

## 로터리 스웨이징 공정으로 성형된 자동차 중공 드라이브샤프트의 성능특성 연구

임성주\*, 이낙규\*\*, 나경환\*\*, 이지환\*\*\*

(2003년 8월 28일 접수)

### Performance Characteristics of the Automotive TDS (Tube Drive Shaft) by the Rotary Swaging Process

S. J. Lim, N. K. Lee, K. H. Na and C. H. Lee

#### Abstract

A monobloc TDS(Tube Drive Shaft) has been developed by using the rotary swaging process which is one of the incremental forming process. In order to estimate the developed TDS performance characteristics such as natural frequency, strength, stiffness and mass, finite element analysis has been carried out using commercial software, MSC/NASTRAN. The calculated performance characteristics have been compared with analysis results of SDS(Solid Drive Shaft) to know how much improve the performance characteristics. Also the sensitivity analyses of design parameters for the tube length and diameter have been performed. From the analysis results, it was found that the TDS allowed for a high frequency and could be designed to be much lighter than SDS. This advantage can give possibility to tune the NVH (Noise-Vibration-Harshness) characteristics.

**Key Words** : Rotary Swaging, Natural Frequency, Tube Drive Shaft, Solid Drive Shaft, Torsion Mode Noise-Vibration-Harshness, Bending Mode

#### 1. 서 론

최근 자동차산업은 자동차 연비향상과 환경 보호 차원에서 구조 경량화 및 엔진성능 향상, 배기가스 감소를 위한 여과장치개발, 그리고 소음진동의 감소와 승객의 안전도 향상을 위한 기술개발 등 여러 분야에서 많은 연

구가 진행되고 있다.

드라이브샤프트는 동력전달의 고효율화를 얻기 위하여 엔진에서 발생된 회전력을 바퀴에 직접 전달하는 동시에 조향(Steering) 기능을 수행하는 자동차 중요한 부품이다. 이러한 드라이브샤프트는 전륜(Front drive)구동차량 뿐만 아니라 후륜구동(Rear drive), 4륜구동 1차량에도 사

\* 인하대학교 대학원 첨단정밀공학과 (KITECH)

\*\* 한국생산기술연구원 디지털생산공정팀

\*\*\* 인하대학교 금속공학과

에도 사용되고 있으며 Fig. 1과 같이 트리포드조인트 (Tripod joint)부와 등속조인트(Constant velocity joint : CV joint)부로 구성된다.

지금까지 중실 드라이브샤프트(Solid Drive Shaft : SDS)의 경량화를 위한 방법으로 드라이브샤프트의 소재 개선, 형상개선 등 여러 방법으로 어느 정도 중량감소 효과를 보았으나 현재 자동차에 적용되고있는 SDS로는 더 이상 중량감소를 기대하기 어려울 뿐만 아니라 엔진의 2차 주파수와 휠 허브(Wheel hub) 주파수와의 공진 현상으로 NVH(Noise, Vibration and harshness)문제를 더 이상 완화시키는데 한계성을 나타내고 있어 좀더 적극적인 개선이 요구되고 있는 실정이다. 따라서 최근 선진 자동차 메이커(GM, BMW, VW)에서는 이러한 단점을 개선하기 위한 연구를 통하여 기존 SDS를 TDS(Tube Drive Shaft)로 대체함으로써 비틀림 강성(Torsional Stiffness) 향상, 굽힘 강성(Bending Stiffness) 향상, 소음(Booming) 감소, 엔진진동 주파수와의 NVH 억제효과 상승 및 기존 중실축 대비 약 23%의 중량절감 효과와 약 30%정도의 강성증대효과를 도모하였다.<sup>(1~2)</sup> 따라서 향후에는 이러한 장점으로 인하여 TDS가 국내외 모든 자동차에 대부분 사용될 것으로 전망된다.

드라이브샤프트는 사용 특성상 계속적으로 운동하는 엔진의 회전력을 받으면서 고속회전을 하기 때문에 비틀림 진동 등으로 축이 휘거나 기하학적 중심과 물리적 중심이 일치하지 않을 경우 위얼링(Whirling)의 휨진동을 일으킬 염려가 있다. 이러한 휨진동과 드라이브샤프트의 고유진동과의 공진(Resonance)이 일어나면 파괴현상이 발생하므로 상용 회전속도는 공진이 일어날 수 있는 위험 회전속도를 피하여 설계하는 것이 매우 중요하다.



Fig. 1 Assembly of automotive drive shaft

특히 두께가 얇은 TDS의 경우에는 비틀림 좌굴(Torsional buckling)과 공진 현상 등이 발생하기 쉽기 때문에 충분한 강도를 갖는 튜브의 치수와 재질의 결정, 그리고 성능특성을 고려한 TDS의 최적 형상을 결정하는 것이 매우 중요한 변수이다.

현재 TDS의 제작방법으로는 튜브재에 미리 중실재로 성형된 드라이브샤프트 끝단 부를 용접하는 마찰용접(Friction welding) 공정과 일체형(Monobloc) 튜브형태로

의 제작을 위한 Cold rolling 공정, Hydraulic expansion 공정, Cold drawing 공정, 그리고 로터리 스웨이징 공정 등이 있으나 마찰용접에 의한 제작방법은 재료의 균일한 소성유동을 얻을 수 없는 단점이 있기 때문에 다른 공정에 비하여 소재의 균일한 소성유동과 요구되는 내구성을 얻을 수 있는 등 많은 장점을 가지고 있는 로터리 스웨이징 성형 방법이 현재 TDS의 성형공정으로 각광을 받고있다.<sup>(3~4)</sup>

본 논문에서는 Fig. 2와 같이 로터리 스웨이징 공정의 피드인(Feed-in) 스웨이징 성형과 리세싱(Recessing) 스웨이징 성형이 가능하도록 국내 기술진에 의하여 개발된<sup>(5)</sup> 로터리 스웨이징 장치에 의하여 성형된 TDS 사용상의 성능특성 만족도 검증을 위한 구조 진동해석과 TDS의 길이(Length) 및 직경변화에 따른 고유진동수(Natural frequency)의 민감도해석과 강도해석을 수행하여 TDS의 길이와 직경변화(Diameter)등이 비틀림 강성이나 굽힘 강성 향상 특성에 어떠한 영향을 주는지를 규명하였으며 이를 통한 TDS의 최적 치수결정과 그에 따른 로터리 스웨이징 성형 가능성 검토 및 품질안정화와 사용상의 성능특성을 위한 TDS 설계 제작 기준을 제시하였다.

## 2. 중공 드라이브샤프트의 스웨이징 성형공정

### 2.1 로터리 스웨이징 장치

로터리 스웨이징 공정의 성형 원리는 모타동력에 의한 주축스핀들의 회전력에 의하여 스펀들과 롤러 사이에 일정한 상대 회전운동이 발생하게 된다. 이 상대회전운동에 의하여 스펀들의 위치가 어느 각도만큼 회전 할 때 롤러와 해머간에 반경방향으로 일정한 틈(Gap)이 발생하여 금형과 해머가 열렸다(Open) 닫혔다(Close)하는 운동을 반복적으로 하게된다.

이때 롤러가 해머의 상사점과 하사점을 통과하여 해머에 일정한 이동거리(Stroke)를 주게 된다. 이 해머의 이동거리 만큼 서로 마주 보고있는 금형은 축 중심을 향하여 반경 방향의 타격(Radial blows)을 유발하게 된다. 이때 금형 속으로 성형소재를 공급 전진시키면 소재는 그 반복적인 충격력에 의하여 요구된 금형 형상에 따라 점진적으로 성형이 이루어진다.<sup>(6)</sup>

이러한 로터리 스웨이징 공정의 특징<sup>(7~8)</sup>은 원형, 사각형, 테이퍼 등 형상을 갖는 제품의 대량 생산에 매우 경제적인 성형방법으로서 설비가 저렴하며 구조가 간단하고, 비숙련자도 작업이 용이하다. 또한 성형 중 소재의

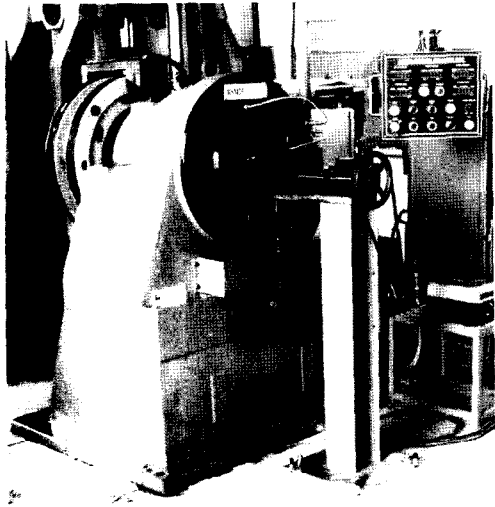


Fig. 2 Rotary swaging M/C

칩 발생이 거의 없으며 소재의 형상과 재질 및 단면 감소율에 따라서 다소 차이는 있지만 생산성이 매우 높다. 그리고 강(Steel) 및 비철금속(Non-ferrous) 등과 같이 다양한 재질을 대상으로 적용이 가능하며, 열간 및 냉간 성형도 가능하다. 그리고 성형된 소재의 내부 구조가 화이버유동(Fiber flow) 형태를<sup>(9-10)</sup> 갖기 때문에 기계적 성질이 향상된다. 또한 절삭가공에 비하여 제품의 표면 거칠기와 치수 정밀도 등이 우수하며 공정의 자동화가 용이한 장점을 가지고 있다. 그러나 작업 중 소음과 진동이 발생하는 단점이 있다.

### 2.2 드라이브사프트의 스웨이징 성형

TDS의 성형에 사용된 재질은 현재 스위스 Rothrist사의 xMn5 계열의 상용화된 재질로서 성형성과 강도면에서 우수한 소재로 알려진 34Mn5를 이용하여 로터리 스웨이징 성형을 수행하였다.

Table 1 Chemical composition of 34Mn5

Elements	C	Si	Mn	P	S	Al	Ti
34Mn5 (ø31×6t)	0.35	0.28	1.23	0.010	0.003	0.038	0.04

소재의 화학성분은 Table 1과 같으며 Mn 함유량이 높은 것이 이 소재의 특징이다.

Fig. 3은 본 성형실험에 사용된 금형으로 리세싱 스웨이징 금형과 피드인 스웨이징 금형 등이 세트로 구성되어 있다.

성형된 TDS의 형상은 Fig. 4와 같다. 성형소재들은 성형 중 발생될 수 있는 결합발생을 최대한 감소시키기 위하여 모든 시편의 양쪽 끝단을 기계가공을 하였다.

그리고 성형 중에 발생하는 소음 및 마찰을 방지하고 성형 중 발생하는 열의 상승으로 인한 성형품의 조직변화 및 표면이 검게 타는 것을 방지하기 위하여 비수용성 절삭유를 성형 부위에 계속적으로 절삭유를 분사 공급하였다.

본 성형 실험에서는 34Mn5 튜브 소재에 관하여 로터리 스웨이징 성형공정 5 공정, 절삭공정 2 공정, 세레이션 성형 2 공정 등 모두 9 공정으로 제품의 표면조도 및 치수정밀도가 우수한 제품을 얻을 수 있었다.<sup>(11)</sup>

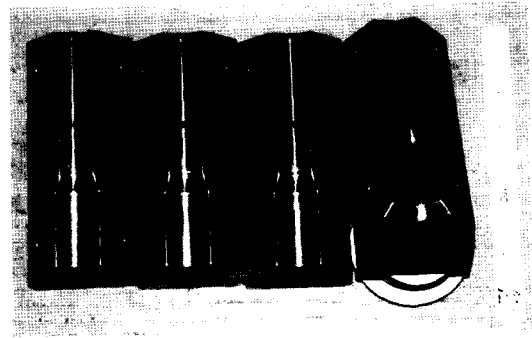


Fig. 3 Forming dies of TDS (Four-split die)

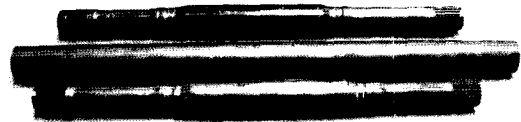


Fig. 4 Products of TDS

### 3. 구조진동해석

본 논문에서 개발하려는 TDS에 대한 강성 특성과 진동 특성을 알아보기 위하여 상용 구조해석 소프트웨어인 MSC/NASTRAN과 전후처리 프로그램인 HYPERMESH를 사용하여 해석을 수행하였다.

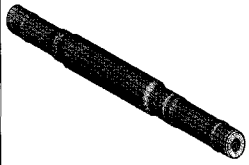
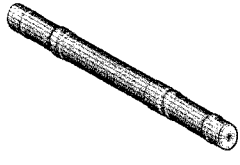
TDS		SDS	
			
Elements	19280	Elements	31860
Nodes	24160	Nodes	32121

Fig. 5 FEM models of TDS and SDS

기존의 SDS와 개발하려는 TDS의 강도, 진동특성 비교를 위하여 동일 조건하에 TDS와 SDS의 해석결과를 비교, 검토하였다.

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 해석을 위한 TDS와 SDS의 초기 유한요소 격자 모양을 나타내고있고 이때 사용된 요소는 6면체이다.

### 3.1 진동해석

드라이브샤프트의 진동 특성을 알아보기 위해서는 구속이 전혀 없는 자유(Free) 고유진동수 특성과 실제 자동차에 장착된 상태의 진동특성을 알아보기 위한 구속(Fixed) 진동특성을 계산하였다. 고유 진동수는 아래와 같은 식으로 고유치(Eigenvalues) 문제를 풀어서 구할 수 있다.

$$(K - \lambda M)U = 0 \quad (3.1)$$

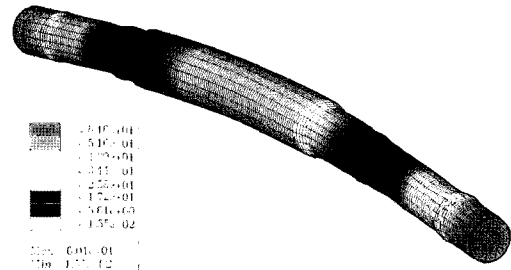
Table 2 The natural frequency of TDS and SDS

No	Condition	Tube drive shaft (TDS)		Solid drive shaft (SDS)	
		Free	Fixed	Free	Fixed
1	Bending mode	712.3	581.2	518.3	501.1
2	Bending mode	1701.0	1567.0	1411.1	1373.0
3	Bending mode	3153.2	2668.0	2690.4	2633.0
4	Torsion mode	4125.3	3018.0	3432.1	3340.0
5	Bending mode	5013.9	4814.0	4332.7	4245.0
6	Bending mode	5852.1	5221.0	5592.1	5527.0

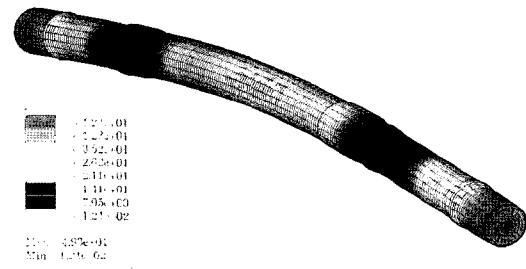
MSC/NASTRAN에서 제공하는 고유진동수 추출 방법에는 Reduction(Tridiagonal) 방법, Real inverse power 방법, Real symmetric lanczos 방법 등이 주로 사용되는데 본 해석에서는 자동차 부품의 Normal mode 해석에 많이 사용되는 Real symmetric lanczos 방법을 사용하였다.<sup>(12)</sup> 해석 결과 Table 2와 같은 고유 진동수를 얻을 수 있었으며 설계 검토에 사용될 6차까지의 진동수만을 고려하였다.

Table 2의 결과에서 보듯이 4차 모드만이 비틀림 모드(Torsion mode)이고 나머지는 모두 굽힘 모드(Bending mode)를 나타낸다.

이와 같이 축류품의 경우에는 굽힘 모드가 보다 쉽게 일어나며 비틀림 모드 보다 지배적임을 알 수 있다.



(a) 1st bending mode of TDS(712.3Hz)



(b) 1st bending mode of SDS(518.3Hz)

Fig. 6 1st bending mode of TDS and SDS

자유단과 고정단에 대해서 비교하였는데 양단자유단(Free-Free) 경계조건인 경우 TDS의 고유진동수가 SDS의 고유진동수에 비하여 최대 약 37% 정도 증가하였으며 양단고정단(Fixed-Fixed)하에서는 약 17% 증가하였다. 따라서 TDS는 고주파의 고유진동수를 가지고있

어 SDS에 비하여 진동 특성 면에서 유리함을 해석을 통하여 알 수 있었다.

Fig. 6(a)은 TDS의 1차 굽힘 모드로서 고유진동수가 712.3Hz로 나타났으며, Fig. 6(b)의 경우는 SDS의 1차 굽힘 모드로서 고유진동수가 518.3Hz로 나타난 결과를 보여 주고 있다.

### 3.2 고유진동수의 민감도 해석

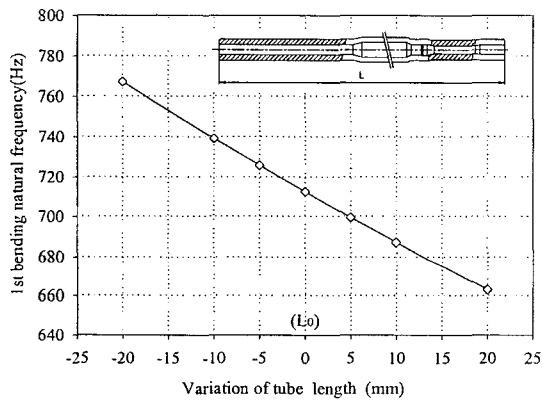
자동차의 설계가 변경되면 기존 제품의 형상이나 치수 또한 변경되어야 하며 설계 변경 시 어떤 방향으로 변경되어야 성능특성에 악영향을 주지 않는가를 미리 예측하는 것이 필요하다.

따라서 이를 위하여 TDS의 길이 및 중심부의 직경변화에 따른 고유진동수의 민감도(Sensitivity)해석을

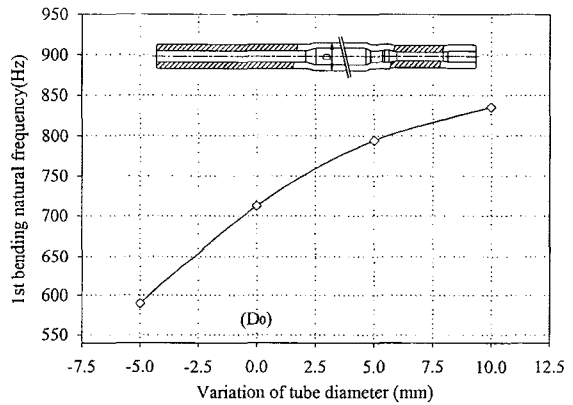
수행하였다. Fig. 7(a)과 Fig. 7(b) 그리고 Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)의 그래프는 각각의 길이 변화 및 직경변화에 대한 굽힘 모드와 비틀림 모드의 변화를 보여주고 있다. Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)의 그래프에서 0(L<sub>0</sub>)은 TDS의 초기 길이를 말하며, Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)에서 0(D<sub>0</sub>)은 초기 직경을 의미한다.

Fig. 7(a)은 TDS의 길이 변화에 대한 1차 굽힘 모드의 변화를 보여주는 그래프로서 길이가 길어질수록 고유진동수가 낮아지는 경향을 보여 주고 있는데 이러한 결과는 일반적으로 축류품에서 볼 수 있는 결과와 유사한 경향을 보이고 있다.

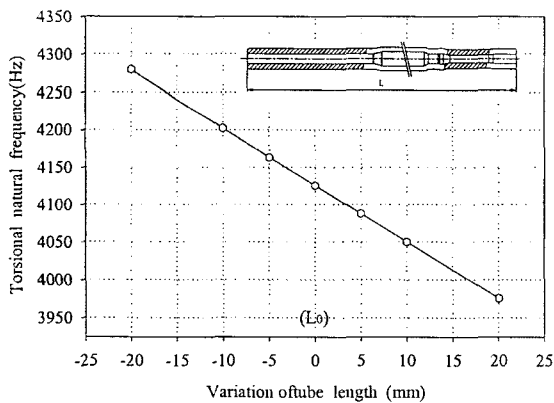
따라서 설계 변경 시 축의 길이가 길어지는 방향으로 설계를 하는 경우에는 고유진동수가 낮아지므로 주의해야 함을 알 수 있다.



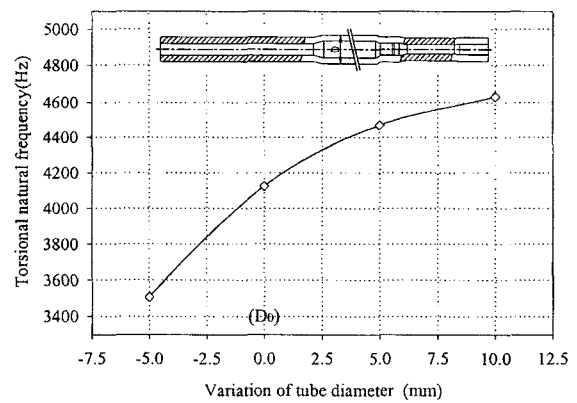
(a) The 1st bending mode



(a) The 1st bending mode



(b) The 1st torsional mode



(b) The torsional mode

Fig. 7 The 1st torsional and bending mode by variation of TDS length

Fig. 8 The 1st torsional and bending mode by variation of TDS diameter

다음은 TDS의 직경을 변화시키는 경우 고유진동수의 변화를 살펴보았다. Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)은 TDS의 직경 변화에 대한 1차 굽힘 모드와 비틀림 모드 변화를 보여주는 그래프로서 직경이 증가하면 고유진동수도 함께 증가함을 알 수 있다. 일반적으로 축류품에서 볼 수 있는 결과와 유사한 경향을 보이고 있다.

따라서 TDS의 길이 및 중심부의 직경 변화에 대한 Normal Mode 해석 결과 축의 길이 관점에서는 가능한 짧게 하고 직경 관점에서는 가능한 크게 하는 것이 고유진동수를 고주파(High frequency) 영역 쪽으로 보내는데 유리함을 본 해석을 통하여 알 수 있었다.

#### 4. 중공 드라이브샤프트의 강도해석

해석은 정적 비틀림 파단시험의 평가인 경우 한쪽 끝단을 고정된 상태에서 반대쪽에서 3,600 N·m의 비틀림 모멘트를 가했을 경우 이상이 없어야 하는 시험조건으로 SDS와 TDS에 관하여 수행하였다.

해석에 사용된 재료의 기계적 성질은 Table 3과 같다.

Table 3 Mechanical property of 34Mn5

Tensile strength (Mpa)	662
Yield strength (Mpa)	402.4
Elongation ratio (%)	38.8
Hardness (HrB)	82.4~86.2

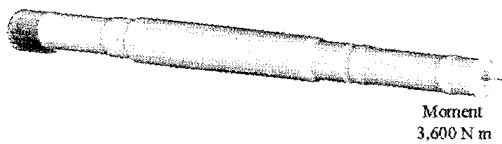


Fig. 9 Boundary conditions for stress analysis

그리고 Fig. 9에는 정적 비틀림 해석을 위한 경계 조건을 표시하였다. 그림에서와 같이 한쪽 끝은 고정하였으며 반대쪽 끝에 비틀림 모멘트 3,600 N·m을 가하였다. 해석 결과 응력상태는 Table 4와 같이 TDS의 경우 2,380 Mpa이었고 SDS의 경우는 2,220 Mpa로 나타났다. Fig. 10(a)와 Fig. 10(b)은 해석 결과에 대한 SDS와 TDS 단면의 상세 응력 분포도를 보여 주고있다.

해석 결과로 알 수 있듯이 최대응력은 샤프트의 끝단 부위에서 발생되었으며 이것은 기존의 드라이브샤프트 시험 결과에서 알려진 바와 같은 유사한 결과를 보여 주고 있다. 즉 기존의 자동차 드라이브 샤프트의 강도, 내구 시험결과도 주로 샤프트의 끝단 부근에서 파단되는 것으로 알려져 있다.

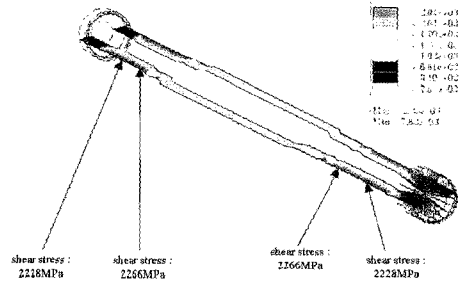


Fig. 10(a) Stress distribution of TDS

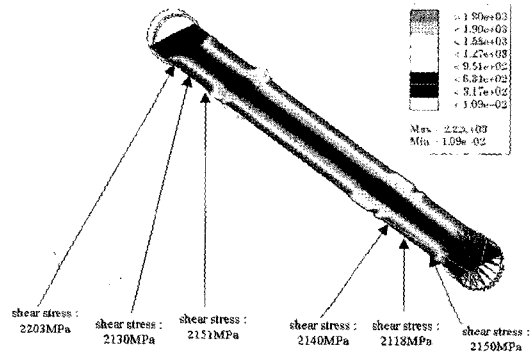


Fig. 10(b) Stress distribution of SDS

Table 4 Results of stress analysis

	Tube drive shaft (TDS)	Solid drive shaft (SDS)
Max. von Mises	2,380 Mpa	2,220 Mpa

이것으로 보아 응력값의 정도는 다르지만 해석 결과와 기존의 드라이브 샤프트 시험 결과와 어느 정도 유사한 경향을 나타냄을 본 해석을 통하여 확인하였다.

해석 후 응력값 2,380Mpa은 원소재의 인장강도 662 Mpa 인 것보다 약 3.5배 정도의 큰 응력 값이다. 이러한 결과는 성형 후 아무런 후처리 공정을 하지 않을 경우 파단 될 수 있음을 나타낸다. 따라서 소재 성형 후 반드시 후처리 공정으로 열처리 공정이 필요하다는 것을 알 수 있다.

**5. 중공 · 중실 드라이브샤프트의 강성비교**

양단 고정 조건에서 SDS와 TDS의 강성을 비교하였다. 드라이브샤프트는 실제 차량에서 양쪽 끝단이 조인트로 연결된 상태로 회전하므로 경계조건을 양단 고정된 단순보 형태에 단위 하중을 가하는 상태에 대한 강성을 비교하였다.

강성의 해석 결과 TDS의 경우  $8.48 \times 10^3 \text{N/mm}$  이었으며 SDS의 경우  $6.368 \times 10^3 \text{N/mm}$ 로 나타났다. TDS가 SDS보다 약 33% 크게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 SDS보다는 TDS가 강성 면에서 유리함을 알 수 있다.

그리고 무게측면에서도 TDS의 무게가 SDS의 무게에 비하여 약 12.8% 정도 경량화가 되었다.

**6. 비틀림 파단 시험**

스웨이징 성형 후 고주파 열처리된 TDS의 비틀림 파단 시험(Torsional torque test)은 TDS의 세레이션 끝단 부를 정적 비틀림 파단시험기의 한쪽 끝단에 고정하고 반대쪽에서 비틀림 모멘트를 부여하는 형태로 수행하였다.

Fig. 11의 (a)는 비틀림시험 후 파단된 3개의 시편이고 (b)는 파단시험 후 절단된 파단면(Fracture section)을 보여주고 있다.

비틀림 시험결과 시편의 비틀림 파단값은 4,170 N·m, 4,150 N·m, 4,170N·m 로 나타났으며, 평균 약 4,163 N·m 로 평가되었다.

이러한 결과치는 SDS의 기준 토오크 3,600 N·m보다 약 560 N·m 정도 큰 값으로 TDS의 경우가 SDS에 비하여 높은 비틀림 강성을 갖음을 본 파단 시험을 통하여 알 수 있었다.

그리고 시편의 파단은 모두 TDS 양쪽 끝단 최소 직경 부에서 발생하였다. 이러한 결과는 구조해석에서 예측되었던 것과 같이 최소 직경 부에서 최대토오크가 발생함을 본 시험 통하여 확인 할 수 있었다.

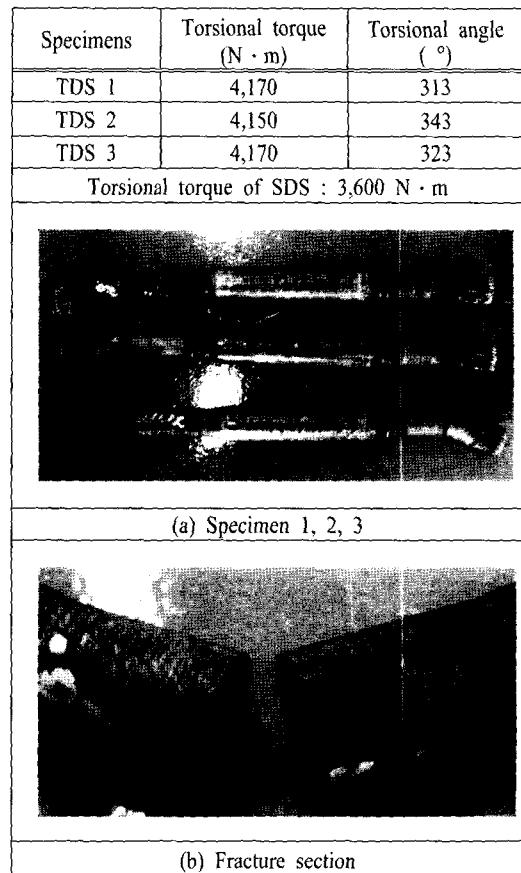


Fig. 11 Specimens after torsional test of swaged TDS

**7. 결 론**

기존의 자동차에 사용되고있는 SDS을 TDS으로 개발 하기 위하여 TDS를 로터리 스웨이징 공정을 이용하여 성형하였으며 성형 후의 형상 및 치수변경 등 설계제작 변경에 따른 적합성 판단과 TDS의 성능특성평가를 위하여 SDS 및 TDS 각각에 대한 Normal Mode해석과 TDS의 길이 및 중심부의 직경 변화에 대한 고유진동수의 민감도해석을 수행하였다. 본 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 양단자유(Free-Free)의 경계조건에서의 TDS의 고유진동수가 SDS의 고유진동수에 비하여 최대 약 37% 증가하였으며, 양단고정(Fixed-Fixed)하에서는 약 17% 증가하였다. 따라서 TDS가 SDS에 비하여 진동 특성 면에서 유리함을 알 수 있었다.

(2) 양단 고정 하에서의 중심부위 변형에 대한 강성

(Stiffness) 해석을 수행하였다. 해석 결과 TDS가 SDS에 비하여 약 33% 강성이 증가하는 것을 확인하였다. 또한 중실축 대비 약 12.8%의 무게 감소효과도 볼 수 있었다. 이상에서 TDS가 고유진동수나 강성 그리고 무게 측면에서 모두 유리함을 확인하였다.

(3) TDS 길이 및 중심부의 직경변화에 대한 Normal Mode 해석을 수행하였다. 해석 결과 가능하면 길이 관점에서는 길이를 짧게 설정하고, 직경 관점에서는 크게 설정하는 것이 고유진동수의 주파수를 High frequency 쪽으로 보내는데 유리함을 알 수 있었다.

본 연구를 통하여 로터리 스웨이징 공정을 이용한 TDS의 성형이 가능함을 알 수 있었다. 향후 소재선정, 부품시험, 실차 내구시험을 통한 TDS의 제품 설계가 계속적으로 이루어지고, 국내 기술로 개발된 로터리 스웨이징 기계로 TDS를 성형할 수 있는 성형기술을 지속적으로 확보할 경우 자동차 경량화 및 NVH 특성 향상 등 자동차의 성능 향상에 크게 기여할 수 있으리라 기대된다.

### 참 고 문 헌

- (1) Dr. -Ing. P. Amborn, Prof . S. K. Ghosh, I. K. Lead better, 1995, "Modern Side-Shaft for Passenger Cars : Manufacturing Processes I", GKN Autotive, J. of Materials Processing Technology, 63, pp. 13 ~24.
- (2) Dr. Bernhard Muller, "Application of rotary swaging for the economical production of light weight components, mainly for the car industry", HMP, pp. 1~5.
- (3) ASM. Metals Handbook, Forming, 1969, "Rotary Swaging of Bar and Tubes", Vol. 4, pp. 333~346.
- (4) Serope Kalpakjian, 1966, "Dimensional Changes in

- Tube Swaging", J. of Engineering for Industry Transactions of the ASM. Vol. 88, No. 2, pp. 147~150.
- (5) S. J. Lim, D. J. Yoon, J. H. Lee and K. H. Na, 1997, "Development of Rotary Swaging Machine with the Outer Rotor", J. of Industrial Technology, KITECH, Vol. 2, No. 7.
- (6) Richard L. Kegg, Trans. ASME., 1964, "Mechanics of the Rotary Swaging Process", Vol. 84~86, No. 4, pp. 317~326.
- (7) Romed L. Suffredini, 1963, "How Swaging affects Mechanical properties of steel", Metal progress, pp. 109~120.
- (8) R. S. Dusseau, J. D. Bryzgel, Tool and Manufacturing Engineers Hand book, Chap. 14. "Swaging", SME, Vol. 2 (Forming), pp. 14-1~14-21.
- (9) W. G. Ovens, E. L. Bartholomew, R. R. Biederman, 1976, "Metal flow in Two-die Swaging," J. of Engineering for Industry Transactions of the ASM. Vol. 98, No. 4, pp. 1121~1124.
- (10) S. J. Lim, D. J. Yoon and K. H. Na, 1998, "The Forming Characteristic of Rotary Swaging Process", J. of the Korea Society for Technology of Plasticity Vol. 7, No. 5, pp. 432~438.
- (11) S. J. Lim, N. K. Lee, K. H. Na and C. H. Lee, 2003, "Forming Process of the Automotive TDS (Tube Drive Shaft) by the Rotary Swaging Process", J. of the Korea Society for Technology of Plasticity Vol. 12, No. 6, pp. 558~565.
- (12) Sang Hyun Jee, "The application of the simulation techniques to reduce the noise and vibration in vehcle development", FISITA World Automotive Congress, June 14, 2000, F2000H240.