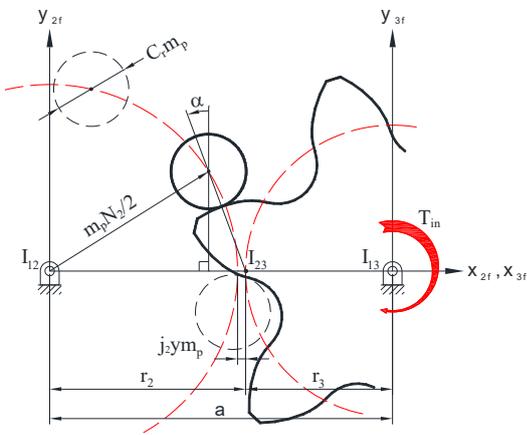


Fig. 2 Schematic diagram of e-PGS system

coefficient, C_r) 변화에 따른 미끄럼률 변화를 고찰하였고, 이를 통해 e-PGS 시스템의 마멸 설계에도 일조하고자 한다.

2. 접촉력

e-PGS 피니언의 엄밀 치형을 획득하기 위한 개념도를 Fig. 2에 제시하였으며, 본 논문에서는 이의 강도설계 및 미끄럼률을 고찰하기 위해 선행연구^[11]되었던 Table 1의 설계제원을 고려하였다.

Fig. 3은 피니언 회전(ϕ_3)에 따른 압력각(α)을 도시한 그림이다. 롤러직경계수(C_r)는 압력각과 무관하기에 CDMC(y)의 변화에 따른 압력각 변화만 나타내었고, 초기 물림구간에서의 압력각이 통상적인 기어에서 허용되는 압력각 30° 를 크게 상회함을 확인할 수 있다. 이를 개선하기 위해 Kwon and Shin^[5]은 피니언 이뿌리 부 수정방법을 제시한 바 있고, 본 논문에서도 이와 동일한 방법에 의한 치형수정을 고려하였다.

피니언 이뿌리 부 치형수정을 고려하였을 경우의 접촉력을 결정

Table 1 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	20/12
Center distance modification coefficient, y	2/12
Addendum extension factor, β	4/3
Face width, b	160 (mm)
AGMA elastic coefficient, C_p'	187.6 MPa ^{1/2}
AGMA derating factor, k_∞	1.7
Input torque, T_{in}	51.94 (kN·m)

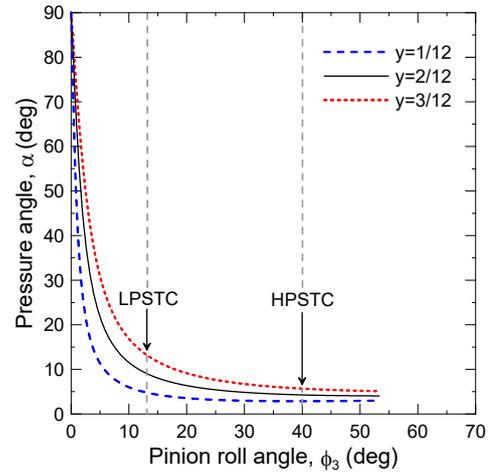


Fig. 3 Pressure angles with the variation of y

하기 위해 하중전담구간(single tooth contact, 이하 STC)과 하중 분담구간(double tooth contact, 이하 DTC)에서의 하중분포를 LSF를 도입하여 설명한 그림이 Fig. 4이며, SAP(start of active profile), LPSTC(lowest point of STC), HPSTC(highest point of STC), EAP(end of active profile)를 경계로 하는 물림 구간에 따라 다음과 같이 제시할 수 있다^[6].

$$X_i = \begin{cases} \frac{\phi_3}{\phi_{3B}}, & \phi_{3A} \leq \phi_3 < \phi_{3AB} \\ A_Y + \frac{1}{3} \left(\frac{\phi_3}{\phi_{3B}} \right), & \phi_{3AB} \leq \phi_3 < \phi_{3B} \\ 1, & \phi_{3B} \leq \phi_3 < \phi_{3D} \\ \frac{\phi_{3E} - \phi_3}{\phi_{3E} - \phi_{3D}}, & \phi_{3D} \leq \phi_3 < \phi_{3DE} \\ A_Y + \frac{1}{3} \left(\frac{\phi_{3E} - \phi_3}{\phi_{3E} - \phi_{3D}} \right), & \phi_{3DE} \leq \phi_3 < \phi_{3E} \end{cases} \quad (1)$$

이때 $A_Y = (A_v - 2)/15$ 이며 기어정밀도(gear accuracy grade) ISO 7급 이하 기어의 경우 공히 $A_v = 7$ 을 적용한다.

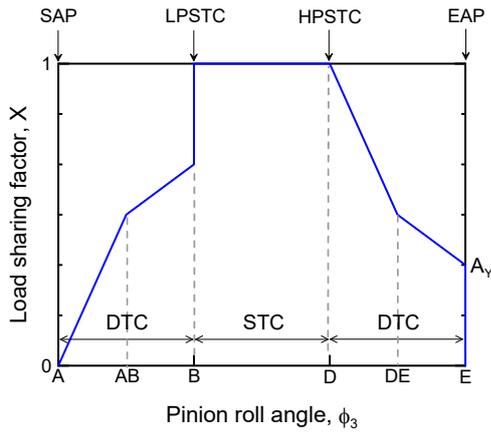


Fig. 4 Distribution of load sharing factors for drive spur gears with dedendum modification

따라서 임의의 회전각 $\theta_{3,i}$ 에 위치한 i -번째 톨러와 피니언과의 접촉력(F_i)은 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$F_i = F_{\max} X_i, \quad (i=1,2,3,\dots,n) \quad (2)$$

최대 접촉력 F_{\max} 는 입력토크 T_{in} 가 주어질 때 압력각이 가변 (Fig. 3 참조)임을 고려하여 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_{\max} = \frac{T_{in}/r_3}{\min(\cos\alpha_{LPSTC}, \cos\alpha_{HPSTC})} \quad (3)$$

식 (2)에 의한 접촉하중의 결과를 일정접촉강성(equal mesh stiffness, 이하 EMS) 가정하의 접촉력^[1] 및 기어정밀도는 고려하지 않고 치형수정은 고려하지 않았을 때의 접촉력^[7]을 동시에 대비하여 Fig. 5에 나타내었다. 기어정밀도 및 치형수정을 고려한 조건이 다른 조건들과 대비하여 SAP부터 LPSTC까지 접촉하중이 0부터

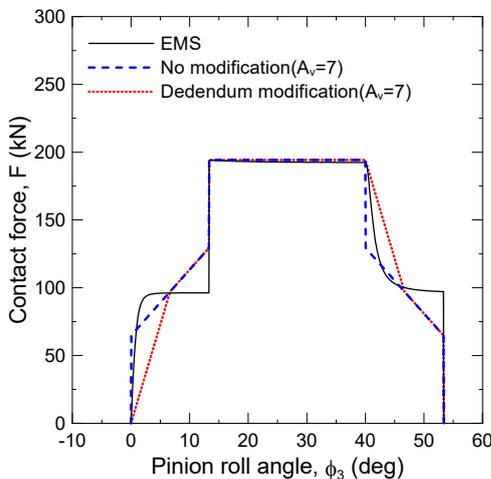


Fig. 5 Distribution of contact forces

서서히 증가하고 HPSTC에서 EAP까지 접촉하중이 F_{\max} 부터 서서히 감소함을 확인할 수 있다.

3. 강도설계

3.1 접촉응력

접촉력(F_i), 주어진 재료의 물성치, 치형 곡률반경을 고려하여 i -번째 톨러와 피니언과의 접촉점에서 발생하는 표면 접촉응력 (Hertz contact stress)은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\sigma_c = \sqrt{k_{\infty}} \sigma_{c0} = C_p \sqrt{K_i^*} \quad (4)$$

이때 k_{∞} 는 AGMA 보정계수^[8], σ_{c0} 는 공칭(nominal) 접촉응력, C_p 는 재료물성을 대표하는 AGMA 탄성정수^[8]이고, K_i^* 는 보정된 하중응력계수(load stress factor)로 다음과 같다.

$$K_i^* = k_{\infty} f_i \kappa_i^* \quad (5)$$

여기서 $f_i (= F_i/b)$ 는 단위 이 폭(face width, b)당 접촉력, κ_i^* 는 피니언과 i -번째 톨러와의 등가곡률(equivalent curvature)이다.

Figs. 6, 7에 톨러직경계수(C_r)와 CDMC(y)의 변화에 따른 등가곡률(κ_i^*)의 변화를 각각 나타내었고, 톨러직경계수(C_r) 및 CDMC(y)가 증가함에 따라 등가곡률(κ_i^*)은 감소하였다. 이에 등가곡률(κ_i^*)에 지배적인 영향을 받는 공칭 접촉응력(σ_{c0})은 Fig. 8과 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 톨러직경계수(C_r) 및 CDMC(y)가 증가함에 따라 감소하였다. 특히 톨러직경계수(C_r) 보다는 CDMC(y)가 공칭 접촉응력(σ_{c0})에 큰 영향을 미치는 설계제원임을 확인할 수 있었다.

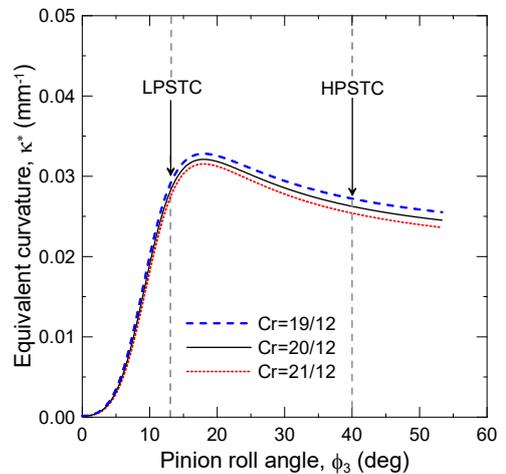


Fig. 6 Equivalent curvatures with the variation of C_r

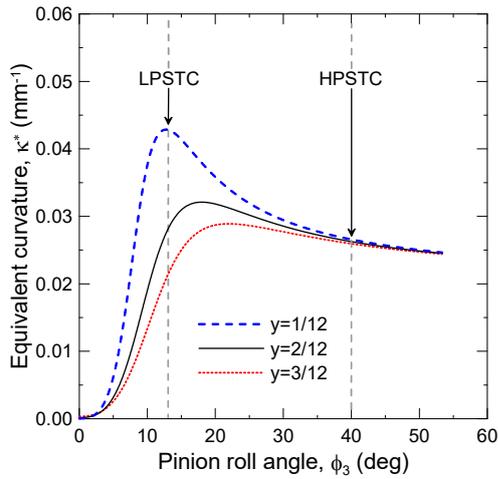


Fig. 7 Equivalent curvatures with the variation of y

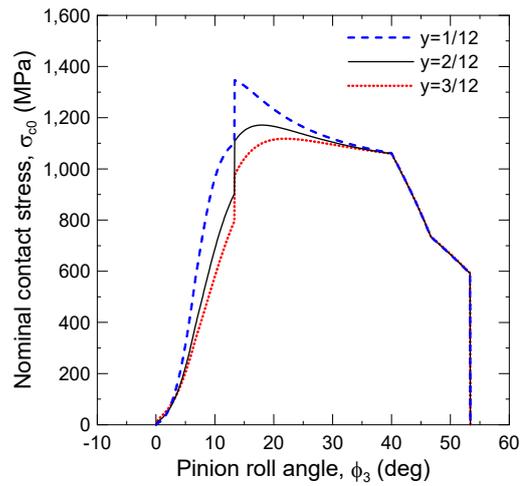


Fig. 9 Nominal contact stresses with the variation of y

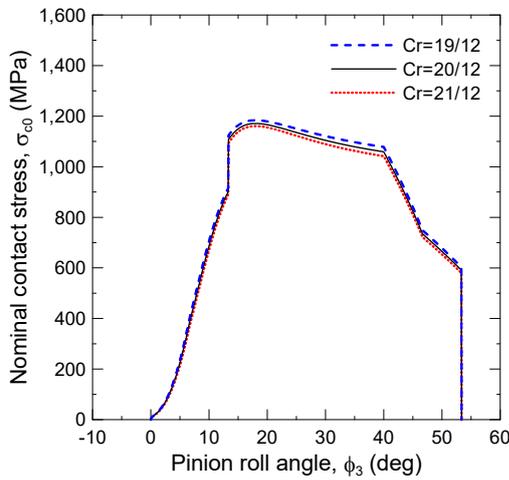


Fig. 8 Nominal contact stresses with the variation of C_r

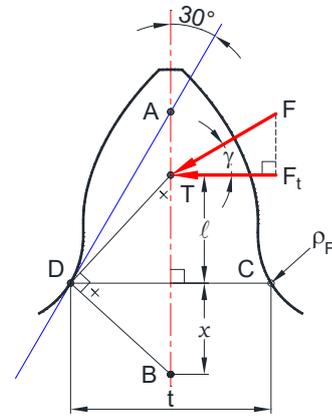


Fig. 10 Tooth form factor according to ISO 6336-3^[9]

$$\gamma = \alpha + \left(\phi_3 - \frac{\pi}{N_3} \right) \quad (8)$$

이때 α 는 해당 하중위치(ϕ_3)에서의 압력각을 의미한다.

식 (6)의 TRBS의 해석을 위해서는 Y/Y_s 의 값을 갖는 형상계수(geometry factor, Y_j)의 결정이 선행되어야 한다. 이를 위해 ISO 6336-3^[9]에서 제시하는 30° 접선법을 채택하였다. 즉 하중점 (Fig. 10의 점 T)의 위치에 관계없이 치 중심선과 30°의 각도를 이루는 직선이 기어 치에 내접하는 점(Fig. 10의 점 C 또는 D)을 통과하는 단면이 위험단면(critical section)이 되고, 직선 \overline{TD} 와 직각을 이루는 직선 \overline{BD} 에 의해 형성되는 굽힘응력 결정깊이 x 를 이용하여 다음과 같이 치형계수(tooth form factor, Y)를 결정하였다.

$$Y = \frac{2x}{3m_p} \quad (9)$$

다음으로 이뿌리 부 피로응력집중을 고려한 응력수정계수(stress correction factor, Y_s)^[9]는 다음과 같다.

3.2 굽힘응력

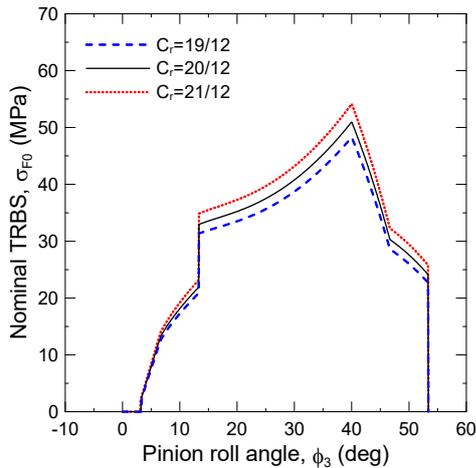
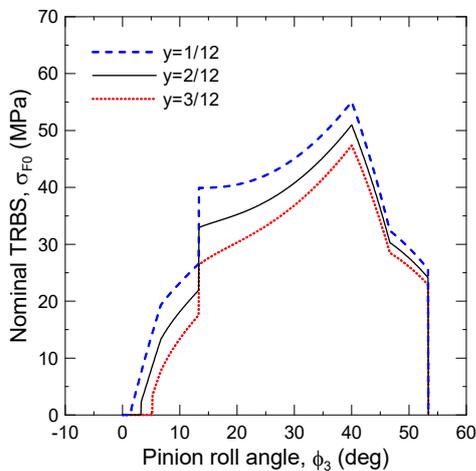
e-PGS 시스템 또한 기어 이 한 쌍의 물림이 진행될 때 Lewis 굽힘응력 식에 기반하여 다음과 같이 이뿌리 굽힘응력(tooth root bending stress, 이하 TRBS σ_F)을 결정할 수 있다.

$$\sigma_F = k_\infty \sigma_{F0} = k_\infty \left(\frac{F_t}{m_p b Y_j} \right) \quad (6)$$

여기서 σ_{F0} 는 보정 전 공칭(nominal) TRBS이며, m_p 는 핀 휠의 모듈(pinwheel module)을 나타낸다. 또 e-PGS 시스템 피니언의 접선력(transmitted tangential load) 또는 굽힘하중 F_t (Fig. 10 참조)는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_t = F \cos \gamma \quad (7)$$

여기서 F 는 식 (2)의 접촉력이며, 피니언 회전을 고려한 하중각(load angle) γ 는 다음과 같다.


 Fig. 11 TRBS with the variation of C_r

 Fig. 12 TRBS with the variation of y

$$Y_S = (1.2 + 0.13L) q_S \left[\frac{1}{1.21 + 2.3/L} \right] \quad (10)$$

여기서 $L = t/l$, $q_S = t/(2\rho_F)$ 이고 ρ_F 는 위험단면에서의 곡률 반경을 의미한다. 또 $1 \leq q_S < 8$ 의 범위일 때 식 (10)은 유효하다.

설계변수에 따른 TRBS 변화를 Figs. 11, 12에 도시하였고, 우선 롤러직경계수(C_r)가 증가함에 따라 공칭 TRBS(σ_{F0})가 증가함을 Fig. 11에서 확인할 수 있다. 또 CDMC(y)가 증가하면 공칭 TRBS(σ_{F0})는 감소함을 Fig. 12에서 확인할 수 있다. 이는 롤러직경계수(C_r)가 증가함에 따라 피니언 이두께가 감소함에, 반면 CDMC(y)가 증가하면 피니언 이두께가 증가함에 기인한다. 또 기존 연구결과^[1,7]와 비교하여 SAP부터 LPSTC까지, HPSTC부터 EAP까지의 DTC구간에서 이뿌리 부 치형수정에 의한 접촉력 변화 완화에 기인하여 TRBS 또한 그 변화가 완만해짐을 확인할 수 있었다.

3.3 수명 평가

본 논문의 대상인 하역기용 피니언은 2.06 rpm으로 회전하고 B_{10} 수명이 175,200시간(가동률 100% 기준 20년 수명)이기에 요구수명(N_{req})은 2.17×10^7 사이클에 해당한다. 이의 설계수명을 검토하고자 ANSI/AGMA 2001-D04^[8]를 준용하여 면압 및 굽힘강도 안전계수 S_H 및 S_F 를 다음과 같이 평가하였다.

$$S_H = \frac{S_c Z_N Z_W / (K_T K_R)}{\sigma_{c,max}} \quad (11)$$

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma_{F,max}} \quad (12)$$

여기서 K_T 는 온도 보정계수, K_R 는 신뢰도 보정계수, Z_N 과 Y_N 은 각각 면압강도와 굽힘강도 수명 보정계수, Z_W 는 핀 휠과 피니언의 경도비 계수이며, S_c 와 S_t 는 각각 10^7 사이클 수명, 99% 신뢰도를 갖는 보정 전 표면 피로강도 및 보정 전 굽힘 피로강도이다.

본 논문에서 고려한 피니언은 $S_c = 1,345$ (MPa), $S_t = 380$ (MPa)인 SCM440H 고주파 열처리강으로 상기 언급한 요구수명 및 신뢰도(90%)가 10^7 사이클, 99% 신뢰도와 다르기에 먼저 $K_R = 0.85$ 의 신뢰도 보정을 하였다. 또 보간법과 선형회귀를 통해 결정된 고주파 열처리 브리넬 경도 HB543에 해당하는 다음 식들을 통해 수명보정을 수행하였다.

$$Z_N = 1.4488 N_{req}^{-0.023} \quad (13)$$

$$Y_N = 1.3558 N_{req}^{-0.0178} \quad (14)$$

롤러직경계수 $C_r = 20/12$ 일 때 CDMC(y) 변화에 따른 면압강도 안전계수(S_H)와 굽힘강도 안전계수(S_F) 변화를 Table 2에 정리하였고, 이때 접촉응력($\sigma_{c,max}$) 및 TRBS ($\sigma_{F,max}$) 산출 시 Table 1의 AGMA 전체 보정계수 $k_\infty = 1.7$ 이 고려되었다. 이는 피니언이 매우 저속이므로 속도계수 $K_v \approx 1$ 을, 입력 동력이 일정하고 보통의 충격이 발생하는 경우를 고려하여 과하중 계수 $K_o = 1.25$ 를, 또 피니언이 상당히 크기 때문에 열처리 과정에서 발생할 수 있는 사이즈 효과를 고려하여 $K_s = 1.36$ 을 적용한 결과이다.

Table 2에서 확인할 수 있듯이 CDMC(y)가 증가함에 따라 안전계수 S_H 및 S_F 모두 증가함을 알 수 있으나, 충분한 중심거리를 확보하지 못한 CDMC $y = 1/12$ 의 경우 면압강도 안전

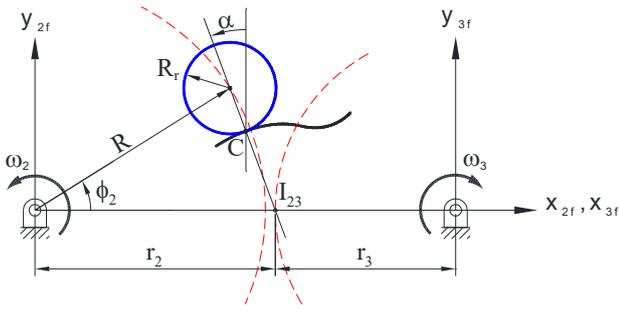


Fig. 13 Recess meshing of pinwheel and pinion

계수가 1 미만으로 요구수명을 만족하지 못함을 알 수 있다. 따라서 e-PGS의 피니언 설계 시 피팅(pitting) 요구수명을 만족시키기 위해서는 적절한 중심거리가 고려되어야 함을 알 수 있었다.

4. 미끄럼률

4.1 정의

서론에서도 언급한 바와 같이 느린 작동속도 특성을 갖는 e-PGS 시스템은 면압, 굽힘강도설계와 더불어 마멸을 고려하여 설계하여야 한다. 널리 알려진 바와 같이 마멸률(wear rate) 또는 마멸량(wear volume)은 기어가 맞물려 회전할 때 공통접선(common tangent)방향 상대속도인 미끄럼속도(sliding velocity, V_s) 또는 미끄럼량에 비례한다. 하지만 미끄럼 속도 또는 미끄럼량은 기어 크기와 이의 형상, 그리고 물림 압력각 등에 따라 달라지기에 이들을 직접 비교하는 것보다 미끄럼의 정도를 정성적으로 나타내는 무차원 값인 미끄럼률(specific sliding)^[10-14]을 고려하는 것이 합리적이다.

이에 본 논문에서는 e-PGS 피니언의 공통접선방향 속도(V_{3t})에 대한 미끄럼 속도($V_s = V_{3t} - V_{2t}$) 비를 e-PGS 피니언의 미끄럼률(σ_3)로 정의하였고, Fig. 13을 참조하여 정리한 결과는 다음과 같다.

$$\sigma_3 = \frac{V_{3t} - V_{2t}}{V_{3t}} = \frac{m_r(m_G + 1)}{j_2 a \sin \alpha + m_r m_G} \quad (15)$$

여기서

$$j_2 = \frac{m_G}{m_G + 1}, \quad m_G = \frac{N_2}{N_3} \quad (16)$$

$$m_r = \overline{I_{23}C} = \sqrt{R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos \phi_2} - R_r \quad (17)$$

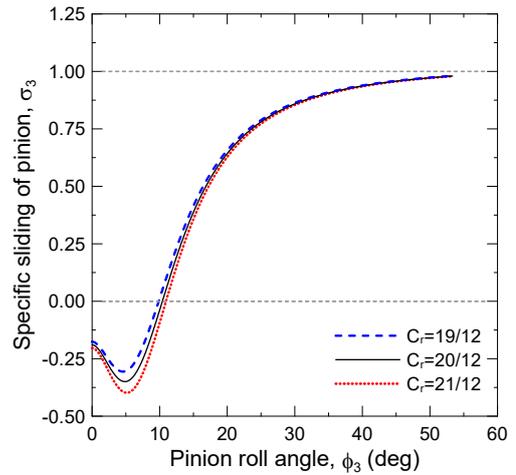


Fig. 14 Specific slidings with the variation of C_r

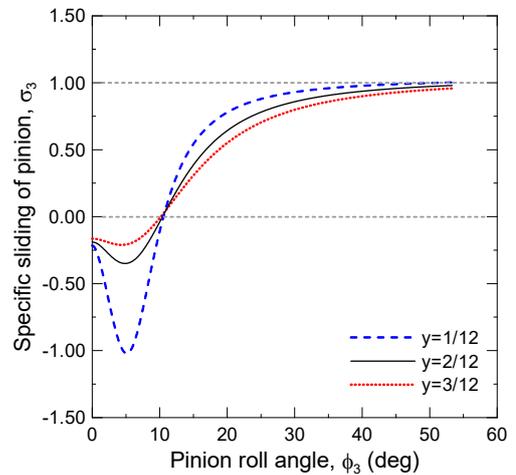


Fig. 15 Specific slidings with the variation of y

4.2 고찰

Figs. 14, 15에 볼러직경계수(C_r)와 CDMC(y) 변화에 따른 미끄럼률(σ_3) 변화를 각각 나타내었다. 공히 물림이 진행됨에 따라 피치점 진입(approach) 및 퇴거(recess) 물림구간을 경계로 하여 미끄럼률(σ_3)의 부호가 전환되며, 이는 미끄럼 속도(V_s)의 방향이 바뀌었음을 의미한다. 또 피니언 물림이 진행되어 이 끝 접촉을 하게 되면 미끄럼률(σ_3)은 1에 접근한다. 이는 핀 휠 볼러의 공통접선방향 속도(V_{2t})가 거의 0이 되는 순수미끄럼(pure

Table 2 Safety factors with the variation of CDMC

CDMC	Hertz contact stress		TRBS	
	$\sigma_{c,max}$ (MPa)	S_H	$\sigma_{F,max}$ (MPa)	S_F
$y=1/12$	1754.991	0.89	93.575	4.80
$y=2/12$	1526.992	1.02	86.654	5.18
$y=3/12$	1457.702	1.07	80.523	5.57

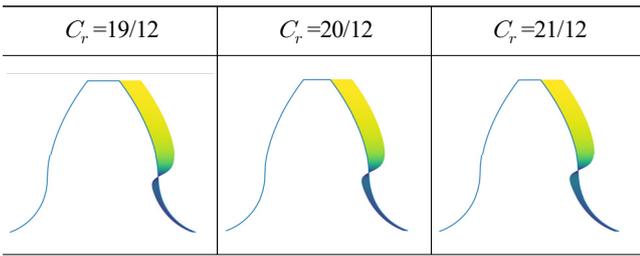


Fig. 16 Specific slidings with the variation of C_r

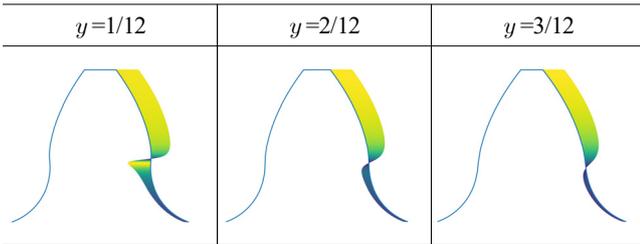


Fig. 17 Specific slidings with the variation of y

sliding) 운동 상태임을 나타낸다.

설계변수에 따른 미끄럼률(σ_3)의 변화를 구체적으로 살펴보면, 우선 물리직경계수(C_r)가 증가하면 미끄럼률(σ_3)의 절대값 크기가 소폭 감소하는 것을 Fig. 14에서 확인할 수 있다. 또 물리직경계수(C_r)가 증가할수록 미끄럼 속도(V_s) 또는 미끄럼률(σ_3)이 '0'이어서 순수구름(pure rolling) 운동이 발생하는 피치점 접촉 위치 회전각이 증가함을 알 수 있다. 이의 상세한 위치는 식 (17)을 통해 해당 회전각을 산출할 수 있다.

또 Fig. 15에는 CDMC(y)의 변화에 따른 피니언의 미끄럼률(σ_3) 변화를 도시하였다. CDMC(y)가 증가할수록 미끄럼률(σ_3)의 절대값이 감소하는 경향을 확인할 수 있으며, 퇴거 물림 구간에 대비하여 진입 물림구간에서 상대적으로 큰 폭의 감소가 발생함 알 수 있다. 이는 식 (15)에서 확인할 수 있듯이 진입 물림구간에서의 압력각의 큰 폭의 변화(Fig. 3 참조)와 중심거리 a (또는 CDMC) 증가로 인한 미끄럼률(σ_3)의 감소에 기인한다.

이상의 물리직경계수(C_r)와 CDMC(y) 변화에 따른 미끄럼률(σ_3)을 보다 시각적으로 나타내기 위해 Python 언어의 벡터장(vector field) 표현을 위한 “quiver 함수”를 이용하여 기어 이에 일대일 대응시켰고, 이를 Figs. 16, 17에 각각 도시하였다.

최종적으로 기어 이 마멸과 직접적 비례관계를 갖는 미끄럼률(σ_3)은 설계변수 중 물리직경계수(C_r) 보다는 CDMC(y) 증가를 통해 크게 낮출 수 있음을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 하중전환구간에서의 접촉력의 급격한 변화를 완

화시키기 위해 e-PGS 피니언에 대한 이뿌리 부 치형수정과 저속 운전으로 인한 마멸특성을 파악하기 위해 미끄럼률을 고려하였다. 이를 통해 설계제원 변화에 따른 강도설계, 수명평가 및 미끄럼률을 고찰하였고, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

기어정밀도(A_v)와 이뿌리 부 치형수정을 고려한 하중분담계수(X)를 도입하여 접촉력(F)을 결정하였고, 설계제원 중 물리직경계수(C_r)가 증가하면 접촉응력(σ_c)은 감소하였으나 TRBS(σ_F)는 증가하였다. 반면, 중심거리증가계수(CDMC, y)가 증가하면 접촉응력(σ_c) 및 TRBS(σ_F)가 공히 감소함을 확인하였다.

또 수명평가 결과 충분한 CDMC(y)를 고려하여야만 강도설계, 특히 면압 강도설계를 충족시킬 수 있음을 알 수 있었다.

더불어 기어 마멸과 직접적 비례관계가 있는 미끄럼률(σ_3)은 물리직경계수(C_r)의 변화에는 덜 민감하였으나, CDMC(y)가 증가하면 전체 물림구간에서 크게 감소함을 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., 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/ksmte.2020.29.5.386>.
- [2] Niemann, G., Winter, H., 1983, Maschinen-Elemente Band II: Getriebe Allgemein, Zahnradgetriebe Grundlagen, Stirnradgetriebe, Springer, Berlin, Heidelberg.
- [3] Kissling, U., 2010, Effects of Profile Corrections on Peak to Peak Transmission Error, Gear Technology, 27:5 52-61.
- [4] Palmer, D., Fish, M., 2012, Evaluation of Methods for Calculating Effects of Tip Relief on Transmission Error, Noise and Stress in Loaded Spur Gears, Gear Technology, 29:1 56-67.
- [5] 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/ksmte.2016.25.4.245>.
- [6] Vullo, V., 2020, Gears - Volume 2: Analysis of Load Carrying Capacity and Strength Design, Springer Nature Switzerland AG, Switzerland.

- [7] 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/ksmte.2021.30.6.465>.
- [8] AGMA, 2004, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, ANSI/AGMA 2001-D04, American Gear Manufacturers Association, Virginia.
- [9] 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.
- [10] Linke, H., Börner, J., Heß, R., 2016, *Cylindrical Gears: Calculation-Materials-Manufacturing*, Carl Hanser Verlag, Munich.
- [11] Radzevich, S. P., 2018, *Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis*, 2nd Edition, CRC Press, Boca Raton, Florida.
- [12] Gear Solution Magazine, 2012, International Calculation Method for Micropitting, *Gear Solutions* <<https://gearsolutions.com/features/international-calculation-method-for-micropitting/>>.
- [13] Meneghetti, G., Terrin, A., Giacometti, S., 2016, A Twin Disc Test Rig for Contact Fatigue Characterization of Gear Materials, *Procedia Structural Integrity*, 2 3185-3193, <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2016.06.397>.
- [14] Morales-Espejel, G. E., Rycerz, P., Kadiric, A., 2018, Prediction of Micropitting Damage in Gear Teeth Contacts Considering the Concurrent Effects of Surface Fatigue and Mild Wear, *Wear*, 398-399 99-115, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.11.016>.



Soon-man Kwon

Full Professor in the School of Mechanical Engineering, Changwon National University. His research interests are Pin Gearing and Speed Reducer.
E-mail: smkwon@changwon.ac.kr



Yong-ho Lee

Ph.D. Student 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