

# 자동차 조향장치용 유니버설조인트 어셈블리 유격설계 Clearance determination of universal joint assembly

\*이장용<sup>1</sup>, 박형기<sup>2</sup>

\*J. Y. Lee<sup>1</sup>, H.K.Park(hkpark@kitech.re.kr)<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 한국생산기술연구원 생산자동화센터, <sup>2</sup> 한국생산기술연구원 생산자동화센터

Key words : Tolerance, Clearance, Universal joint, Steering system of Automobile

## 1. 서론

차량 조향장치용 유니버설조인트(u-joint) 어셈블리는 핸들의 회전력을 랙-피니언 기어(rack and pinion)로 전달하는 자동차 부품으로서 2 개의 u-joint 와 tube, spline shaft 등으로 구성되어 있으며 각각의 u-joint 는 십자형의 spider 에 2 개의 요크(yoke)가 니들(needle) 베어링을 통해 결합된다. Fig. 1에 u-joint 어셈블리를 도시하였다. 서로 일치하지 않는 축들 사이의 회전력을 전달하는 u-joint 를 통해 핸들의 회전이 전달되는데 이 과정에서 tube 와 spline shaft 사이에는 회전력의 전달과 동시에 미끄럼(slip)운동이 발생한다.<sup>1</sup>

차량의 바퀴를 통해 전달되는 변위를 흡수하기 위해 미끄럼이 가능한 u-joint 어셈블리는 tube 와 spline shaft 를 사이의 틈새에서 진동과 소음 발생 가능성이 높다. 또한 장기 사용에 따른 마모로 인해 틈새가 커지고 이로 인해 회전력 전달과정에서 과도한 유격(裕隔, lash)이 발생하는 등의 문제가 발생하고 있다. Tube 와 spline shaft 의 조립간격(assembly shift) 및 공차로 인해 발생하는 핸들의 유격은 운전자가 매우 예민하게 감지하는 부분으로서 이를 최소화하지 않으면 제품의 품질에 부정적인 영향을 끼친다. 이러한 제품의 설계 및 제작은 제품의 정밀도를 최대한 높이면서 동시에 가공비를 절감하여 생산성을 높여야 하는데 이를 위해서는 부품들 사이의 누적공차해석에 의한 공차최적화가 필요하다. 또한 독자적인 설계를 위해서는 자체적인 제품 품질검사 설정이 가능해야 하는데 이 또한 공차에 의한 부품 사이의 유격이 예측되지 않으면 불가능하다.

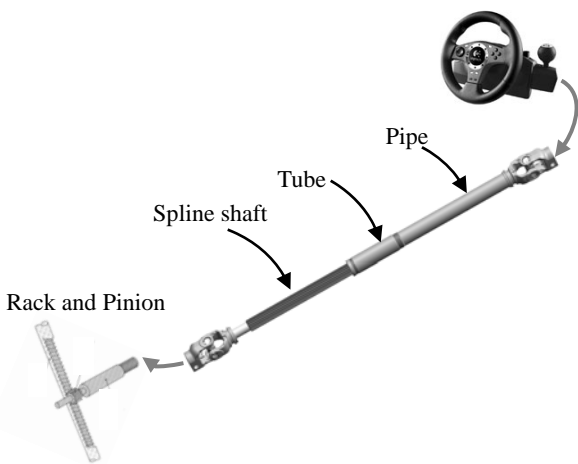


Fig. 1 Universal joint assembly<sup>1</sup>

본 논문에서는 u-joint 어셈블리 중 spline shaft 와 tube 사이의 유격에 대한 해석을 목표로 하고 있다. 회전력을 전달하는 spline shaft 가 16 산(山)으로 되어 있고 이와 결합되는 tube 도 16 개의 홈을 갖는다고 가정한다. 유격해석은 spline shaft 와 tube 의 중심축이 서로 일치한다고 가정하였고 유격량 측정을 위해 tube 에 축과 연직방향으로 254mm 의 rod 를 달아 그 끝이 회전에 의해 수직방향으로 이동한

거리를 측정하는 compliance test 를 수행하였다.

## 2. Spline shaft 와 tube 사이의 유격

Spline shaft 치형의 수가 많을수록 tube 치형과의 사이에 보다 정밀한 유격관리가 가능해 진다. Fig. 2에 tube 와 spline shaft 가 결합된 모습을 나타내었고 두 부품의 중심선이 일치한다고 가정할 경우에 결합된 단면의 모습을 Fig. 3에 도시하였다.

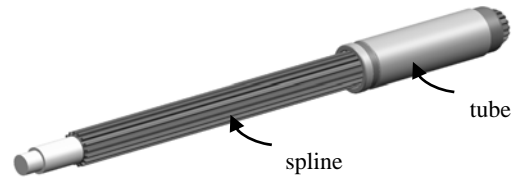


Fig. 2 Spline shaft and tube<sup>1</sup>

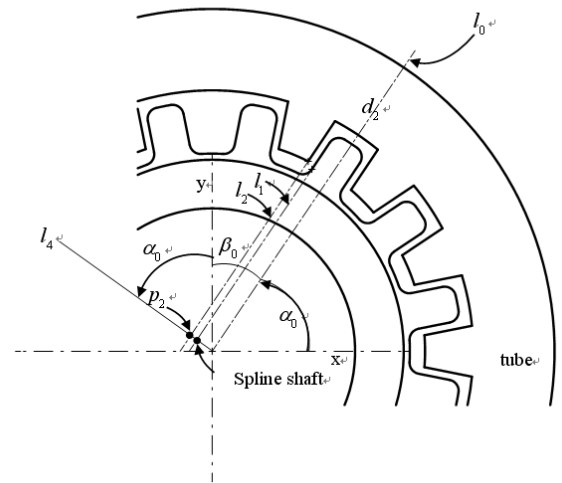


Fig. 3 Assembly of spline shaft and tube<sup>1</sup>

Tube 와 spline shaft 사이의 유격(회전량)에 대한 일반적인 관계를 유도하면 다음과 같다. 치형의 수를 n 이라고 할 때, Fig. 3의 각도  $\alpha_0, \beta_0$  는 식(1)과 같다.

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \frac{3\pi}{n} = \frac{n-6}{2n}\pi, \quad \beta_0 = 1.5 \times \frac{2\pi}{n} \quad (1)$$

Fig. 2에서 spline shaft 의 치형을 나타내는 직선  $l_1$  과 tube 의 치형을 나타내는 직선  $l_2$  와 두 부품의 중심선에 연직인 직선  $l_4$  의 교점을 각각 점  $P_1(P_{1x}, P_{1y}), P_2(P_{2x}, P_{2y})$  라고 할 때 그 좌표 값은 다음 식과 같이 표현된다.

$$p_{1x} = \frac{d_1}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right), p_{1y} = \frac{d_1}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right) \quad (2)$$

$$p_{2x} = \frac{d_2}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right), p_{2y} = \frac{d_2}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right)$$

직선  $l_0, l_1, l_2$ 의 기울기를  $a_0 (= \tan \alpha_0)$ 라고 할 때, 직선  $l_1, l_2$ 의 식은 다음과 같다.

$$l_1 : y = a_0(x - p_{x1}) + p_{y1} \quad (3)$$

$$l_2 : y = a_0(x - p_{x2}) + p_{y2}$$

실제 운전 중에 운전자가 핸들을 돌리면 tube가 회전하여 shaft와 접촉한다. 즉 tube를 나타내는 직선  $l_2$ 가 회전하여 shaft를 나타내는 직선  $l_1$ 과 접촉하게 된다. 이때 직선  $l_1$ 에서의 접촉점은 회전 중심으로 거리가 가장 먼 점  $c_2$ 가 될 것이다. (Fig. 4에 치형 접촉 부분을 확대하여 나타내었다)

점  $c_2$ 의 좌표는 spline shaft 치형의 중심선의 점  $c_1$ 에서 유추할 수 있다. spline shaft의 반경을  $r_s$ , 필렛의 반경을  $r_f$ 이고 라고  $c_1$ 의 반경을  $r_{c1}$  ( $r_{c1} = r_s - r_f$ )할 때 점  $c_1(c_{1x}, c_{1y})$ 의 좌표는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$c_{1x} = r_{c1} \cos \alpha_0, c_{1y} = r_{c1} \sin \alpha_0 \quad (4)$$

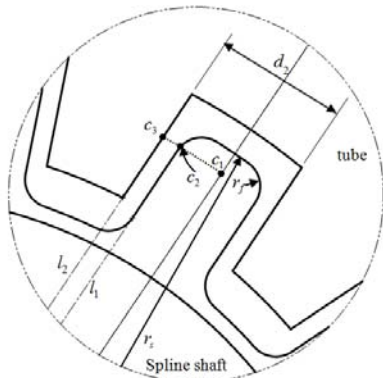


Fig. 4 Contact between spline shaft and tube<sup>1</sup>

Spline shaft가 회전할 때 tube는 고정되어 있다고 가정하고 접촉할 때의 회전각  $\theta_s$ 는 식(4)를 직선  $l_2$ 가 나타내는 식(3)에 대입하여 구할 수 있으며 결과는 다음과 같다.

$$c_{3y} = a_0(c_{3x} - p_{x2}) + p_{y2} \quad (5)$$

식(5)를  $\theta$ 에 대해서 해를 구하면 spline shaft의 최대 회전각을 구할 수 있게된다. Spline shaft의 치형의 수  $n$ 이 16일 때,  $d_1 = 2.015mm, d_2 = 2.765mm, r_s = 13.528mm, r_f = 0.6mm$ 이라고 가정하면 식(5)에서 spline shaft의 좌우 회전각  $\theta_s$ 는 각각  $1.66^\circ$ (양 극단으로부터 각각 최대  $3.33^\circ$ )을 얻게 된다.

### 3. 공차를 고려한 유격

치수공차를 고려한 spline shaft와 tube의 최대유격은 spline shaft의 치 폭이 최소값이고 tube의 치 폭이 최대인 경우, 즉 두 결합부품의 LMC(Least Material Condition)<sup>2</sup>에서 발생한다. 그리고 이와 반대인 경우인 두 결합부품의 MMC(Maximum Material Condition)<sup>2</sup>에서 유격이 최소가 된다. 또한 tube와 접촉하는 spline shaft 치형의 직경이 최소인 경우에 회전각은 최대가 되고 직경이 최대인 경우는 그

반대가 된다. 최대유격과 최소유격이 발생할 경우의 조건과 각 경우에 2장에서 기술한 방법에 의해 구한 유격 값 및 tube와 spline shaf 사이의 회전각을 Table 1에 나타내었다. 예측 가능한 바와 같이 유격이 가장 작은 MMC인 경우가 회전각 및 compliance test 결과가 최소값이 되고 LMC인 경우 그 반대인 결과를 보여준다.

Spline shaft에 수치코팅을 하는 경우도 있는데 이는 tube와 접촉할 때 발생하는 소음 감소 및 브로우칭 가공을 통한 정밀가공의 용이성 때문이다. 본 논문에서 코팅이 없다고 가정한 상태로 해석을 수행하였다. 그 이유는 코팅하기 전의 tube와 spline shaft 사이의 간격에 대한 유격을 계산해야 코팅면의 두께를 유추하여 정할 수 있기 때문이다.

Table 1 Measurements in various tolerance conditions(without coating)<sup>1</sup>

	공차없음	공차고려	
		MMC	LMC
유격	0.75 mm	0.685 mm	0.815 mm
최대회전각( $2 \cdot \theta_s$ )	$3.33^\circ$	$3.03^\circ$	$3.63^\circ$
Compliance test 결과	14.76 mm	13.44 mm	16.08 mm

### 4. 결론

Tube와 spline shaft 사이의 유격에 의한 회전각 계산에서 간과하지 말아야 할 것은 확률적 고려가 필요하다는 것이다. 왜냐하면 tube와 spline shaft는 여러 개의 치형 조합으로 서로 회전력을 전달하게 되기 때문이다.(본 논문에서는 16개의 조합) 예를 들어 Table1의 LMC 조건에서 최대 회전각이  $3.63^\circ$ 가 가능하기 위해서는 16개의 치형조합에서 서로간의 유격이 모두 LMC 조건을 만족시켜야 가능하다. 만약 하나의 치형이라도 그렇지 못하면 회전각은 더 적어질 것이다. 그러나 전체 치형조합에서 LMC 조건을 만족시키는 일이 발생할 확률은 극히 낮아서 그것을 고려하여 공차를 부여하는 것은 현실적으로 의미가 없다. 공차를 주는 목적은 생산되는 제품의 품질관리와 동시에 설계목적을 만족시키는 한도 내에서 오차의 한계를 최대로 함으로서 보다 경제적인 생산을 하기 위함이다. 따라서 부품의 유격 계산을 위한 공차해석에는 기하학적 계산만이 아니라 확률적 고려와 공차에 의한 유격 발생의 상황을 시뮬레이션 할 수 있는 방법이 실제 상황에 훨씬 더 가까운 결과를 도출할 것으로 보인다.

### 후기

이 논문은 지식경제부에서 시행한 부품·소재전문기업 기술지원사업의 기술지원 결과임.

### 참고문헌

1. 이장용. "자동차 조향장치용 16산(山)형 정밀 U-joint 어셈블리 개발 기술지원," 지식경제부, 2010
2. Selig, J.M., "Geometric Dimensioning and Tolerancing for Mechanical Design", McGraw-Hill, 2006.