Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 41, No. 3, pp. 241~249, 2017


<응용논문> DOI https://doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.3.241 ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

# 파워록 형상 및 마찰이 동력전달 성능에 미치는 영향 분석

김대래* · 장연희**· 장명근**· 박진아*** · 김종봉****†
* (주)경신 신뢰성평가팀, ** 서울과학기술대학교 자동차공학과, *** Jatco Korea,
****서울과학기술대학교 기계자동차공학과

# Effect of Powerlock Inner Ring Shape, Bolt-fastening Force, and Friction on Power Transmission Performance

Dae Rae Kim*, Yeon-Hui Jang**, Myung-Geun Jang**, Jin-Ah Park***
and Jong-Bong Kim****†
* Reliability Evaluation Team, Kyungshin Corp.,
** Dept. of Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. Sci. and Tech.,
*** Jatco Korea
**** Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. Sci. and Tech.

(Received September 15, 2016 ; Revised October 31, 2016 ; Accepted November 5, 2016)

**Key Words**: Powerlock(파워록), Power Transmission(동력전달), Friction(마찰), FEM(유한요소법)

**초록**: 파워록은 동력을 전달하는 축에 설치되는 부품으로, 연결되는 두 축의 비정열을 보상하고 과부하 또는 비정상적인 부하가 걸릴 경우 동력을 단절하여 주요 부품을 보호하는 역할을 한다. 본 연구에서는 파워록의 내륜에 형성된 테이퍼 등의 형상과 볼트 체결력, 그리고 마찰이 동력전달 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 두 개의 모델에 대해 실험과 유한요소 해석을 수행하여 유한요소해석 결과의 신뢰성을 검증하였고. 유한요소 해석 결과 및 이론 분석을 통해서 각 인자가 동력전달 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

**Abstract**: A powerlock is used to transmit torque between two shafts, to protect important equipment from overloads, and to compensate for the misalignment of assembled shafts. In this study, the effect of the shapes of the inner rings, bolt-fastening force, and friction on power transmission performance of powerlocks is investigated. Finite element analysis and experiments were conducted for two cases, and the analysis results were validated. Analyses were carried out for inner rings of various shapes and for various values of bolt-fastening force and friction coefficient. The main factors that affect the torque transmission performance were investigated based on the analysis results.

- 기호설명 -

$F$ : 내륜에 작용하는 축력
$N$ : 내륜에 작용하는 수직력
$Q$ : 볼트 체결력
$T$ : 볼트 체결 토크
$d_p$ : 피치지름
$d_3$ : 마찰력이 작용하는 볼트머리 평균 지름
$\alpha$ : 나사 산 각도
$\beta$ : 리드 각
$\mu$ : 나사산에 작용하는 마찰계수
$\mu'$ : 삼각나사 유효마찰계수
$\mu_r$ : 내륜과 외륜사이 마찰계수
$\mu_s$ : 볼트헤드와 체결 품 사이의 마찰계수
$\rho'$ : 삼각나사 유효 마찰각
$\theta$ : 내륜 각도

† Corresponding Author, jbkim@seoultech.ac.kr
© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

## 1. 서 론

동력전달용 파워록(Fig. 1)은 산업기기 및 시설

등의 동력전달 장치로 사용되는 중요한 동력전달 요소부품으로서 그의 성능이 매우 중요하다.[1] 파워록은 서로 가까이 일직선 상에 위치한 두 회전축인 구동 모터(동력원)와 장치의 축 중간에 설치되어 동력을 전달함과 동시에 동력원 및 장치를 보호하는 역할을 하는 축의 잠금장치다.[2] 파워록은 내륜과 외륜으로 구성되어 있으며 접촉면이 Fig. 1(b)와 같이 테이퍼 형태로 이루어져 있다. 일반적으로 파워록은 내륜과 외륜의 가장자리에 축방향으로 일정 개수의 구멍을 뚫고 나사를 채우는 방식으로 결합한다. 체결 시, 테이퍼 형상에 의해 외륜은 바깥으로 팽창하고 내륜은 안쪽으로 수축함으로서 발생하는 면압에 의해 축과 허브를 동시에 고정하는 원리이다.[3]

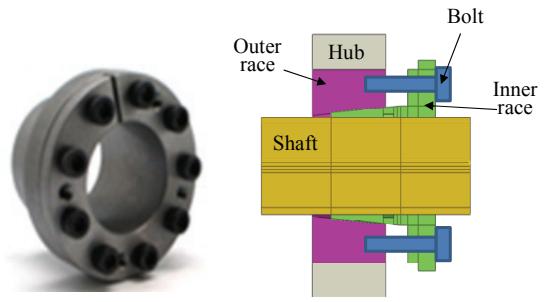
강종훈 등[3]은 내륜을 테이퍼 링으로 가정하여 내륜에 걸리는 마찰력과 응력을 이론식으로 유도하였고 유한요소 해석 결과와 비교하여 분석하였다. Croccolo와 Vincenzi[4]도 축과 허브의 압입 고정시 축과 허브 사이에 작용하는 압력과 각 부품에 걸리는 응력에 대한 이론식으로 유도하였고 그 결과를 유한요소해석 결과와 비교하였다. 이현승과 이영신[5]은 커플링에 사용되는 슬리퍼 메탈에 대해 구조해석을 수행하였고, 서원상 등[6]과 이현규 등[7]은 플렉서블 디스크 커플링에 대해 구조해석을 통해 최적화를 수행하였다. 김병옥과 김용철[8]은 비정열된 기어 커플링의 동적 특성에 대해 연구하였고, 이동형 등[9~11]은 파워록과 같은 압입축에서 발생하는 접촉 손상과 피로에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 파워록의 동력전달 특성에 영향을 주는 인자에 대해 수행하였다. 파워록은 조립된 상태에서 필요한 동력을 전달하고 과부하가 걸렸을 경우 미끄럼이 발생해서 주요 장치를 보호해야 한다. 그렇기 때문에 요구되는 동력전달에 맞게 형상 및 체결력이 결정되어야 한다. 파워록의 전달 동력에 영향을 주는 인자로 테이퍼 각도 등의 형상, 마찰계수, 그리고 볼트 체결력 등이 있다. 강종훈 등[3]이 테이퍼 링 형태의 내륜에 대해 체결력과 수직력과의 관계, 그리고 내륜에 작용하는 응력에 대해 이론식을 유도하고 유한요소 해석 결과와 비교하였다. 본 연구에 해석 및 실험을 수행한 내륜은 링 형태가 아니고 Fig. 2와 같이 90도 또는 180도 간격으로 잘린 형태이다. 그렇기 때문에 전달 동력을 예측하기 위해 유한요소법으로 해석을 수행하였고, 조립 후 토크에 의한 동력전달까지 수행하여 전달 가능한 토크를 예측하였다. 박진아 등[2]과 김대래[12]가 수행한 기본 연구에 마찰효과와 테이퍼 형상 효과 등에 대한 해석을 추가하여 종합적으로 분석하였다.

## 2. 최대 전달 토크 및 축력 시험

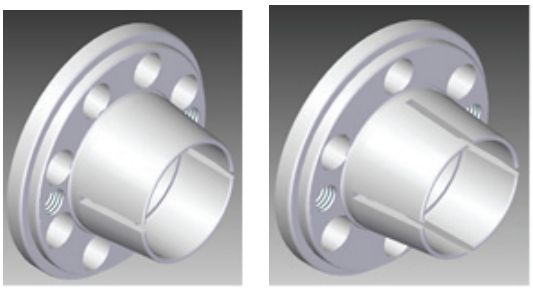
파워록의 최대 전달 토크는 파워록의 조립 상태에서 최 외곽에 위치한 허브를 고정하고 축을 회전시켜 미끄럼이 발생하기 전의 최대 토크로 측정된다. 향후 진행될 해석 결과와 비교하고, 볼트 체결력 및 내륜 형상에 따른 최대 전달 토크를 분석하기 위해 Fig. 2에 도시한 두 개의 모델에 대해 최대 전달 토크 측정 시험을 수행하였다. Model 1은 내륜에 180 간격으로 폭 1.0 mm인 컷이 형성되어 있고, 체결 볼트는 8개가 사용된다. Model 2는 내륜에 90 간격으로 폭 1.0 mm 컷이 형성되어 있고, 체결 볼트는 6개가 사용된다. 각각의 볼트는 볼트의 체결 규정인 3.9 N·m의 토크로 체결하였다.

최대 전달토크시험은 Schatz사의 토크 측정기를 이용하여 수행하였다. Fig. 3은 시험을 위해 조립




(a) (b)

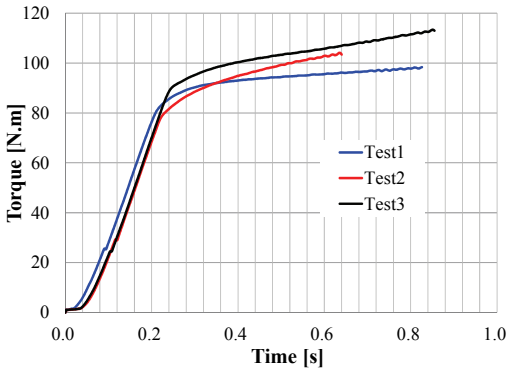
**Fig. 1** (a) An example of powerlock and (b) schematic illustration of assembled view



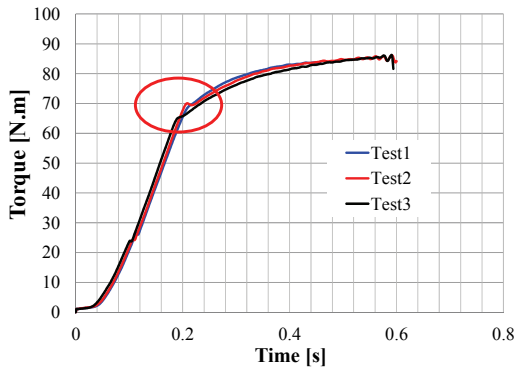
(a) Model 1 (b) Model 2

**Fig. 2** Two models of inner race that were subjected to the analysis and experiments.

**Fig. 3** Apparatus set-up for torque measurement




(a) Model 1




(b) Model 2

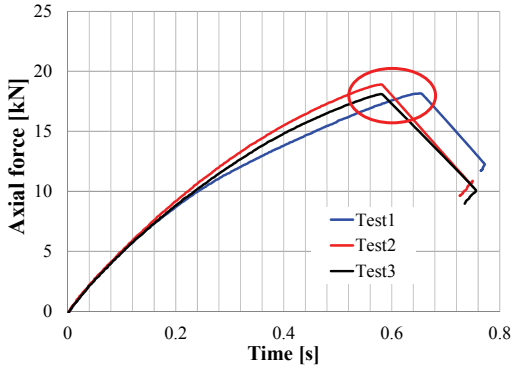
**Fig. 4** Torque-rotation angle curve

한 사진을 보여준다. 파워록 체결 후 시계방향으로 3 RPM의 속도로 축을 비틀어 파워록에 토크를 가하였다. 미끄러짐이 발생하여 토크값이 감소하기 시작하면 시험을 중단하여 최대값을 측정하였다. 시험은 상온조건( 23 ± 3 ℃ )에서 시험을 수행하였다.

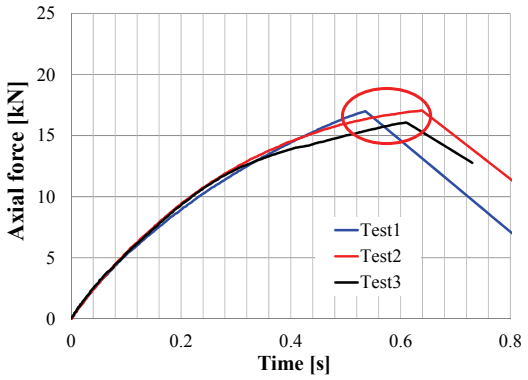
Fig. 4는 두 개의 내륜 모델에 대해 측정한 토크-회전각 곡선을 보여준다. 시험은 각각 3개씩 수행하였다. 최대 토크는 편차가 조금 있지만, 비교적 비슷한 최대 토크를 보여준다. 기울기가 급격하게 변하는 부분(Fig. 4의 원 표시 부분)에서

**Table 1** Torque and axial force test results for two inner race models (unit: N·m, kN)

| Test | Model | Test order | | | Average |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | |
| Torque | 1 | 81.1 | 80.2 | 90.2 | 83.8 |
| | 2 | 70.1 | 70.5 | 66.1 | 68.9 |
| Axial force | 1 | 18.1 | 18.9 | 18.1 | 18.4 |
| | 2 | 17.0 | 17.0 | 16.1 | 16.7 |




(a) Model 1




(b) Model 2

**Fig. 5** Axial force-axial displacement curve

미끄럼이 발생하여 그 부분을 최대 전달 토크로 측정하였다. 두 모델의 시험 결과를 Table 1에 정리하였다. 모델 1이 모델 2보다 더 큰 토크를 전달함을 알 수 있다.

최대 전달토크 시험과 함께 파워록의 최대 축력 시험도 수행하였다. 최대 축력 시험은 파워록이 축방향으로 미끄러지는 최대 힘을 측정하여 최대 전달토크 시험의 참고치로 사용된다.

최대 축력 시험은 MTS 사의 인장시험기를 이용하여 수행하였다. 파워록 체결 후 허브를 고정하고 축을 체결되는 방향으로 2 mm/min의 속도로 변위를 가하여 미끄러짐이 발생하여 하중값을 측정하였다. Fig. 5는 두 개의 내륜 모델에 대해 측

정한 축력-변위 곡선을 보여준다. 시험은 각각 3개씩 수행하였다. 두 모델의 시험 결과를 Table 1에 정리하였다. 토크 시험 결과와 같이 모델 1이 모델 2보다 더 큰 축력을 전달함을 알 수 있다.

## 3. 유한요소 해석 모델

볼트 체결력, 컷의 형상 및 개수, 마찰계수 등이 최대 전달 토크에 미치는 영향을 보다 체계적으로 분석하기 위해 유한요소 해석을 수행하였다. Fig. 6은 해석을 위한 모델을 보여준다. 해석은 축, 내륜, 외륜, 그리고 허브의 조립부터 토크 시험까지 수행하였다. 축-내륜, 내륜-외륜, 외륜-허브 사이의 면은 접촉으로 처리하였다. 모든 파워록 부품의 재질은 S45C이고 해석에 사용한 재료의 물성은 Table 2에 기술하였다. 응력 변형율 관계는 Ma 등[13] 구한 응력-변형율 그래프를 피팅하여 구하였다. 파워록에서 과하중이 작용했을 때 미끄러짐은 주로 축과 내륜 사이에서 발생하기 때문에, 파워록의 동력전달 능력에 대한 분석은 축과 내륜 위주로 수행하였다. 마찰 계수는 윤활 조건 및 표면 가공 방법에 따라 크게 차이가 난다. 강재와 강재 사이의 건마찰 볼트 조립에서 추천되는 마찰계수 0.1~0.25[14]를 참고하여, 본 연구에서 마찰계수는 0.2를 이용하였다. 해석은 ABAQUS/Implicit[15]을 이용하여 수행하였다.

**Table 2** Mechanical properties of powerlock part

| Material | Young's modulus | Poisson ratio | Stress-strain relation |
|---|---|---|---|
| S45C | 200 GPa | 0.3 | $\sigma = 320 + 877\epsilon^{0.39}$ |

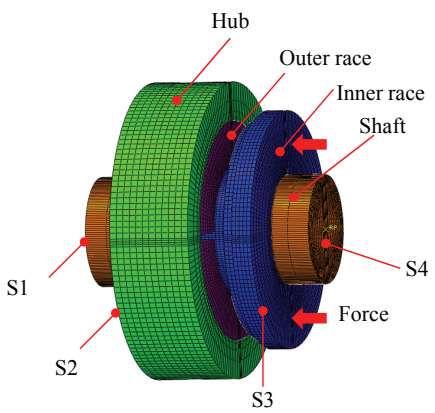



**Fig. 6** Analysis model for torque and axial force prediction

해석은 다음과 같은 순서로 진행되었다.

(1) 축, 외륜, 허브는 억지끼움이 아니기 때문에 조립한 상태로 모델링하였다.

(2) 내륜의 조립 해석 과정에서, 축, 외륜, 허브의 왼쪽면(Fig. 6의 S1, S2)은 축방향 변위를 구속하였고, 반경방향 팽창 및 수축은 구속하지 않았다. 회전 강체 운동은 구속하였다.

(3) 내륜의 체결은 해석 시간 및 수렴 안정성을 고려하여 볼트를 직접 모델링하지 않고 볼트 체결력을 계산해서, 체결력을 내륜의 볼트 머리와 접하는 면에(Fig. 6의 S3) 힘으로 적용하였다.

(4) 내륜 체결 후 축력 해석에서는 외륜과 허브의 왼쪽 면(Fig, 6의 S2)을 고정하고, 축을 축방향으로(Fig. 6위 왼쪽 방향) 밀면서 반력을 측정하였다.

(5) 체결 후 최대 전달 토크 해석에서는 허브의 최외곽 면의 모든 변위를 고정하고, 축을 시계방향으로 회전시키면서 반력 모멘트를 측정하였다.

본 해석에서 내륜과 외륜을 체결하는 볼트는 직접 모델링 하여 해석하지 않고, 체결력을 계산해서 외력 경계조건으로 적용하였다. 볼트 체결력 계산은 볼트의 체결력-체결 토크 관계식 (1)과 (2)을 사용하여 다음과 같이 계산하였다.[16]

$$T_t = Q_c \frac{d_2}{2} \tan(\rho' + \beta) + Q_c \mu \frac{D_c}{2} \tag{1}$$

$$Q_c = \frac{2T_t}{d_2 \cdot \tan(\rho' + \beta) + \mu \cdot D_c} \tag{2}$$

$$\mu' = \tan\rho', \quad \tan\beta = \frac{L}{\pi d_2} \tag{3}$$

여기서, $D_c$는 볼트의 collar부 평균지름, $d_2$는 볼트의 나사산 유효지름, $L$은 리드, $T_t$는 조임 토크, $\rho'$은 삼각나사 유효 마찰각, $\beta$는 리드각, $\mu'$은 삼각나사 등가 마찰계수이다. Table 3에 본 연구에서 내륜 체결을 위해 사용한 볼트의 치수와 조건을 기술하였다. Table 3의 형상 및 체결 토크로 1개의 볼트 체결력을 계산하면 3245 N이 계산된다. Model 1에는 8개의 볼트가 체결되고, Model 2에는 6개의 볼트가 체결되기 때문에 각 모델에서 전체 체결력은 Model 1, Model 2 각각 25960 N과 19470 N이다. 이 힘을 내륜에 적용하여 체결을 수행하였다.

요소 크기 0.125, 0.250, 0.500, 1.000 mm에 대해

**Table 3** Dimensions of used bolt and calculated joining force

| | | |
|---|---|---|
| Lead | 0.7 mm | |
| Pitch | 0.7 mm | |
| Average collar diameter | 7.048 mm | |
| Effective thread diameter | 3.272 mm | |
| Friction Coefficient | 0.2 | |
| Joining torque | 3.9 N·m | |
| Calculated joining force (N) | Model 1 | 25960 |
| | Model 2 | 19470 |

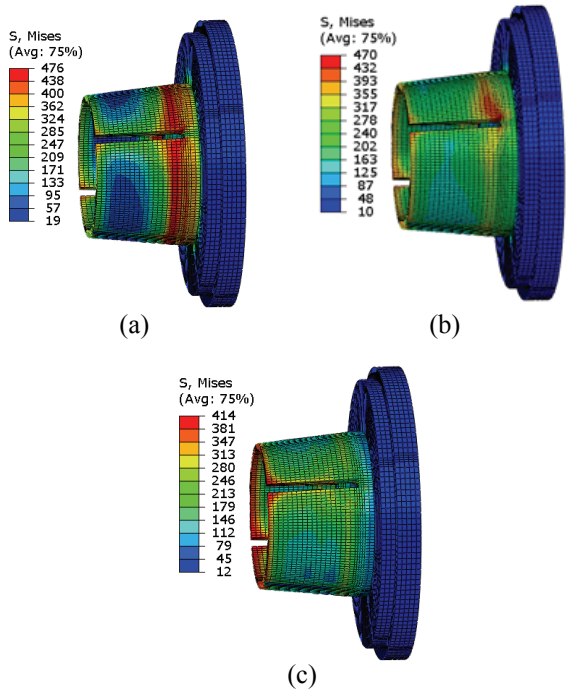



**Fig. 7** von-Mises stress distributions after (a) bolt joining, (b) torque, and (c) axial thrust test

조립 해석을 수행하고 응력 분포를 관찰하여 요소 크기가 0.5 mm보다 작은 경우 일정한 응력 분포를 보여 해석은 0.5 mm의 요소 크기로 수행하였다.

## 4. 해석 결과 및 분석

### 4.1 실험과 비교를 통한 검증

Fig. 7은 볼트를 이용한 체결 후, 체결 후 토크 시험 후, 그리고 체결후 축력 시험한 후의 내륜의 von-Mises 응력 분포를 보여준다. 체결 후에는 테이퍼의 오른쪽 부분의 응력이 크고, 토크 시험 후에는 회전 변형에 의해 컷의 구석 부분의 응력

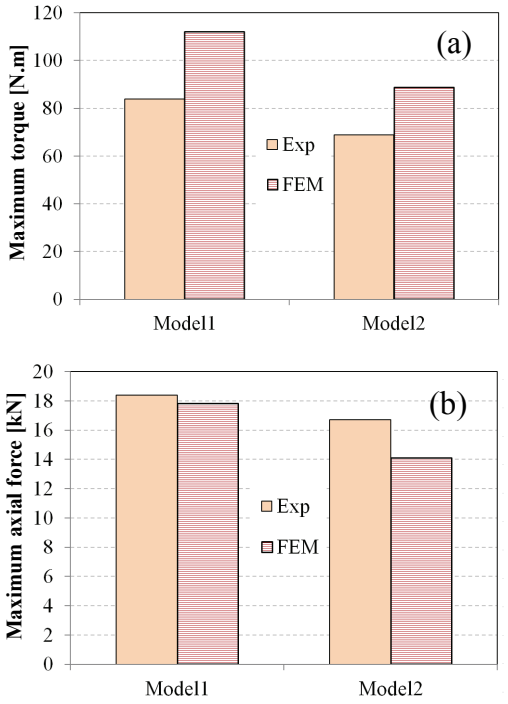



**Fig. 8** Comparison of measured and predicted value of maximum (a) torque and (b) axial force

이 크고, 축력 시험에서는 왼쪽으로 밀리면서 내륜의 끝 부분에 큰 응력이 걸린다.

Fig. 8은 시험과 해석으로 구한 최대 전달 토크와 축력의 비교를 보여준다. Fig. 8(b)에 보인 최대 축력은 시험과 해석의 차이가 작지만, Fig. 8(a)에 보인 최대 전달 토크는 다소 차이가 있다. 마찰계수와 해석에서 고려하지 않은 시험 지그 등의 변형이 영향을 주었을 수 있다. 절대값 자체는 다소 차이가 있지만, 최대 토크 및 최대 축력의 경향은 일치하는 것으로 사료되어 해석이 시험과 일관된 결과를 예측하는 것으로 판단하였다. 그리고 향후 해석으로 여러 가지 인자에 대한 최대 전달 토크 영향을 분석하였다.

### 4.2 내륜 형상 및 볼트 체결력 영향 분석

Fig. 9는 내륜에 형성된 컷의 개수(2, 4개)와 체결에 사용된 볼트의 개수(6, 8개)에 대해 해석한 결과를 보여준다. 컷의 폭은 1.0 mm이고, 볼트 1개의 체결력은 모두 3245 N이다. 컷의 개수가 4개인 경우가 2개인 경우보다 큰 축력과 토크를 전달함을 알 수 있지만, 차이가 크지는 않다. 컷이 4개인 경우가 2개인 경우에 비해 축대칭 변형 모드 보다는 평면변형 모드에 가까워 반경방향 변형에 대한 저항이 작기 때문으로 사료된다. 컷

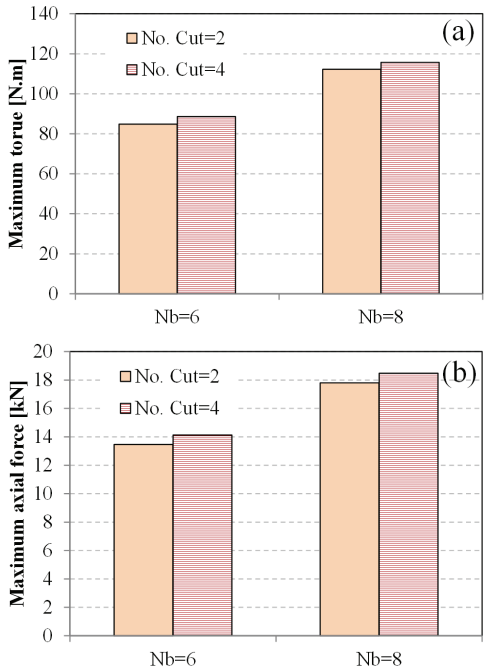



**Fig. 9** (a) Maximum torque and (b) maximum axial force for two cases of cut and two cases of number of bolts

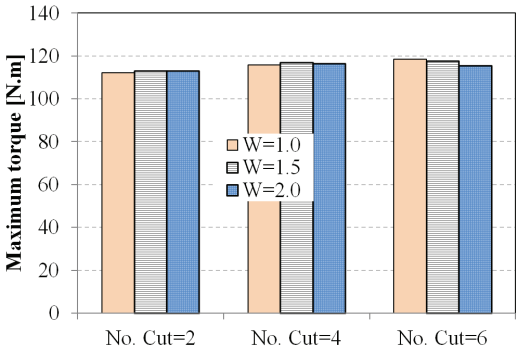



**Fig. 10** Comparison Maximum torque for various numbers of cut and cut widths

의 개수보다는 볼트 체결력의 영향이 더 크다. 8개의 볼트를 사용한 경우가 6개 볼트 사용한 경우보다 약 30% 더 큰 축력과 토크를 전달한다.

내륜에 형성된 컷의 개수와 폭이 전달 토크에 미치는 영향을 보다 자세히 분석하기 위해 컷의 개수가 2, 4, 6개인 경우에 대해 폭을 1.0, 1.5, 2.0 mm로 하여 해석을 수행하여 Fig. 10에 결과를 도시하였다. Fig. 9의 결과와 같이 컷의 개수와 폭의 영향이 크지는 않다. 컷의 개수가 2개인 경우는 폭이 증가함에 따라 토크 전달 능력이 조금 크게 예측이 되었고, 컷이 4개인 경우는 폭이 1.5 mm일 때, 컷이 6개인 경우는 폭이 가장 작은 1.0

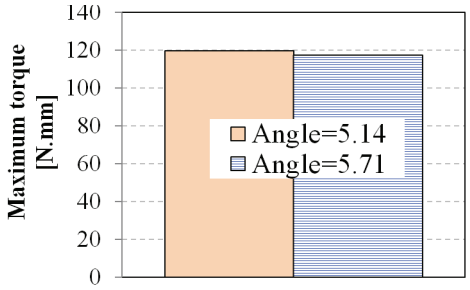



**Fig. 11** Maximum torque for two taper angles

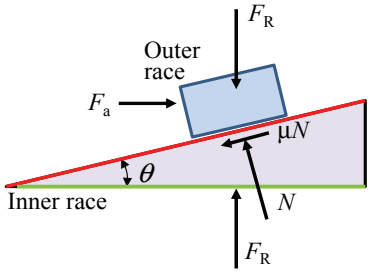



**Fig. 12** Free body diagram for outer and inner races

mm일 때 가장 큰 토크를 전달하는 것으로 예측되었다. 컷의 수가 많을수록 반경방향 변형에 대한 저항이 작아서 최대전달 토크가 커지고, 컷의 수가 6개인 경우에는 컷의 폭이 커질수록 접촉면적이 작아지고, 조립시 형성된 압축 모드가 회전 변형시 전단변형 모드로 쉽게 전환되기 때문으로 사료된다.

테이퍼 각도가 토크전달에 미치는 영향을 분석하기 위해 테이퍼 각도 5.71과 5.14도인 내륜에 대해서 해석을 수행하여 Fig. 11에 비교하였다. 쐐기 작용으로 인해 테이퍼 각도가 큰 영향을 줄 것으로 예상하였으나 결과는 큰 차이를 보이지 않고 있다.

테이퍼 각도의 영향을 강종훈 등[3]이 유도한 내륜의 체결력과 반경방향 힘의 관계를 이용하여 상세하게 분석하였다. 테이퍼 형상의 내륜 체결 과정에서 내륜에 작용하는 힘은 Fig. 12와 같다. 나사역학으로 평형방정식을 풀면 다음과 같이 체결력과 반경방향 힘, 그리고 수직방향 힘의 관계가 유도된다.[3,16]

$$F_R = F_a / \tan(\theta + \rho) \tag{4}$$

$$N = F_a \sin\theta + \cos\theta / \tan(\theta + \rho) \tag{5}$$

여기서 $\rho$는 $\mu = \tan\rho$의 관계인 마찰각이고, $F_a$는 내륜 체결력, $F_R$은 내륜의 반경방향 힘, 그리

고 $N$은 수직방향 힘이다. 체결력이 1 N이라고 가정했을 때 발생하는 반경방향 힘을 식 (4)를 이용하여 계산하여 Fig. 13에 도시하였다. 내륜의 내경에서 미끄럼이 발생한다고 가정하여 식 (4)를 이용하였다. 마찰계수가 0.01인 경우에는 약 10 N의 반경방향 힘이 발생하고 테이퍼 각도가 5.14도와 5.71도인 경우의 차이도 약 10%로 크지만, 마찰계수가 커짐에 따라서 반경방향 힘도 크게 줄고 두 각도에 대한 차이도 줄어든다. 본 연구에서 적용한 마찰계수 0.2에서는 약 3%의 차이를 보인다. 각도의 영향이 크지 않음을 알 수 있다.

### 4.3 마찰계수의 영향 분석

마찰계수가 파워록의 전달 토크에 미치는 영향을 분석하기 위해 여러 가지 마찰계수에 대해 해석을 수행하여 Fig. 14에 도시하였다. 시험에서는 축의 각도가 회전하면서 축정렬이 어긋나기도 하고 마찰계수 또한 정마찰에서 동마찰로 바뀌기 때문에 Fig. 5와 같이 토크가 증가하다가 감소한다. 하지만 해석에서는 축의 길이를 짧게 하여 축의 비정렬이 작고, 마찰계수도 정마찰계수 값만을 사용하여 Fig. 14와 같이 증가하다가 일정하게 유지된다. Fig. 14에서 마찰계수가 커지면 토크 전달 능력이 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 마찰계수가 토크 전달 능력에 큰 영향을 줌을 알 수 있다. Fig. 12와 같이 내륜 체결과정을 모델링 했을 때, 볼트 체결력과 반지름방향 힘은 식 (4)와 같다. 본 연구에 사용한 내륜은 테이퍼링에 컷이 형성되어 있다. 그렇기 때문에 내륜의 외경부분에서 외륜으로부터 받은 반경 방향 힘($F_R$)이 내륜의 내경부위(내륜과 축의 접촉부)로 그대로 전달된다고 가정하면 다음과 같이 내륜 내경 부분에서 최대 전달토크를 계산할 수 있다.

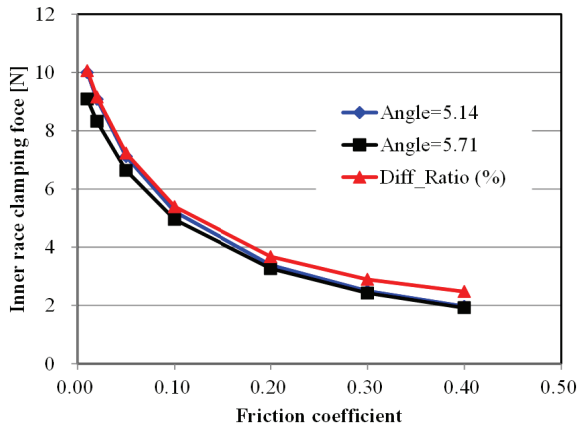



**Fig. 13** Inner race radial clamping force ($F_R$) for friction coefficient

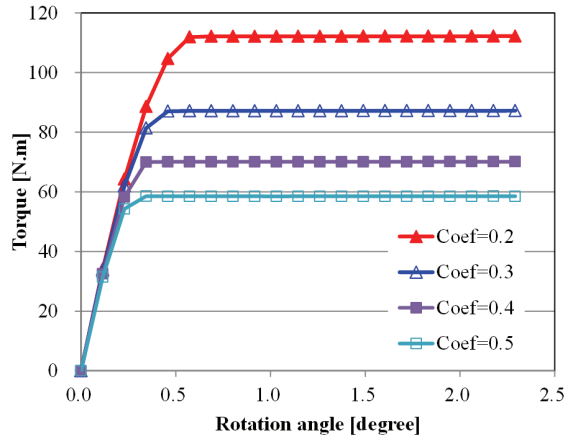



**Fig. 14** Inner race radial clamping force ($F_R$) for friction coefficient

$$T = \mu F_R R = \mu F_a R / \tan(\theta + \rho) \quad (6)$$

여기서 $\mu$는 마찰계수이고, $R$은 내륜의 내경으로 7.0 mm이다. 내륜의 외경에서 미끄럼이 발생하는 경우의 토크는 다음 식으로 계산이 된다.

$$T = \mu N R_{AVG} \quad (7)$$

여기서 $N$은 식 (5)에서 계산한 수직력이고, $R_{AVG}$는 테이퍼 접촉부의 평균 반경으로 7.5 mm이다. Table 3에 기술된 형상 및 체결조건에 대해 마찰계수에 따른 체결력을 식 (2)를 이용하여 계산하여 Table 4에 기술하였다. Table 4에 기술된 체결력을 이용하여 식 (6) 및 식 (7)로 계산한 최대 전달 토크와 유한요소 해석에서 예측한 결과를 Fig. 15에 도시하였다. 내륜 내경부위의 최대 전달 토크가 외경부위의 토크보다 작기 때문에 내경 부분에서 먼저 미끄럼이 발생한다. 마찰계수에 따른 내경 부분의 최대 전달 토크가 유한요소해석 결과와 이론식으로 계산한 결과가 거의 일치하고 있다.

**Table 4** Bolt joining force for various friction coefficients

| Friction Coefficient | Joining force (kN) |
|---|---|
| 0.2 | 25.96 |
| 0.3 | 17.81 |
| 0.4 | 13.54 |
| 0.5 | 10.90 |

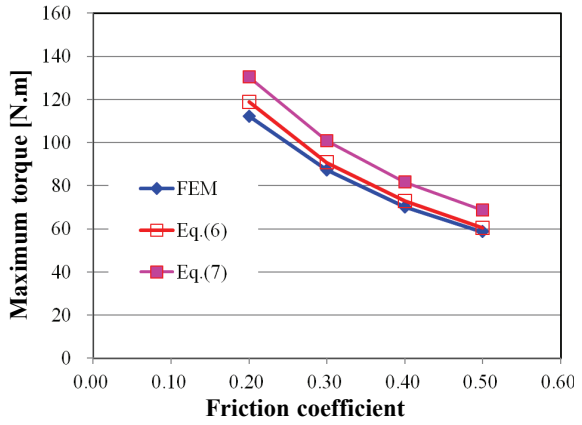



**Fig. 15** Comparison of the maximum torque predicted by FEM and equation (6)~(7)

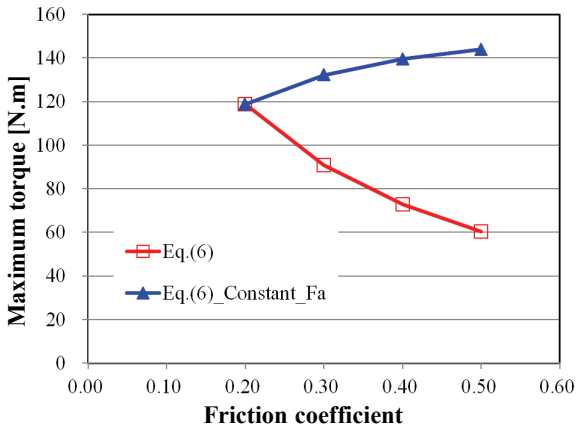



**Fig. 16** The maximum torque calculated by equation (6) with constant joining force and varying joining force depending on friction coefficient

마찰계수가 커짐에 따라서 최대 전달 토크가 작아지는 원인을 분석하기 위해 마찰계수에 따른 최대 전달 토크를 두 가지 방법으로 계산하여 비교하였다. 첫째는 마찰계수에 따른 볼트 체결력 변화를 고려한 것이고, 둘째는 볼트 체결력은 일정하다고 가정(볼트 부분 마찰계수가 일정)하고 내륜의 내경 및 외경 부위만 마찰계수를 변경하여 계산하는 것이다. 결과를 Fig. 16에 도시하였다. 삼각형으로 표시된 최대 전달 토크는 볼트 부위의 마찰계수는 0.2로 일정하다고 가정하여, 식 (6)에서 볼트 체결력을 25.96 kN으로 일정하게 두고 내륜 부분의 마찰계수만 변경하여 계산한 결과이다. Fig. 13에서 마찰계수가 증가하면 내륜의 반경방향 힘 $F_R$은 작아지지만 큰 마찰계수가 곱해지기 때문에 최대 토크는 다소 커지는 것을 알 수 있다. 하지만, 식 (6)에서 체결력 $F_a$를 Table 4에서 기술한 마찰계수 증가에 따라 감소하는 값을 이용할 경우 Fig. 16의 사각형 표시와 같이 마찰계수가 증가하면 최대 토크가 작아지는 것을 알 수 있다. 결과적으로 마찰계수가 증가하면 최대 전달토크가 작아지는 원인은 볼트의 체결력이 감소하기 때문임을 알 수 있다.

## 5. 결 론

테이퍼 각도, 내륜에 형성된 것의 개수와 폭 등의 파워록의 내륜 형상과 마찰계수, 그리고 내륜 체결력이 최대 전달 토크에 미치는 영향을 실험과 해석으로 분석하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 내륜에 형성된 컷의 개수와 폭은 최대 전달 토크에 큰 영향을 주지 않는다.

(2) 내륜의 테이퍼 각도는 마찰계수가 작을 때는 영향이 있지만 마찰계수가 커짐에 따라 그 영향이 작아진다.

(3) 파워록의 최대 전달 토크에 큰 영향을 주는 인자는 마찰계수와 내륜 체결력이다.

(4) 내륜 형상에 변화에 따른 국부적인 소성변형 변화가 최대 전달 토크에 미치는 영향은 작고, 내륜에 작용하는 힘(Fig. 12)에 대한 평형방정식으로 유도한 식 (6)을 이용하여 최대전달 토크를 예측하여도 비교적 정확함을 알 수 있었다.

(5) 볼트 부분의 마찰계수가 일정한 경우, 내륜의 마찰계수가 증가함에 따라 최대 전달토크는 증가한다. 하지만, 볼트와 내륜의 마찰계수가 같은 경우 마찰계수가 증가함에 따라 최대 전달토크는 감소하고, 그 이유는 마찰계수가 증가함에 따라 볼트 체결력이 감소하기 때문이다.

## 후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌
(References)

(1) Cho, Y. T., Lee, K. Y. and Lee, C. H., 2010, "Development of Flexible Urethane-key Coupling," *J. Korean Soc. Machine Tool Eng.*, Vol. 19, No. 5, pp. 667~671.

(2) Park, J. A., Lee, H. K. and Kim, J. B., 2014, "A Performance Analysis of Powerlock," *Proc.*

*Korean Soc. Precis. Eng.*, Spring, p. 605.
(3) Kang, J. H., Bae, J. W., On, H. Y. and Kwon, Y. C., 2015, "Tapered Joint Design for Power Transmission of MW-grade Wind Turbine," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 39, No. 11, pp. 1183~1189.
(4) Croccolo, D. and Vincenzi, N., 2009, "A Generalized Theory for Shaft-hub Couplings," Proc. of the Institution of Mech. Eng., *Part C, J. Mech. Eng. Sci.*, Vol. 223, pp. 2231~2239.
(5) Lee, H. S. and Lee, Y. S., 2010, "Optimal Design of Slipper Metal for Power Transmission in Aluminum Hot Rolling Process," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 34, No. 10, pp. 1437~1442.
(6) Seo, W. S., Kim, S. M. and Kim, J. B., 2013, "A Study on the Torque Transmitting Capability of a Disk Coupling by Finite Element Analysis," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 30, No. 11, pp. 1171~1177.
(7) Lee, H. K., Kim, B. R., Kim, S. M. and Kim, J. B., 2013, "A Structural Analysis and Optimization of a 60 N·m Class Flexible Disk Coupling," *J. Korean Soc. Manufac. Technol. Eng.*, Vol. 22, No. 5, pp. 774~781.
(8) Kim, B. O. and Kim, Y. C., 2003, "A Study on Development the Dynamic Model to Misaligned Gear Coupling (I)," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 27, No. 6, pp. 857~863.
(9) Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2007, "Experimental Study on Fatigue Crack Initiation and Propagation due to Fretting Damage in Press-fitted Shaft," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 31, No. 6, pp. 701~709.
(10) Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2007, "The Effect of Fretting Wear on Fatigue Life of Press-fitted Shaft," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 31, No. 11, pp. 1083~1092.
(11) Lee, D. H., Kwon, S. J., Ham, Y. S. and You, W. H., 2010, "Characterization of Contact Surface Damage in a Press-fitted Shaft below the Fretting Fatigue Limit," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 27, No. 8, pp. 42~47.
(12) Kim, D. R., 2016, "An Investigation on the Power Transmission Performance of Powerlock," M. S. Thesis, Seoul Nat.l Univ. Sci. Tech.
(13) Ma, D., Ong, C. W., Lu, J. and He, J., 2003, "Methodology for the Evaluation of Yield Strength and Hardening Behavior of Metallic Materials by Indentation with Spherical Tip," *J. Applied Physics*, Vol. 94, No. 1, pp. 288~294.
(14) http://rommet.com/remco/misc/friction.htm
(15) Dassault Systemes, 2007, Abaqus users Manual Version 6.4.
(16) Ugral, A. C., 2004, Mechanical Design: An Integrated Approach, 1st Edition, McGraw-Hill, New-York.