

論文

하모닉 드라이브용 복합재 플렉스플라인의 신 제조기술

정광섭* · 이대길* · 박윤근*

New Manufacturing Method of the Composite Flexspline for a Harmonic Drive

K.S. Jeong*, D.G. Lee* and Y.K. Kwak*

ABSTRACT

A new manufacturing method of the cup type composite flexspline for a harmonic drive is developed using adhesive joining technology to obviate the manufacturing difficulty of the conventional one-piece cup type steel flexspline, and to improve the dynamic characteristics of the flexspline.

In this method, the boss, tube, and tooth sections of the flexspline are designed and manufactured separately, and adhesively bonded. The tube section is manufactured with high strength carbon fiber epoxy composite materials and its dynamic properties are compared with the conventional steel flexspline.

From the test results of the manufactured composite flexspline and the conventional steel flexspline, it was found that the manufactured composite flexspline had better torque transmission capability, and the stiffness in the circumferential direction. Also, it was found that the damping of the composite flexspline were considerably improved.

초 록

종래의 단일형상 컵형 강철 플렉스플라인의 제조상의 어려움을 해소하고, 플렉스플라인의 동특성을 향상시킬 수 있도록 하기 위해서 접착기술을 사용하는 컵형 복합재 플렉스플라인의 제조기술이 새롭게 개발되었다.

본 연구에서 개발한 제조기술에서는 단일형상 플렉스플라인의 보스, 튜브 및 치형부를 각각 나누어서 설계 제작하고, 접착제를 사용하여 접착하였다. 튜브부는 고강도 탄소섬유 에폭시 복합재료를 사용하여 제조하였으며 복합재 플렉스플라인과 종래의 강철 플렉스플라인의 동특성을 비교하였다.

제조한 복합재 플렉스플라인과 종래의 강철 플렉스플라인을 사용하여 실험을 한 결과 제조한 복합재 플렉스플라인은 충분한 토크전달능력이 있으며, 원주방향의 강성과 감쇠특성이 크게 향상되었음을 알 수 있었다.

KEY WORDS : Harmonic Drive(하모닉 드라이브), Composite Flexspline(복합재 플렉스플라인), Adhesive(접착제), Adhesive Thickness(접착제 두께), Bonding Length(접착길이), Torque Transmission Capability(토크전달능력), Radial Stiffness(반경방향의 강성).

* 한국과학기술원 정밀공학과

1. 서 론

하모닉 드라이브(harmonic drive)는 강체(rigid body)가 아닌 탄성체(elastic body)의 개념으로 설계 제작된 특수한 방식의 기어구동(gear drive) 감속기로서[1~3], 고 감속비, 고 회전정도, 고 토크/중량비, 고 효율 및 극히 작은 백래시(backlash) 등의 장점 때문에 산업용 로봇, 반도체 제조 장치 및 NC 공작기계 등의 정밀 서어보 메카니즘용 감속기로서 널리 사용되고 있다[4~6].

하모닉 드라이브는 Fig.1과 같이 원형 스플라인(circular spline), 플렉스플라인(flexspline) 및 파동 발생기(wave generator) 등 3개의 부품으로 되어 있다. 원형 스플라인은 강체로 취급할 수 있으며, 내주에 플렉스플라인의 치형과 동일한 크기의 치형이 새겨져 있는데 보통 플렉스플라인의 치형의 잇수보다 2개 또는 4개가 더 많다. 파동발생기는 볼 베어링(ball bearing)에 타원형상의 캠(cam)을 끼워서 만들기 때문에 전체적으로 타원형상을 하게 된다. 따라서, 베어링의 내륜이 캠에 고정되어 캠과 함께 회전하게 되면 베어링의 외륜은 볼을 매개로 하여 주기적인 탄성변형을 하게 되고 파동발생기와 억지끼움으로 조립된 플렉스플라인도 같은 주기의 탄성변형을 하게 된다. 이 때 타원형상으로 변형된 플렉스플라인의 장축상의 치형은 원형 스플라인의 치형과 맞물리게 되고 단축상의 치형은 원형스플라인의 치형과 떨어지게 된다. 만일, 202개의 잇수를 갖는 원형 스플라인이 케이싱에 고정되어 있고 200개의 잇수를 갖는 플렉스플라인이 파동발생기의 회전운동에 따라서 운동을 하는 경우라고 하면, 파동발생기가 1회전하는 동안 플렉스플라인은 파동발생기의 회전방향과 반대방향으로 2개의 잇수만큼 회전하게 된다. 즉, 이 경우의 회전속도비(rotational velocity ratio)는 100 : 1 이 된다.

일반적으로 하모닉 드라이브의 입력축은 플렉스플라인의 개구부에 억지끼움으로 조립되는 파동 발생기가 되고, 출력축은 플렉스플라인이 된다. 따라서 플렉스플라인은 토크전달 경로상 가장 중요한 부품이다.

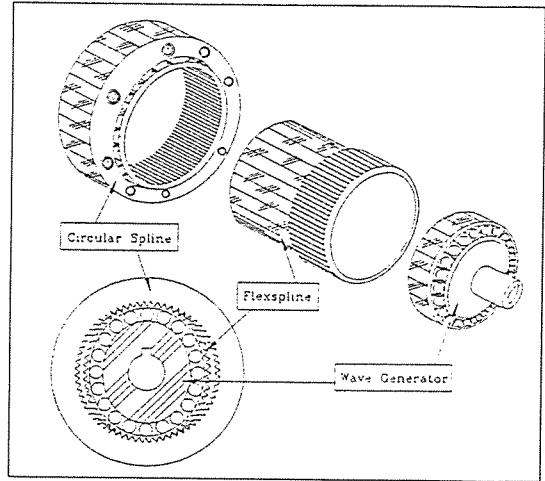


Fig. 1. Configuration of the cup type harmonic drive.

현재 널리 사용되고 있는 하모닉 드라이브의 플렉스플라인은 단일형상의 컵형(cup type)으로 되어 있다. Fig.2는 단일형상의 컵형 플렉스플라인의 형상과 각 부위의 명칭이다[7].

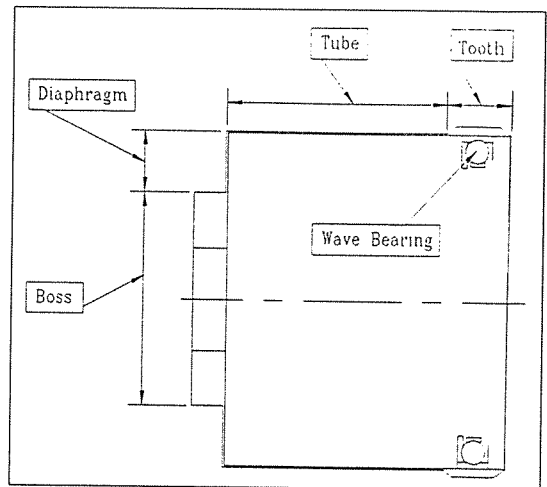


Fig. 2. Shape of the cup type flexspline.

Fig.2와 같은 컵형 플렉스플라인은 보통 강철과 같은 등방성 재료를 보링작업 등으로 내면을 파낸 후 지그(jig)에 물린 상태에서 외부 치형을 절삭가공하여 제작하기 때문에 재료의 손실이 많고 가공 시간이 길다. 또한, 플렉스플라인은 탄성변형에

의한 구동을 하기 때문에 파동 발생기의 구동주기와 동일한 주기의 리플(ripple)이 발생하므로 완전히 부드러운 운동을 하지 못한다[8]. 이 현상은 고속 운동시에 소음을 발생시키거나, 플렉스플라인의 반경방향의 고유진동수와 파동발생기의 구동주기가 일치되었을 때에 공진현상을 발생시킨다. 그리고, 플렉스플라인은 박형튜브(thin walled tube)로 제작되기 때문에 플렉스플라인의 스프링 정수(spring constant)는 선형을 유지하지 못하고 부하가 증가할수록 감소하게 된다[8]. 즉, 반경방향의 유연성(flexibility)을 증가시킬 수 있는 박형은 원주방향의 강성(stiffness)을 감소시키는 결과를 가져온다. 이러한 현상은 등방성 재료에서는 필연적으로 유발되는 결과이다.

고 비강성(specific stiffness ; E/p), 고 비강도(specific strength ; S/p) 및 고 감쇠특성(damping characteristics) 때문에 여러 산업분야에서 신소재로 각광받고 있는 탄소섬유 에폭시 복합재료(carbon fiber epoxy composite materials)는 섬유 배열 각도 및 적층방법에 따라서 물성치가 다르다[9]. 따라서 섬유의 배열각도 및 적층방법을 적절히 선택하면 원주방향의 강성을 크게 유지시키면서도 반경방향으로 충분한 유연성을 갖는 튜브의 제작이 가능하다. 또한 고강도 공업용 접착제(high strength engineering adhesive)의 개발과 접착기술의 발전은 기계적 접합(mechanical bonding)을 하지 않고도 충분한 강도를 갖는 접착이 가능하게 되었다[10].

Oh[11] 등은 접착제를 사용하는 복합재 플렉스플라인의 개발에 대한 연구를 하였다. Fig.3은 Oh 등이 개발한 복합재 플렉스플라인의 단면형상을 보여준다.

Oh 등이 개발한 복합재 플렉스플라인의 경우는 강철치형과 복합재 튜브의 접착두께를 일정하게 하기 위하여 강철치형의 두께와 복합재 튜브의 두께를 적절히 조절할 필요가 있었다. 그러나 이 경우에 복합재 튜브의 기계적 가공에 의한 섬유의 손상을 피할 수 없고, 또 접착부의 복합재 두께만큼 강철치형의 두께가 얇아지기 때문에 강철치형의 피로수명이 단축 된다.

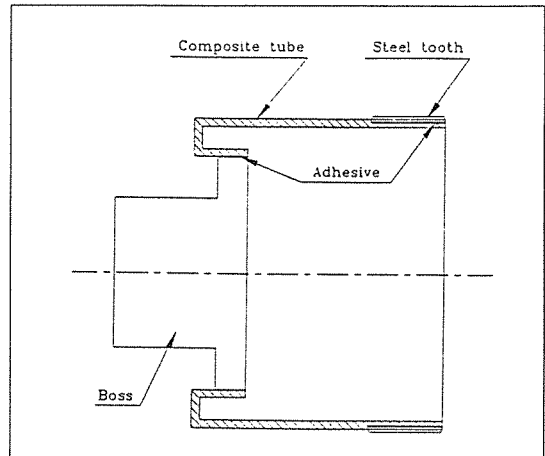


Fig. 3. Sectional shape of the composite flexspline.

본 연구에서는 Oh 등이 개발한 복합재 플렉스플라인의 단점을 개선하고 단일형상 강철 플렉스플라인의 성능상의 단점을 개선할 수 있는 새로운 방법의 복합재 플렉스플라인 제작기술을 개발하였다. 먼저, 단일형상 컵형 플렉스플라인을 보스(boss), 튜브(tube) 및 치형부(tooth)등 3개의 부품으로 나누었다. 보스 및 치형부의 외경과 내경 치수는 단일형상 컵형 플렉스플라인과 동일하게 하고 튜브와 접착할 길이 만큼 더 길게 가공하였다. 이렇게 하므로써 치형의 취약성을 극복할 수 있고 복합재 튜브는 기계적 가공을 필요로 하지 않기 때문에 가공으로 인한 튜브의 손상을 방지할 수 있다. 제작된 각 부품의 접합을 위해서 고 강도 공업용 접착제가 사용되었다. 플렉스플라인의 튜브는 고 강도 탄소섬유 에폭시 복합재료를 사용하여 제작하고, 보스부와 치형부는 탄소량이 0.45% 함유된 탄소강(S45C)를 사용하여 제작하였다. 개발한 플렉스플라인의 성능을 비교하기 위해서 S45C로 단일형상의 컵형 플렉스플라인도 제작하였다.

개발한 플렉스플라인과 단일형상의 컵형 플렉스플라인의 토크 전달능력, 원주방향의 강성(스프링 정수) 및 동특성 등의 실험결과 새롭게 개발한 플렉스플라인은 충분한 토크 전달능력이 있으며, 강철 플렉스플라인에 비하여 원주방향의 강성은 초기강성 K_1 이 53% 그리고, 중간강성 K_2 가 22% 증가 되었

음을 발견하였고, 기본 고유진동수(fundamental natural frequency)에서 반경방향 진동모드의 감쇠비는 약 105%, 비틀림모드의 감쇠비는 약 190% 향상되었음을 발견하였다.

2. 복합재 플렉스플라인의 설계 및 제작

본 연구에서 개발한 플렉스플라인의 토크용량은 평균허용최대토크를 $100N \cdot m$, 그리고 순간허용최대토크를 $150N \cdot m$ 로 하였다. Fig.4는 토크용량을 만족하는 단일형상의 컵형 강철 플렉스플라인의 형상과 치수이다.

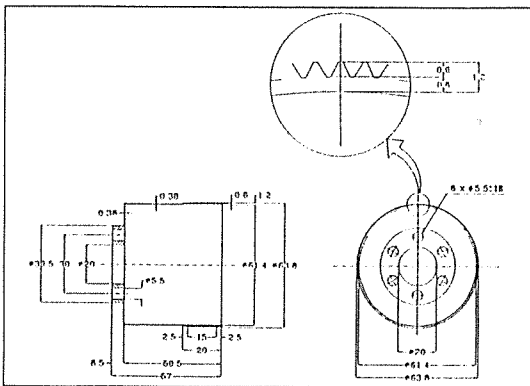


Fig. 4. Dimensions of the manufactured cup type steel flexspline.

Fig.5는 본 연구에서 개발한 플렉스플라인의 제조방법을 설명하고 있다. 즉, Fig.4의 플렉스플라인을 Fig.5(a)와 같이 세개의 부품으로 나누어 제작하고 Fig.5(b)와 같이 고강도 공업용 접착제를 사용하여 접착하는 방법이다.

세 부품을 접착하는 방법에는 Fig.6처럼 두 가지 방법이 있다.

즉, Fig.6(a)는 튜브를 치형부와 보스부의 안쪽으로 접착한 것이며, Fig.6(b)는 튜브를 치형부와 보스부의 바깥쪽으로 접착한 것이다. 그런데, 튜브의 역할은 토크의 전달에 있으므로 반경이 클수록 유리하다. 또한 반경이 커지면 반경방향의 유연성 및 원주방향의 강성도 향상된다. 따라서 튜브의 접착방법은 Fig.6(b)와 같이 선택하였다.

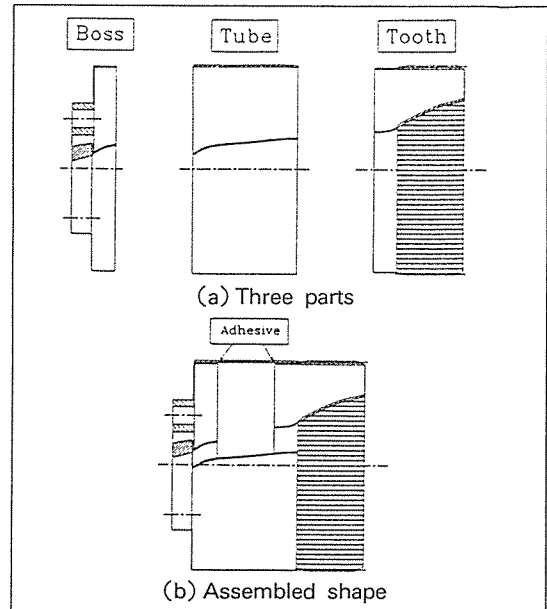


Fig. 5. Shapes of the developed composite flexspline.

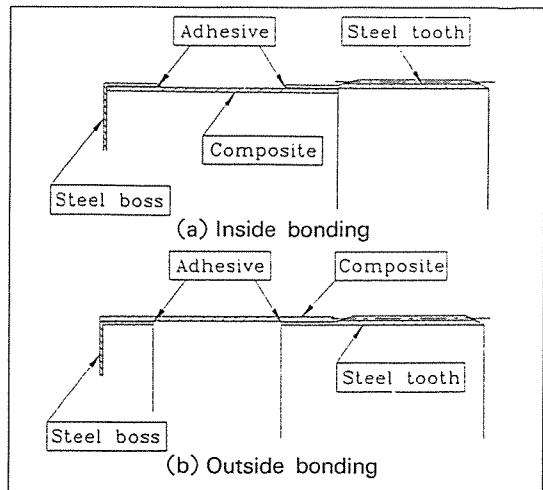


Fig. 6. Bonding of the composite tube to the steel tooth.

플렉스플라인의 튜브와 같은 박형튜브(thin walled tube)를 설계할 때에는 튜브의 비틀림 전단강도와 좌굴을 검토하여야 한다. Whitney[12]등은 박형튜브에서의 비틀림에 의한 최대 전단응력(maximum torsional shear stress) τ_{max} 을 식(1)과 같이

계산하였다. 또한 Simitses[13]는 튜브의 반경이 두께보다 10배 이상 큰 박형튜브의 임계 좌굴토크(critical buckling torque) T_{cr} 를 식(2)와 같이 결정하였다.

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{2\pi r_a^2 l} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$T_{cr} = 24.4(C)(D_{22})^{5/8} (A_{11})^{3/8} (r_a)^{5/4} (L)^{-1/2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

여기서, T_{max} 는 튜브에 가해지는 최대토크, r_a 은 튜브의 평균반지름, l 는 튜브의 두께, L 은 튜브의 길이, A_{11} 은 튜브 길이방향의 면강성(extensional stiffness), D_{22} 는 튜브 횡방향의 굽힘강성(bending stiffness)이고, C 는 끝단고정계수(end-fixity coefficient)로서 튜브의 양 끝단이 단순지지(simply supported) 되었을 때에는 0.925 그리고, 양 끝단이 고정(clamped)되었을 때에는 1.03이다.

플렉스플라인 튜브는 토크의 전달이 가장 중요한 요소가 되기 때문에 전단계수를 가장 크게 할 수 있는 $[\pm 45]_{ns}$ 또는 $[\pm 45]_{nT}$ 적층방법을 선택할 수 있다[14,15]. 여기서 아래첨자 n 은 적층수를 나타내고 s 는 대칭적층(symmetric laminates)을 나타내며 T 는 총적층수를 표시한다. 그러나, 튜브를 제작할 때 대칭적층을 하면 한번의 적층이 끝날 때마다 섬유가 끊어져서 이음매가 생기는 부분이 취약해지는 결점이 있다. 따라서 섬유를 끊지 않고 쉽게 적층할 수 있는 $[\pm 45]_{nT}$ 적층방법을 선택하였다.

본 연구를 위해서 사용한 복합재료 프리프레그(prepreg)는 (주)선경 인더스트리에서 생산하는 USN 150 탄소섬유 에폭시 프리프레그[16]이다. 프리프레그를 경화시키기 위하여 오토클레이브 진공백성형법(autoclave vacuum bag degassing molding)을 사용하였다. 경화된 복합재료의 일방향(uni-direction)의 물성치는 인장실험을 수행하여 결정하였다. 인장실험 방법은 ASTM D 3039-76으로 하였다. 또, 전단강도는 ASTM D 3518-76의 실험방법을 수행하여 결정하였다. Table 1은 실험결과를 요약한 것이다.

Table 1. Mechanical properties of the USN 150 uni-directional carbon fiber epoxy composite by ASTM 3039-76.

Tensile modulus	0° (E_L)	130 GPa
	90° (E_T)	8 GPa
Shear modulus (G_{LT})	6 GPa	
Tensile strength	0° (X)	1,800 MPa
	90° (Y)	60 MPa
Shear strength (S)	75 MPa	
Poisson's ratio (ν_{LT})	0.28	
Thickness per ply	0.15 mm	

Table 1의 수치들을 사용하여 CLPT(classical laminated plate theory)[17]에 적용시켜서 계산한 $[\pm 45]_{nT}$ 의 물성치는 Table 2와 같다.

Table 2. Mechanical properties of the $[\pm 45]_{nT}$ laminated composite.

Longitudinal elastic modulus(E_x)	20.55 GPa
Transverse elastic modulus (E_y)	20.55 GPa
Shear modulus (G_{xy})	33.54 GPa
Poisson's ratio (ν_{xy})	0.712

본 연구에서 사용한 접착제는 HYSOL EA 9309.2 NA이다[18]. 이 접착제의 인장강도는 ASTM D 638-89의 실험방법으로 결정하였고, 전단강도는 ASTM D 3518-76의 실험방법으로 결정하였다. 또, 랩 전단강도(Lap shear strength)는 ASTM D 1002-72의 실험방법으로 결정하였다. Table 3은 HYSOL EA

Table 3. Properties of the HYSOL EA 9309.2 NA adhesive.

Mixing ratio by weigh (Resin : Hardener)	100 : 22
Minimum curing time	7 days (at 25 °C) 1 hour (at 75 °C)
Mixed viscosity	1,500 P
Service temperature	80 °C
Tensile modulus	1.43 GPa (at 25 °C)
Poisson's ratio	0.40
Shear modulus	0.51 GPa (at 25 °C)
Shear strength	42.0 MPa (at 25 °C)
Lap shear strength	13.9 MPa (at 25 °C)

9309.2 NA의 실험결과를 요약한 것이다.

복합재 튜브의 내경은 보스부의 외경에 접착두께(bonding thickness)의 두배를 더한 것과 같다. 따라서 복합재 튜브의 치수를 결정하기 위해서는 먼저 접착두께를 결정하여야 한다.

접착제를 사용한 튜브형 랩 조인트(tubular lap joint)에 대한 이론적 해석과 실험은 많은 사람들에 의해 수행되어 왔다[19,20,21]. 그러나, 실제상황에 따라 피접착재(adherent)의 표면거칠기, 습도 및 경화조건 등 접착조건이 변화가 다양하게 변할 수 있기 때문에 이론적 해석결과와 실험에 의한 결과는 상당한 차이를 보이고 있다. 본 연구에서는 Lee[22] 등이 수행한 튜브형 단일면 조인트(tubular single lap joint)의 피로실험 결과를 이용하였다. 이 실험결과에 의하면 접착제의 두께가 0.1 mm일 때 가장 우수한 피로특성을 나타내고 있다. 따라서 본 연구에서는 접착제의 길이를 0.1 mm로 결정하였다.

복합재 튜브의 두께를 결정하기 위해서 식(1)은 식(3)과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{2\pi r_a^2 l} = \frac{2T_{max}}{\pi(D_i + t)^2 l} = \frac{2T_{max}}{\pi D_i^2 l + 2\pi D_i t^2 + \pi t^3} \quad (3)$$

여기서, D_i 는 튜브의 내경 그리고 r_a 는 튜브의 평균반지름($2r_a = D_i + t$)이다.

사용한 복합재료(USN 150)를 $[\pm 45]_{NT}$ 로 적층하였을 때, 이 재료의 최대정적전단강도는 ASTM D 4255-83의 실험방법으로 실험한 결과 $\tau_{max} = 445 \text{ MPa}$ 의 값을 얻었다. $[\pm 45]_{2T}$ 으로 적층하였을 때

복합재 튜브의 두께는 0.6 mm가 된다. 접착제의 두께를 0.1 mm로 하였으므로 튜브의 내경은 62.4 mm가 되고, 순간허용 최대토크 $150 \text{ N}\cdot\text{m}$ 이 튜브에 작용할 때 복합재 튜브에 분포되는 전단응력은 식(3)에 의해서 40.1 MPa이 된다. 이 값은 실험으로부터 얻은 445 MPa의 0.1배에 해당하는 값으로써, 결정된 튜브의 치수는 순간허용 최대토크에 대해서 안전하다는 것을 알 수 있다. 따라서, 복합재 튜브의 두께 t 는 0.6 mm로 결정하였다.

접착길이의 결정은 Adams[23] 등이 제시한 튜브형 단일면 조인트의 해석방법에 근거하여 결정하였다. Fig. 7과 같은 튜브형 단일면 조인트에서 접착제에 부가되는 전단응력 τ_0 는 식(4)와 같다.

$$\tau_0 = \frac{T\eta}{2\pi r_a^2} \left[\left\{ \frac{1-\lambda(1-\cosh \eta l)}{\sinh \eta l} \right\} \cosh \eta z - \lambda \sinh \eta z \right] \quad \dots\dots\dots (4)$$

여기서,

$$\lambda = \frac{G_c J_c r_1}{r_2 G_s J_s + r_1 G_c J_c} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\xi = \frac{2\pi r_a^2 r_1 G_a}{G_s J_s \delta} \quad \dots\dots (6) \quad \eta = \left(\frac{\xi}{\lambda} \right)^{1/2} \quad \dots\dots (7)$$

$$r_a = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad \dots\dots (8) \quad \delta = r_1 - r_2 \quad \dots\dots (9)$$

또, J_s 와 J_c 는 강철 튜브와 복합재 튜브의 극단면 관성모멘트(sectional polar moment of inertia), G_s , G_c 및 G_a 는 강철 튜브와 복합재 튜브 및 접착제의 전단계수, r_1 , r_2 및 r_a 는 접착제 튜브의 안쪽과 바깥쪽 및 평균반경 그리고, l 은 조인트의 접착길이 이다.

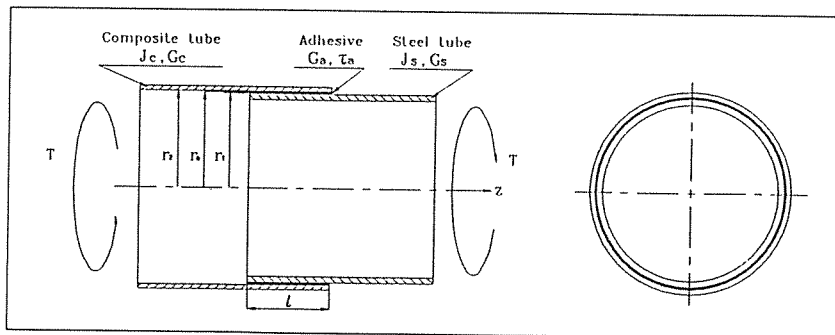


Fig. 7. Configuration of the adhesively bonded tubular single lap joint.

식(4)에서 알 수 있듯이 조인트의 기하학적 형상이 결정되면 접착제에 부가되는 전단응력은 z 만의 함수가 된다. 또, 접착길이의 처음($z=0$)과 끝($z=l$)에서는 응력집중현상으로 인하여 높은 응력상태를 나타내게 되고, 접착길이의 중간부분($z=\frac{l}{2}$)에서는 가장 낮은 응력 상태를 나타낸다. 접착면에 분포하는 평균전단응력(average shear stress)을 τ_a 는 식(10)과 같이 쓸 수 있다.

$$\tau_a = \frac{T_{max}}{2\pi r_a^2 l} \quad \dots\dots\dots (10)$$

Fig.8은 Table 2와 Table 3의 수치를 이용하여 접착길이에 따른 평균전단응력과 최대토크의 변화를 나타낸 것이다. 계산에 사용한 접착제의 전단계수는 0.51 GPa 이고 랩 전단강도는 13 MPa 로 하였으며, 강철의 전단계수는 80 GPa 로 하였다.

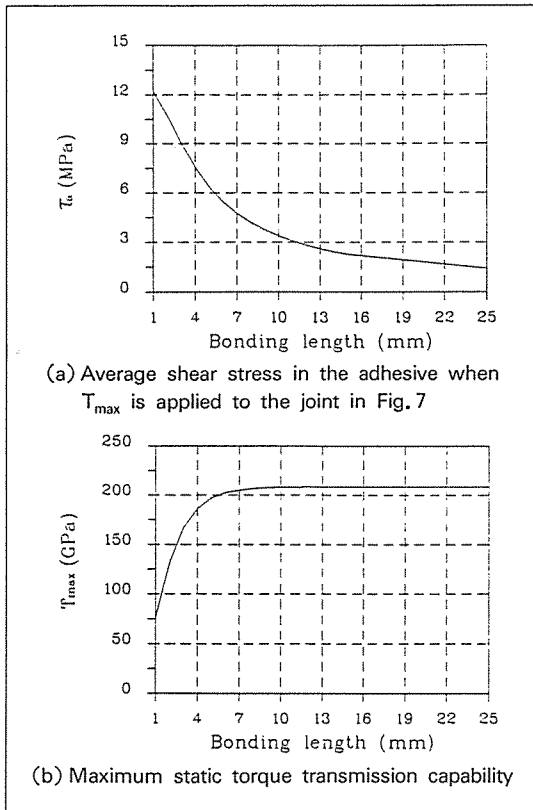


Fig. 8. Effect of the bonding length on the average shear stress in the adhesive and the torque transmission capability.

Fig.8(b)에서 접착길이가 약 7 mm 가 되면 최대토크는 포화상태에 도달함을 알 수 있다. 따라서 접착길이는 7 mm 로 결정하였다.

Fig.9는 순간허용 최대토크 $T_{max} = 150 \text{ N}\cdot\text{m}$ 이 튜브에 작용하고 접착길이가 7 mm 일 때 접착길이에 따른 접착제의 전단응력의 분포를 나타낸 것이다. 접착길이의 처음($z=0$)과 끝($z=l$)에서 응력집중현상이 나타나고 있지만 $z=0$ 에서는 6.57 MPa , 그리고 $z=l$ 에서는 9.39 MPa 이므로 두 경우 모두 접착제의 랩 전단강도(lap shear strength) 13 MPa 보다 작은 값을 나타낸다. 그리고, 실제적으로 접착제에 분포하는 집중응력은 접착제의 필릿(fillet)과 비선형 소성변형 등으로 인하여 예측되는 값보다 작다. 따라서 결정된 접착길이는 순간허용 최대토크에 대하여 안전함을 알 수 있다.

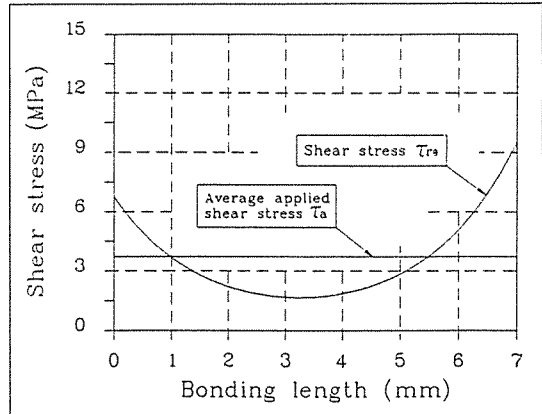


Fig. 9. Shear stress distribution in the adhesive with respect to the bonding length when $T_{max} = 150 \text{ N}\cdot\text{m}$ is applied to the joint.

접착길이가 7 mm 로 결정됨에 따라 복합재 튜브의 전체길이는 30.88 mm 로 결정되었다. Fig.10은 본 연구에서 개발한 플렉스플라인의 최종설계치수이다.

설계된 복합재 튜브의 좌굴을 검토하기 위해서 식(2)가 사용되었다. 먼저 CLPT에 의해 $A_{11} = 21.52 \text{ MN/m}$, $D_{22} = 0.485 \text{ N}\cdot\text{m}$ 이 결정되었다. 또 플렉스플라인의 입력측은 파동 발생기와 억지끼움 되므로써 타원형으로 변형된 장축의 양단에서 단 순지지되고 플렉스플라인의 출력측은 베어링에 의

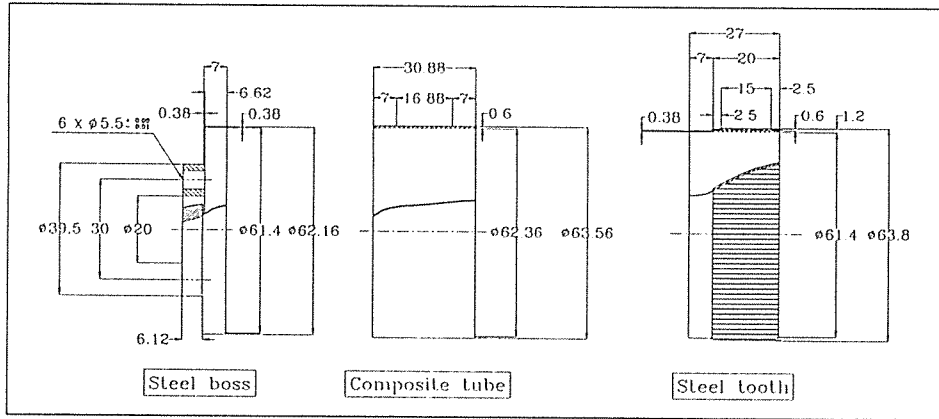
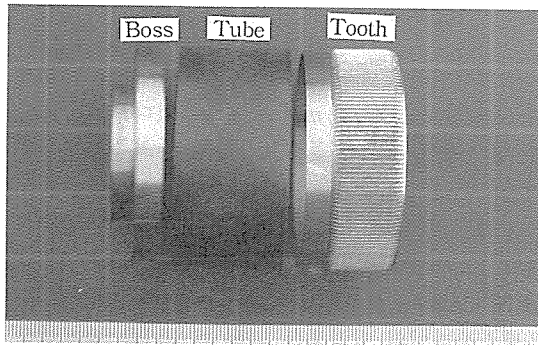


Fig. 10. Dimensions of the developed composite flexspline.

해 단순지지된다. 즉, 플렉스플라인의 양단은 단순지지된 것으로 볼 수 있다. 따라서 말단고정계수 C 의 값은 0.925로 결정하였다. 이들 수치를 식(2)에 대입하고 계산하여 $T_{cr} = 610.3 N \cdot m$ 를 얻었다. 이 값은 설계한 플렉스플라인의 순간허용 최대토크 $150 N \cdot m$ 의 약 4배에 해당하는 값으로 좌굴에 대해 안전하게 설계되었음을 알 수 있다.

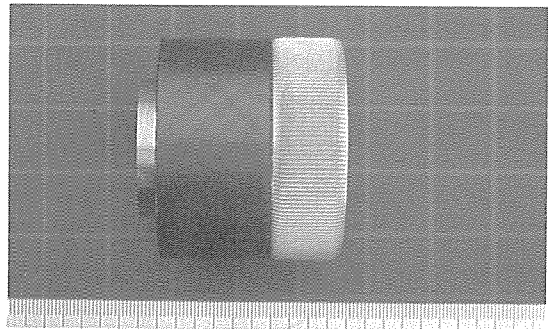
Fig. 11(a)는 제작된 보스, 복합재 튜브 및 치형부이다. Fig. 11(b)는 보스, 튜브 및 치형부를 접착제를 사용하여 접착 조립한 것이다. Fig. 11(c)는 S45C를 사용하여 제작한 단일형상첩형 플렉스플라인이다.

설계 제작한 플렉스플라인의 세 부분을 접착할 때에는 접착부에 편심이 발생하지 않도록 Fig. 12와 같은 지그를 제작하여 사용하였다.

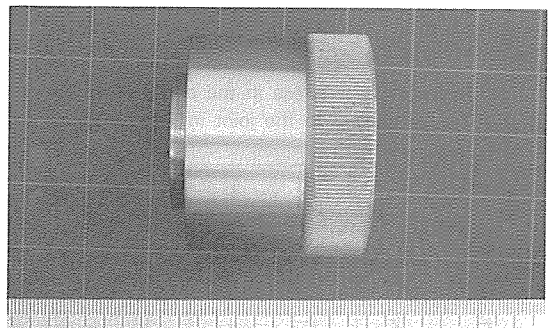


(a) Boss, tube and tooth sections

Fig. 11. Manufactured flexsplines.



(b) Assembled composite flexspline



(c) One piece steel flexspline

Fig. 11. (Continued)

3. 실험 및 토의

본 연구에서 개발한 복합재료 플렉스플라인과 기존의 단일형상 첩형 플렉스플라인의 제작방법으로 제작한 S45C 강철재료 플렉스플라인에 대한 정

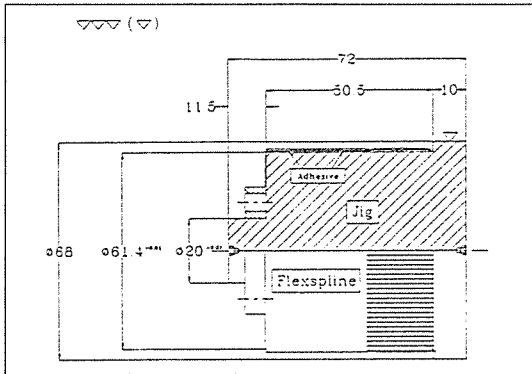


Fig. 12. Configuration of the adhesive bonding assembly.

적비틀림실험을 수행하였다.

파동 발생기와 플렉스플라인이 조립된 실제상황과 같은 조건으로 실험을 하기 위해서 Fig. 13과 같이 파동 발생기와 동일한 타원형상을 갖춘 지그를 설계 제작하여 실험하였다.

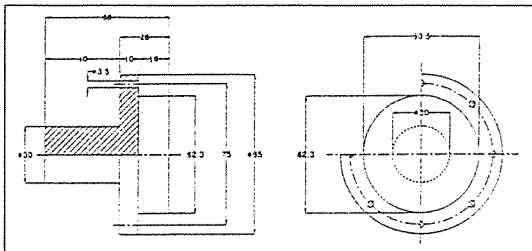


Fig. 13. Elliptic jig shape for the static torque transmission capability test.

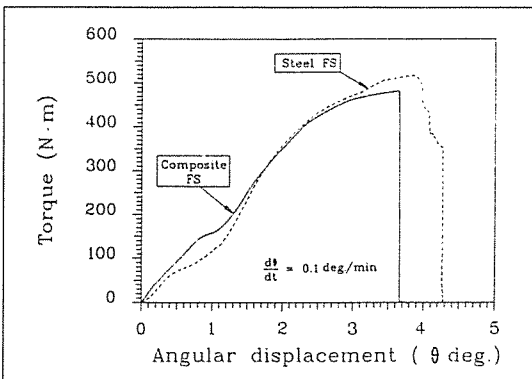
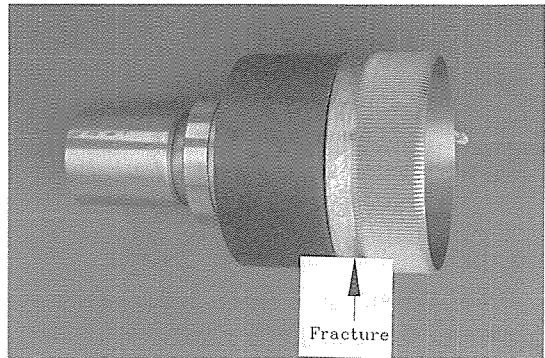


Fig. 14. Static torque transmission capabilities of the flexspline.

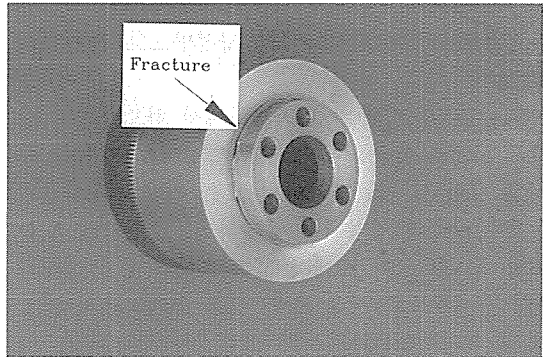
실험에 사용한 장비는 인장실험과 비틀림실험을 동시에 수행할 수 있는 MTS 319.10이다[24]. Fig. 14는 플렉스플라인의 정적비틀림실험 결과이다.

강철 플렉스플라인의 경우는 보스의 목부분에서 파괴되었지만 복합재료 플렉스플라인의 경우는 복합재료 튜브와 치형부의 접착부분에서 파괴되었다. 플렉스플라인의 순간허용최대토크가 $150 \text{ N}\cdot\text{m}$ 이므로 새로운 방법으로 제작한 플렉스플라인은 약 3배의 토크전달능력이 있음을 알 수 있다.

Fig. 15는 두 플렉스플라인의 파괴부분을 나타내었다.



(a) Composite flexspline



(b) Steel flexspline

Fig. 15. Fracture sites of the flexspline.

Fig. 16은 접착부분에서 접착제의 파괴된 모습으로서, 접착제는 금속과 복합재료면에 부분적으로 접착되어 있어서 양호한 접착이 이루어졌음을 알 수가 있다.

하모닉 드라이브의 강성은 토크와 비틀림각 선도의



Fig. 16. Photograph of the adhesive fracture section.

기울기로 정의하며 스프링정수로 표시한다.

하모닉 드라이브를 사용하는 고정도 서어보 시스템에서는 낮은 토크영역(정격토크의 약 1/2이하)에서, 가한 토크와 발생한 비틀림각 사이의 특성이 매우 중요하다. 따라서 하모닉 드라이브의 강성은 보통 낮은 토크영역에서의 강성만으로 평가한다 [25].

Fig. 17(a)는 낮은 토크영역에서 하모닉 드라이브의 스프링정수를 구분하는 일반적인 방법을 나타낸 것이다. 즉, 초기강성 K_1 은 평균 최대토크의 0에서 10%의 영역에서 결정하고, 중간강성 K_2 는 평균 최대토크의 10에서 50%의 영역에서 결정하며, 마지막으로 강성 K_3 는 평균 최대토크의 50%에서 최대허용토크까지의 영역에서 결정된다. 여기서, K_1 과 K_2 는 정밀한 서어보 구동 메카니즘을 위하여 중요한 인자가 된다. Fig. 17(b)는 복합재료 플렉스플라인, 그리고 Fig. 17(c)는 S45C로 제작한 플렉스플라인이 토크와 비틀림각도의 관계를 나타낸 것이다. Fig. 17에서 T_1 과 T_2 는 각각 정격토크의 10%와 50%에 해당하는 10 N 및 50 N으로 하였다.

실험에 사용한 장비는 MTS 319.10이다. 실험은 처음에 토크를 0에서 100 N·m까지 점차적으로 증

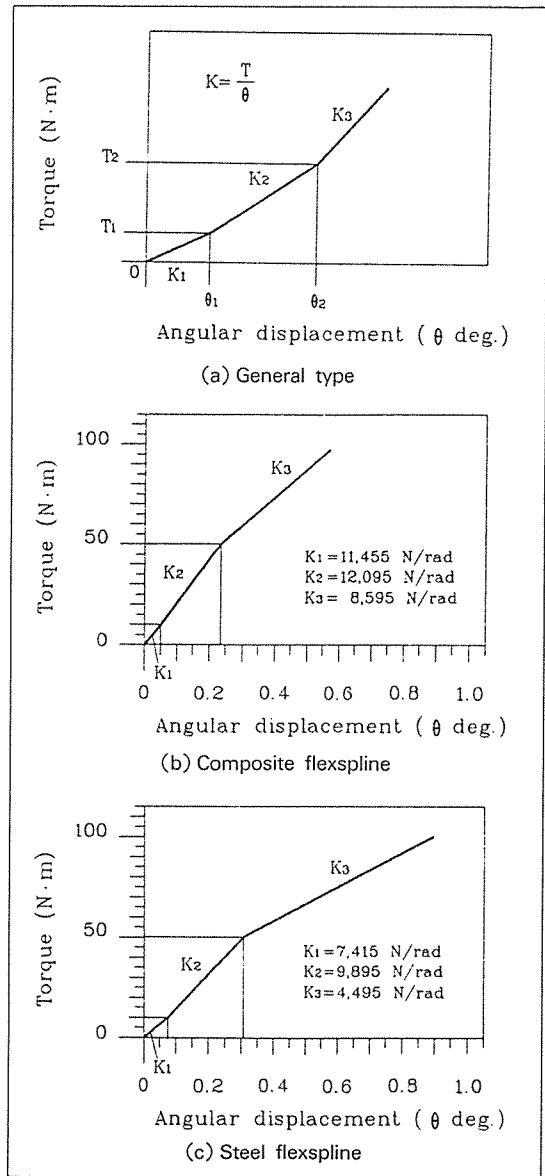


Fig. 17. Torque - twisting angle curves for determination circumferential direction stiffness.

가시키면서 비틀림각을 측정하고 다음에는 토크를 100 N·m에서 0으로 점점 줄이면서 비틀림각을 측정하였다.

실험결과 새로운 제작방법으로 제작한 복합재료 플렉스플라인의 스프링정수가 기존의 방법으로 제작한 강철 플렉스플라인에 비하여 K_1 의 경우 약 53%

그리고, K_2 의 경우는 약 22%가 향상되었음을 알 수가 있다.

Fig. 18은 플렉스플라인의 반경방향의 강성을 측정하기 위하여 설계 제작한 하중에 대응하는 변위를 측정하는 장치이다.

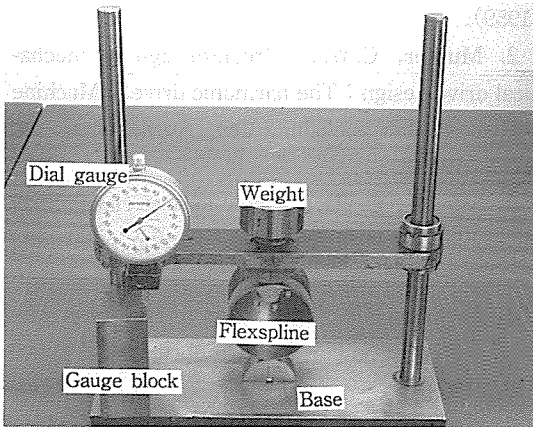


Fig. 18. Measurement of the radial stiffness of the flexspline.

먼저 게이지 블럭(gauge block)을 사용하여 초기 치수를 결정한 후, 하중을 증가시키면서 이에 대응하는 반경방향의 변위를 측정하였다. 40 N의 하중을 부가하였을 때 복합재 플렉스플라인의 반경방향의 변위는 $693 \mu\text{m}$, 그리고 강철 플렉스플라인의 반경방향의 변위는 $679 \mu\text{m}$ 가 되었다. 이 경우에 복합재 플렉스플라인의 반경방향의 컴플라이언스는 $17.32 \mu\text{m}/\text{N}$ 이 되고, 강철 플렉스플라인의 반경방향의 컴플라이언스는 $16.97 \mu\text{m}/\text{N}$ 가 된다. 따라서, 복합재 플렉스플라인의 반경방향의 컴플라이언스는 약 2% 증가되었음을 알 수 있다. 제작한 플렉스플라인의 진동특성은 임펄스-주파수 응답 특성을 통하여 평가하였다. 실험에 사용된 장비는 FFT(B & K dual channel signal analyzer 2032), 충전 증폭기(charge amplifier; B & K 2635), 임펄스 해머(impulse hammer; B & K 8202), 가속도계(accelerometer; B & K 4374), 힘 변환기(force transducer; B & K 8200), 그리고 IBM P/C와 호환가능한 286 AT 등이다. 실험은 굽힘진동특성과 비틀림진동특성을 평가하기 위하여, Fig. 19와 같은

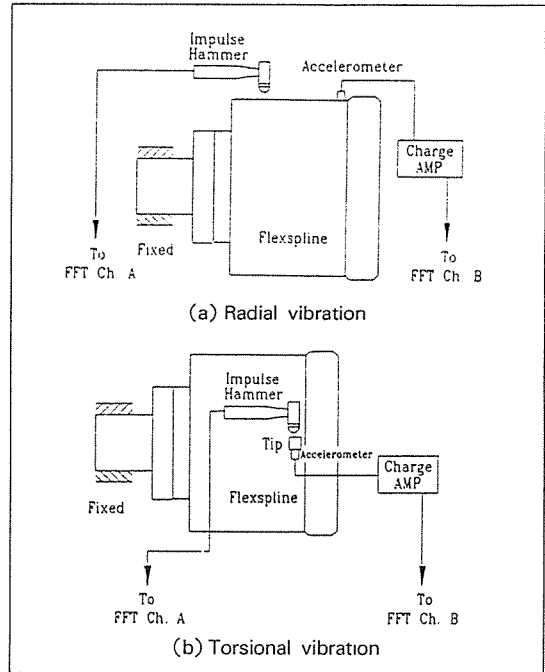


Fig. 19. Experimental setup for the impulse - frequency response test.

두가지 방법으로 실험하였다.

Fig. 19(a)는 반경방향의 진동특성을 측정하기 위한 방법이고, Fig. 17(b)는 비틀림진동특성을 측정하기 위한 방법이다. Fig. 17(b)에서는 플렉스플라인의 접선방향으로 임펄스를 가하기 위하여 가속도계를 붙일 수 있을 정도의 작은 팁(tip)을 플렉스플라인에 강력한 접착제를 사용하여 접착하고, 가속도계가 붙어있는 팁의 반대편을 가진하여 그 응답특성을 측정하였다.

Table 4는 실험결과를 요약한 것이다.

Table 4. Fundamental natural frequencies and damping ratios.

	Mode	Frequency (Hz)	Damping ratio (ζ)
Composite flexspline	Radial	475.0	0.00351
	Twisting	396.5	0.00432
Steel flexspline	Radial	416.5	0.00171
	Twisting	368.5	0.00147

새로운 방법으로 제작된 복합재 플렉스플라인의 기본 고유진동수가, 반경방향의 진동모드에서는 약 14% 그리고, 비틀림모드에서는 약 7.5% 높아졌음을 알 수 있다. 기본 고유진동수에서 감쇠비는 반경방향의 진동모드에서는 약 105% 그리고, 비틀림 모드에 대해서는 약 190% 향상되었음을 알 수가 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 하모닉 드라이브의 단일형상 컵형 플렉스플라인의 제작상의 어려움을 해소하고, 플렉스플라인의 진동특성을 향상시키기 위하여, 접착기술을 사용한 복합재 플렉스플라인 제작방법을 개발하였다. 개발한 복합재 플렉스플라인에서는 단일형상 컵형 플렉스플라인의 보스, 튜브 및 치형부를 각각 세개의 부분으로 나누어서 설계 제작하고 고강도 접착제를 사용하여 접합하였다. 플렉스플라인의 동특성을 향상시키기 위해서 튜브부는 탄소섬유 에폭시 복합재료를 사용하였다.

복합재 컵형 플렉스플라인의 성능을 평가하기 위하여 강철재 컵형 플렉스플라인을 기존의 제작 방법으로 제작하였다. 두 종류의 플렉스플라인의 성능을 비교하기 위하여 토크전달능력, 원주방향의 강성 및 반경방향의 강성 그리고 임펄스-주파수 응답특성에 의한 동특성 실험을 수행하였다.

이상의 연구결과를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 새로운 방법으로 제작한 복합재 플렉스플라인은 충분한 토크전달능력을 갖는다.
- 2) S45C 강철재 플렉스플라인에 비해 원주방향의 강성은 K_1 이 약 53% 그리고 K_2 가 약 22% 향상되었다.
- 3) 복합재 플렉스플라인의 반경방향의 컴플라이언스는 약 2% 향상되었다.
- 4) 반경방향의 진동모드 및 비틀림모드에서 복합재 플렉스플라인의 기본 고유진동수는 각각 14% 및 7.5% 향상되었다.
- 5) 기본 고유진동수에서 복합재 플렉스플라인의 반경방향의 진동모드 및 비틀림모드의 감쇠비는

각각 105% 및 190% 향상되었다.

참 고 문 헌

1. Musser, C.W., "Strain wave gearing," United States Patent, No.2,906,143, Sept.29, (1959).
2. Musser, C.W., "Breakthrough in mechanical drive design : The harmonic drive," Machine design, Penton publishing Co., April 14, pp.160-173 (1960).
3. Musser, C.W., "A new look at elastic-body mechanics," Machine design, Penton publishing Co., April 13, pp.160-173 (1961).
4. Nicholas, C., "Innovation in high-ratio gearing," Product engineering, February 8, pp.47-51 (1960).
5. Carlson, J.H., "Harmonic drive for servo-mechanisms," Machine design, Penton publishing Co., January 6, pp.102-106 (1985).
6. Giovanni, L. and Rodolfo, F., "Harmonic drive transmissions : the effects of their elasticity, clearance and irregularity on the dynamic behaviour of an actual SCARA robot," Robotica, Vol. 10, pp.369-375 (1992).
7. Kiyosawa, Y. and Sasahara, M. "Development of a new thin harmonic drive," JSME, Robotics and mechatronics lecture meeting paper, Vol.A, pp.943-948 (1992).
8. Andeen, G.B.(Edition), *Robot design handbook*, McGraw-Hill, New York, Section 11.3 (1988).
9. Jones, R.M., *Mechanics of composite materials*, Scripta Book Co., Washington, D.C., Chapter 1 (1975).
10. Kinloch, A.J., *Adhesion and Adhesives*, Chapman and Hall, New York, Chapter 1 (1987).
11. Oh, H.S., Jeong, K.S., and Lee, D.G., "Design and manufacture of the composite flex-spline of a harmonic drive with adhesive joining,"

to be published in Composite Structures, (1994).

12. Whitney, J.M. and Halpin, J.C., "Analysis of laminated anisotropic tubes under combined loading," Journal of Composite Materials, Vol.2, pp.360-372 (1968).

13. Simitses, G.J., "Instability of orthotropic cylindrical shells under combined torsion and hydrostatic pressure, AIAA Journal, Vol.5, pp. 1463-1475 (1967).

14. Tsai, S.W.(Edition), *Composite design*, 4th ed., Printed in USA, Section 6 (1988).

15. Mallick, P.K., *Fiber-reinforced composite*, Marcel Dekker, Inc., New York, Chapter 3 (1988).

16. Sunkyoung Fiber Co. Ltd., Seoul, Korea.

17. Gabriel, C., Isaac, E., Jacob, A. and Liviu, L., *Random vibration and reliability of composite structures*, Technomic Publishing Co., Inc., Pennsylvania, Chapter 1 and Chapter 2 (1992).

18. Hysol Aerospace and Industrial Products Division, DEXTER Co., Pittsburg, U.S.A.

19. Alwar, R.S. and Nagaraja, Y.R., "Vis-

coelastic analysis of an adhesive tubular joint," Journal of Adhesion, Vol.8, pp.79-92 (1976).

20. Hipol, P.J., "Analysis of optimization of a tubular lap joint subjected to torsion," Journal of composite materials, Vol.18, pp.298-311 (1984).

21. Imanaka, M., Kishimoto, W. Okita, K., Nakayama, H. and Shirato, M., "Improvement of fatigue strength of adhesive joints through filler addition," Journal of composite materials, Vol. 18, pp.412-419 (1984).

22. Lee, D.G., Kim, K.S., and Im, Y.T., "An experimental study of fatigue strength for adhesively bonded tubular single lap joint," Journal of Adhesion, Vol.35, pp.39-53 (1991).

23. Adams, R.D. and Peppiatt, N.A., "Stress analysis of adhesive bonded tubular lap joints," Journal of Adhesion, Vol.9, pp.1-18 (1977).

24. MTS Instruments, Minneapolis, Minnesota, U.S.A.

25. Harmonic drive Ltd., Data sheet and technical manuals (Harmonic drive information service), Seoul, Korea (1990).