

# 롤러 기어 메커니즘을 이용한 직선이송시스템

김창현\*, 남형철\*, 권순만†

(Manuscript received: Jun, 5, 2012 / Revised: Jun, 25, 2012 / Accepted: Jun, 27, 2012)

## Linear Drive Systems using Roller Gear Mechanism

Chang-Hyun Kim\*, Hyoungchul Nam\*, Soon-Man Kwon†

### Abstract

This paper considers two linear drive systems using roller gear mechanism(RGM), one is the RRP(roller rack pinion) system that consists of a roller rack and a cam pinion, the other is the CRP(cam rack pinion) system that consists of a cam rack and a roller pinion. Through the comparison of contact forces and load-stress factors between two linear drive systems, it reveals that the RRP system is superior to the CRP system in the aspect of the bending strength, while the CRP system has higher contact fatigue resistance than that of the RRP system.

**Key Words :** Roller gear mechanism system(RGM 시스템), Roller rack pinion system(RRP 시스템), Cam rack pinion system(CRP 시스템), Profile modification coefficient(치형수정계수), Pitting life(피팅수명)

### 1. 서론

롤러 기어 기구(roller gear mechanism, 이하 RGM)는 기어 시스템에서 어느 한 기어를 핀 또는 롤러로 대체한 시스템으로 이에 대한 연구가 최근 일본을 중심으로 활발히 진행되고 있고, 국내에서도 본 저자 연구 그룹을 통해 이와 관련된 연구들<sup>(1,2)</sup>이 진행되고 있다.

이중 RGM 직선이송장치의 경우 구동요소와 종동요소를 롤러와 캠 치형으로 달리 구성할 수 있기 때문에 랙을 롤러나 핀으로 대체한 RRP(roller rack pinion) 시스템(Fig. 1 참조)과 피니언을 롤러나 핀으로 대체한 CRP(cam rack pinion) 시스템(Fig. 2 참조) 2종으로 구분할 수 있다.

일본의 Kamo Seiko사에서는 정밀도와 내마멸 특성이 우수한 CRP 시스템을 자체 개발<sup>(3)</sup>하여 독점 공급하고 있고, 2005년 미국 Nexen Group사로의 기술이전을 통해 북미시장을 선

점하고 있다. 한편 일본의 Tsubaki사는 설치가 간단하고 체인 방식에 비해 전달 능력이 우수한 RRP, RPG<sup>(1)</sup> 및 RRG<sup>(2)</sup> 시스템을 개발하여 “Pin Gear Drive Unit”이라는 브랜드로 2005년

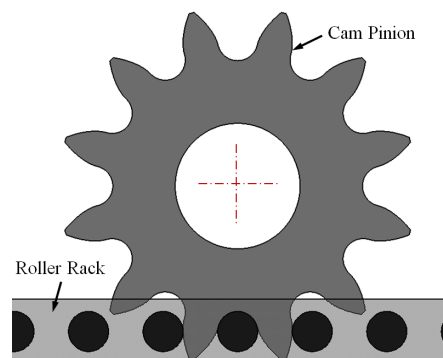


Fig. 1 RRP system

\* 창원대학교 대학원 기계설계공학과  
† 교신저자, 창원대학교 기계설계공학과 (smkwon@changwon.ac.kr)  
주소: (641-773) 경남 창원시 의창구 창원대학교 20

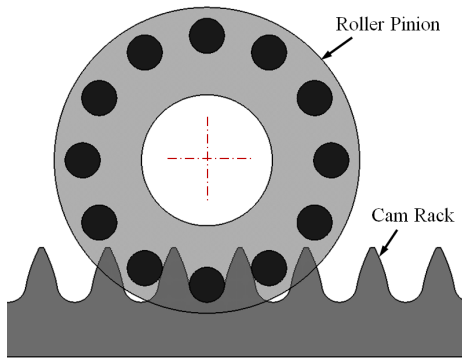


Fig. 2 CRP system

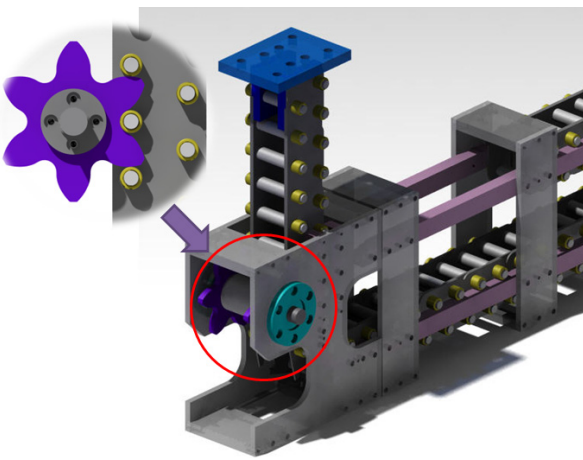


Fig. 3 Linklift system

7월 상품화 출시를 시작하였다. 국내에서는 세진 IGB가 유일하게 RRP 및 CRP 시스템을 자체 개발하여 판매하고 있다. 또한 프랑스 Serapid사는 Fig. 3과 같은 무대공연 및 산업용 리프트 장치인 Linklift 시스템을 관절형 링크 결합체(articulated links)<sup>(4)</sup>와 RRP 시스템을 이용하여 구현하였다.

이렇듯 다양한 응용분야에서 폭넓게 사용되고 있는 RGM 직선이송장치는 최근 김창현 등<sup>(5,6)</sup>이 치형수정계수(profile modification coefficient)를 도입하여 RRP 및 CRP 각 시스템의 엄밀 치형을 제시하였고, 이를 바탕으로 이론적 피팅(pitting) 수명을 예측하는 방법에 대해 보고한 바 있다. 하지만 이들 두 직선이송시스템간의 장단점 비교 고찰에 관한 관련 연구는 전무한 실정이다. 이에 본 논문에서는 동일 설계제원을 바탕으로 피팅수명을 이용한 두 시스템간의 비교분석을 통해 시스템의 선정과정에서 정확한 선택 기준을 마련하고자 한다.

## 2. RRP 및 CRP 시스템 특성

### 2.1 캠 치형

RGM 직선이송장치인 RRP 및 CRP 시스템의 설계 입력계

원<sup>(5,6)</sup>은 피니언 기어의 잇수( $N$ ), 모듈( $m$ ), 치형수정계수( $e$ ), 롤러 직경계수( $C_r$ ) 그리고 캠 치형의 치선을 결정하는 치선연장계수( $\beta$ ) 또는 물림률( $\epsilon = 3 - 2/\beta$ ,  $1 \leq \beta < 2$ )로 구성된다.

이러한 기본 설계입력제원을 바탕으로 기어 치형 창성의 기본법칙인 Camus의 정리<sup>(7)</sup>와 동차 좌표변환 행렬을 통해 캠 치형<sup>(5,6)</sup>을 생성하게 된다. 또 일반적인 기어와 같이 RRP 및 CRP 시스템의 랙 피치(rack pitch)는 피치원 둘레를 잇수로 나눈 값으로 다음과 같다.

$$p = \frac{2\pi R_p}{N} \quad (1)$$

여기서,  $R_p$ 는 피치원 반경을 의미하고, RRP 및 CRP 시스템 각각의 피치원 반경은 다음과 같다.

$$R_p = \begin{cases} \frac{mN}{2} & \text{for RRP system} \\ \frac{m(N+2e)}{2} & \text{for CRP system} \end{cases} \quad (2)$$

RRP 및 CRP 시스템의 경우 치형 창성 시 치형수정계수를 포함하고, 이를 통해 성능개선을 기대할 수 있다. 하지만 CRP 시스템은 식 (2)에서와 같이 치형수정계수에 따라 피치원 반경이 달라지므로 랙 피치가 RRP 시스템과 항상 다를 수밖에 없다. 이에 동일 랙 피치를 기준으로 두 시스템을 비교할 경우 기어 모듈, 롤러 직경계수, 치형수정계수까지 달라지므로 진정한 비교기준이 될 수 없다. 이에 랙 피치는 약간의 차이를 갖더라도 동일 모듈 설계제원을 기준으로 두 시스템간의 성능을 비교하는 것이 바람직하다고 판단된다.

### 2.2 피팅수명

$i$ -번째 핀 또는 롤러에서의 하중응력계수(load-stress factor)<sup>(8)</sup>  $K_i$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K_i = \frac{F_i}{R_i^* L} \quad (3)$$

여기서,  $R_i^*$ 는  $i$ -번째 롤러와 캠 접촉면에서의 등가곡률반경이고,  $L$ 은 치폭을 의미한다. 또  $i$ -번째 핀 또는 롤러와의 접촉력  $F_i$ 는 김창현 등<sup>(5,6)</sup>의 연구결과에 의하면 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_i = \frac{T_{in} l_i}{\sum_{j=1}^n l_j^2} \quad (4)$$

여기서,  $T_{in}$ 은 입력토크,  $l_i$ 는 모멘트 암,  $n$ 은 캠과 롤러간의 초기 접촉개소를 의미하고 각각 다음과 같다.

$$l_i = \begin{cases} R_p \cos \alpha_i & (0 \leq \alpha_i < \frac{\pi}{2}) \\ 0 & (\frac{\pi}{2} \leq \alpha_i < \pi) \end{cases} \quad (5)$$

$$n = 2[\beta] + 1 \quad (6)$$

이때 식 (6)의 [ ]는 Gauss 기호를 나타낸다.

식 (5)에서와 같이 모멘트 암의 길이는 압력각( $\alpha_i$ )과 피치원 반경( $R_p$ )에 의해 결정됨을 확인할 수 있다. 그리고 피팅수명 평가를 위한  $i$ -번째 핀 또는 롤러에서의 S-N선도 평가 식은 다음과 같다.

$$N_p = 10E(\zeta - \lambda \log_{10} K_i) \quad (7)$$

여기서,  $\lambda$  및  $\zeta$ 는 Morrison<sup>(8)</sup>의 실험적 강도계수(experimental strength coefficients)를 의미한다.

### 3. 결과 분석

#### 3.1 설계 및 해석제원

RRP 및 CRP 시스템의 특성을 비교 고찰하기 위해 Table 1의 형상설계제원을 고려하였다. 이러한 형상설계제원을 바탕으로 RRP 및 CRP 시스템의 한 초기 접촉상태를 앞서 Fig. 1과

Table 1 Profile design parameters

Design parameters	Values
Module, $m$	9.5(mm)
No. of pinion teeth, $N$	12
Roller diameter coefficient, $C_r$	1.6842
Profile modification coefficient, $e$	0.05, 0.1, 0.2
Addendum extension factor, $\beta$	1.43, 1.54, 1.67

Table 2 Analysis parameters

Analysis parameters	Values	
Actuating force, $F_R$	2600(N)	
Cam width, $L$	27(mm)	
Modulus of elasticity	$E_p$	200(GPa)
	$E_r$	200(GPa)
Poisson's ratio	$\nu_p$	0.29
	$\nu_r$	0.29

Fig. 2에 각각 나타내었다.

해석을 수행하기 위한 제원은 Table 2에 정리하였다. 재질은 랙과 피니언 모두 동일 탄소강을 적용하였고, 피니언 회전수 120rpm에서의 허용토크 150N·m를 기준으로 랙 이송력  $F_R$ 은 2.6kN으로 설정하였다.

#### 3.2 형상 분석

물림률을 1.8로 설정하고 초기 위치에서  $\pi/N$ 만큼 피니언을 회전한 상태에서 치형수정계수에 따른 RRP 및 CRP 시스템의 접촉형상을 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 도시하였다. 피니언 중심을 기준으로 RRP 시스템은 치형수정계수에 따라 롤러 위치가 달라지지만 피치는 변하지 않음을 확인할 수 있고, CRP 시스템은 동일 롤러 피니언을 기준으로 피치가 가변적임을 확인할 수 있다.

#### 3.3 접촉응력 및 피팅수명 분석

일반적인 기어와 달리 RRP 및 CRP 시스템의 압력각은 접촉하는 위치에 따라 가변적이고, 이러한 두 시스템간 유효 압력각

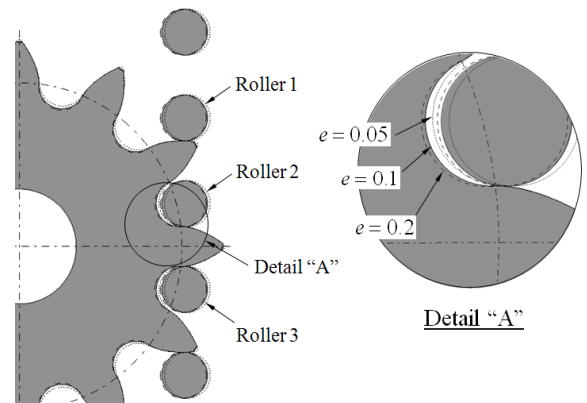


Fig. 4 Designed RRP system for  $\epsilon=1.8$

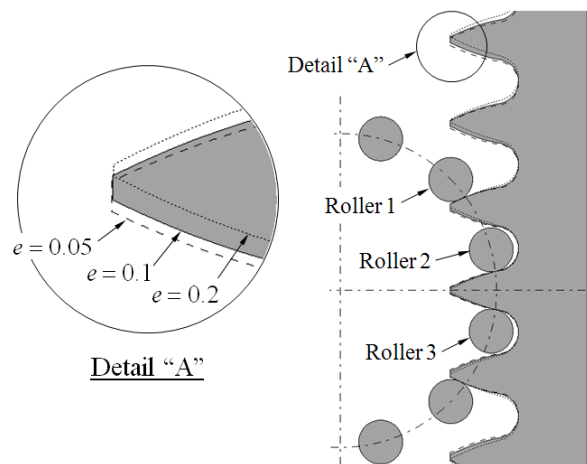


Fig. 5 Designed CRP system for  $\epsilon=1.8$

차이를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서와 같이 피니언 회전각 10(deg)를 전·후로 RRP 시스템의 압력각은 점차 감소하는 경향을 보이고, CRP 시스템은 다시 증가하는 경향을 보인다.

일반적으로 곡률반경 값이 클수록 하중응력계수 및 접촉응력 결과를 낮추는 긍정적 영향을 기대할 수 있고, Fig. 7과 같이 두 시스템의 곡률반경을 비교해 보면 양의 곡률반경 영역에서 CRP 시스템이 RRP 시스템에 비해 상대적으로 높은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

일반적으로 접촉력은 기어의 굽힘강도에 직접적인 영향을 미쳐 시스템의 피로파괴로 이어질 수 있는 중요한 인자에 해당한다. Fig. 8과 같이 두 시스템의 접촉력을 비교했을 때, 롤러 1(Figs. 4, 5 참조)이 접촉 이탈하기 전과 롤러 2가 전 하중을 전담하는 두 구간에서 CRP 시스템이 RRP 시스템에 비해 다소 높은 결과 값을 보이고, 이는 회전각이 증가할수록 즉, 이 끝단에서 그 차이가 더 크게 나타남을 알 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 RRP 및 CRP 시스템은 치형수정계수를 통해 성능개선을 기대

할 수 있는데, 접촉력의 경우 동일 물림률을 기준으로 치형수정 계수를 달리하여 각 시스템을 비교한 Figs. 9와 10의 결과에서

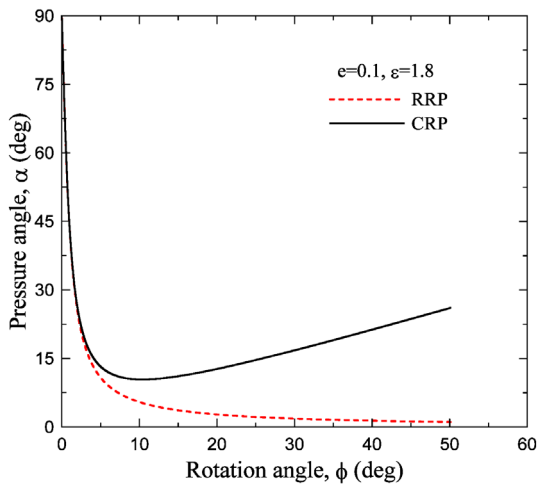


Fig. 6 Comparison of pressure angles

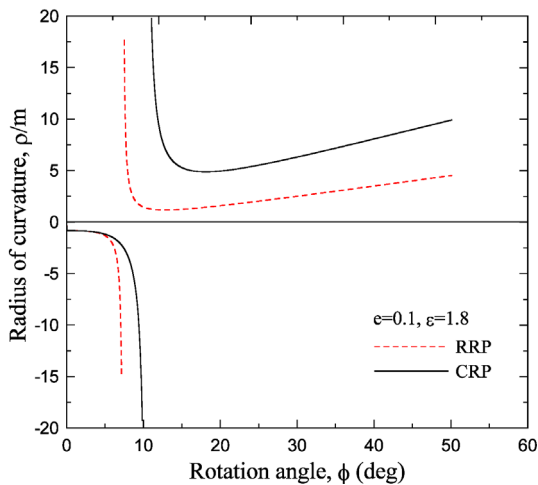


Fig. 7 Comparison of radius of curvatures

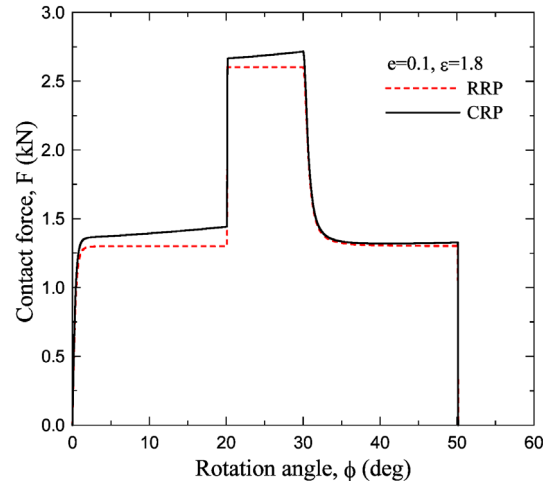


Fig. 8 Comparison of contact forces

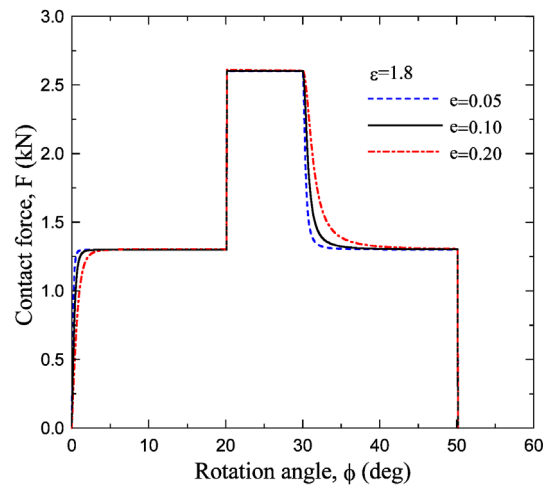


Fig. 9 RRP system contact forces with  $e$

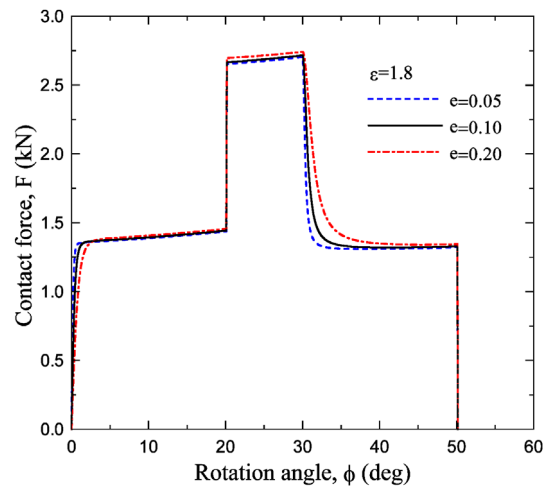


Fig. 10 CRP system contact force with  $e$

와 같이 접촉력의 개선효과를 기대할 수 없다. 따라서 굽힘강도를 우선 고려해야하는 시스템 설계에서는 치형수정계수를 통한 방법보다는 RRP 시스템으로의 시스템 변경이 효율적인 것으로 판단된다.

Fig. 11은 두 시스템의 하중응력계수를 나타내고, 곡률반경의 차이로 인해 RRP 시스템이 CRP 시스템에 비해 다소 높은 결과를 보이고 있다. 이는 롤러 2가 전 하중을 전담하는 초기 구간에서 더 크게 나타나고, 이러한 차이를 물림률 특성을 통해 분석해 보고자 Fig. 12와 같이 물림률( $\epsilon$ )을 1.6으로 감소시켜 그 결과를 고찰해 보았다. 그 결과 CRP 시스템의 하중응력계수 변동폭이 미미함에 비해 RRP 시스템은 CRP 시스템에 비해 급격히 변동되어 두 시스템간 차이가 더 크게 나타남을 확인할 수 있다. 또 Fig. 13과 같이 물림률을 1.6으로 유지한 채 치형수정계수를 0.2로 증가시켜 그 결과를 고찰해 보면 하중응력계수가 감소되면서 두 시스템간 차이가 감소되는 것을 알 수 있다. 앞서 살펴 본 하중응력계수를 기반으로 두 시스템간 표면피

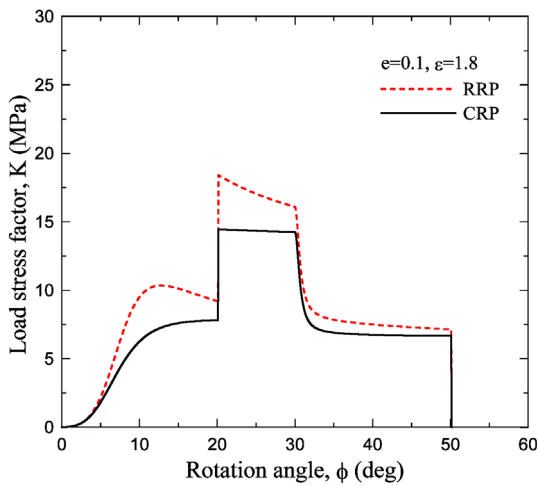


Fig. 11 Comparison of load stress factors( $e = 0.1, \epsilon = 1.8$ )

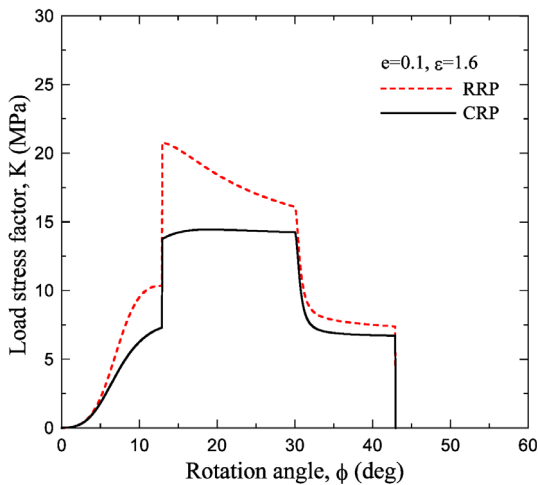


Fig. 12 Comparison of load stress factors( $e = 0.1, \epsilon = 1.6$ )

로 수명을 비교하기 위해 Table 3과 같은 재질 및 실험적 강도계수를 고려하였다. 이때 강도계수  $\lambda$  및  $\zeta$ 는 일반적인 캠 및 기어의 구름-미끄럼 조합을 반영하여 평균 9%의 미끄럼률을 고려한 값들이다.

치형수정계수 및 물림률 변화에 따른 피팅수명 결과와 피니언 회전수를 120rpm으로 설정한 상태에서 예상수명 시간을 RRP 시스템은 Table 4에, CRP 시스템은 Table 5에 정리하였다. 두 결과에서 알 수 있듯이 CRP 시스템은 수명 허용기준시간(10,000시간)을 모든 조건에서 만족하는 결과를 보였지만, RRP 시스템은 대부분 만족하지 못한 결과를 보인 것을 알 수 있다. 또 앞서 살펴본 하중응력계수 결과와 비교해 피팅수명의

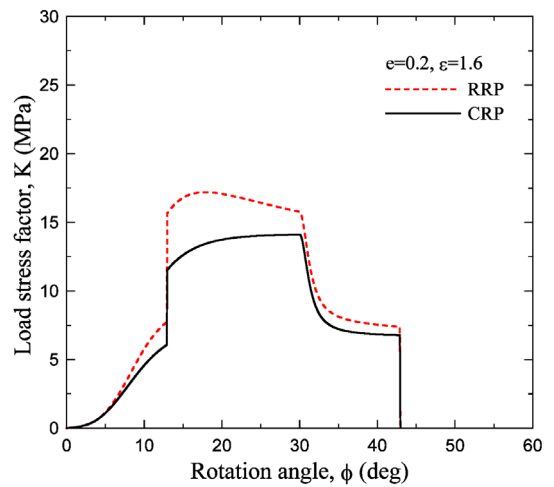


Fig. 13 Comparison of load stress factors( $e = 0.2, \epsilon = 1.6$ )

Table 3 Analysis properties for surface fatigue

Properties		Material & values
Rack		1020 steel, HB 130-170 (Phosphate coated)
Pinion		
Exp. strength coefficients	$\lambda$	6.38
	$\zeta$	28.23

Table 4 RRP system pitting resistance

$e$	$\epsilon$	$(K_i)_{max}$ , (MPa)	$N_p$ , (Cycles)	Hrs. @120rpm
0.05	1.6	25.053	$3.274 \times 10^5$	546
	1.7	21.678	$8.240 \times 10^5$	1373
	1.8	19.171	$1.805 \times 10^6$	3008
0.10	1.6	20.750	$1.089 \times 10^6$	1816
	1.7	19.851	$1.445 \times 10^6$	2408
	1.8	18.396	$2.349 \times 10^6$	3915
0.20	1.6	17.057	$3.617 \times 10^6$	6028
	1.7	17.192	$3.617 \times 10^6$	6028
	1.8	17.192	$3.804 \times 10^6$	6340

**Table 5 CRP system pitting resistance**

$e$	$\epsilon$	$(K_i)_{max}$ , (MPa)	$N_p$ , (Cycles)	Hrs. @120rpm
0.05	1.6	15.385	$7.348 \times 10^6$	12246
	1.7	15.194	$7.955 \times 10^6$	13258
	1.8	14.841	$9.242 \times 10^6$	15403
0.10	1.6	14.442	$1.100 \times 10^7$	18329
	1.7	14.442	$1.100 \times 10^7$	18329
	1.8	14.436	$1.103 \times 10^7$	18376
0.20	1.6	14.114	$1.274 \times 10^7$	21228
	1.7	14.114	$1.274 \times 10^7$	21228
	1.8	14.114	$1.274 \times 10^7$	21228

경우도 치형수정계수와 물림률이 각각 0.05와 1.6일 때 RRP 시스템의 피팅수명은 546(Hrs.), CRP 시스템은 12,246(Hrs.)으로 두 시스템간 차이가 22.34배 나지만, 치형수정계수와 물림률을 0.2와 1.8로 증가시킨 경우 RRP 시스템의 피팅수명은 6,340(Hrs.), CRP 시스템은 21,228(Hrs.)으로 두 시스템간 차이가 3.35배로 급격히 감소됨을 알 수 있다.

이러한 결과를 통해 RRP 시스템의 경우 설계변수 선정시 물림률과 치형수정계수를 상대적으로 높게 선정하는 것이 좋을 것으로 판단되고, 전체적으로 보면 RRP 시스템은 굽힘강도를 우선시 고려해야 하는 시스템 설계에 적합해 보이고, 그에 반해 CRP 시스템은 높은 피팅수명을 요하는 시스템 설계에 적합할 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 동일 설계제원을 바탕으로 피팅수명을 이용한 RRP 및 CRP 시스템의 비교분석을 수행하여 사용자의 정확한 선택 기준을 마련하고자 하였다. 그 결과는 아래와 같다.

- (1) 접촉력에 있어서 RRP 시스템이 CRP 시스템에 비해 우수한 특성 결과를 보였다.
- (2) 하중응력계수에 있어서는 곡률반경의 영향으로 RRP 시스템이 CRP 시스템에 비해 다소 높은 결과를 보였다.
- (3) RRP 시스템은 피팅수명이 수명 허용기준시간(10,000시간)에 대부분 만족하지 못한 결과를 보였다.

- (4) 하중응력계수와 피팅수명을 통해 두 시스템을 분석한 결과 RRP 시스템은 치형수정계수 및 물림률이 높을 수록 CRP 시스템과의 차이가 감소됨을 확인할 수 있었다.

이러한 결과를 통해 RRP 시스템은 굽힘강도를 우선시 고려해야 하는 시스템 설계에 적합해 보이고, CRP 시스템은 높은 피팅수명을 요하는 시스템 설계에 적합할 것으로 판단된다.

#### 후 기

이 연구에 참여한 연구자는 「2단계 BK21 사업」의 지원비를 받았음.

#### References

- (1) Nam, H. C., Kwon, S. M., and Shin, J. H., 2011, "Contact Surface Fatigue Life for RPG System," *KSMTE(A)*, Vol. 35, No. 11, pp. 1453~1459.
- (2) Nam, H. C., Kim, C. H., and Kwon, S. M., 2012, "Contact Fatigue Life for RRG System," *KSMTE*, Vol. 21, No. 1, pp. 95~101.
- (3) Imase, K., Makino, H., and Terada, H., 2000, *Transmission Device for Converting a Torque between Rotary Movement and Linear Movement*, US Patent: 6023989.
- (4) Novick, P., 2001, *Column for Lifting Loads*, US Patent: 6224037.
- (5) Kim, C. H., Nam, H. C., and Kwon, S. M., 2012, "Pitting Life for RRP System," *KSMTE(A)*, Vol. 36, No. 4, pp. 387~393.
- (6) Kim, C. H., Nam, H. C., and Kwon, S. M., 2012, "Pitting Life of CRP System," *KSMTE*, Vol. 21, No. 2, pp. 283~289.
- (7) Litvin, F. L., 1994, *Gear Geometry and Applied Theory*, PTR Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- (8) Morrison, R. A., 1968, "Load/Life Curves for Gear and Cam Materials," *Machine Design*, Vol. 40, Aug. 1, pp. 102~108.