

프로펠러샤프트용 Cross Groove형 등속조인트 케이지 강도해석

오 병 기*

서한기술연구소

Strength Analysis of Cross Groove Type Constant Velocity Joint Cage for Propeller Shaft

Byungki Oh*

Seohan Engineering Research Institute, 463 Insan-ri, Deoksan-myeon, Jincheon-gun, Chungbuk 365-842, Korea

(Received 21 May 2007 / Accepted 12 September 2007)

Abstract : The fracture strength of cross groove type constant velocity joint is largely determined by the fracture strength of the cage having window-like pockets for retaining the torque transmitting balls. A stress distribution acting on the cage is influenced by rigidities of the rim portion and of the column members, therefore requires a calculation such as FEA. To analyze fracture strength of cage, a 3-D elasto-plastic finite element analysis and a submodeling technique are used to achieve both computational efficiency and accuracy. The results are in reasonably good agreement with experiment.

Key words : Propeller shaft(프로펠러샤프트), Cross groove joint(크로스그루브 조인트), Finite element analysis(유한요소해석), Submodeling(서브모델링), Fracture strength(파단강도)

1. 서론

프로펠러샤프트(propeller shaft)는 4륜 구동방식(4WD) 또는 후륜 구동방식의 자동차에 설치되어 변속기에서 종감속 기어로 동력을 전달하는 축을 말한다. 이 부품은 차량 구동 시 지속적인 비틀림 토크를 받으며 고속회전하기 때문에 진동으로 인한 파손을 막기 위해 적당한 길이로 나누어 연결되는 경우가 많고 연결부는 서스펜션 작동에 의한 각도 및 길이변화를 보상할 수 있는 구조로 되어 있다. 기존에는 연결부에 주로 카르단 조인트(cardan joint)와 슬라이딩 기능이 결합된 구조가 사용되었으나, 최근 차량의 고급화에 따라 등속성과 진동특성이 우수하고 각도 및 길이변화를 동시에 보상할 수 있는 등속조인트(constant velocity joint)가 확대 적용되고

있는 추세이다.

프로펠러샤프트용 등속조인트는 차동기어(differential gear) 앞에 사용되므로, 큰 감속이 일어나는 차동기어 뒤에 사용되는 하프샤프트(half shaft)용에 비해 회전수는 크지만 부하 토크는 작고 큰 작동각이 필요하지 않은 것이 일반적이다. 이와 같이 프로펠러샤프트는 고속으로 회전하기 때문에 회전 밸런스가 중요한 특성이므로, 여기에 사용되는 등속조인트도 직경방향 내부 공차를 작게 할 필요가 있다. Cross groove형 등속조인트(이하, cross groove joint)는 축 방향 슬라이딩 시에 볼이 내·외륜 사이에서 회전하는 구조를 갖고 있어 위에서 언급한 공차를 작게 하는 것이 용이하므로 프로펠러샤프트용으로 많이 사용되고 있다.¹⁾ 회전 언밸런스(unbalance)를 최소화하여 고속회전에 적합한 프로펠러샤프트용 cross groove joint를 설계하기 위해서는 경

*Corresponding author, E-mail: bkoh@kofco.com

량화 및 콤팩트화가 필요하고 설계검증을 위한 강도해석이 필수적이다. 기존 연구는 볼과 내·외륵 간의 최대 접촉응력 및 이에 의한 피로수명에 관한 것이 대부분이며, 케이지(cage) 강도에 관한 연구는 거의 없는 실정이다. 케이지는 토크가 전달될 때 Ball이 홈으로부터 축 방향으로 튀어나가려는 힘을 지탱시켜 Ball을 소정의 위치에 유지시키는 역할을 하는 중요 부품이고, cross groove joint 파단강도는 대부분 이 부품에 의해 결정되므로 제품개발 시 파단 안전성 평가는 필수적이다.

본 연구에서는 1단계로 토크 작용 시 cross groove joint 케이지에 작용하는 접촉하중 및 접촉응력을 이론적으로 구하고, 2단계로 케이지의 강도를 평가할 수 있는 유한요소 해석 절차와 이론·시험과의 비교 검토 결과를 기술하였다. 모든 해석은 Fig. 1에 나타난 SUV 4WD 차량의 프로펠러샤프트용 cross groove joint(최대허용 토크: 2,550 N·m)에 대해 수행하였다.

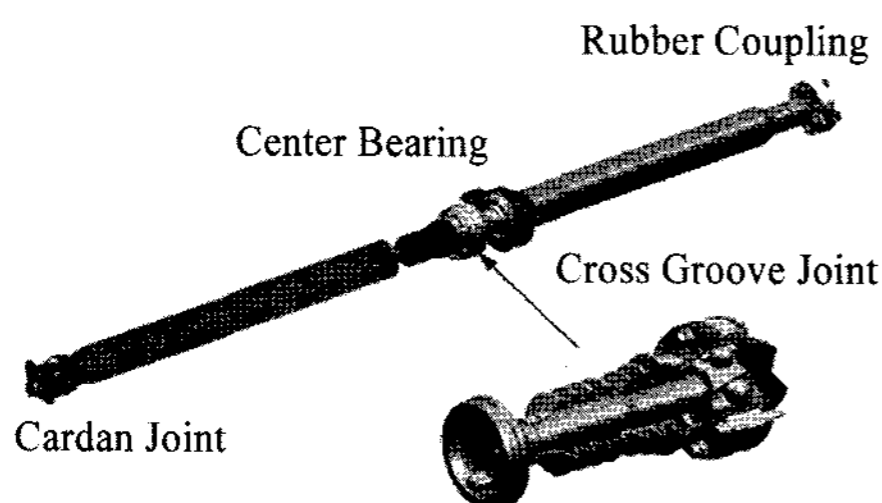


Fig. 1 Constant velocity joint for propeller shaft

2. 본론

2.1 Cross groove joint 구조

Cross groove joint는 Fig. 2와 같이 내륵(inner race), 외륵(outer race), 케이지(cage) 및 6개의 볼(ball)로 구성되어 있다. 내륵과 외륵에는 각각 축선에 대해 원주방향으로 경사진 볼 트랙이 설계되고, 상대 트랙은 역방향으로 경사져서 두 개의 트랙이 V자형을 형성한다. 이로서 내·외륵 트랙이 상호 교차되어 내·외륵 사이에서 구름 운동하는 볼의 위치가 규제된다.¹⁾ 이와 같이 cross groove joint는 내륵과 외륵의 볼 홈을 서로 같은 각도만큼 대칭으로 경사지게 하여 등속도 운동을 전달하는 동시에 길이조절도 가능한 특징을 갖는다.²⁾ Fig. 3은 내·외륵 트랙에

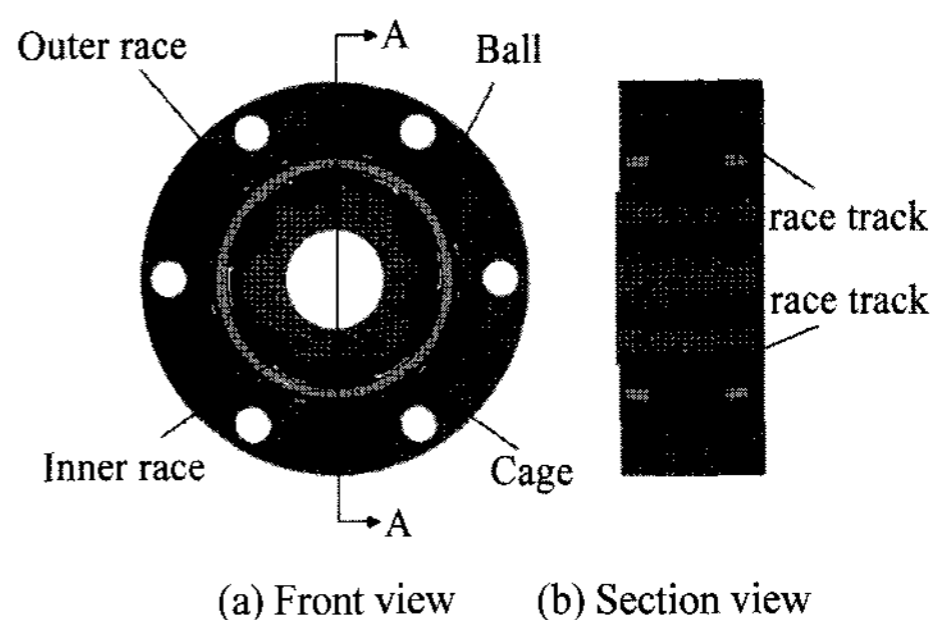


Fig. 2 Cross groove joint

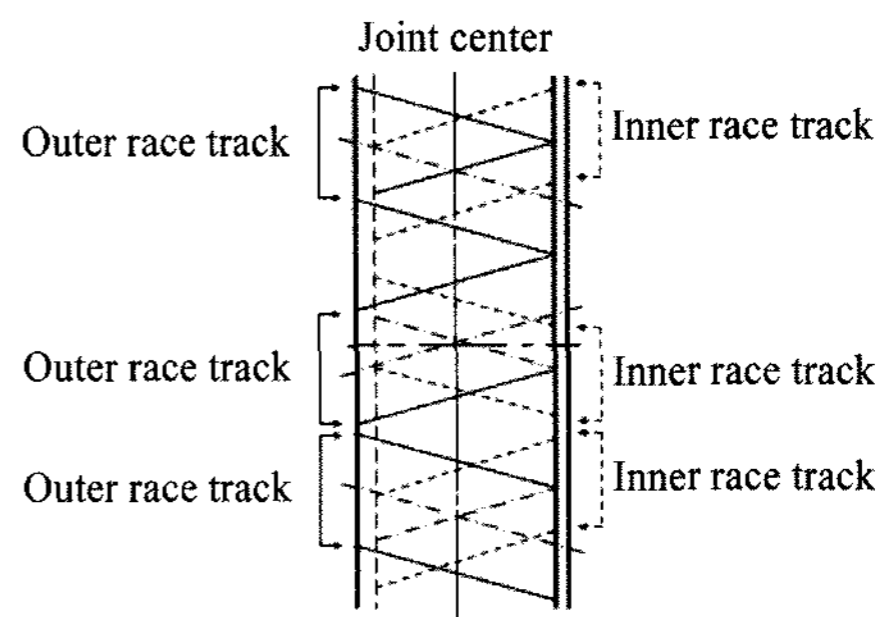


Fig. 3 Inner race and outer race track development figure¹⁾

대한 전개도이다.

2.2 케이지에 작용하는 접촉하중 및 접촉응력

2.2.1 케이지에 작용하는 접촉하중

Fig. 4는 볼과 볼홈의 접촉상태를 나타낸 그림이다. 조인트가 일정한 토크 M 을 전달할 때 내륵, 볼, 외륵 접촉면에 작용하는 하중 P 는 압력각($\text{pressure angle, } \alpha$), 경사각($\text{skew angle, } \gamma$) 그리고 조인트 절각($\text{tilt angle, } \epsilon$)에 의해 결정되며 x, y, z 방향 성분은 다음과 같다.³⁾

$$P = \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P \cos \vartheta \cos \gamma \\ -P \sin \vartheta \cos \epsilon - P \cos \vartheta \sin \gamma \sin \epsilon \\ P \sin \vartheta \sin \epsilon - P \sin \alpha \sin \gamma \cos \epsilon \end{pmatrix} \quad (1)$$

Cross groove joint의 하중 전달 요소 m (볼 개수)은 6이므로 토크에 관한 일반식 $M = m P_x R$ 을 적용하면 하중 F 와 전달토크(M)의 관계식은 다음과 같다.

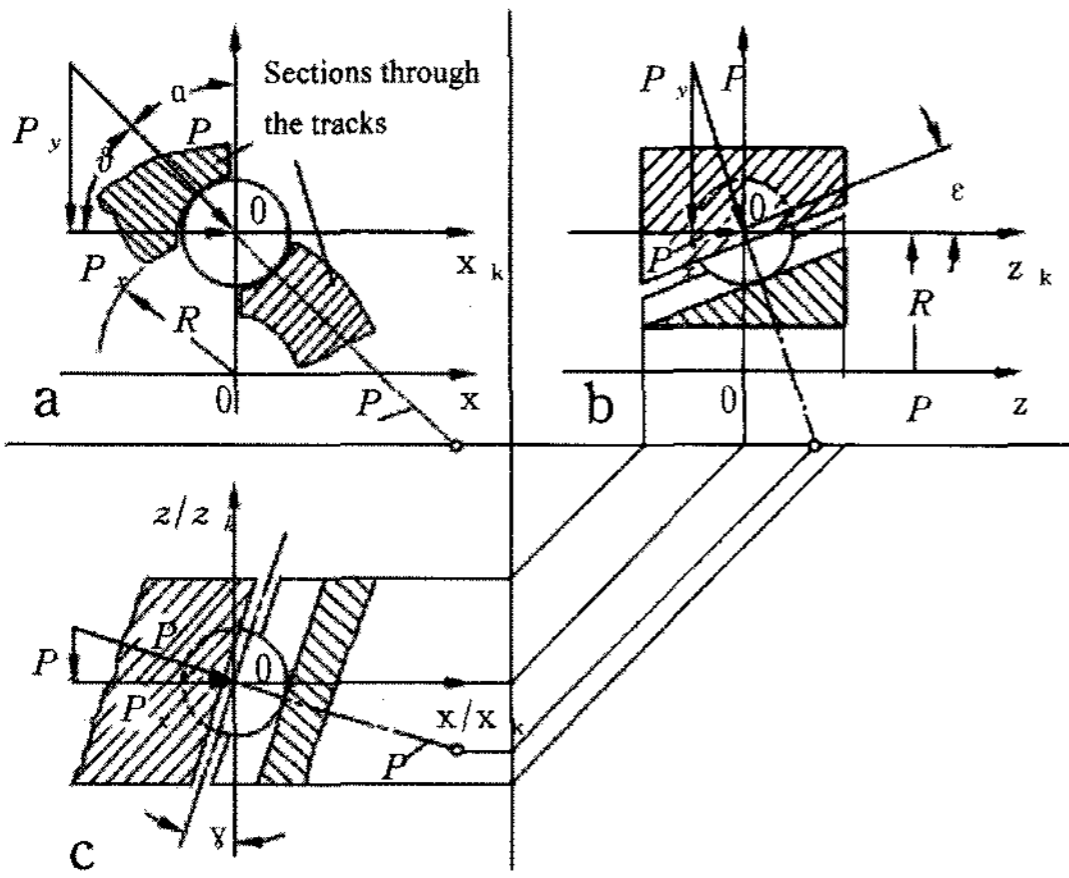


Fig. 4 The components of the equivalent compressive load³⁾

$$P = \frac{M}{6R \sin \alpha \cos \gamma} \quad (2)$$

케이지를 축방향으로 밀어내는 힘은 식 (1)의 축방향 성분인 P_z 에 해당하므로 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 전달토크 M 일 때 케이지에 작용하는 접촉하중을 계산하였다.

2.2.2 케이지에 작용하는 접촉응력

토크 작용 시 식 (1)의 P_z 에 의해 축 방향으로 하중을 받는 볼은 케이지에 의해 구속되고 케이지 림(rim)과 점접촉을 하게 된다. 볼과 접촉되는 케이지 림의 형상은 평면이므로, 볼과 케이지의 접촉형상은 구와 평면의 접촉으로 정의할 수 있고 Hertz 접촉이론을 이용하면 접촉부 원의 반경 a , 최대접촉응력 p_0 는 다음 식으로부터 구해진다.^{4,5)}

$$a = \left(\frac{3Pr}{4E'} \right)^{1/3} \quad (3)$$

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi a^2} = \left(\frac{6PE'^2}{\pi^3 r^2} \right)^{1/3} \quad (4)$$

where, r : Ball radius

E' : Effective modulus

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

E_1, E_2 : Youn'g modulus(body 1, 2)

ν_1, ν_2 : Poisson's ratio(body 1, 2)

2.3 유한요소해석

케이지는 토크 적용 시 축 방향으로 이동하는 볼에 의한 접촉하중에 의해 림 한편에는 접촉응력이 발생하고 반대편에는 인장 응력이 발생한다. 그리고 칼럼(column)부는 림에 의해 전달된 하중에 의해 인장응력이 발생하게 된다. 케이지에 발생하는 최대응력부는 림부와 칼럼부의 강성에 의해 그 위치가 정해지기 때문에 접촉응력을 포함한 응력성분을 정확하게 평가하기 위해서는 3차원 탄·소성 유한요소해석이 필요하다. 본 연구에서는 상용유한요소해석프로그램인 ABAQUS⁶⁾를 이용하여 cross groove joint 케이지에 대한 강도평가를 수행하였다. 해석은 global model을 구성하여 토크 적용에 따른 접촉하중을 해석한 후 ABAQUS 서브모델링(submodeling) 기법을 이용하여 케이지에 대한 상세 강도해석을 진행하였다.

우선 토크 적용에 따른 각 단품들 사이에 작용하는 접촉하중을 해석하기 위해 Fig. 5와 같이 외륜, 내륜, 볼 그리고 케이지로 구성된 global model을 구성하였다. Global model은 6면체 연속체요소(C3D8, ABAQUS)를 사용하여 모델링 하였고, 접촉이 예상되는 부위는 접촉요소(contact element)를 사용하였다. 경계조건으로는 외륜 조립 hole을 모두 구속하였고, 내륜 중심에 파일럿 절점(pilot node)을 생성하여 내륜 내경 절점과 강체요소를 생성하고 파일럿 절점에 토크를 인가하였다. 해석에 사용된 토크는 500, 1,000, 1,700, 2,550 N·m이고 조인트 절각은 0°로 하였다. 다음으로 접촉응력을 포함한 케이지 림 및 컬럼의 응력을 정확하게 해석하기 위해 케이지 포켓(pocket) 절반만을 상세 모델링 하였고, 해석 시 절단부위(cutting edge)의 경계조건은 global model 해석 시 저장된 절점 변위를 보간 하여 변위 구속을 하였다. 상세모델(local model)은 global model과 동일한 요소를 사용하였고, 접촉부와 접촉부에서 일정 깊이까지는 다른 부위보다 조밀하게 요소를 생성하였다. 접촉부위의 요소크기는 식 (1)~(4)를 이용하여 Fig. 6과 같이 토크에 따른 접촉반경을 계산하고 해석 토크 중 가장 작은 500 N·m에서의 접촉반경(0.35mm)을 고려하여 결정하였다. 해석에 사용된 각 부품의 재질과 기계적 특성은 Table 1과 같다.

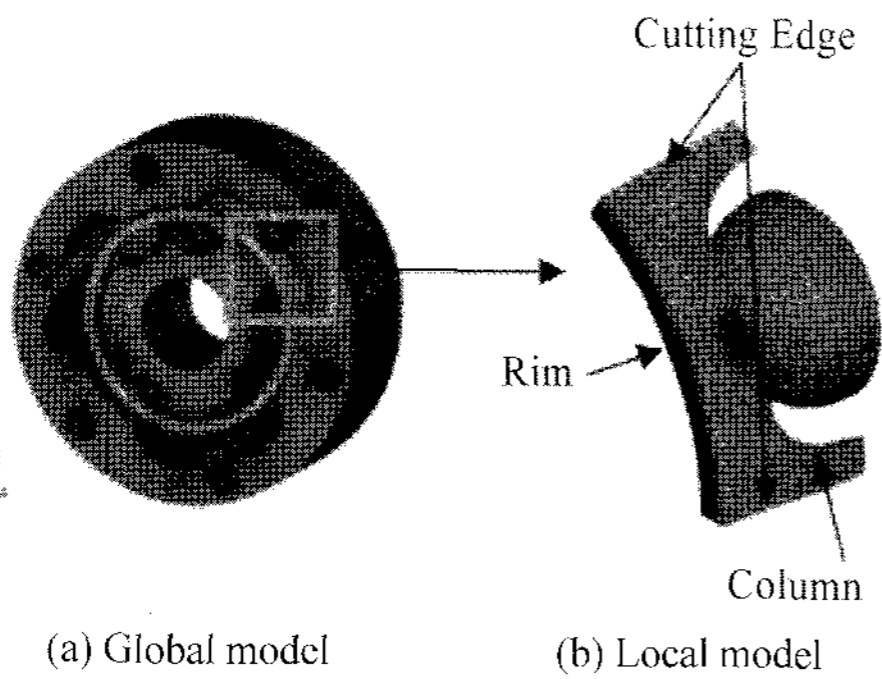


Fig. 5 FE model of cross groove joint

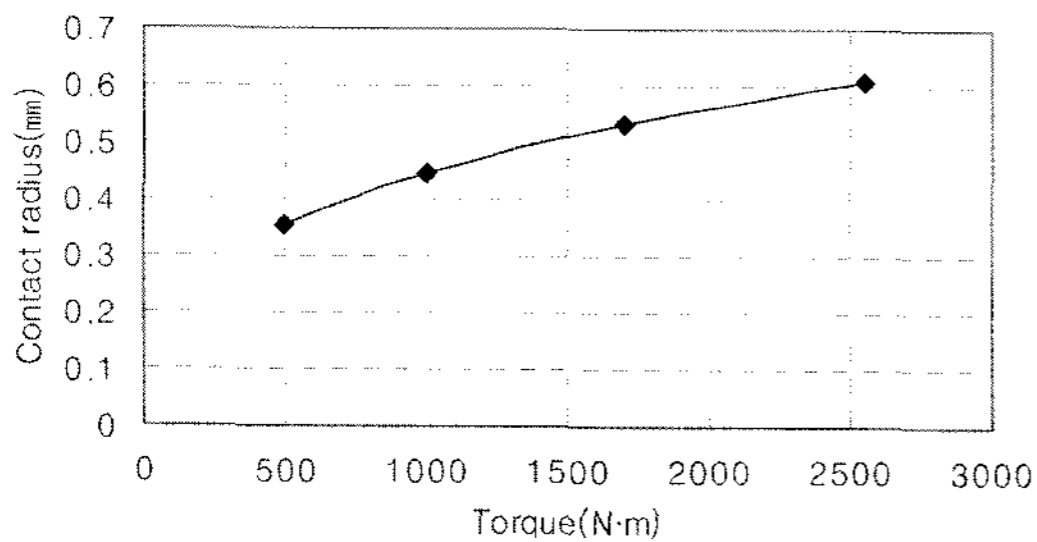


Fig. 6 Relationship between torque and contact radius of ball to cage

Table 1 Mechanical properties

Part	Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
Cage	SCr415H ₀	214	0.3
Ball	SUJ2	215	0.3
Outer race	S53C	213	0.3
Inner race	SCr420H ₀	215	0.3

2.4 해석과 시험 상관성 평가

케이지 강도해석 검증을 위해 토크 적용 시 케이 지 단품이 받는 하중상태와 유사한 조건으로 만능 재료시험기를 이용하여 시험을 실시하였다. 토크 적용 시 볼은 내·외륜이 이루는 V자 트랙에 의해 번갈아 가며 반대 방향으로 하중을 받아 결국 볼을 지탱하는 케이지를 인장하는 역할을 한다. Fig. 7은 시험에서 사용된 케이 지 단품으로 화살표는 볼에 의한 하중방향을 의미한다. Fig. 8은 본 연구에서 사용된 시험장치로 만능재료시험기에 지그를 장착하여 압축하중에 의해 케이지가 인장상태가 되도록 한 후 최대과단하중을 측정하였다. Fig. 7~8에서 화살표는 하중방향이다. 케이 지 단품의 정확한 강도

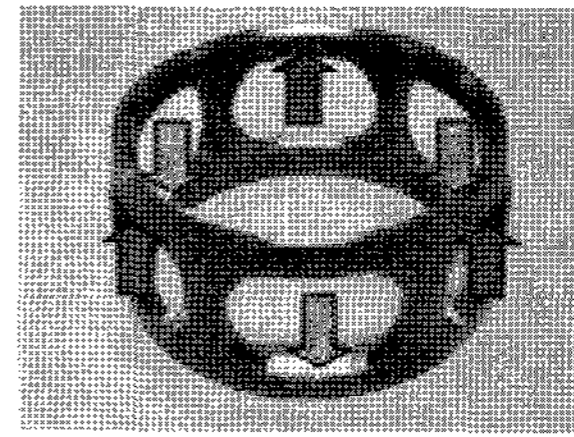


Fig. 7 Cross groove joint cage

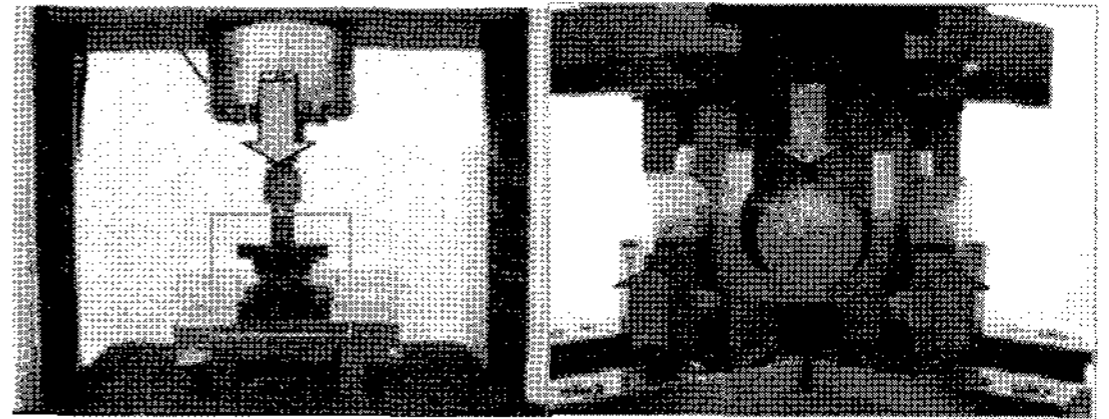


Fig. 8 Experimental setup for cage strength test

평가를 위해서는 실제 볼에 의한 접촉조건이 시험에 고려되어야 하지만, 본 시험은 동일한 조건을 적용한 해석결과와의 비교를 목적으로 하였고 단품 시험 시 볼 접촉조건 구현의 어려움으로 실린더 형상의 지그를 이용하여 케이지에 대한 인장과단시험을 실시하였다. 케이 지 강도시험에 대한 해석도 2.3 절의 유한요소 해석절차와 동일하게 수행한 후 시험결과와 비교하여 유한요소 해석절차의 타당성을 검토하였다.

3. 결과

3.1 케이지에 작용하는 접촉하중 및 접촉응력 결과

Fig. 9는 global model의 볼과 케이지의 변형 형상으로 볼이 서로 반대방향으로 이동하여 케이지에 하중을 가하는 cross groove joint의 특징을 잘 반영하고 있다. 또한 이론 및 유한요소해석에 의한 케이 지 접촉하중 계산 결과인 Fig. 10에 의하면 이론과 해석결과가 거의 유사한 값을 나타내고 있어 global model을 상세 모델의 경계조건으로 사용할 수 있음을 판단하였다.

Fig. 11~12는 토크 2,550N·m에서 케이 지 응력 상태로 주로 인장응력이 지배적이며 볼과의 접촉부에만 국부적으로 압축응력이 발생하게 된다.

Fig. 13은 이론 및 유한요소해석에 의한 케이 지의

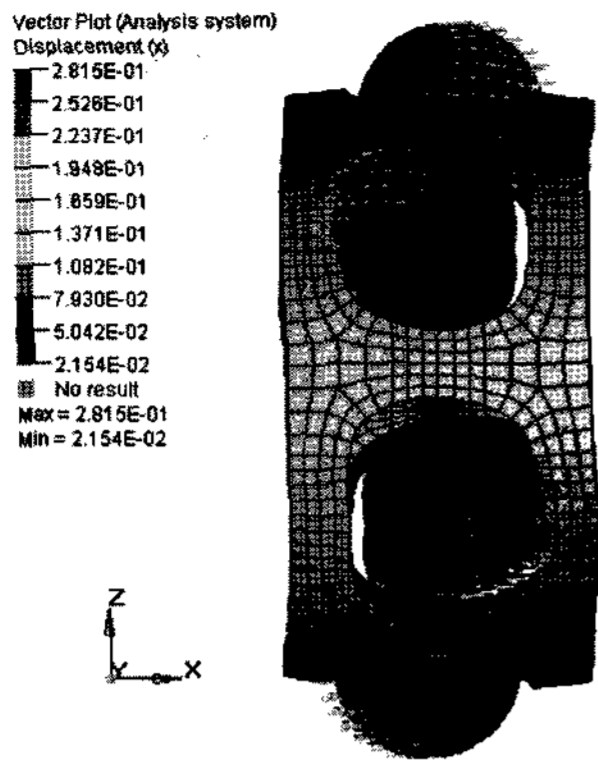


Fig. 9 Ball/cage displacement

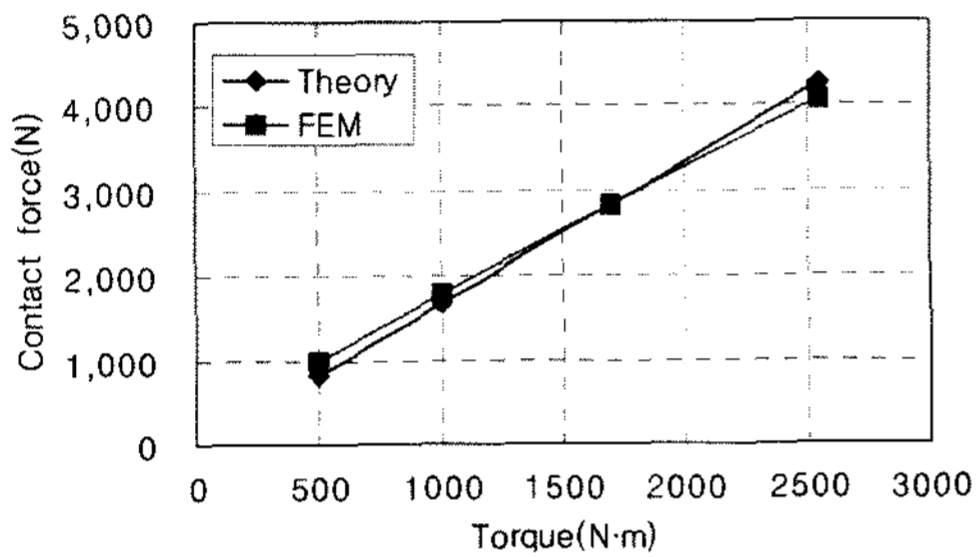


Fig. 10 Relationship between torque and contact force of cage

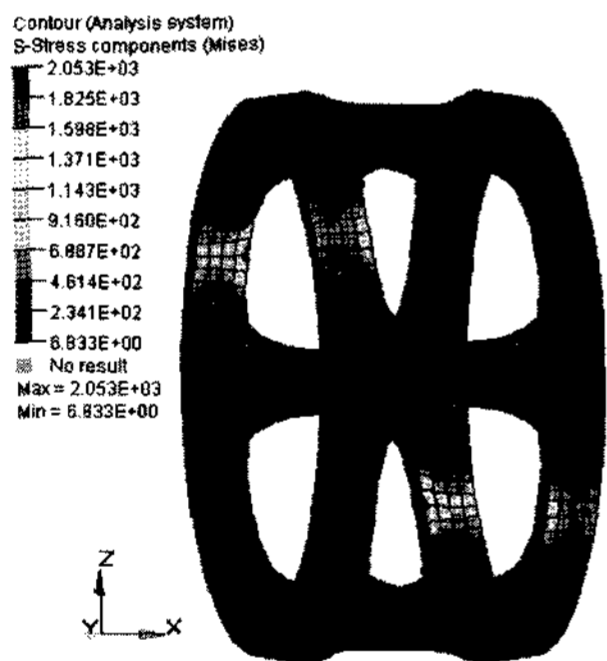


Fig. 11 von Mises stress distribution of cage

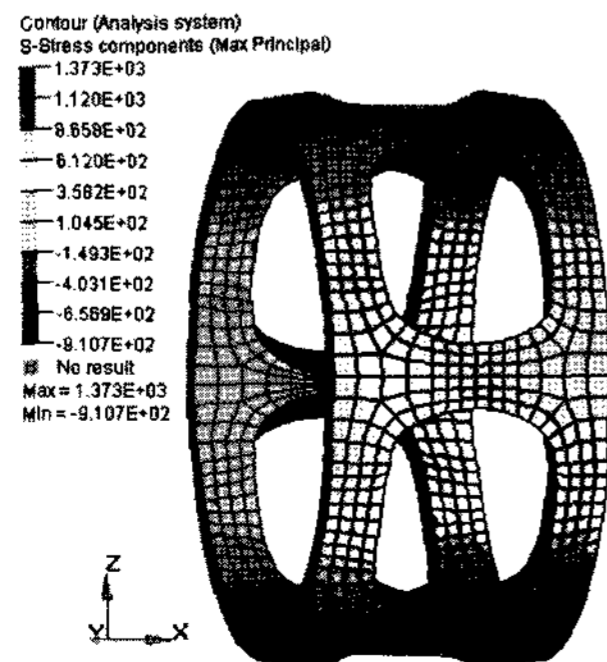


Fig. 12 Max. principal stress distribution of cage

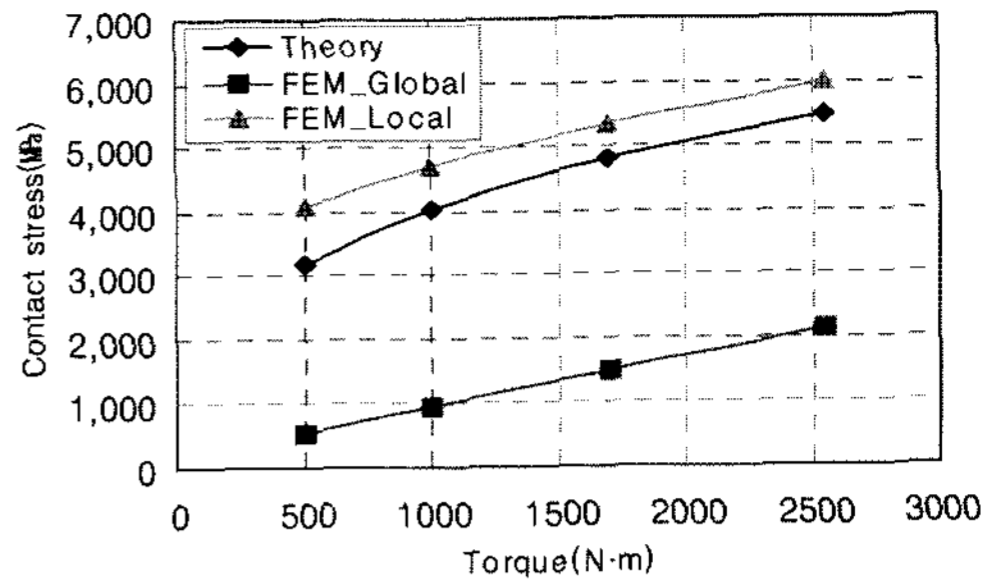


Fig. 13 Relationship between torque and contact stress of cage

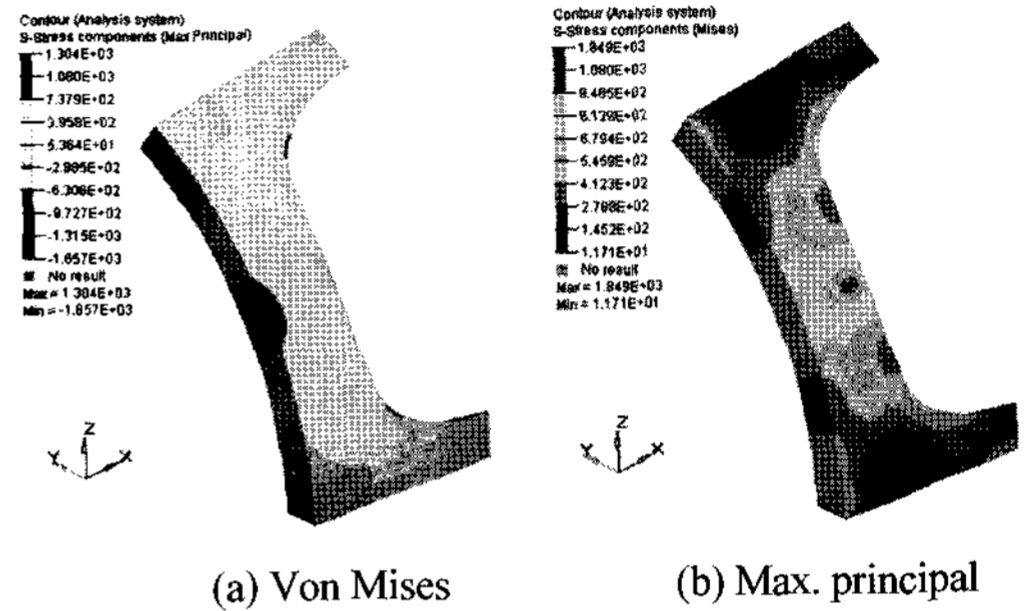


Fig. 14 Stress distribution of cage pocket(point contact)

접촉응력으로 접촉부의 요소수를 작게한 local model 이 global model과 비교하여 이론 접촉응력에 접근 한다는 것을 알 수 있다. 이론과 local model의 접촉 응력 차이는 관심영역인 최대허용토크에서 약 9% 정도로 기하비선형과 재료비선형에도 불구하고 접 촉응력을 비교적 정확하게 계산할 수 있었다. Fig. 14는 local model을 이용한 포켓부 응력결과로 림부 에 최대응력 916MPa이 발생하였다. 케이지 소재의 인장강도가 1,100MPa이므로 케이지는 최대허용토크 2,550N · m에서 안전할 것으로 판단된다.

3.2 해석과 시험 상관성 평가 결과

Table 2에 케이지 접촉부를 선 접촉으로 가정한 시험과 유한요소해석의 결과를 정리하였다. 유한요 소해석 결과는 케이지 파단 시 최대하중은 2,399kgf 로서 시험평균 2,146kgf와 비교하여 11.2%의 오차 를 보였다. Fig. 15는 강도시험 결과로 실린더 지그 와의 접촉부 반대편 림에서 인장에 의한 파단이 시 작되어 림부 전체파단에 이르게 된다. Fig. 16은 포 겐트의 응력분포로 취약부위는 림 중심부와 림과 컬럼의 연결부임을 알 수 있으며, 최대응력은 시험 의 파단위치와 동일한 위치에서 발생하였다.

Table 2 Fracture load of experiment and FEA

	Experiment(kgf)	FEA(kgf)
Specimen1	2,033.0	2,399
Specimen2	2,007.5	
Specimen3	2,250.4	
Specimen4	2,093.3	
Specimen5	2,348.5	
Average	2,146.5	

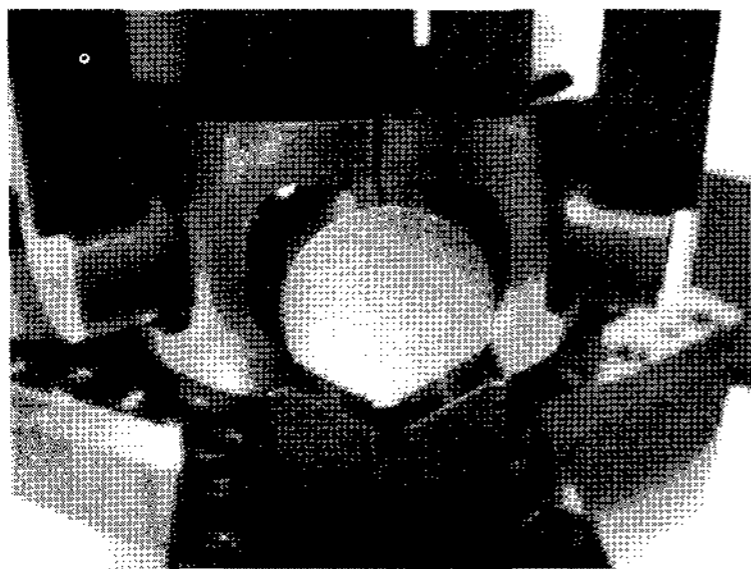


Fig. 15 Fractured specimen of cage strength test

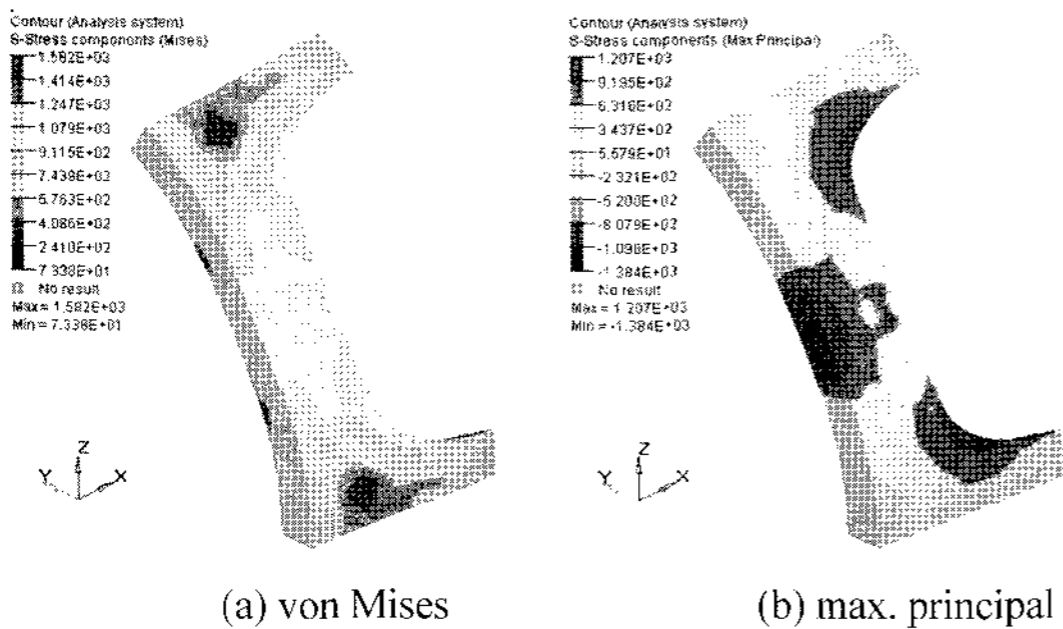


Fig. 16 Stress distribution of cage pocket(line contact)

4. 결론

본 연구에서는 유한요소해석 및 시험을 통하여 cross groove joint 케이지 단품의 강도수준을 예측할 수 있었으며 아래와 같은 결과를 얻었다.

1) 주요 부품을 모두 포함한 global model로 cross

groove joint 케이지에 작용하는 접촉하중을 이론 계산 결과와 비교하여 비교적 정확하게 계산할 수 있었다.

- 2) 서브모델링 기법을 이용하여 접촉응력을 포함한 케이지 림 및 컬럼부의 응력분포를 빠르고 정확하게 계산할 수 있었다.
- 3) 강도해석결과는 시험결과와 파단위치 및 파단 강도가 유사하게 나타나고 있어 서브모델링 기법을 이용한 케이지 설계 강도 검증의 유용성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 중소기업청 기술개발 지원사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관련자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) H. Kura, T. Ikeda and M. Umekida, "HLJ for Propeller Shafts," NTN Technical Review, No.66, pp.45-50, 1997.
- 2) S. B. Lee, "Development of Testing for Machine Component(III)," Korea Institute of Machinery and Metals, Report No.UCN122-1039-C,1988.
- 3) F. Schmelz, H. C. Sherr-Thoss and E. Aucktor, Universal Joints and Driveshafts, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1992.
- 4) K. L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- 5) S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, Theory of Elasticity, McGraw Hill, New York, 1970.
- 6) ABAQUS Manual, Version 6.6, ABAQUS, Inc., 2006.