

## 3.5톤 상용차용 구동축 개발에 관한 연구

심기중\*, 문홍주\*<sup>#</sup>, 전남진\*\*

\*군산대학교 기술혁신센터, \*\* (주)화신

### A Study on the Development of the Driveshaft for a 3.5-Ton Commercial Vehicle

Ki-Joong Sim\*, Hong-Ju Moon\*<sup>#</sup>, Namjin Jeon\*\*

\*Kunsan Advanced Technology Innovation Center, Kunsan National Univ.

\*\*The Institute of Technology, Hwa Shin Co

(Received 14 January 2018; received in revised form 4 March 2018; accepted 17 March 2018)

#### ABSTRACT

This paper suggests a way to improve the strength of the driveshaft, which is a vulnerable part of the drive axle system, for a 3.5-ton commercial vehicle. The driveshaft is composed of a universal joint with a spider and yoke, yoke shaft, etc. The driveshaft is developed by choosing design parameters for the spider and yoke such as the diameter and distance through the structural analysis of the driveshaft's components. Some driveshaft design cases have been made and analyzed with ANSYS; the strength of the driveshaft parts are validated from these results to propose an optimal design case. Finally, we suggest a driveshaft system that satisfies the working conditions for a 3.5-ton commercial vehicle.

**Key Words :** Drive Shaft(구동축), Universal Joint(유니버설조인트), Design Parameter(설계변수), Structural Analysis(구조해석), Strength(강도), Commercial Vehicle(상용차)

#### 1. 서 론

상용차 구동 차축의 구동축은 종감속 장치를 거쳐 전달된 구동력을 바퀴에 전달하는 축으로 한 끝은 차동 장치의 사이드 기어에 결합되고 다른 끝은 구동 바퀴에 결합된다.

특히, 조향 시에도 속도 변화 없이 회전력을 원활하게 전달할 수 있도록 축과 유니버설조인트로 구성되어 있으며, 좁은 공간에서 큰 구동력을 전

달하는 제품으로 진동과 소음의 억제, 요구하는 동력을 원활하게 전달할 수 있는 비틀림, 굽힘 강도를 만족하는 경량화 제품을 필요로 하고 있다. 구동축의 개발은 차량이 요구하는 구동력의 크기에 따라 등속조인트의 종류와 핵심 구성 부품의 형상, 축 크기를 고려하여 결정된다.

부품 경량화, 진동과 소음의 억제 및 구조적 강성을 만족하는 구동 차축에 적용되는 축에 대한 연구는 상용 구조해석 소프트웨어를 이용한 사전 예측 및 검증에 대한 연구가 주로 이루어지고 있다. 국대선 등<sup>[1]</sup>은 일체형 중공 구동축의 구조 안정성 분석을 위하여 구동축에 대한 탄소성 유한요

# Corresponding Author : cadcam10@kunsan.ac.kr

Tel: +82-63-469-4866, Fax: +82-63-462-4868

소해석 모델을 생성하고 설계된 제품이 극한 강도에서 파단이 발생되지 않음을 보였으며, 응력-수명 피로해석을 수행하여 요구 수명을 만족함을 보였다. 이호준 등<sup>[2]</sup>은 유한요소해석을 통하여 프로펠러 샤프트 요크의 하부 포트 홀(Pot hole) 형상이 비틀림 변형에 영향을 미칠 수 있음을 보이고 강도 개선에 효율적인 하부 형상을 제안하였다. 송현석 등<sup>[3]</sup>은 프로펠러 샤프트 구성 부품인 R\_yoke에 대한 내구성 향상과 응력 저감을 위하여 설계 변수에 대한 민감도 분석을 바탕으로 개선 설계안을 제시하였다. 한동섭 등<sup>[4]</sup>은 구동축과 피동 축이 연결되는 프로펠러 샤프트의 교차각이 강도에 미치는 영향을 연구하였다. E. Avrigean 등<sup>[5]</sup>은 유니버설 조인트의 결합 유형 및 빈도에 관한 시장조사 자료를 근거로 스파이더 부품을 주요 결합 요소로 선정하여 이에 대한 연구를 수행하였으며, 이외에도 제품의 신뢰성 확보를 위하여 등속조인트에 작용하는 접촉 하중 및 응력을 이론적, 실험적으로 평가하는 연구<sup>[6]</sup>, 샤프트의 경량화에 따른 강성 및 NVH 특성변화에 관한 연구<sup>[7]</sup>, 샤프트의 진동 특성이 구동계에 미치는 영향을 평가하고 진동 저감 및 해석에 관한 연구<sup>[8-10]</sup>등 이 활발하게 진행되고 있다.

위와 같이 내구성, 응력저감, 진동 소음 특성 등 다양한 연구가 진행 되었지만 구동 차축의 구동 축 개발과 관련된 연구는 아직 미미하다. 이에 본 논문에서는 3.5톤 상용차에 적용할 구동 축 개발을 위하여 유한요소해석 프로그램을 활용한 설계 검증과 취약 부품의 형상을 개선하여 제품의 신뢰성을 높이고자 하였으며, 시제품 제작과 성능 시험을 통하여 적절한 제품을 개발하고자 하였다.

## 2. 구조해석 모델 생성

### 2.1 제품구성 및 메쉬생성

대상 제품은 3.5톤 상용차의 구동축으로 차동장치의 사이드 기어로부터 구동바퀴까지 구동력을 원활하게 전달하는 기능으로 더블카단 형식의 등속조인트와 충분한 비틀림 강성을 갖는 축으로 구성되어 있다. Fig. 1은 3.5톤 상용차용 구동축의 구성을 보여주고 있다.

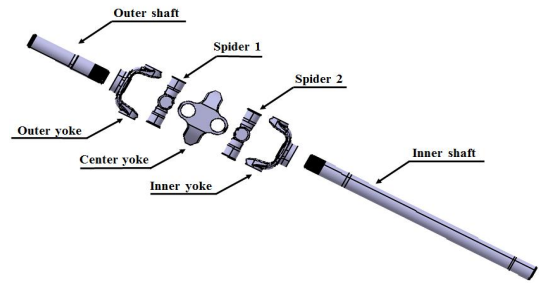


Fig. 1 Drive shaft configuration

차량의 급격한 가속속, 조향 및 과하중 조건에서도 충분한 비틀림, 굽힘 강도를 필요로 하는 제품으로 더블카단 형식의 등속조인트는 센터 요크에 2개의 십자축(Spider)이 결합되고 2개의 십자축은 축에 결합된 요크와 연결되어 조향 시 회전 축심이 임의의 각도로 교차되어도 원활한 동력전달이 가능하다.

구동축의 구조해석을 위하여 더블카단 조인트의 센터 요크, 스파이더 및 요크 샤프트 부품을 Catia V5를 이용하여 모델링하고 구속조건을 부여하여 조립 제품을 완성하였다. 해석 모델 구성 부품 중 스파이더 고정 편, 축, 요크의 미세형상 및 홀 등 해석 결과에 영향이 미미한 형상은 모델 생성 과정의 오류, 해석 시간 단축을 위하여 단순화하거나 제거하였다.

해석 모델에 적용된 메쉬는 솔리드 모델링 제품에 주로 사용되는 Tetra 메쉬를 사용하였으며, 스파이더, 요크 등 취약 제품으로 예상되는 부분은 2~3 mm 크기의 메쉬를 생성하여 해석의 정확도를 높이고자 하였다.

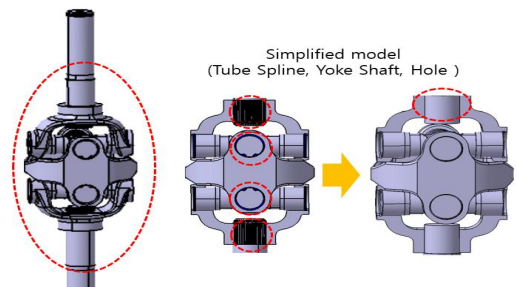


Fig. 2 Simplified model of the drive shaft



Fig. 3 Mesh generation of the drive shaft

Table 1 Material properties of the axle shaft

Name	Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Yield strength (MPa)
Spider	SCM420H	205	0.3	966
Yoke shaft	SCM440H	205	0.3	1084
Center yoke	S45C	205	0.29	686

Fig. 3에서 조립품, 각 부품에 대한 완성된 해석 모델을 보여주고 있으며, 취약 부품을 검토하기 위하여 탄성해석을 수행하였다. 구동축 각 부품의 물성데이터는 Table 1에 보여주고 있다.

구동축은 축 중심이 교차되는 상황에서 조인트 부에 원활한 작동이 가능하도록 접촉 조건을 부여하였다. 더블카단 조인트를 구성하는 센터요크, 스파이더, 요크 사이에는 조인트의 원활한 각도 변경이 가능하도록 베어링이 삽입되어 있다. 각도 변경이 가능한 조건을 위하여 스파이더와 베어링 접촉면에서 회전이 가능하도록 접촉면 슬립을 허용하는 “No separation”, 요크와 베어링 접촉면에는 슬립 및 떨어짐을 허용하지 않는 “Bonded” 접촉 조건을 적용하였다. Fig. 4는 해석모델에 적용된 접촉 조건을 보여주고 있다.

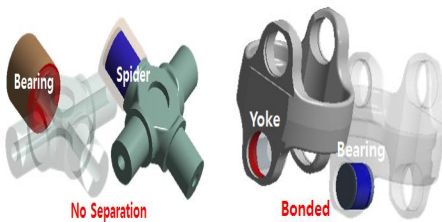


Fig. 4 Contact conditions of analysis model

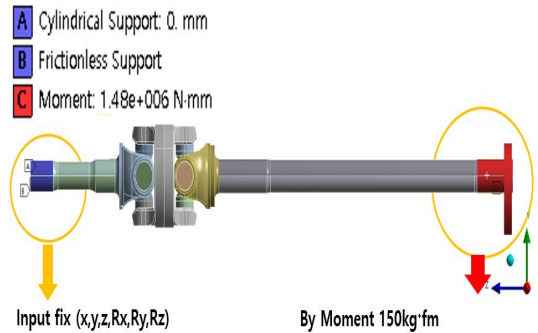


Fig. 5 Boundary conditions of analysis model

하중 및 구속조건은 Fig. 5와 같이 구동 바퀴와 연결되는 요크 샤프트의 끝 부분은 축 방향 움직임이 미미할 것으로 판단되어 완전 구속하였다. 차동장치의 사이드 기어를 통하여 구동축에 전달되는 입력토크는 변속기, 중간 변속기, 종감속 장치의 변속비를 고려하여 계산하였으며, 취약부 검토를 위하여 2,000 N·m 토크를 기준으로 500 N·m 씩 증가시켜 총 5가지 입력 토크에 대한 최대 응력 분포를 검토하였다.

해석 결과를 바탕으로 개발품의 각 부품별 최대응력 발생 부분에 대한 검토를 진행하였으며, 취약부 강도 개선을 위한 설계변경 모델(요크, 스파이더 부의 반경 및 길이 변경)에 대한 해석을 진행하여 개발 목표에 가장 적합한 구동축을 개발하고자 하였다. Fig. 6은 스파이더 외경 및 길이 변화 등 설계 변경 요소를 보여주고 있으며 총 4 가지 케이스에 대하여 해석을 수행하였다.

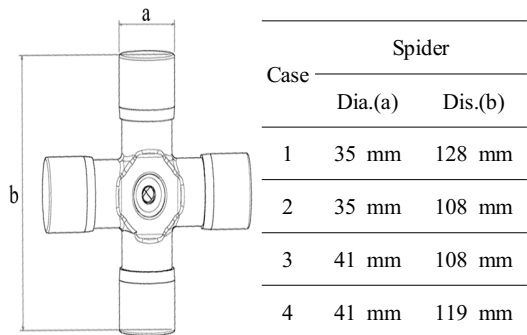


Fig. 6 Design parameters of the spider

### 3. 해석결과 및 제품개선

#### 3.1 기본모델 해석(Case 1)

구동축의 최대응력 및 취약부 검토를 위하여 입력토크 변화에 따른 유한요소해석을 수행하였다. 각 입력토크에서 최대응력은 토크의 증가에 따라 선형적으로 증가하였고 동일한 위치에서 발생하였다. 또한, 각 부품의 항복응력 대비 최대응력을 검토한 결과 스파이더1 부품에서 안전율이 1.2로 가장 낮았으며 Inner/outer yoke shaft, Yoke 순이었다. Fig. 7은 입력토크 2,000 N·m에서 구동축 부품의 해석결과를 보여주고 있다.

구동축 각 부품에 발생하는 최대 응력과 안전계수(항복강도/ 최대응력)를 Table 2에 정리 하였다.

부품별 최대응력과 취약부를 검토한 결과 출력부와 연결되는 스파이더 1에서 786 MPa 최대응력이 발생하였으며 항복응력에 대한 안전계수는 1.2로 계산되어 가장 취약한 부품이었다. 스파이더 2 또한 비슷한 크기의 최대응력과 안전계수를 보여 설계 시 스파이더 부품의 강도를 충분히 고려해야 함을 알 수 있었다. 부품별 안전계수 검토 시 입력축, 출력축, 센터 요크, 출력 요크, 입력 요크 순으로 취약함을 알 수 있었다.

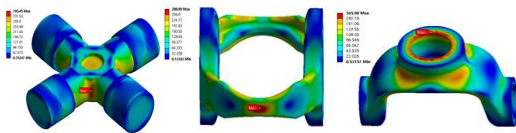


Fig. 7 Analysis results of the drive shaft

Table 2 Maximum stress of the drive shaft parts with torque 2,000 N·m

Name	Yield stress (MPa)	Max. stress (MPa)	S.F.
Outer shaft	1084	577	1.9
Outer yoke	1084	420	2.6
Spider 1	966	786	1.2
Center Yoke	686	289	2.4
Spider 2	966	784	1.3
Inner yoke	1084	366	3
Inner shaft	1084	613	1.8

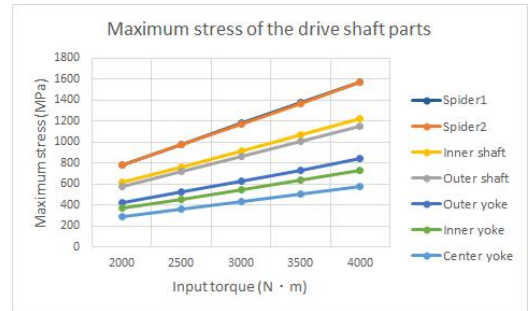


Fig. 8 Maximum stress of the parts according to input torque

Fig. 8은 Spider, Shaft, Yoke 부품의 입력 토크 별 최대 응력을 보여주며, 토크의 증가에 따라 최대 응력은 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있었다. 스파이더 부품은 2,000 N·m 입력 토크 인가 시 최대응력이 786 MPa, 784 MPa로 항복 응력에 근접하였으며, 입력 토크 3,000 N·m 인가 시 항복 응력을 넘는 980 MPa의 최대응력이 발생하였다. 그 외 부품에서는 최대 적용 토크 3,500 N·m 까지 항복 응력보다 작은 값으로 충분한 강도를 갖는 것을 알 수 있었다. 설계된 구동축에서 스파이더 부품이 차량 사양에 적합한 제품 개발을 위한 취약 제품으로 입력 토크 3,000 N·m에서 안전한 제품을 개발하기 위하여 스파이더와 요크 연결부의 직경과 길이를 변경하여 추가적인 해석을 진행 하였다.

#### 3.1 설계변경 모델 해석(Case 2, 3, 4)

기본 모델과 비교하여 스파이더 길이를 20 mm 줄인 제품의 입력 토크의 변화에 따른 최대응력과 취약부를 분석하였다. 해석 결과 스파이더의 최대 응력은 7% 정도 작아졌으며 동일한 위치에서 발생하였다. 스파이더 길이가 짧아짐에 따라 스파이더에 발생하는 최대응력은 작아지나 스파이더에 연결되는 입출력 요크의 최대응력은 상승하는 것을 알 수 있었다. 길이가 변경된 스파이더 제품은 2,500 N·m 입력 토크 인가 시 최대응력이 959 MPa, 940 MPa로 항복 응력에 근접하였으며, 입력 토크 3,000 N·m 인가 시 최대응력 1,152 MPa로 항복 응력을 초과하였다. 그 외 부품에서는 입력

토크 3,500 N·m 까지 제품의 항복응력보다 작은 최대응력 값을 보였다.

기본 모델 대비 스파이더 길이를 20 mm 줄이고 직경을 6 mm 늘린 제품에 대하여 입력 토크 변화에 따른 최대응력과 취약부를 알아보았다. 기존 모델과 비교하여 스파이더의 최대응력이 대략 51% (786 MPa -> 381 MPa) 정도 크게 감소하였으며 발생 부위는 동일하였다. 스파이더의 직경이 증가함에 따라 입출력 축의 최대응력은 감소하며, 입출력 요크의 최대응력은 증가함을 알 수 있었다. 길이와 직경이 변경된 스파이더 부품은 3,000 N·m 입력토크 인가 시 모든 부품에서 제품의 항복응력보다 작은 최대응력 값을 보였으며, 최대 4,000 N·m 토크 인가 시 모든 부품에서는 제품의 항복응력을 만족하는 결과를 얻었다. 반면에 스파이더의 취약부의 강도 보강으로 입출력 축의 최대응력이 크게 상승하여 취약부로 나타남을 알 수 있었다. Fig. 9는 주요 부품의 해석결과를 보여주고 있으며, Fig. 10은 입력 토크별 각 부품의 최대응력을 보여주고 있으며 입출력 축의 최대응력이 스파이더 부품보다 큰 것을 알 수 있다.

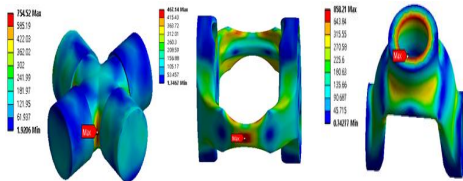


Fig. 9 Stress results of the drive shaft parts (Case3)

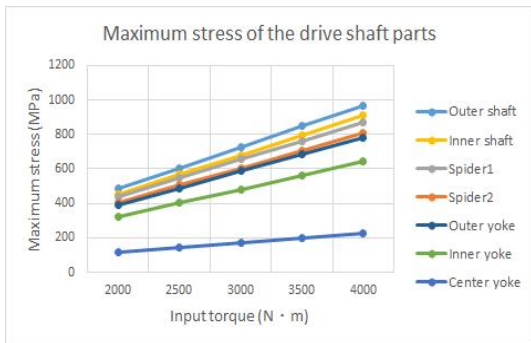


Fig. 10 Stress results of the parts according to input torque (Case3)

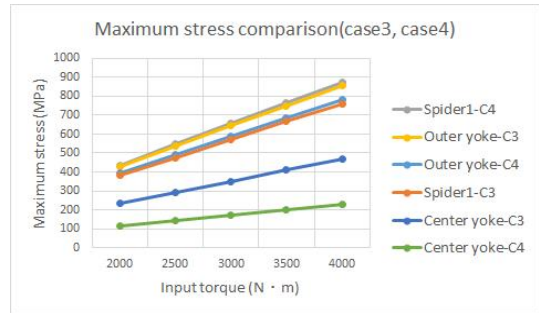


Fig. 11 Maximum stress comparison(case3, case4)

기본 모델 대비 스파이더 길이를 9 mm 줄이고 직경을 6 mm 늘린 제품에 대하여 입력 토크 변화에 따른 최대응력과 취약부를 분석하였다. 기본 모델과 비교하여 스파이더의 최대응력이 대략 44% (786 MPa -> 437 MPa) 감소하며 최대응력 발생 부위는 동일하였다. 변경된 스파이더 부품은 4,000 N·m 토크 인가 시 항복응력보다 작은 최대응력이 발생하였으며, 입출력 요크, 축의 최대응력은 케이스 3번과 비교하여 작게 증가하여 좀 더 안전함 제품임을 확인하였다. Fig. 11은 케이스 3, 4번의 해석결과를 비교하여 보여주고 있다.

이상의 4가지 케이스에 대한 구조해석을 통한 구동축의 검증 결과 길이, 직경 변화에 의한 각 부품 별 최대응력의 발생 위치는 동일하게 유지되었으나 취약 부품의 보강 방법에 따라 최대응력 및 취약부의 변화가 발생하였다. 구동축의 가장 취약한 부품인 스파이더는 길이는 작게, 직경은 크게 할수록 제품의 강도가 상승하지만 연결 부품의 최대응력 변화 및 안전율을 고려하여 스파이더 형상을 결정해야 한다. 본 연구에서는 길이는 9 mm 줄이고 직경을 6 mm 늘린 제품이 스파이더의 최대응력 감소와 연결부품의 최대응력 상승을 고려할 때 가장 최적의 제품이었다.

#### 4. 시제품 제작 및 시험평가

구동축의 구조해석 결과를 반영하여 스파이더 및 요크 부의 설계 변경제품에 제조공정을 반영하여 최종 제품에 대한 3D 모델링을 완성하였다.





Fig. 12 Drive shaft design and sample product

완성된 설계를 근거로 부품의 제조, 가공, 열처리 및 조립과정을 통하여 더블카단 타입 구동축 시제품을 완성하였다. Fig. 12는 더블카단 타입의 구동축 조립품의 3D설계와 개발 시제품을 보여주고 있다.

설계 모델을 기준으로 제작된 3.5톤 상용차용 시제품에 대한 정적강도, 내구성능 시험으로 제품의 성능을 확인하였다. 정적강도 시험은 MTS사의 215.45C의 로터리 액추에이터를 이용하였으며, 해석 조건과 동일하게 400 Kgf·m 토크를 인가하여 강도 시험을 진행한 후 각 부품의 파손 및 균열여부를 확인하였다. 내구시험은 150 Kgf·m 토크를 인가하여 15만회의 시험 후 제품의 이상 유무를 확인하였다. Fig. 13은 시험장비 세팅 사진과 제품에 인가된 목표 토크 값을 보여주고 있다. 시험 후 각 부품에 대한 육안 검사 시 균열 및 파손일 발생하지 않았다. 정강도 시험 및 내구시험 모두 정상적인 조건에서 시험이 진행되었으며 제품이 요구하는 성능을 모두 만족하였다. 이는 제작된 시제품이 3.5톤 차량에 적용할 수 있는 충분한 성능을 갖는 제품임을 알 수 있었다.

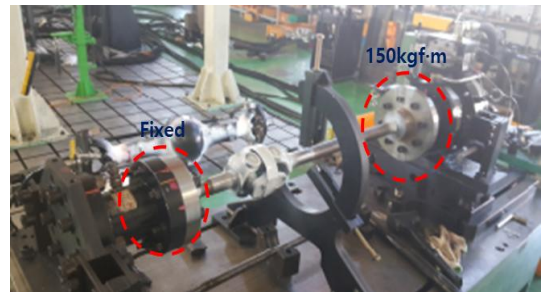
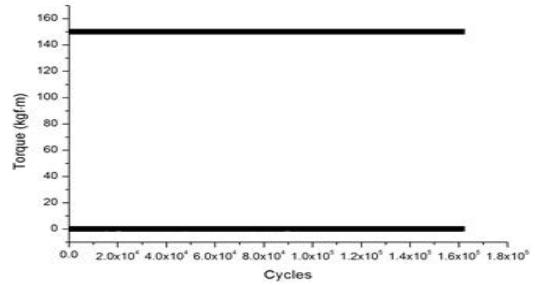
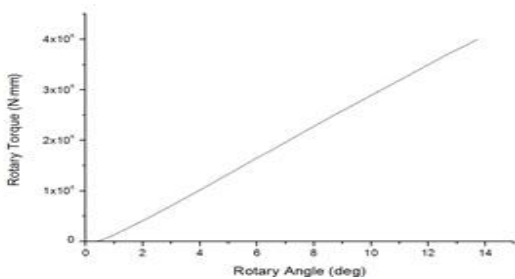


Fig. 13 Test set-up and conditions of the drive shaft

## 5. 결론

본 연구에서는 3.5톤 상용차의 차축 구동축 개발을 위하여 설계된 제품에 대하여 구조해석 기술을 적용하여 최대응력 발생, 취약부를 확인하였고 시험평가로 검증하였다. 구동축의 작동 조건을 고려하여 다양한 입력 토크에서 구조해석을 수행하였고 스파이더 부품의 직경, 길이 등 설계 변경된 제품 개발과정에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 입력 토크 변화에 대한 구동축의 해석 결과 가장 취약부는 스파이더 부품이었다. 스파이더의 길이와 직경을 변경하면서 주요 부품의 최대응력과 안전율을 검토하였으며, 적용 토크를 만족하는 제품을 설계 개발하였다.
2. 스파이더 길이를 20 mm 줄이고 직경을 6 mm 크게 한 제품의 해석 결과 스파이더의 최대응력은 기본 모델 대비 대략 51% 감소하였으며, 입출력 요크, 축의 최대응력이 증가하였다. 입력 토크 4,000 N·m 토크 인가 시 스파이더의 최대응력은 762 MPa로 항복 응력 이내 값을 보였지만 입출력 축의 최대응력이 1,025 MPa로 크게 상승하였다.

3. 스파이더 길이를 9 mm 줄이고 직경을 6 mm 크게 한 제품의 해석 결과 최대응력은 기준 모델 대비 대략 44% 감소하였으며, 입출력 요크, 축의 최대응력은 케이스 3번과 비교하여 작게 증가하였다. 스파이더의 응력 감소와 연결 부품의 응력 증가를 고려할 때 가장 적절한 설계 변경 제품으로 판단하였다.
4. 개발된 구동축은 3.5톤 상용차의 구동축에 사용할 수 있는 신뢰성 있는 제품임을 정적강도, 내구시험을 통하여 확인하였으며, 향후 실차 장착 시험을 통하여 개발품의 적용 및 생산이 가능할 것으로 판단된다.

## 후 기

“본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력권산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.(R0002889)”

## REFERENCES

1. Guk, D. S., Ahn, D. G., Lee, H. J. and Jung, J. H., "Investigation of Structural Safety of Monobloc Tubular Drive Shaft Subjected to Torque", Journal of the KSPE, Vol. 32, No. 12, pp. 1073-1080, 2015.
2. Lee, H. J., Kang, M., Lee, B., Sug, G. and Kim, J., "Bottom Pot Hole Shape Improvement and Structural Analysis of a Universal Joint Yoke for a Propeller Shaft", KSAE Spring Conference Proceedings, pp.1-9, 2010.
3. Song, H. S., Jung, D., Seo, Y. K. and Jung, W. S., "Durability Assessment and Design Modification of a Propeller Shaft of an Automotive", KSAE Spring Conference Proceedings, pp. 826~849, 2011.
4. Han, D. S., Lee, S. H. and Han, G. J., "Strength evaluation of a propeller shaft according to the cross angle", KSPE, pp. 237-238, 2008.
5. Avrigean, E., Pascu, A. M., and Oleksik, V. S., "Study of the Cardan Cross Using the Experimental and Analytical Method" Proceeding Engineering, Vol. 100, pp. 499~504, 2015.
6. Oh, B. G., "Strength Analysis of Cross Groove Type Constant Velocity Joint Cage for Propeller Shaft", Transactions of KSAE, Vol. 16, No. 2, pp. 74-79, 2008.
7. Kweon, S. S., Seo, K. W. and An, H. S., "Improve ment of NVH Performance for Premium Passenger Car Propeller Shaft", KSAE Annual Conference Proceedings, pp. 1345~1339, 2010.
8. Choi, E. O., Ahn, B. M., Hong, D. P. and Chung, T. J., "A Study on the Design of Propeller Shaft for Reduction of Torsional Vibration ", Transactions of KSAE, Vol. 7, No. 7, pp. 221~228, 1999.
9. Kweon, E. S., Lee, C. W., Shin, I. Y. and Yi, C. S., "A Study on the Vibration Analysis of Impeller and Shaft in Cryogenic Submerged Pumo", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 2, pp. 56-62, 2017.
10. Cho, J. H., Moon, D. J and Lee. J. SC., "A Study on the CAE analysis of Bed Multi-Tasking Machine for Automotive Power Train Shafts", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 1, pp. 9-14, 2015.