

<기술논문>

승용차용 구동축의 강도설계

정창현^{*1)} · 정도현¹⁾ · 배원락²⁾ · 김진용²⁾ · 임종순²⁾

자동차부품연구원¹⁾ · 동아오토모티브²⁾

Strength Design of Driveshafts for Passenger Cars

Changhyun Jeong^{*1)} · Dohyun Jung¹⁾ · Wonrak Bae²⁾ · Jinyong Kim²⁾ · Jongsoon Im²⁾

¹⁾Body & Chassis Engineering Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongung-ri, Punse-Myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Technical Center, Dong-A Automotive, 9-1 BL. Jecheon Industrial Zone, Wangam-dong, Jecheon-si, Chungbuk 390-250, Korea

(Received 22 September 2006 / Accepted 8 November 2006)

Abstract : We are going to propose equations for stable static and endurance strength design of driveshafts. It is very important to decide the contact normal stress of internal components of CV joints. We can estimate the strength, torque capacity, endurance life of CV joints from contact normal stress by presented equation in this paper. Besides it can be shown the equation for shaft design.

Key words : Driveshaft(구동축), Constant velocity joint(등속조인트), Birfield joint(버필드 조인트), Tripod joint(트라이포드 조인트), Contact Normal Stress(접촉응력), Static strength(정적강도), Endurance strength(내구강도)

Nomenclature

C : offset, mm
 C_p : coefficient of conformity
 D : diameter, mm
 G : modulus of rigidity, $E/2(1+\nu)$
 J : polar moment of inertia, mm^4
 k : torsional rigidity, $Nmm/radian$
 L : life, $hours$
 M : torque, Nmm
 m : number of balls or spherical rollers
 N : number of action, $cycles$
 P : compressive load, N
 p : contact normal stress, MPa
 PCD : pitch circle diameter, mm

$\alpha / \gamma / \epsilon$: contact / skew / tilting angle, $radian$

ψ : contact ratio

Subscripts

O/m : maximum / mean

$1/3$: between trunnion and needles / between outer race and spherical roller

b/s : ball / spherical roller

e : equivalent

i/o : inner / outer

1. 서론

전륜구동 및 4륜 구동 자동차의 기존 구동축 부품들은 작은 공간에서 고출력의 동력을 전달하면서 하중을 지지하는 휠 베어링, 조향과 구동의 양 기능

*Corresponding author, E-mail: jeongch@katech.re.kr

을 수행하는 등속조인트, 그리고 양 등속조인트를 연결해주는 샤프트의 조합으로 구성되어 있다(Fig. 1). 등속 조인트는 1930년대에 Rzeppa(헝가리)가 6개의 볼을 사용한 등속조인트-버필드 조인트(Birfield joint, BJ)의 원형을 개발한 이후 트라이포드 조인트(Tripod joint, TJ), 더블오프셋 조인트(Double offset joint, DO), 크로스그루브 조인트(Cross groove joint, VL) 등이 개발되었다. 등속조인트는 변속기 쪽(Inboard)에 장착되어 등속 동력전달 기능과 축방향 운동이 가능한 슬라이드형 조인트와 차륜 쪽(Outboard)에 장착되며 상대적으로 높은 작동각이 요구되는 고정형 조인트로 나뉜다.

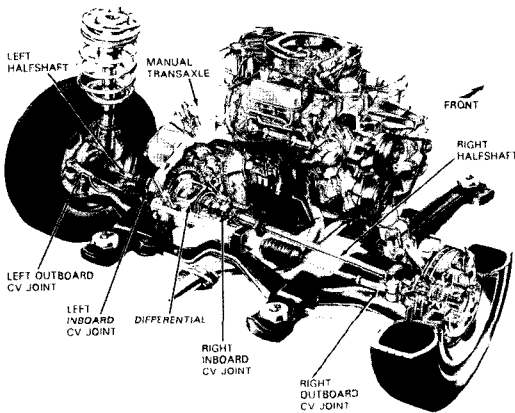


Fig. 1 Drivelines of front wheel driven car

본 논문에서는 자동차용 구동축의 정적 강도 및 내구 강도 확보를 위해 설계자가 직접 사용하여 검토할 수 있는 설계식을 유도 및 정리하여 제시하고자 한다. 먼저 전륜구동 차량의 고정형 및 슬라이딩 조인트로 가장 널리 사용되는 버필드 조인트와 트라이포드 조인트의 구조 및 특징을 알아본다. 그리고 등속조인트의 강도 및 용량, 내구 설계의 기준이 되는 접촉응력(Contact normal stress) 계산식을 구하고, 이를 기준으로 등속조인트의 실차 사용 환경에 적용 가능한 내구수명식을 유도한다. 또한 샤프트 설계 시 검토해야 할 강도식 등을 고찰하고자 한다.

2. 등속조인트의 구조와 기능

고정형 조인트의 대표적인 모델인 버필드 조인트

는 Fig. 2와 같이 외륜, 내륜 및 6개의 볼과 케이지, 샤프트, 부트에 의해 구성된다. 외륜과 내륜의 홈중심 A, B는 조인트 중심 O에 대해 축방향 좌우로 등거리만큼 오프셋(Offset) 되어 있다(Fig. 3 참조). 조인트는 외륜의 내경구면, 케이지의 외경구면 간 및 케이지의 내경구면, 내륜의 외경구면 간의 상호안내에 의해 조인트의 중심 O를 중심으로 해서 각도를 변화시키고 있다. 이때의 볼은 O점 보다 오프셋된 A, B에 중심을 갖는 외륜, 내륜의 홈에 안내되어 소정의 위치까지 이동한다. 케이지는 조인트의 각도중심을 결정하는 것 이외에 토크가 전달되었을 때에 볼에 작용하는 힘으로부터 튀어나오려는 힘을 케이지가 외륜의 내경구면 및 내륜의 외경구면에 지지하는 힘으로 상쇄시켜 볼을 소정의 위치로 유지시킨다.

조인트가 이와 같이 작동각이 주어진 상태에서 회전할 때 케이지에 의해 유지된 볼은 외륜 및 내륜의 홈 위에서 구르고 케이지는 내륜 및 외륜의 대응면 위를 미끌어지면서 항상 조인트의 각도중심을 O점으로 유지시킨다. 이와 같은 작동상황에서 토크는 볼을 통하여 내륜 및 외륜 간에 전달된다. 따라서 버필드 조인트는 각도가 주어진 상태라도 항상 볼은 입력축과 출력축이 이루는 각의 2등분면에 위치한다. 지금 입력축 및 출력축의 각속도를 w_1, w_2 로 하면 볼의 중심 C의 순간적인 각속도는 aw_1, aw_2 가 되고 이들 값은 같기 때문에 $w_1 = w_2$ 를 유도할 수 있으므로 양쪽 축의 속도가 등속임을 알 수 있다.

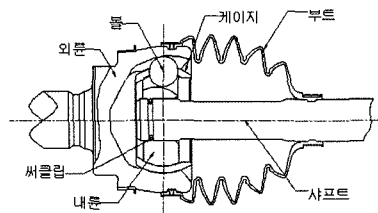


Fig. 2 Birfield joint and components

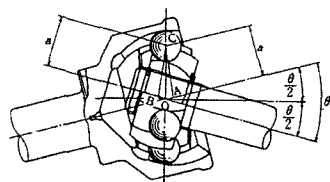


Fig. 3 Principle of constant velocity joint

슬라이드형 조인트인 트라이포드 조인트는 Fig. 4처럼 3개의 돌출 축을 가진 트러니언과 스페리컬 롤러의 사이에는 20~30 개의 니들 롤러가 내장되어 있다. 그리고 외륜에는 3개의 트랙 홈이 있고 그 안에 스페리컬 롤러가 들어간다. 토크가 전달되고 작동각 θ 로 회전한다고 하면 트러니언은 θ 만큼 조인트 중심 O 의 둘레로 회전한다. 이때 스페리컬 롤러는 니들 롤러의 회전에 의해 외륜 홈 위를 회전하여 이동한다. 그러나 각도를 가지고 회전했을 때 스페리컬 롤러의 방향이 기울어져(Fig. 5 참조) 트랙 홈을 좌우로 이동하게 되는데 이로 인해 슬라이딩 저항이 커지게 되고 이로 인해 1회전당 3회의 축력이 발생한다.^{1,2)}

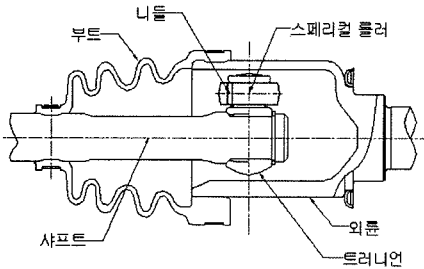


Fig. 5 Tripod joint and components

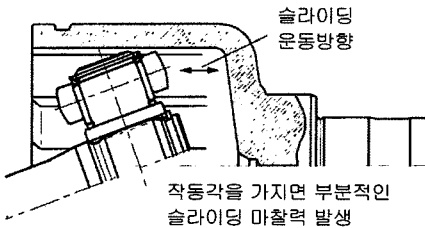


Fig. 5 Axial force generation of tripod joint

3. 등속조인트의 접촉응력과 내구수명

등속조인트는 그 내부 부품들의 접촉에 의하여 동력전달이 이루어지며, 이때의 접촉응력은 등속조인트의 용량(정정격 토크, 동정격 토크) 및 내구수명 결정에 매우 중요한 인자로서 Hertz 접촉응력 계산식을 이용하여 구한다.

3.1 볼타입 조인트의 접촉응력

볼타입 조인트(BJ, DO, VL) 내부의 볼과 외륜 트

랙·내륜 트랙사이의 Hertz 접촉응력 최대값을 이론적으로 계산한다. 볼과 트랙사이의 접촉은 점접촉으로 가정하고 P 는 볼 하나가 받는 힘을 나타낸다. 각도 α, γ, ϵ 은 아래 Fig. 6과 같고 여기서 α 는 볼과 트랙의 접촉각을 지칭하며 γ 는 버펠드 조인트와 더블웁셋 조인트에서는 0이다. ϵ 은 버펠드 조인트에서 PCD와 웁셋량에 따라 결정되며 더블웁셋 조인트와 크로스그루브 조인트에서는 0이다. p_0 는 Hertz 접촉응력 최대값, D_b 는 볼의 지름을 나타낸다.

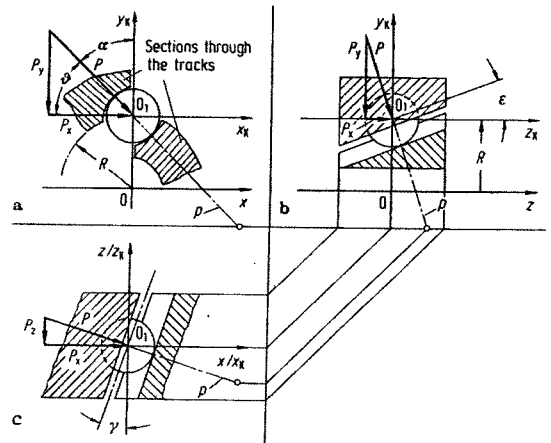


Fig. 6 General position of the contact faces and line of action of the compressive loads relative to the axis of rotation z of the joint. The components of the equivalent compressive load are $P=(P_x, P_y, P_z)^T$. a (front view), b (side view), c (plan view)

등속조인트의 전달토크와 각각의 볼이 받는 하중의 관계식은 조인트가 수평일 때 다음과 같으며 이때 $R = PCD/2$ 이다.

$$M = \sum_{n=1}^{m_b} P R_n = m_b P R \quad (1)$$

$$= m_b (P \sin \alpha \cdot \cos \gamma \cdot \cos \epsilon) R$$

그리고 볼이 받는 힘과 접촉응력의 관계는 식 (2)와 같이 쓸 수 있으며, 이때 적합도상수는 Hertz 이론으로부터 점접촉일 때 식 (3)과 같다.

$$P = \left(\frac{p_0}{C_p} \right)^3 D_b^2 \quad (2)$$

$$C_p = \frac{858}{\mu \nu} \sqrt{(D_b \sum \rho)^2} \quad (3)$$

Fig. 7과 같이 종방향 χ_L 과 횡방향 χ_Q 를 볼타입 등속조인트의 적합도(conformity)로 정의하고³⁾, ρ 는 곡률을 나타낸다.

버펄드 조인트의 적합도는 볼과 외륜 트랙 사이는 식 (4)와 (6), 볼과 내륜 트랙 사이는 식 (5)와 (6)으로 유도되며, 트랙 생성의 중심인 E와 E'이 조인트의 축과 동일하므로 $b=0$ 이며, 수식에서 ϵ 은 오프셋 각을 가리킨다.(식 (7))

$$\chi_L = \frac{\gamma_1}{\gamma_{21}} = \gamma_{1\rho_{21}} = -\frac{D_b}{\frac{2(R+b)}{\cos\alpha\cos\epsilon} + D_b} \quad (4)$$

$$\chi_L = \frac{D_b}{\frac{2(R+b)}{\cos\alpha\cos\epsilon} - D_b} \quad (5)$$

$$\chi_Q = -\frac{\gamma_2}{\gamma_{22}} = -\frac{1}{\psi} \quad (6)$$

$$\epsilon = \tan^{-1}\left(\frac{C}{R}\right) \quad (7)$$

Fig. 8과 Fig. 9는 접촉부 곡률 및 볼타입 조인트의 트랙 형상을 보여주고 있다. 더블오프셋 조인트와 크로스그루브 조인트에 대하여 적합도를 유도한 결과는 다음과 같다.

$$\chi_L = \frac{\gamma_1}{\gamma_{21}} = \frac{\gamma_1}{\infty} = 0 \quad (8)$$

$$\chi_Q = -\frac{\gamma_2}{\gamma_{22}} = -\frac{1}{\psi} \quad (9)$$

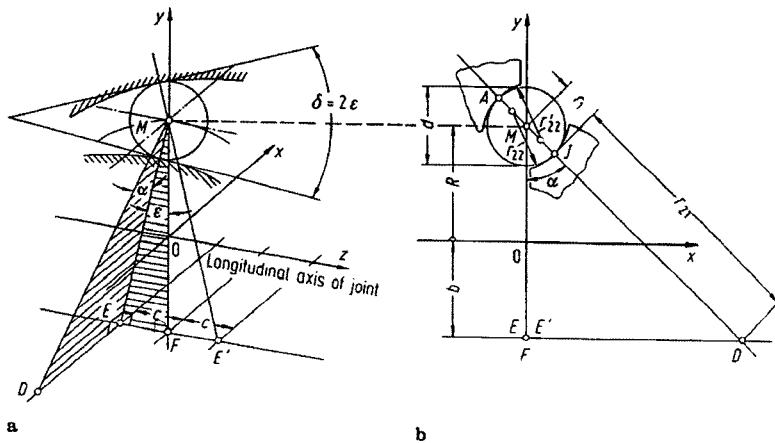


Fig. 7 General position of the generating centers of the tracks. a 3-D view. E and E' generating centers of the track, c offset; b cross-section. Enlargement of the radius of curvature Y_{21} of the tracks for a pressure angle α and the angle of tilt ϵ . A outer contact point; J inner contact point; Y_{22} radius of curvature of the tracks

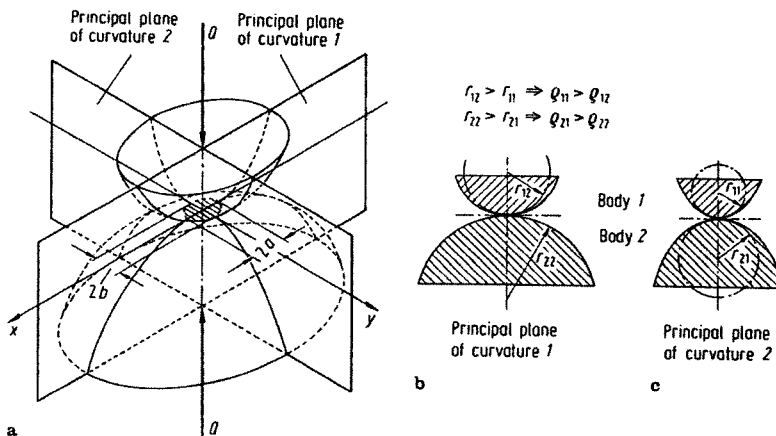


Fig. 8 Principal planes of curvature and radii of curvature of two curved bodies

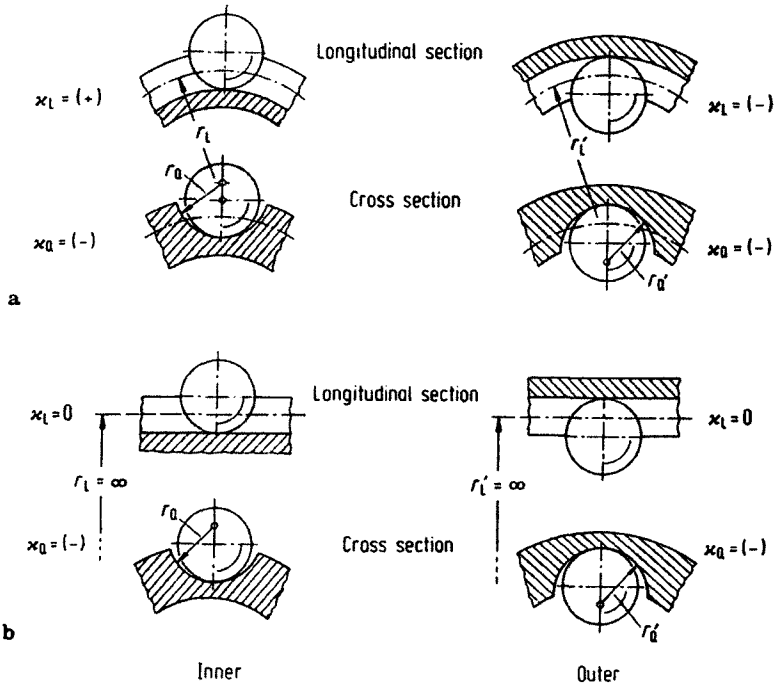


Fig. 9 Shapes of tracks in the ball joint. a(Fixed joint: BJ). b(plunging joint: DO, VL)

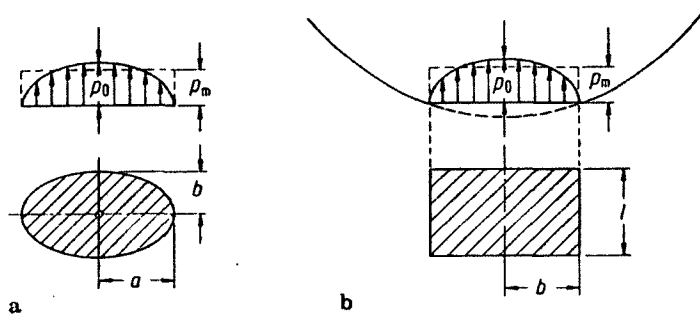


Fig. 10 Semi-ellipsoidal distribution of the maximum surface stress p_0 over the contact surface. a(point contact). b(line contact)

적합도상수를 구하기 위하여 Hertz 상수는 식 (10)과 같이 구하며, Table 1로부터 Hertz 상수에 따른 접촉상수(Elliptical coefficient) $\mu, \nu, \mu\nu, 2K/\pi\mu$ 들을 결정한다. 곡률 합 상수는 식 (11)로 나타내며 따라서 앞에서 구한 $\mu\nu, D\Sigma\rho$ 와 식 (3)으로부터 적합도 상수를 구하고 이를 식 (2)에 대입함으로써 볼타입 등속조인트의 점 접촉 시 접촉응력 최대값 p_0 를 식 (2)에서 구할 수 있으며 또한 점 접촉 시 응력 평균값 p_m (Fig. 10 참조)은 식 (12)와 같이 구할 수 있다.

$$\cos \tau = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})}{\sum \rho} \quad (10)$$

$$= \frac{\chi_L - \chi_Q}{2 + \chi_L + \chi_Q}$$

$$D_b \sum \rho = 2(2 + \chi_L + \chi_Q) \quad (11)$$

$$p_m = \frac{2}{3} p_0 \quad (12)$$

Table 1 Elliptical coefficients according to Hertz

$\cos \tau$					μ					ν					$\mu\nu$					$\frac{2K}{\pi\mu}$				
0.9995	23.95	0.163	3.91	0.171	0.9820	6.19	0.321	1.99	0.447	0.9559	4.47	0.380	1.70	0.550	0.895	3.03	0.466	1.41	0.688					
0.9990	18.53	0.185	3.43	0.207	0.9815	6.12	0.323	1.98	0.450	0.9558	4.42	0.382	1.69	0.553	0.890	2.97	0.471	1.40	0.695					
0.9985	15.77	0.201	3.17	0.230	0.9810	6.06	0.325	1.97	0.453	0.9557	4.38	0.384	1.68	0.556	0.885	2.92	0.476	1.39	0.702					
0.9980	14.25	0.212	3.02	0.249	0.9805	6.00	0.327	1.96	0.456	0.9556	4.34	0.386	1.67	0.559	0.880	2.86	0.481	1.38	0.709					
0.9975	13.15	0.220	2.89	0.266	0.9800	5.94	0.328	1.95	0.459	0.9555	4.30	0.388	1.67	0.562	0.875	2.82	0.485	1.37	0.715					
0.9970	12.26	0.228	2.80	0.279	0.9795	5.89	0.330	1.94	0.462	0.9554	4.26	0.390	1.66	0.565	0.870	2.77	0.490	1.36	0.721					
0.9965	11.58	0.235	2.72	0.291	0.9790	5.83	0.332	1.93	0.465	0.9553	4.22	0.391	1.65	0.568	0.865	2.72	0.494	1.35	0.727					
0.9960	11.02	0.241	2.65	0.302	0.9785	5.78	0.333	1.92	0.468	0.9552	4.19	0.393	1.65	0.571	0.860	2.68	0.498	1.34	0.733					
0.9955	10.53	0.246	2.59	0.311	0.9780	5.72	0.335	1.92	0.470	0.9551	4.15	0.394	1.64	0.574	0.855	2.64	0.502	1.33	0.739					
0.9950	10.15	0.251	2.54	0.320	0.9775	5.67	0.336	1.91	0.473	0.9550	4.12	0.396	1.63	0.577	0.850	2.60	0.507	1.32	0.745					
0.9945	9.77	0.256	2.50	0.328	0.9770	5.63	0.338	1.90	0.476	0.948	4.05	0.399	1.62	0.583	0.84	2.53	0.515	1.30	0.755					
0.9940	9.46	0.260	2.46	0.336	0.9765	5.58	0.339	1.89	0.478	0.946	3.99	0.403	1.61	0.588	0.83	2.46	0.523	1.29	0.765					
0.9935	9.17	0.264	2.42	0.343	0.9760	5.53	0.340	1.88	0.481	0.944	3.94	0.406	1.60	0.593	0.82	2.40	0.530	1.27	0.774					
0.9930	8.92	0.268	2.39	0.350	0.9755	5.49	0.342	1.88	0.483	0.942	3.88	0.409	1.59	0.598	0.81	2.35	0.537	1.26	0.783					
0.9925	8.68	0.271	2.36	0.356	0.9750	5.44	0.343	1.87	0.486	0.940	3.83	0.412	1.58	0.603	0.80	2.30	0.544	1.25	0.792					
0.9920	8.47	0.275	2.33	0.362	0.9745	5.39	0.345	1.86	0.489	0.938	3.78	0.415	1.57	0.608	0.75	2.07	0.577	1.20	0.829					
0.9915	8.27	0.278	2.30	0.368	0.9740	5.35	0.346	1.85	0.491	0.936	3.73	0.418	1.56	0.613	0.70	1.91	0.607	1.16	0.859					
0.9910	8.10	0.281	2.28	0.373	0.9735	5.32	0.347	1.85	0.493	0.934	3.68	0.420	1.55	0.618	0.65	1.77	0.637	1.13	0.884					
0.9905	7.93	0.284	2.25	0.379	0.9730	5.28	0.349	1.84	0.495	0.932	3.63	0.423	1.54	0.622	0.60	1.66	0.664	1.10	0.904					
0.9900	7.76	0.287	2.23	0.384	0.9725	5.24	0.350	1.83	0.498	0.930	3.59	0.426	1.53	0.626	0.55	1.57	0.690	1.08	0.922					
0.9895	7.62	0.289	2.21	0.388	0.9720	5.20	0.351	1.83	0.500	0.928	3.55	0.428	1.52	0.630	0.50	1.48	0.718	1.06	0.938					
0.9890	7.49	0.292	2.19	0.393	0.9715	5.16	0.353	1.82	0.502	0.926	3.51	0.431	1.51	0.634	0.45	1.41	0.745	1.05	0.951					
0.9885	7.37	0.294	2.17	0.398	0.9710	5.13	0.354	1.81	0.505	0.924	3.47	0.433	1.50	0.638	0.40	1.35	0.771	1.04	0.962					
0.9880	7.25	0.297	2.15	0.402	0.9705	5.09	0.355	1.81	0.507	0.922	3.43	0.436	1.50	0.642	0.35	1.29	0.796	1.03	0.971					
0.9875	7.13	0.299	2.13	0.407	0.9700	5.05	0.357	1.80	0.509	0.920	3.40	0.438	1.49	0.646	0.30	1.24	0.824	1.02	0.979					
0.9870	7.02	0.301	2.11	0.411	0.969	4.98	0.359	1.79	0.513	0.918	3.36	0.441	1.48	0.650	0.25	1.19	0.850	1.01	0.986					
0.9865	6.93	0.303	2.10	0.416	0.968	4.92	0.361	1.78	0.518	0.916	3.33	0.443	1.47	0.653	0.20	1.15	0.879	1.01	0.991					
0.9860	6.84	0.305	2.09	0.420	0.967	4.86	0.363	1.77	0.522	0.914	3.30	0.445	1.47	0.657	0.15	1.11	0.908	1.01	0.994					
0.9855	6.74	0.307	2.07	0.423	0.966	4.81	0.365	1.76	0.526	0.912	3.27	0.448	1.46	0.660	0.10	1.07	0.938	1.00	0.997					
0.9850	6.64	0.310	2.06	0.427	0.965	4.76	0.367	1.75	0.530	0.910	3.23	0.450	1.45	0.664	0.05	1.03	0.969	1.00	0.999					
0.9845	6.55	0.312	2.04	0.430	0.964	4.70	0.369	1.74	0.533	0.908	3.20	0.452	1.45	0.667										
0.9840	6.47	0.314	2.03	0.433	0.963	4.65	0.371	1.73	0.536	0.906	3.17	0.454	1.44	0.671										
0.9835	6.40	0.316	2.02	0.437	0.962	4.61	0.374	1.72	0.540	0.904	3.15	0.456	1.44	0.674										
0.9830	6.33	0.317	2.01	0.440	0.961	4.56	0.376	1.71	0.543	0.902	3.12	0.459	1.43	0.677										
0.9825	6.26	0.319	2.00	0.444	0.960	4.51	0.378	1.70	0.546	0.900	3.09	0.461	1.42	0.680	0	1	1	1	1					

3.2 트라이포드 조인트의 접촉응력

트라이포드 조인트(TJ)에서의 접촉은 스페리컬 롤러와 외륜 트랙사이의 접촉응력, 니들롤러와 트러니언 사이의 접촉응력을 각각 계산해야 한다.

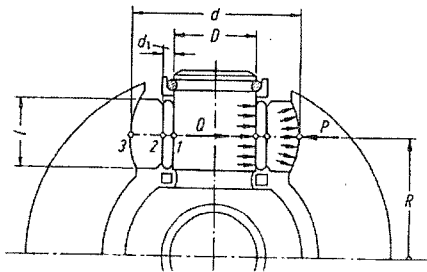


Fig. 11 Loads on the trunnion of a pod joint

우선 스페리컬롤러와 외륜 트랙 사이(Fig. 11의 3 지점)의 접촉응력을 구하면 조인트 입력 토크와 스페리컬 롤러가 받는 하중은 다음의 관계가 있다.

$$M = m_s P_3 R \tag{13}$$

$$P_3 = \left(\frac{P_{03}}{C_{p3}} \right)^3 d^2 \tag{14}$$

여기서 스페리컬 롤러 개수 m_s 은 3개이며, 적합

도를 식 (15), (16)과 같이 구하고, 이로부터 Hertz 상수(17), 접촉 상수(Table 1 참조), 곡률합(18), 적합도 상수(19)를 차례로 구하고, 이들 결과와 식 (14)로부터 스페리컬롤러와 외륜 트랙 사이의 접촉응력을 구한다. 이때 접촉응력 평균값은 앞에서와 마찬가지로 점접촉의 경우에 식 (12)로 구할 수 있다.

$$\chi_L = 0 \tag{15}$$

$$\chi_Q = -\frac{1}{\psi} \tag{16}$$

$$\cos \tau = \frac{\chi_L - \chi_Q}{2 + \chi_L + \chi_Q} \tag{17}$$

$$\sum \rho = \frac{2}{d} (2 + \chi_L + \chi_Q) \tag{18}$$

$$C_{p3} = \frac{858}{\mu\nu} \sqrt{(d \sum \rho)^2} \tag{19}$$

다음으로 니들 롤러와 트러니언 사이의 접촉응력 (Fig. 11의 1지점)을 구한다. 스페리컬 롤러에 전달 되는 힘은 스페리컬 롤러나 니들 롤러가 같은 크기를 수용하기 때문에 식 (20)과 같이 쓸 수 있으며 여기서 P_1 과 P_3 는 식 (21), (14)와 같다.

$$P_1 = P_3 \tag{20}$$

$$P_1 = \frac{z}{s} \left(\frac{p_{01}}{C_{p1}} \right)^2 l_w d_1 \quad (21)$$

니들 롤러와 트러니언은 선 접촉을 하기 때문에 Hertz 수식으로부터 적합도 상수를 식 (22)와 같이 쓸 수 있으며, 위식들을 조합하여 식 (23)의 결과를 얻는다. 여기서 l_w 는 니들 롤러의 유효 길이로서 Fig. 12를 참조하여 구한다.

$$C_{p1} = 270 \sqrt{1 + d_1/D} \quad (22)$$

$$p_{01}^2 = \frac{s}{z} \frac{C_{p1}^2}{C_{p3}^3} \frac{d^2}{l_w d_1} p_{03}^3 \quad (23)$$

Rolling Body	Sketch	Length factor q
Cylindrical roller (flat end)		0.1
Needle (flat end)		0.15
Needle (slightly curved end)		0.3
Needle (rounded end)		0.5
Needle (spherical end)		1.0

Fig. 12 Length factor q for calculating the effective length of the rolling bodies. $l_w = l \cdot qd$

니들롤러가 받는 하중은 일정하지 않고 Fig. 13과 같은 분포특성을 갖는데 그림에서처럼 F 가 트러니언 중심에서 작용한다면, 이는 각각의 니들롤러가 받는 하중($P_0 \sim P_4$)의 합과 일치한다. 즉 하중을 전혀 받지 않는 니들롤러가 180도 이상의 범위에 분포한다. s 는 분포계수이고 z 는 니들 롤러의 개수이다. s 는 통상적인 반경방향 공차(diametral clearance)를 가진 경우 5.00, 공차가 없는 경우(zero clearance) 4.08을 적용한다.⁴⁾ 그리고 접촉응력 평균값은 선접촉의 경우 식 (24)와 같이 구한다.

$$p_m = \frac{\pi}{4} p_{01} \quad (24)$$

이상과 같이 구한 접촉응력(식 (2), (14), (23))은 조인트가 수용할 수 있는 최대 정적토크 용량을 결

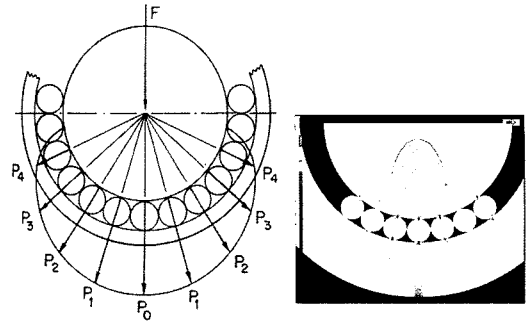


Fig. 13 Needle roller radial load distribution

정하면서 다음의 3.3절에서 논하는 내구수명 계산의 기본이 된다. 최대 정정격토크는 베어링의 정정격 하중(static load rating) 과 유사한 개념으로 내부전동체(볼, 스퍼리컬 롤러, 니들 등)의 영구 변형률이 $1/10^4$ 에 이를 때의 토크값으로 정의하며, 내부 최대 접촉응력이 대략 4100 MPa에 도달할 때의 조인트 입력토크로 계산한다.

3.3 등속조인트의 내구수명

등속조인트의 내구 수명식은 베어링의 수명 관계식을 근거로 유도하되, 등속조인트에서 중요한 인자인 회전속도(n)와 작동각(β)을 고려하면 수명 관계식은 식 (25)와 같으며, 작동각의 영향을 고려하는 부분은 다시 식 (26)과 같다.³⁾

$$L_{h2} = L_{h1} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} \right)^n \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^3 \quad (25)$$

$$f \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} \right)^n = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^3 = \left[\frac{(1 - \sin \beta_2) \cos^2 \beta_2}{(1 - \sin \beta_1) \cos^2 \beta_1} \right]^3 \quad (26)$$

수명(L_{h2}) 계산을 위해서는 기준 수명(L_{h1})과 기준 토크(M_1), 기준 작동각(β_1)을 고려해야 한다. 이를 위하여 베어링 수명계산 방법과 같이 등속 조인트에서는 동정격 하중(dynamic load rating)의 의미로 동정격 토크(M_d)를 이용한다. 동정격 토크는 조인트가 작동각 3°에서 100rpm의 속도로 1500시간을 견딜 수 있는 토크를 의미한다. 동정격 토크는 생산업체의 고유한 기술이 함축되어 있으며, 이를 시험을 통하여 정확히 규명하기 위해서는 많은 시간과 비용이 필요하다. 이러한 문제 해결을 위하여 등

속조인트 내부 구조 특성 등에 대한 분석을 바탕으로 정격 토크를 결정하는 방법에 대한 연구도 진행 된 바 있다.⁵⁾

등속조인트의 내구 수명식으로 볼타입 조인트는 식 (27), 트라이포드 조인트는 식 (28)과 같이 얻어진다.

$$L_{hx} = \frac{25,339}{n_x^{0.577}} \left(\frac{A_x M_d}{M_x} \right)^3 \text{ for } n \leq 1,000rpm \quad (27-a)$$

$$L_{hx} = \frac{470,756}{n_x} \left(\frac{A_x M_d}{M_x} \right)^3 \text{ for } n > 1,000rpm \quad (27-b)$$

$$L_{hx} = \frac{365,000}{n_x} \left(\frac{M_d}{M_x} \right)^3 \quad (28)$$

한편 자동차의 전체 주행모드 중 등속조인트에 단일 토크만 작용하는 것이 아니므로 이를 각 기어단수 마다의 작용토크로 세분화해서 총 내구 수명을 구하는 방법을 생각해볼 수 있다. 베어링의 수명식들을 근거로 다양한 하중이 작용하여 등속조인트에 누적된 피로손상은 다음과 같이 쓸 수 있다.⁶⁾

$$\frac{N_1}{L_1} + \frac{N_2}{L_2} \dots \dots + \frac{N_n}{L_n} = 1 \quad (29)$$

여기서 N_n 은 하중 P_n 으로 작용하는 하중 사이클이고, 수명은 $L_n = (C/P_n)^3$ 으로 정의한다. 따라서 각 하중 사이클 N_n 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$N_n = a_n L \quad (30)$$

여기서 L 은 총 내구수명을 의미하고 a_n 은 각 기어단수가 전체 주행모드 중에 차지하는 비율이다. L_n 이 각 기어단수에서 조인트의 내구수명이라면 위식들을 조합하여 다음과 같은 총 내구 수명식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{L} = \frac{a_1}{L_1} + \frac{a_2}{L_2} \dots \dots + \frac{a_n}{L_n} \quad (31)$$

4. 샤프트의 강도 설계

인보드 조인트와 아웃보드 조인트를 연결해주며 동력 전달의 기능을 수행하는 샤프트는 기존의 중실형(Solid type)과 최근에 개발되어 생산되고 있는 중공형(tubular type)이 있다. 중공형 샤프트는 Fig. 14에서 보는 것처럼 경량화를 이루면서도 비틀림 강성과 굽힘 강성을 향상시킴으로써 부밍 소음과 같은 NVH 성능지표를 향상시킬 수 있는 장점을 갖는다.^{7,8)} 반면에 Fig. 15의 점선 표시부는 중공형 샤프트가 중실형과 비교하여 필연적으로 비틀림 강도가 취약함을 보여주며 따라서 샤프트의 소경부, 부트(Boot) 체결부, 양단 스플라인은 특히 주의해서 설계해야 하며 이때 형상 변경 시 상대부품(내륜과 트러니언 내경부, 부트 씌 등)의 설계 변경과 함께 검토되어야 하므로 주의를 요한다.

샤프트의 소경부 비틀림 강도는 전달 토크에 따

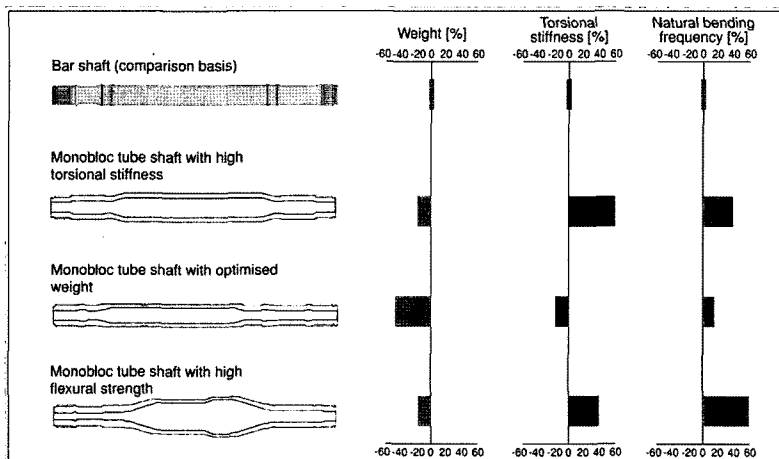


Fig. 14 Influence of the shaft design on the weight, torsional and bending stiffness(GKN)

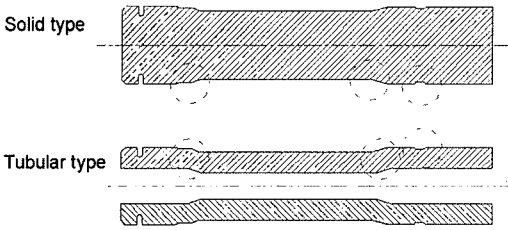


Fig. 15 Design concern for tubular shafts

른 최대 전단응력을 식 (32)로 검토할 수 있으며,⁹⁾ 이때 샤프트의 단면 직경이 변하는 부분에 대해서는 응력집중 효과¹⁰⁾를 고려해야한다.

$$\tau_{\max} = \frac{16M}{\pi D^3} \quad \text{for solid shafts} \quad (32-a)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16MD_o}{\pi(D_o^4 - D_i^4)} \quad \text{for tubular shafts} \quad (32-b)$$

샤프트의 비틀림 강성(torsional rigidity)은 단면의 직경이 일정하고 중실형일 때 식 (33)으로 표현할 수 있다.

$$k = \frac{M}{\phi} = \frac{GJ}{L} = \frac{\pi D^4 G}{32L} \quad (33)$$

단면이 변화하는 실제의 샤프트를 고려하기 위하여 식 (34)와 같이 등가길이(L_e)와 등가 직경(D_e)의 개념을 도입함으로써 전체 강성을 식 (35)와 같이 계산할 수 있다.

$$L_e = \frac{L D_e^4}{D^4} \quad (34)$$

$$\sum k = \frac{\pi G}{32 \sum_{i=1}^n \left(\frac{L_i}{D_i^4} \right)} \quad (35)$$

샤프트와 등속조인트의 연결 방법으로 널리 적용되고 있는 스플라인의 강도 검토에는 다음의 식들을 사용할 수 있다.

우선 스플라인 이(teeth)의 최대 전단응력은 피치 라인에서 모든 이의 접촉이 이루어진다고 가정할 때 식 (36-a), 구멍의 작은 지름에서 모든 이의 접촉이 이루어진다고 가정할 때 식 (36-b)로 계산하며, 스플라인 이의 최대 압축응력은 모든 이가 접촉한

다고 가정할 때 식 (37)로 계산한다. 여기서 d_0 는 기준 피치원 지름, D_k 는 구멍의 작은 지름, S_0 는 기준 피치원 상의 이의 두께, S_k 는 구멍의 작은 지름 상의 이의 두께, L 은 스플라인의 실제 접촉 길이, z 는 이 수, d_1 는 축 큰지름을 나타낸다.¹¹⁾

$$\tau = \frac{2M}{d_0 S_0 L z} \quad (36-a)$$

$$\tau = \frac{2M}{D_k S_k L z} \quad (36-b)$$

$$\sigma = \frac{4M}{d_0 (d_1 - D_k) L z} \quad (37)$$

조인트의 용량(정정격 토크)을 고려하여 동력전달을 목적으로 스플라인을 설계할 시에는 인벌류트 스플라인규격¹²⁾을 널리 적용한다. 그리고 기술한 샤프트의 강도식을 재료 물성값과 비교할 때는 반드시 최종 제품의 물성값을 고려해야하며, 이를 위하여 제품 절단면의 경도를 측정함으로써 열처리된 제품의 재료 물성값을 상당히 근접하게 얻는 방법이 있다.^{13,14)}

5. 결론

본 논문에서는 자동차용 구동축의 정적 강도 및 내구 강도 확보를 위해 설계자가 검토할 수 있는 설계식을 보여주고자 하였다. 제안한 설계식의 검증을 위한 접촉해석, 피로내구해석 등을 수행한 결과는 지면 관계상 생략하였으며, 차후에 이를 주제로 한 논문을 본지를 통해 발표할 계획이다.

논문을 요약한 결과는 다음과 같다.

- 1) 구동축의 강도 및 용량, 내구 설계의 기준이 되는 등속조인트 접촉응력식과 샤프트 강도식을 유도하였다.
- 2) 실차 사용 환경에 적용 가능한 구동축의 내구수명식을 유도하였다.

또한 본 연구논문에서 제안한 구동축의 내구수명식에 실차 내구측정 데이터로부터 추출한 가속내구 모드¹⁵⁾를 적용하여 구동축의 내구수명을 보다 엄밀

하게 예측하고, 또한 구동축 가속 내구시험기에서 결과를 검증하는 연구를 진행하고 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 핵심기반기술 개발사업(승용차용 저진동 경량 구동축 개발)의 연구결과이며 참여기업인 (주)동아오토모티브 관계자의 협조에 사의를 표합니다.

References

- 1) S. T. Oh, "Vehicle Shudder Associated with Axial Thrust Force of C.V.Joint For Automobile," Transactions of KSAE, Vol.4, No.2, pp.198-208, 1996.
- 2) S. T. Oh, "A Study on the Vehicle Shudder Associated with Axial Force of Tripod Joint For Automobile," Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.53-63, 1997.
- 3) F. Schmelz, Count H. C. Seherr-Thoss and E. Aucktor, Universal Joints and Driveshafts-Analysis, Design, Applications, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1992.
- 4) J. Brandlein, P. Eschmann, L. Hasbargen and K. Weigand, Ball and Roller Bearings, John Willey & Sons, Chichester, 1999.
- 5) J. W. Macielinski, "Propeller Shafts and Universal Joints - Characteristics and Methods of Selection," Proc. Instn. Mech. Engrs. 1969-70, Vol.184, Pt.31, 1969.
- 6) M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue," J. Appl. Mech., 12, A, pp.159-164, 1945.
- 7) B. Pierburg and P. Amborn, Constant-Velocity Driveshafts for Passenger Cars, Verlag Moderne Industrie, Landsberg, 1998.
- 8) K. H. Ko, H. S. Kook and J. H. Lee, "Development of Tubular Shaft for Reduction of Booming Noise in Vehicle Interior," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.203-208, 2002.
- 9) J. M. Gere and S. P. Timoshenko, Mechanics of Materials, 3rd Edition, Chapman & Hall, PWS-KENT, Boston, 1996.
- 10) W. D. Pilkey, Stress Concentration Factors, 2nd Edn., John Wiley & Sons, New York, 1997.
- 11) Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advances in Eng. Series, No.7, SAE, 1979.
- 12) Involute Splines and Inspection, Standard ANSI B92.1-1996, SAE, 1996.
- 13) Standard Hardness Conversion Tables for Metals Relationship Among Brinell Hardness, Vickers Hardness, Rockwell Hardness, Superficial Hardness, Knoop Hardness, and Scleroscope Hardness, ASTM E140-02, 2002.
- 14) Conversion of Hardness Values for Metallic Materials, DIN 50150, 2000.
- 15) J. S. Im, B. S. Kim, G. J. Choi, G. H. Kim, C. H. Lee, "Development of Test Standardization and Evaluation Technology for Vehicle Parts," Proceeding of 10th Next Generation Vehicle Workshop, 2002.