



하역기용 선회감속기 피니언의 강도설계

권순만^{a*}, 박윤성^b

Strength Design of Slewing Drive Pinion for Ship Unloader

Soon-man Kwon^{a*}, Yun-seong Park^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	8	September	2020
Revised	5	October	2020
Accepted	6	October	2020

Keywords:

e-PGS (external pinwheel gear set)
Ship unloader
Center distance modification coefficient
Hertz contact stress
Tooth root bending stress

ABSTRACT

The external pinwheel gear set (e-PGS) has a simpler structure, lower costs, and is easier to process and overhaul than general gears. It is also suitable for use under low-speed, heavy-duty mechanical transmission, dusty, and poor lubrication conditions. In this study, the fatigue failure life of a slewing drive pinion used in ship unloaders was investigated. We analyzed an e-PGS, considering the center distance modification coefficient (CDMC) for the exact pinion tooth profile. Next, Hertz contact stresses and tooth root bending stresses were analyzed by varying the CDMC to determine the tooth fatigue characteristics. The variation in the contact force with an increase in the CDMC was insignificant, but the Hertz contact and tooth root bending stresses decreased significantly. In addition, the e-PGS pinion design adopted in this study was focused on preventing tooth surface wear and pitting instead of tooth root breakage.

1. 서론

야드(yard)에 적치된 원료를 불출하거나 원료를 야드에 적치하는 장비인 리클레이머(reclaimer)/스태커(stacker) 또는 하역기(ship unloader)에 사용되고 있는 선회베어링(slewing bearing)은 직경이 수 m 이상에 달하며, 이의 제작 용이성을 고려하여 대형 링 기어 치형을 핀(pin) 또는 롤러(roller) 치형으로 대체한 핀 휠(pinwheel)과 피니언(pinion)이 외접 치합하는 핀 휠 기어쌍(external pinwheel gear set, 이하 e-PGS)^[1]이 하역산업 현장에서 널리 사용되고 있다.

산업 현장에서 적용하고 있는 e-PGS 피니언 치형은 3개의 원호를 합성한 스프로킷 형상을 채택하고 있다. 이 방식은 기어물림법칙에 위배되며 물림률 1 미만으로 치 물림 시 충격이 불가피하여

내구수명이 짧게 된다. 지금까지의 자료조사 결과 e-PGS 피니언 치형에 관련되는 연구는 거의 전무한 상태이며, Litvin^[2]과 Veja^[3]가 제시한 합성치형 설계방법과 최근 중심거리증가계수(center distance modification coefficient, 이하 CDMC)의 개념을 도입한 e-PGS 피니언의 엄밀치형 설계방법^[1,4,9]이 제시되었다. 그렇지만 엄밀치형을 갖는 e-PGS 피니언 또한 일반적인 기어 전동과 마찬가지로 LPSTC (lowest point of single tooth contact), HPSTC (highest point of single tooth contact)에서 급격한 하중의 주기적 변화가 발생한다. 이러한 하중의 주기적 변화는 기어의 내구성에 관여하는 주요 인자 중의 하나로 알려져 있다.

이에 본 논문에서는 중심거리증가계수(CDMC)의 변화에 따른 e-PGS 기반 선회감속기(slew drive) 피니언의 접촉응력과 굽힘응

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

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

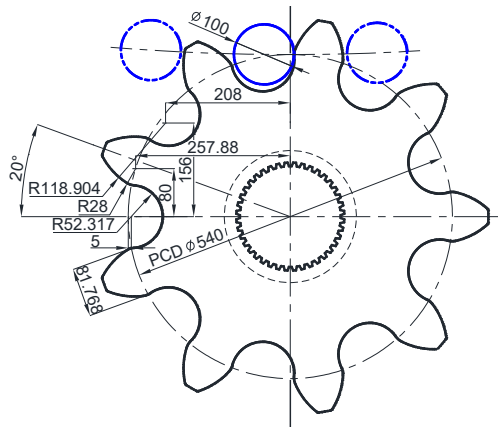


Fig. 1 A slew drive pinion for ship unloader

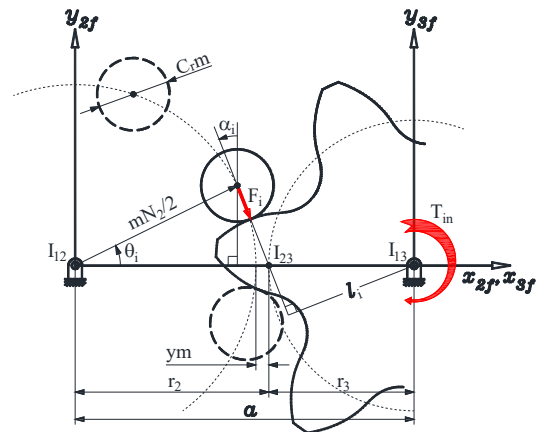


Fig. 2 Schematic for contact force determination

력의 고찰을 통하여 하역장비 선회 시스템의 내구설계에 일조하고자 한다.

2. 접촉응력

e-PGS는 일정 각속도비 또는 피치점(pitch point, I_{23})을 갖는 접촉 3절기구의 일종으로서, 스프로킷 형상(Fig. 1 참조) 등의 합성치형이 아닌 엄밀 피니언 치형은 기어 모듈(m), 핀 휠의 롤러(또는 핀) 개수(N_2), 피니언의 잇수(N_3), 롤러직경계수(C_r), CDMC(y), 이높이계수(β)로 구성된 6개의 설계제원들을 고려하여 결정^[1,6-9]할 수 있다. 이때 CDMC $y=(a-a_0)/m$ 는 반드시 양수 값을 가져야 하며 a 는 중심거리, $a_0=m(N_2+N_3)/2$ 를 나타낸다.

Fig. 2와 같이 e-PGS 피니언이 회전중심 I_{13} 에 주어진 입력 토크 T_{in} 에 의해 ϕ_3 (roll angle)만큼 회전한 경우, 즉 임의의 회전각 θ_i 에 위치한 i -번째 롤러와 피니언과의 접촉력 F_i 는 일정 접촉강성(equal mesh stiffness)을 고려한 부정정 문제 접근^[1,6-9]을 통해 다음과 같이 결정할 수 있다.

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

여기서 n 은 핀 휠과 피니언 간의 접촉 개소를 의미하고, l_i 는 모멘트 팔로 압력각 α_i 를 고려하여 다음과 같이 결정된다.

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

따라서 접촉에 관여하는 두 재료의 재료물성치, 엄밀치형 식으로

부터 얻어진 곡률반경(ρ_i), 그리고 식 (1)을 통해 얻어진 접촉력을 이용하여 핀 휠의 i -번째 롤러와의 접촉점에서의 Hertz 접촉응력 σ_c 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{K_i^*} \quad (3)$$

여기서 C_p 는 AGMA 탄성정수(AGMA elastic coefficient)^[10]이고, K_i^* 는 보정된 하중응력계수(corrected load-stress factor)^[1,6-9]로 다음과 같다.

$$K_i^* = k_{\infty} f_i \kappa_i^* \quad (4)$$

이때 k_{∞} 는 AGMA 전체 보정계수(overall de-rating factor)^[10], $f_i(=F_i/b)$ 는 단위 이폭(face width, b)당 접촉력, κ_i^* 는 i -번째 롤러와 피니언과의 접촉점에서의 등가곡률을 나타낸다.

3. 이뿌리 굽힘응력

일반적인 기어와 마찬가지로 e-PGS 또한 Lewis의 굽힘응력 식에 기반하여 다음과 같이 이뿌리 부 굽힘응력(tooth root bending stress, 이하 TRBS) σ_b 를 결정할 수 있다.

$$\sigma_b = \frac{k_{\infty} F_t}{m b Y_j} \quad (5)$$

여기서 F_t 는 접선력(transmitted tangential load)이며, Y_j 는 형상계수(bending strength geometry factor)로 Y/K_f 의 값을 갖는다. 이때 Y 는 모듈기반 치형계수(tooth form factor), K_f 는 이뿌리 부 피로응력집중계수(fatigue stress concentration factor)를 나타낸다.

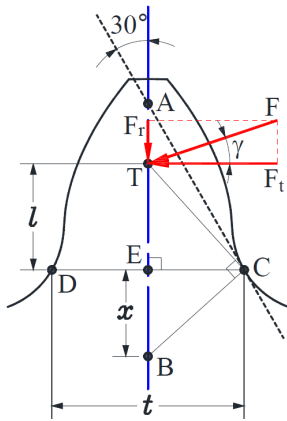


Fig. 3 30° inclined tangent method for TRBS

3.1 접선하중

e-PGS 피니언의 접선력 또는 굽힘하중 F_t (Fig. 3 참조)는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_t = F \cos \gamma \quad (6)$$

여기서 F 는 식 (1)의 접촉력이며, 하중각(load angle) γ 는 다음과 같다.

$$\gamma = \alpha + (\phi_3 - \pi / N_3) \quad (7)$$

이때 α 는 해당 하중위치에서의 압력각을 의미한다.

3.2 형상계수

기어 이에 하중이 걸리면 이뿌리 부에 응력집중이 생기고, 하중이 과대하게 작용하면 이 응력집중점 근처에 균열이 발생하여, 이것이 더욱 진행되면 기어 이가 절손된다. 이뿌리 굽힘응력(TRBS)의 해석을 위해서는 이 응력집중점을 연결한 단면, 즉 위험단면(critical section)의 위치와 현 이두께(t)를 구하는 것이 관건이다. 본 논문에서는 하중점의 위치에 관계없이 치 중심선과 30°의 각도를 이루는 접선이 기어 치에 내접하는 점(Fig. 3의 점 C)을 통과하는 단면이 위험단면이 된다는 ISO 6336-3, DIN 3990-3, JGMA 401-01의 30° 접선법을 채택하여 치형계수(Y)를 결정하였다.

즉 30° 접선 기술기와 e-PGS 피니언 치형을 톨러 또는 핀 반지름만큼 확대 오프셋한 치형의 임의의 좌표를 미분한 결과가 같은 좌표점을 위험단면 좌표(C)로 지정하였다. 그리고 치 중심선과 작용선사이의 교점(T)과 위험단면 좌표(C)를 잇는 직선상에서 내린 수선과 치 중심선이 만나는 점을 굽힘응력 결정 좌표(B)로 결정하였다. 이를 통하여 다음과 같이 치형계수(Y)를 결정하였다.

$$Y = \frac{2x}{3m} \quad (8)$$

Table 1 Slew drive specification for a ship unloader

Description	Values
No. of slew drives	2
Motor power	11 (kW)
Rated input speed	1,164 (rpm)
Gear ratio	563.2
Rated output torque, T_r	51.94 (kN·m)
Rated output speed, ω_r	2.06 (rpm)
Operating time for 20 years, B_{10} life	175,200 (hr)

그리고 형상계수 Y_j 결정을 위한 이뿌리 부 피로응력집중계수 (K_f)는 ISO 6336-3의 응력수정계수(stress correction factor, Y_S) 결정 식을 참고하였다. 즉

$$K_f = Y_S = (1.2 + 0.13L) q_S^{\left[\frac{1}{1.21 + 2.3/L} \right]} \quad (9)$$

여기서 $L = t/l$, $q_S = t/(2\rho)$ 이고 ρ 는 위험단면에서의 곡률반경을 의미한다.

4. 결과검토

4.1 설계변수

축 하중 (W_a), 반경 하중 (W_r), 모멘트 하중 (M_k/d_m , 여기서 M_k 는 전복 모멘트)을 복합적으로 받는 선회베어링을 구동시키기 위한 마찰 토크(friction torque) T_f 는 전동체(볼 또는 롤러)의 설치위치직경 d_m , 전동체의 마찰계수 μ_m 을 고려하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_f = \mu_m \left(\frac{d_m}{2} \right) F_a \quad (10)$$

여기서 F_a 는 선회베어링 구동을 위한 등가 축 하중(equivalent axial load)으로 다음과 같이 결정된다.

$$F_a = \kappa_m \left(\frac{M_k}{d_m} \right) + W_a + \kappa_r W_r \quad (11)$$

이때 κ_m 및 κ_r 은 각각 모멘트 하중계수(moment load factor) 및 반경 하중계수(radial load factor)를 나타내고, 통상 미국 재생 에너지 연구소에서 발표한 NREL Guideline DG03^[11]을 참고하여 $\kappa_m=4.4$, $\kappa_r=2.2$ 의 값을 취하고 있다.

이를 고려하여 설계하고 실제 제작운용 중인 하역기용 선회감속기의 제원을 Table 1에 제시하였으며, 본 논문에서는 이의 정격 출력 토크(T_r)값을 e-PGS 기반 선회감속기 피니언의 강도검토를

Table 2 Analysis parameters of e-PGS pinion

Description	Values
Module, m	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	1/12, 1/6, 1/4
Addendum extension factor, β	4/3
Contact ratio, ϵ	1.5
Face width, b	160 (mm)
AGMA elastic coefficient, C_p	187.6 (MPa ^{1/2})
AGMA full correction factor, k_{∞}	1.0

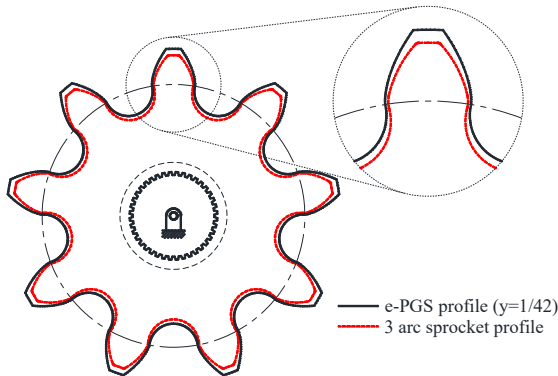


Fig. 4 Comparison of tooth profiles

위한 입력 토크(T_{in})의 값으로 정하였다.

또 피니언 치형에 대한 형상설계 및 해석제원들을 Table 2에 제시하였으며, 이때 물림률(contact ratio) ϵ 은 이높이계수 β 의 함수($\epsilon=3-2/\beta$, $1 \leq \beta < 2$)로 1.5의 물림률을 고려하였다.

4.2 형상검토

우선 Fig. 4는 서론에서 언급했던 3개의 원호로 구현한 스프로킷 치형(Fig. 1참조)과 e-PGS 치형($y=1/42$)을 대비한 그림이며, 도시된 바와 같이 두 치형의 차이로 인해 강도설계 시에도 상당한 차이를 가지리라 예측된다.

Fig. 5는 Table 2의 설계제원 중 CDMC $y=1/6$ 을 고려하여 설계한 e-PGS 기반 선회 시스템의 초기 접촉 상태($\phi_3=0^\circ$)이며, 3곳의 접촉위치를 가지고 피니언이 회전함에 따라 하나 또는 두 곳의 유효접촉을 유지한다. 이때, 피니언의 회전에 따라 물림이탈이 빠른 시간 순서로 핀 휠 롤러들의 접촉번호를 지정하였다.

CDMC 변화에 따른 피니언의 치형 변화를 Fig. 6에 도시하였다. CDMC가 증가함에 따라 디텐덤은 감소하고 어텐덤은 증가하였으며, 전체 치 위치에서 이두께가 증가하였다. 특히 이뿌리부의

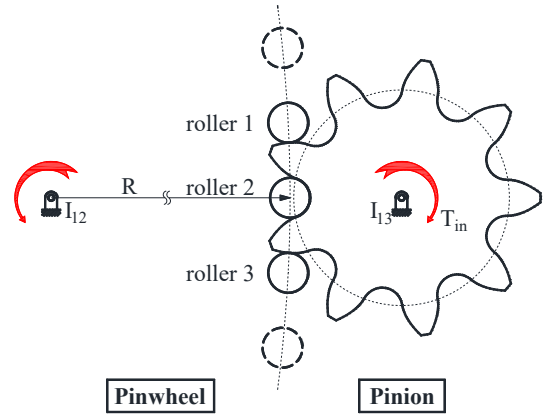


Fig. 5 Initial position of e-PGS ($y=1/6$)

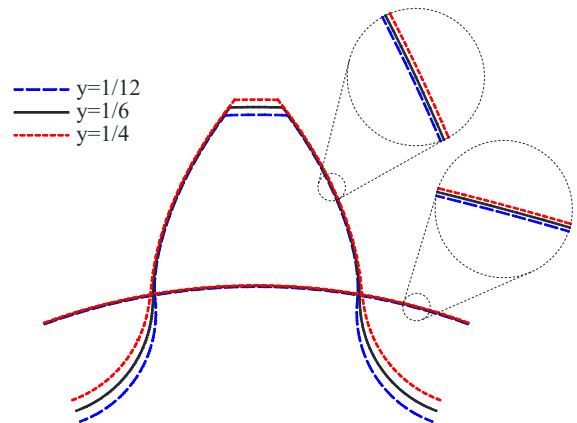


Fig. 6 Pinion profiles with the variation of 'y'

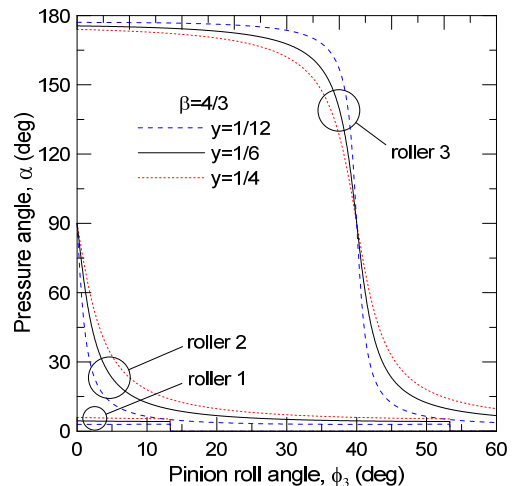


Fig. 7 Comparison of pressure angles

이두께 증가가 현저하기에 굽힘강도 향상을 기대할 수 있다.

Fig. 7은 치 물림에 따른 압력각의 변화를 도시한 그림으로 CDMC가 증가함에 따라 90° 미만의 유효 압력각도 증가함을 알 수 있다. 특히 일반적인 기어의 허용 압력각이 30° 이하임을 고려할 때, 피니언의 물림에 있어서 하중을 전담하는 어텐덤부 접촉

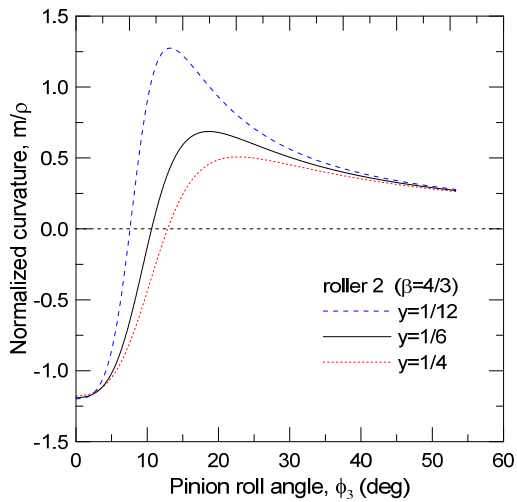


Fig. 8 Comparison of normalized curvatures

영역에서의 압력각들은 고려된 CDMC와 상관없이 허용 압력각의 범위를 모두 만족함을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 접촉에 참여하고 있는 톨러 2와 접촉하는 피니언의 무차원 곡률을 CDMC 변화에 따라 나타내고 있다. CDMC가 증가함에 따라 곡률이 크게 감소함을 볼 수 있고, 오목($\rho < 0$) 치형부가 증대되어 볼록($\rho > 0$) 치형으로의 변곡 발생 위치각이 증가함을 알 수 있다. 이는 i -번째 톨러와의 접촉점에서의 등가곡률(κ_i^*) 값을 작게 하므로 식 (3)과 (4)에서 유추할 수 있듯이 접촉응력과 하중응력계수 값들을 낮추는 긍정적 영향을 줄 것으로 기대할 수 있다.

4.3 접촉응력 및 굽힘응력

피니언 회전에 따른 핀 휠 톨러들의 접촉력 변화를 Fig. 9에 도시하였다. 접촉하는 전체구간에서 두 쌍의 기어 치 또는 한 쌍의 기어 치들이 접촉력을 주기적으로 분담(sharing) 또는 전담하고 있으며, 한 쌍의 기어 치들이 하중을 전담하는 구간(LPSTC, HPSTC)에서 접촉력이 급격히 증가함을 알 수 있다. 이러한 급격한 하중의 주기적이고 지속적인 변화는 다양한 피로파손을 야기할 수 있다.

Fig. 10은 CDMC의 변화에 따른 2번 톨러(Fig. 5 참조)의 유효 접촉구간에 대한 접촉력의 변화를 도시하였다. 접촉하는 전 구간에 걸쳐 접촉력은 CDMC의 영향을 거의 받지 않았다.

Fig. 11은 접촉응력 및 TRBS 결정을 위한 접촉력(F)과 접선력(F_t)을 대비하여 도시한 그림으로 LPSTC 이후 모든 위치에서 상당한 차이를 가짐을 볼 수 있다. 이는 LPSTC를 지나 이의 물림이 진행될수록 하중각(γ)이 커짐에 기인한다.

Fig. 12와 Fig. 13은 면압 및 굽힘 강도설계를 위한 접촉응력과 TRBS 결과를 각각 도시한 그림들이다. 우선 CDMC가 증가함에 따라 접촉응력 및 TRBS 공히 상당히 감소함을 알 수 있다.

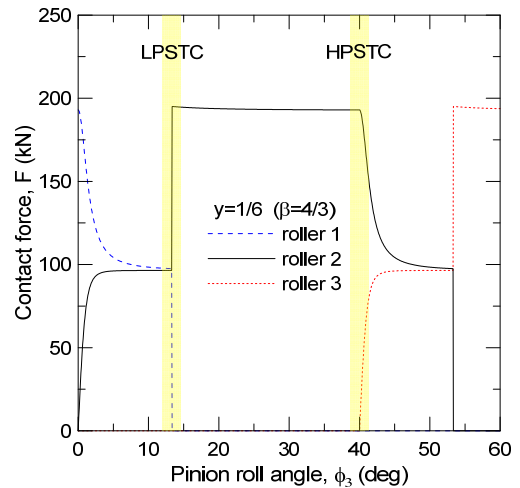


Fig. 9 Distribution of contact forces for $\gamma=1/6$

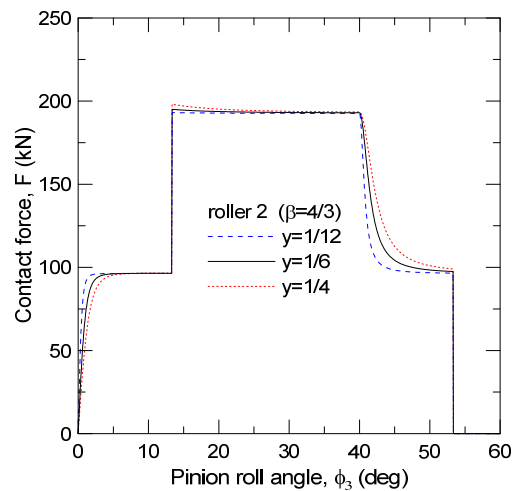


Fig. 10 Contact forces with the variation of 'γ'

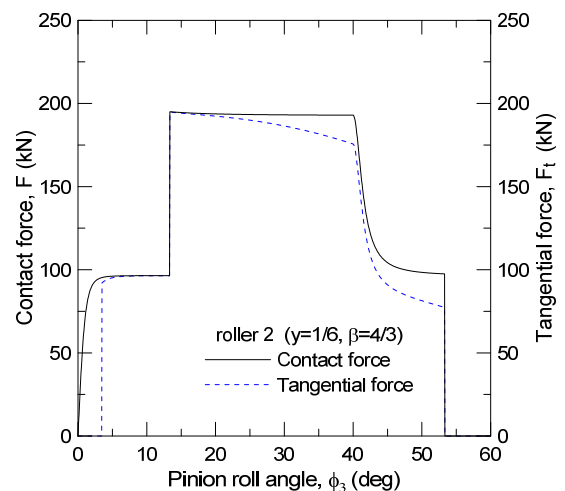


Fig. 11 Comparison of contact and tangential force

이는 접촉응력의 경우 접촉력의 변화에 비해 곡률이 감소하여 접촉응력이 감소하였으며, TRBS의 경우 CDMC 증가에 따라 치

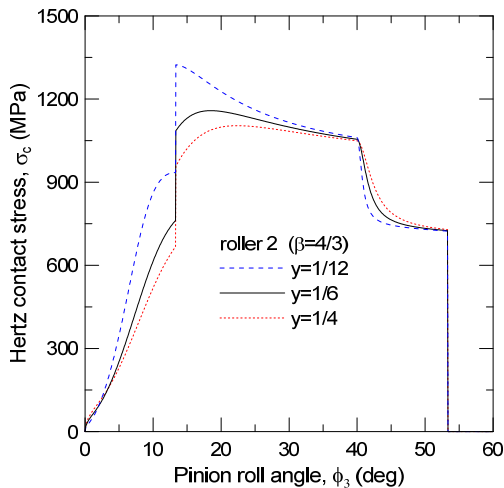


Fig. 12 Comparison of Hertzian contact stresses

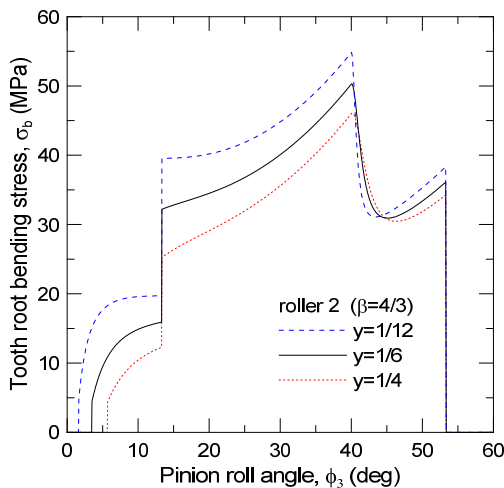


Fig. 13 Comparison of tooth root bending stresses

형계수(Y) 또는 형상계수(Y_j)의 증가에 기인한다.

또 최대 접촉응력은 LPSTC 근방에서, 최대 TRBS는 HPSTC에서 발생함을 확인할 수 있다. 이는 기어 이의 피팅(pitting)은 LPSTC 부근에서 지배적이며, 기어 이뿌리 절손은 단일접촉 최고 위치인 HPSTC에서의 접선하중에 기인한다는 기존 인벌류트 치형 연구결과와 일맥상통한다.

4.4 수명평가

본 논문의 e-PGS 피니언은 강도설계에 대한 표준이 없기에, 일반적인 기어 시스템에 널리 사용되는 ANSI/AGMA 표준 2001-D04를 준용하여 다음과 같이 치면 및 이뿌리 부 피로파손에 대한 안전계수^[10]를 각각 정할 수 있다.

$$S_H = \frac{S_c Z_N / (K_T K_R)}{\sigma_{c,max}} \quad (12)$$

Table 3 Safety factors of pinion ($N_{req} = 2.17 \times 10^7$ cycle)

y	$\sigma_{c,max}$ (MPa)	S_H	$\sigma_{b,max}$ (MPa)	S_F
1/24	1,536.39	0.91	57.25	7.84
2/24	1,323.44	1.06	54.83	8.18
3/24	1,211.99	1.15	51.52	8.71
4/24	1,158.17	1.21	50.30	8.92
5/24	1,125.78	1.24	48.16	9.32
6/24	1,103.91	1.27	46.07	9.74

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma_{b,max}} \quad (13)$$

여기서 S_c , S_t 는 각각 10^7 부하횟수, 99% 신뢰도를 갖는 보정 전 치면피로강도 및 보정 전 굽힘피로강도, Z_N , Y_N 은 각각 면압강도 및 굽힘강도 수명 보정계수, K_T 는 온도 보정계수, K_R 은 신뢰도 보정계수이다.

본 논문에서는 보정 전 치면피로강도 $S_c=1240$ MPa, 보정 전 굽힘피로강도 $S_t=380$ MPa인 Grade 1 칩탄경화강^[10]을 고려하였다. 또 Table 1에 제시된 선회감속기 요구수명(B_{10} 수명: 175,200 hr, $N_{req} = 2.17 \times 10^7$ cycle)은 99% 신뢰도, 10^7 cycle과는 다르기에 신뢰도 보정계수 $K_R=0.85$ (90% 신뢰도)를, 수명보정은 다음의 식들을 고려하여 Table 3과 같이 안전계수들을 평가하였다.

$$Z_N = 2.466 N_{req}^{-0.056} \quad (14)$$

$$Y_N = 1.3558 N_{req}^{-0.0178} \quad (15)$$

주어진 모든 CDMC 범위에서 굽힘강도 설계기준을 충족함을 확인(S_F 값 참조)할 수 있었으나, CDMC가 $y=1/24$ 와 같이 중심거리 증가 효과가 미미한 경우, 즉 합성치형^[2,3]에 유사한 치형($y \rightarrow 0$)일 경우, 면압강도 안전계수(S_H)는 0.91 정도로 평가되어 강도설계 기준을 만족하지 못함을 확인할 수 있었다. 즉 현 설계는 굽힘 강도설계보다는 면압 강도설계에 치중하여야 하며, 일정 값 이상의 CDMC 고려를 통해 e-PGS 피니언의 피팅수명을 확보할 수 있음을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 하역기용 e-PGS 기반 선회감속기 피니언의 표면 및 이뿌리 부에 대한 내구수명을 평가하고자 하였고, 그 결과는 다음과 같다.

중심거리증가계수를 도입하여 e-PGS 피니언의 엄밀치형을 고려하였으며, 중심거리증가계수의 증가는 유효 압력각, 치형 곡률반

경, 치형계수(또는 형상계수) 모두가 증가하였다. 이로 인해, 중심거리증가계수의 증가에 따른 접촉력의 변화는 미미하였으나, 접촉응력 및 이뿌리 굽힘응력은 크게 감소하는 경향을 관찰할 수 있었고 피니언 피로수명이 증가하는 결과를 확인하였다.



더불어 본 논문에서 고려한 하역기용 e-PGS 피니언의 경우 이뿌리 절손의 굽힘강도 설계보다는 치면 마모, 피팅방지를 위한 면압강도 설계에 중점을 두어야 함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 2020년도 중소벤처기업부의 기술개발사업 지원에 의한 연구임[S2847715].

References

- [1] Shin, H. C., 2017, A Study on Pitting Life Estimation of Girth Gear based on e-PGS, A Thesis for a Master, Changwon National University, Republic of Korea.
- [2] Litvin, F. L., Fuentes, A., 2004, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd ed., Cambridge University Press, London.
- [3] Veja, A. D., 2012, Contributions Concerning the Roller Gearing Tooth Profile Generation, Balkan Journal of Mechanical Transmissions, 2:1 73-77.
- [4] Honda, H., Makino, H., 1994, Research on the Trochoidal Gears (1st Report), Journal of the Japan Society for Precision Engineering, 60:7 949-953, <https://doi.org/10.2493/jjspe.60.949>.
- [5] Honda, H., 1995, Research on the Trochoidal Gears (2nd Report), Journal of the Japan Society for Precision Engineering, 61:2 208-212, <https://doi.org/10.2493/jjspe.61.208>.
- [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., 2015, Contact Stress of Slewing Bearing with External Pinwheel Gear Set, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 24:2 231-237, <https://doi.org/10.7735/ksmte.2015.24.2.231>.
- [8] Kwon, S.-M., Shin, H.C., 2016, Estimation of Contact Fatigue Life of a Girth Gear Based on Pinwheel, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 25:4 245-252, <https://doi.org/10.7735/ksmte.2016.25.4.245>.
- [9] Kwon, S.-M., 2018, Contact Fatigue Life of Yaw Drive Pinion using e-PGS, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, 42:6 557-563, <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2018.42.6.557>.
- [10] Budynas, R. G., Nisbett, J. K., 2015, Shigley's Mechanical Engineering Design, 10th ed., McGraw-Hill, New York.
- [11] Guideline DG03, 2009, Wind Turbine Design, Yaw & Pitch Rolling Bearing Life, NREL, Colorado, USA.

	<p>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</p>
	<p>Yun-seong Park Graduate Student in the Department of Mechanical Design and Manufacturing Engineering, Changwon National University. Her research interest is pin gear drive unit. E-mail: yun9855@naver.com</p>