

동조사이로스코우프 기계부의 제작 및 해석에 관한 연구 A Study on the Fabrication and Analysis of Mechanical Parts of a Dynamically Tuned Gyroscope

안창기,* 윤종욱,** 이장무***

C. G. Ahn,* J. W. Yun,** J. M. Lee***

ABSTRACT

Strapdown inertial navigation system(SDINS) is a navigational instrument necessary to guide and control a free vehicle. Dynamically Tuned Gyroscope(DTG) which is widely applied to SDINS covers a wide dynamic range and is simple and small. In this study, the analysis of mechanical parts or sensor parts and research of balancing is performed for manufacturing a DTG. In error analysis the criterion considered during designing and manufacturing is established by quantitatively analyzing the effect of DTG performance by tolerance. And the theory of dynamic balancing is derived and unbalance is reduced through experiment. And the stiffness of flexure is verified by tuning experiment.

1. 서 론

관성항법장치는 사이로스코우프와 가속도계를 이용하여 항체의 위치나 자세를 알아내는 장치이다. 근래에 와서 많이 이용되고 있는 스트랩다운(strapdown) 관성항법장치는 무기운 플랫폼(platform)을 이용하지 않고 항법센서를 항체에 직접 부착하여 항체의 운동을 측정한 후 컴퓨터를 이용한 해석적인 방법으로 항체의 위치나 자세를 알아내는 장치이다. 이 스트랩다운 관성항법장치는 무게가 가볍고 크기가 작게 유지될 수 있으며, 센서(sensor) 각각을 독립적으로 다룰 수 있으므로 보수 및 수리가 용이하며 중첩시스템의 구현이 용이하다는 장점이 있다. 그리고 스트랩다운 관성항법장치는 센서를 항체에 직접 부착하기 때문에 동작범위가 넓은 센서를 필요로 한다. 근래에 사용되는 동조사이로스코우프(Dynamically Tuned Gyroscope : DTG)는 동작범위가 넓어서 스트랩다운 방식에 응용하는데 좋은 장점을 가지고 있다.

스트랩다운 시스템에 사용되는 사이로스코우프는 동작범위가 넓으면서도 미소한 오차를 갖는 것이어야 하고 이러한 사이로스코우프의 오차를 줄이기 위한 연구가 계속되고 있다.

동조사이로스코우프의 설계, 제작은 기계공학, 금속공학, 전기공학의 원리가 유기적으로 적용되어야 하며 본 연구에서는 밸런싱(balancing), 오차 해석에 관한 연구 및 실험을 수행하였다.

2. 전체 시스템 개요

동조사이로스코우프(DTG)는 회전축과 깁블(gimbal), 그리고 회전자가 후크스(Hook's) 결합 또는 유니버설(universal) 결합

으로 구성되어 2-자유도 운동을 하는 프리(free) 사이로스코우프이다. 본 장에서는 DTG의 전체적인 구조와 동작 원리에 대해서 설명하고자 한다.

2.1 DTG의 전체 구조

DTG는 Fig. 2.1과 같이 케이스를 기준으로 외부의 회전을 감지하는 상단의 인지부, 인지부에 각운동량을 발생시키기 위한 하단의 모터부, 그리고 인지부와 모터부의 전원 및 신호처리를 담당하는 구동부로 구성되어 있다.

인지부는 다시 기계적인 부분과 전기적인 부분으로 나누어 진다. 기계적인 부분은 회전축과 깁블, 그리고 회전자가 후크스 결합으로 구성된 서스펜션(suspension), 커다란 관성을 유지하여 입력된 각변화율에 따라 각검출기에 검출각을 일으키는 회전자, 회전자가 선형동작 범위를 벗어났을 때 제한을 가하는 스토퍼(stopper), 모터부의 회전을 인지부로 전달시키는 회전축과 DTG시스템을 보호하고 외부로부터의 장상을 차단하기 위한 덮개로 구성되어 있다. 전기적인 부분은 회전자가 케이스 축에 대해 기울어진 각을 측정하는 각검출기와 기울어진 회전자를 도로 잡아주는 자석과 토크 코일(torquer coil)로 구성되어 있다.

모터부에는 인지부에 고속의 일정한 회전을 공급해 주기 위하여 히스테리시스 모터(hysteresis motor)를 사용한다.

구동부는 DTG시스템을 구동하기 위한 모든 신호를 발생시키는 인버터 회로, 회전자가 기울어졌을 때 이를 일치시키기 위한 재평형루프, 사이로스코우프의 출력을 암고리즘 프로세서에 제공하는 A/F변환기와 DTG시스템의 온도 제어를 위한 온도 제어기 회로로 구성되어 있다.

* 서울대학교 기계설계학과 대학원

** 청민기계설계 공동연구소

*** 서울대학교 기계설계학과

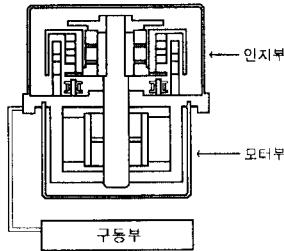


Fig. 2.1 Configuration of DTG

2.2 동작 원리

사이로스코우프의 회전자는 후크스 결합으로 된 시스펜션에 의해 매달려 있어 사이로스코우프 회전축에 따라 회전하게 된다. 그러므로 회전자와 김블은 모터의 회전속도(N)와 그들의 관성에 의해 결정되는 각운동량을 갖게 된다. Fig. 2.2는 사이로스코우프 케이스의 기준 입력축에 입력 각속도가 있을 경우 회전자, 김블 그리고 회전축간의 관계를 도시한 것이다. 즉 고정된 케이스의 기준 입력축에 입력 각속도가 있는 경우, 회전자는 그의 각운동량 때문에 세차운동(precession)되기 전의 상태를 유지하려 한다. 그러나 김블은 각운동량과 입력 각속도의 크기에 따라 결정되는 진폭 크기로 기울게 된다. 이와 같은 현상을 다이나믹 효과(dynamic effect)라 한다. 회전축, 김бл 그리고 회전자가 N 의 속도로 회전하고 있을 때 회전하지 않는 케이스에 고정된 X_c 축, Y_c 축에 각각 각속도가 입력되면 회전자의 X_c 축으로 α 만큼 세차운동이 발생되고, 김бл은 Y_c 축으로 ϕ 만큼 세차운동이 발생된다. α 와 ϕ 의 크기는 다이나믹 효과에 의해 결정되며, 이때 비틀림자는 음의 스프링 계수를 갖게 된다. 그러나 이 비틀림자는, 재질에 따라 결정되는 양의 스프링 계수를 갖고 있기 때문에 반작용 토오크가 발생되어 김бл을 원상태로 유지하려는 힘이 생성되는데, 이로 인하여 김бл이 진동하게 된다. 어느 일정한 회전속도 상태 하에서 양의 스프링 계수와 음의 스프링 계수가 같도록 김бл의 관성을 조절하였다면, Fig. 2.3과 같이 회전축과 회전자의 스프링 결합율이 “0”이 되어 진동이 발생하지 않을 것이다. 이와 같은 상태를 동조된 상태(tuned state)라고 하고 이때의 동조주파수는 회전축의 회전속도가 된다. 동조된 상태하에서는 회전자와 회전축이 서로 비결합되어 있으므로, 사이로 케이스축과 회전자는 서로 자유상태가 된다. 그러므로 사이로 케이스와 회전자 간의 편각은 입력 각속도에 비례하게 되어 프리 사이로스코우프와 같이 동작한다.

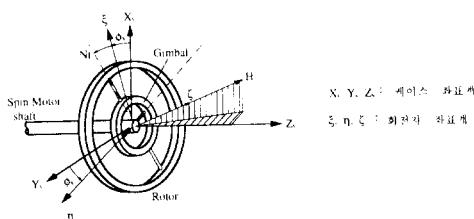


Fig. 2.2 Rotor and suspension system

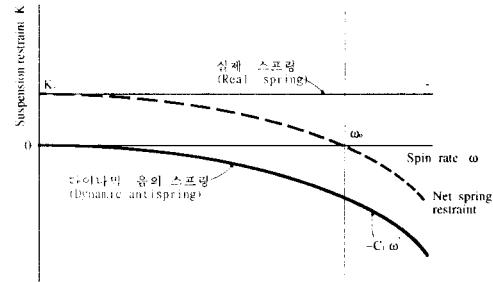


Fig. 2.3 Spring coefficient of suspension

그러나 케이스와 회전자 사이의 편각이 큰 경우에는 비틀림자의 템핑토오크와 회전자의 항력 때문에 회전자와 회전축이 서로 완전한 비결합 상태가 되지 않아 프리 사이로스코우프로서의 기능을 상실하게 된다.

이와 같은 이유 때문에 회전자와 케이스 간의 자유도가 특정한 각도 이상 되지 않도록 해야 하므로 이 편각을 제어하는 귀환 회로, 재평형 루프가 필요하다.

3. 동적 밸런싱(Dynamic balancing)

3.1 운동 방정식

질량이 M , 회전축에 대한 관성 모멘트가 J 이고 회전축에 수직인 두 축의 관성 모멘트가 각각 $I_x = I_y = I$ 인 회전자가 x, y, z 축에 대하여 스프링 상수가 K_2, K_1, K_0 인 스프링에 의하여 지지되어 있는 시스템을 생각하자.

Fig. 3.1에서 질량 불균형 m_1 에 의한 F_1 만을 고려할 경우 운동 방정식은

$$M\ddot{x} + 2K_2x + K_2(l_2 - l_1)\gamma = F_1 \sin \omega t \quad (3-1)$$

$$I\ddot{a} + J\omega\dot{\gamma} + K_1(l_2 - l_1)y + K_1(l_1^2 + l_2^2)\alpha = F_1z_1 \cos \omega t \quad (3-2)$$

$$M\ddot{y} + 2K_1y + K_1(l_2 - l_1)\alpha = F_1 \cos \omega t \quad (3-3)$$

$$I\ddot{\gamma} - J\omega\dot{a} + K_2(l_2 - l_1)x + K_2(l_1^2 + l_2^2)\alpha = F_1z_2 \sin \omega t \quad (3-4)$$

$$M\ddot{z} - 2K_0z = 0 \quad (3-5)$$

가 된다. 여기서 x, y, z 는 각각 해당 축방향으로의 질량 중심의 변위(최초의 질량 중심을 좌표계의 원점으로 잡았을 때)이고 a, γ, ω 는 각각 x 축에 대한 회전축의 각변위, y 축에 대한 각변위 및 회전자의 회전 각속도이다. 식 (3.1)은 x 축 방향으로의 진동을 나타내며 이때 $K_2(l_2 - l_1)\gamma$ 는 y 축에 대한 회전으로 x 축방향의 스프링에 가해지는 힘이다. 또한 식(3.2)은 X 축에 대한 회전 운동의 표현이다. 문제를 단순화하여 $l_1 = l_2 = l$,

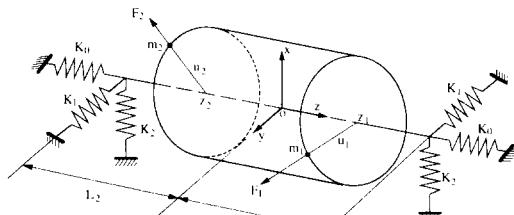


Fig. 3.1 Model of rigid rotor

$K_1 = K_2 = K$ 라 하고 앞서 표시한 운동 방정식의 해를 구하면 y 방향의 변위를 계산할 수 있다. 이 변위에서 $y=0$ 가 되는 z 를 구할 수 있는데 질량 중심으로 부터 $y=0$ 가 되는 z 까지의 거리를 $L(z=L)$ 이라 하면

$$\begin{aligned} L &= -\frac{2Kl^2 - \omega^2(l-j)}{z_1(2K-M\omega^2)} \\ &= \frac{(l-j)(\omega_y^2 - \omega^2)}{Mz_1(\omega_y^2 - \omega^2)} \end{aligned}$$

여기서 $l = l_1 = l_2$

$$\omega_y = \frac{2K}{M}$$

$$\omega_y^2 = \frac{4Kl^2}{F^2} \quad (j=l)$$

이 되고, 만약 스포팅 상수나 l_1 , l_2 를 적절히 선정하면 L 이 l_1 (Fig. 3.2)이나 l_2 (Fig. 3.3)가 되도록 할 수 있고 이 경우 그림에서와 같이 어느 한 쪽의 지지점은 불균형 질량의 영향을 받지 않게 된다.

불균형 질량이 두 면 모두에 존재할 경우, y 방향의 변위가 영이 되도록 하는 z 의 위치를 구하면 다음과 같다.

$$z = \frac{l-j}{Mz_1} \frac{\omega_y^2 - \omega^2}{\omega_y^2 - \omega^2}$$

$$z' = \frac{l-j}{Mz_2} \frac{\omega_y^2 - \omega^2}{\omega_y^2 - \omega^2}$$

이 때의 z' , z'' 은 각각 다른 한 면의 질량 불균형에 의한 진동이 영이 되는 점으로, 벨런싱 기계에 특정한 형태의 회전자를 설치할 때 z' , z'' 을 찾아 치구를 설치하게 되면 두 면의 간섭을 제거할 수 있게 된다.

그러나 실제적인 경우 회전체의 관성 모멘트 값을 정확히 구할 수 없기 때문에 z' , z'' 을 정확하게 구하기는 불가능하다. 하지만 벨런싱 기계에서 이 오차량을 전기적으로 보상해주므로 임의의 위치에서 벨런싱을 하여도 무방하다.

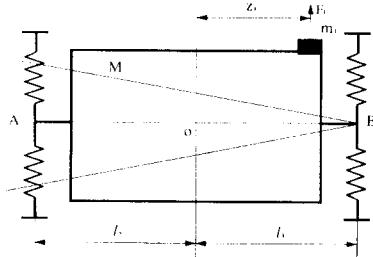


Fig. 3.2 Case of L equal to l_1

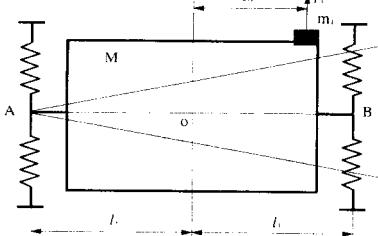


Fig. 3.3 Case of L equal to l_2

3.2 허용 잔류 불균형 질량

밸런싱 작업에 있어서 완벽한 벨런싱은 수행할 수 없다. 그 리므로 어느 정도의 잔류 불균형량이 남아야 회전체가 안전하게 동작할 수 있는가 하는 의문이 제기된다. 이에 대한 기준이 ISO(International Organization for Standardization) 규정에 나타나 있다. ISO에서는 회전체를 여러 가지 등급으로 분류하고 각각에 대한 허용 잔류 불균형 질량을 나타내었다. DTG에 대한 허용 잔류 불균형량은 ISO 규정에 따라 계산하면 한 쪽 평면에 대해 0.525×10^{-6} kg까지 벨런싱을 하여야 한다.

4. 오차 해석

DTG의 실계는 이상적인 경우에 대한 설계이다. 실제적인 경우에는 여러 가지 오차가 발생하게 된다. 예를 들면 가공상의 공차, 조립시에 발생하는 오차, 잔류 불균형에 의한 오차 등이 있다. 따라서 이러한 오차들이 DTG의 성능에 어떠한 영향을 미칠 것인가에 대한 고찰이 요구된다. 본 장에서는 가공 공차에 의한 로티(rotor)부의 질량 중심의 변화와 관성 모멘트의 변화, 김블부의 관성 모멘트 변화 그리고 플렉서의 장성 변화 등을 해석하였다.

4.1 가공 공차에 의한 로티부의 질량 중심 변화

가공 공차에 의한 질량 중심의 변화를 DTG 성능에 있어서 핵심적인 부분인 로티부에 대하여 해석해 보았다. 해석 방법은 Fig. 4.1에서 보는 바와 같이 부품을 나누어서 각 부품의 공차에 의한 질량 중심의 변화를 계산하였다. 공차량은 각 부품의 최대 공차를 대입하였고 각 부품의 공차량이 질량 중심에 미치는 영향을 Table 4.1에 나타내었다.

결과에서 보는 바와 같이 2번과 4번 부품의 영향이 가장 크다. 그러므로 설계에 있어서 이 부품의 공차를 기급적 줄여야 한다.

4.2 가공 공차에 의한 로티부의 관성 모멘트 변화

질량 중심의 변화를 계산했던 것과 마찬가지 방법으로 로티부의 관성 모멘트의 변화량을 계산하였다. 계산 결과는 Table 4.2에 나타내었다.

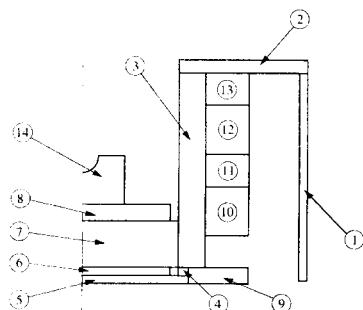


Fig. 4.1 Part number of rotor assembly

Table 4.1 The change of mass center by tolerance

Part No.	Change of mass($\times 10^{-3}$ kg)	Change of mass center($\times 10^{-3}$ m)
1	0.00502	-0.000850
2	0.03980	0.009659
3	-0.06835	0.007726
4	0.00142	0.008719
5	0.00596	-0.001579
6	0.00432	-0.000262
7	0.00454	-0.000297
8	0.00437	-0.000260
9	0.02495	-0.006368
10	0.00575	-0.001167
11	0.01670	0.001524
12	0.00575	-0.001867
13	0.01644	-0.000303
14	0.00271	-0.000125
Total	0.07123	0.020107

Table 4.2 The change of mass moment of inertia by tolerance

Part No.	ΔI_x ($\times 10^9$ kgm 2)	ΔI_y ($\times 10^9$ kgm 2)	ΔI_z ($\times 10^9$ kgm 2)
1	0.9049	0.9049	1.4531
2	4.0824	4.0824	4.5833
3	-1.7980	-1.7980	-3.0688
4	0.3239	0.3239	0.0603
5	0.3950	0.3950	0.1477
6	0.0703	0.0703	0.0935
7	0.1022	0.1022	0.1484
8	0.0750	0.0750	0.1052
9	2.3553	2.3553	2.2058
10	0.6151	0.6151	0.9326
11	1.0267	1.0267	1.6729
12	0.6165	0.6165	0.9326
13	1.1771	1.1771	1.6431
14	0.0081	0.2776	0.2859
Total	9.9700	10.2391	11.1951

Table 4.2에서 보는 것처럼 2번 9번 부품의 영향이 크므로 이 부품의 공차를 되도록 줄여야 한다.

4.3 가공 공차에 의한 김블의 관성 모멘트 변화

김블은 동조된 상태에서 관성 모멘트값이 중요하게 작용하는 부품이다. DTG 이론에 의하면 동조 주파수를 계산하는 식은 다음과 같다.

$$N = \sqrt{\frac{K_x + K_y}{I_x + I_y - I_z}}$$

여기서 N 은 동조 주파수

K_x, K_y 는 플렉서의 강성

I_x, I_y, I_z 는 김бл의 관성 모멘트

식에서 보는 바와 같이 동조 주파수를 결정하는데 있어서 플렉서의 강성과 김бл의 관성 모멘트값이 중요하다. 설계한 김бл의 관성 모멘트 값을 적분에 의해서 구한 뒤 공차를 대입하여 오차를 계산해 보고자 한다.

4.3.1 김бл의 관성 모멘트 계산

김бл의 형상은 Fig. 4.2와 같고 적분하기 위한 변수는 Fig. 4.3에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 형상이 복잡하여 해석적으로 적분이 되지 않으므로 수치 적분을 수행하기로 한다.

계산은 Fig. 4.4와 같이 중공축의 관성 모멘트에서 1번과 2번의 관성 모멘트를 빼주어 수행하면 된다.

위의 그림을 참고하여 수치 적분을 수행하였다. 계산 결과는 아래와 같다.

$$I_z = 2.3020 \times 10^8 \text{ kgm}^2$$

$$I_x = 1.4315 \times 10^8 \text{ kgm}^2$$

4.3.2 공차에 의한 관성 모멘트의 변화

공차는 형상에 있어서 가공상의 공차가 발생할 수 있는 경우에 대해 최대 공차량을 주고 계산하였다. 각 부분에 공차를 주고 그 공차량이 관성 모멘트값에 주는 영향을 Table 4.3에 나타내었다.

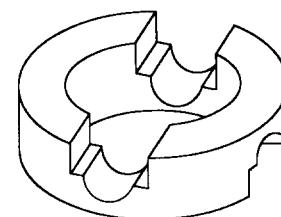


Fig. 4.2 The shape of gimbal

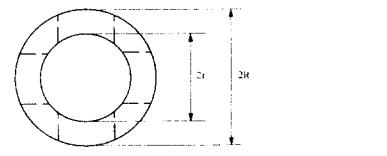


Fig. 4.3 Variable for integration

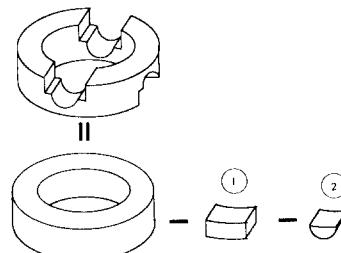


Fig. 4.4 The separation of gimbal for integration

Table 4.3 The change of mass moment of inertia by tolerance

Variable	Tolerance ($\times 10^{-3}$ m)	$I_x (\times 10^9 \text{kgm}^2)$		$I_z (\times 10^9 \text{kgm}^2)$	
		Inertia	Error(%)	Inertia	Error(%)
R	0.05	15.0065	-4.83	24.2058	-5.15
r	0.00075	14.3129	0.01	23.0175	0.01
a	0.005	14.2922	0.16	22.9828	0.16
d	0.0005	14.3134	0.01	23.0176	0.01
t	0.05	14.2612	0.37	22.9135	0.46
H	0.05	14.6533	-2.36	23.4273	-1.77

Table 4.4 The change of tuning frequency by change of mass moment of inertia

Variable	Tolerance ($\times 10^{-3}$ m)	Tuning frequency(rpm)	Error(%)
R	0.05	11796.02	-1.70
r	0.00075	12001.36	0.01
a	0.005	12008.48	0.07
d	0.0005	12000.30	0.002
t	0.05	12000.64	0.005
H	0.05	11721.51	-2.32

Table 4.3에서 보는 바와 같이 외경 R과 전체 높이 H의 영향이 가장 크다. 그러므로 설계시 이것을 고려하여 공차를 주어야 한다.

4.3.3 관성 모멘트 변화에 의한 동조 주파수의 변화

동조 주파수 관계식으로부터 관성 모멘트 변화에 의한 동조 주파수의 변화량을 계산할 수 있다. 결과는 Table 4.4에 나타내었다.

Table 4.4에서 보는 것처럼 관성 모멘트 변화가 동조 주파수의 변화에 직접적으로 영향을 미친다. 그러므로 설계시 및 가공시에 이 부분들의 공차를 가급적 줄이도록 해야 한다.

4.4 공차에 의한 서스펜션부 플렉서의 강성 변화

서스펜션의 플렉서는 4쌍이 모두 같은 강성을 가지고도록 설계되었다. 그러나 정밀 가공이 요구되는 부분이므로 실제적으로는 가공 공차에 의해서 강성의 변화가 발생하게 된다. 여기서는 가공 공차에 의한 강성의 변화량을 계산해 보고, 이 변화량이 동조 주파수에 얼마나 영향을 미치는지 고찰해 보고자 한다.

4.4.1 유한 요소법에 의한 변위 계산

계산은 서스펜션 전체 모델링에서 플렉서 부분만 공차를 주어 두께의 변화를 준 뒤 2가지의 횡하중을 주었을 때 변위의 변화를 유한 요소 해석을 수행하였다. 변위량은 강성을 계산할 수 있도록 플렉서의 윗부분의 값을 계산하였다.

4쌍의 플렉서들의 명칭은 Fig. 4.5와 같고 하중은 X방향으로의 횡하중과 Y방향으로의 횡하중을 주고 변위를 해석하였다.

Load case 1 : X방향으로의 횡하중

Load case 2 : Y방향으로의 횡하중

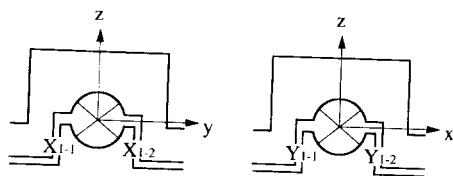


Fig. 4.5 Notation of flexure

Table 4.5 Tolerance of flexure (단위 : $\times 10^{-6}$ m)

case	X ₂₋₁	X ₂₋₂	Y ₂₋₁	Y ₂₋₂
	X ₁₋₁	X ₁₋₂	Y ₁₋₁	Y ₁₋₂
1	0	-5	0	0
2	5	5	0	0
3	0	0	0	-5
4	0	0	5	5

플렉서의 가공 공차량은 Table 4.5와 같이 4가지 경우로 가정하여 계산하였다.

계산 결과는 Fig. 4.6과 Fig. 4.7에 각 경우에 대해 그림으로 나타내었다. 변위의 크기가 작은 z의 변위는 생략하였다.

4.4.2 강성 변화 계산

유한 요소 해석은 선형이므로 강성 계산도 선형적으로 한다. 설계상에서의 강성값은 0.008859Nm/rad이므로 강성의 최대 변화량을 각 하중의 경우에 대해 계산하면 Table 4.6과 Table 4.7 같다.

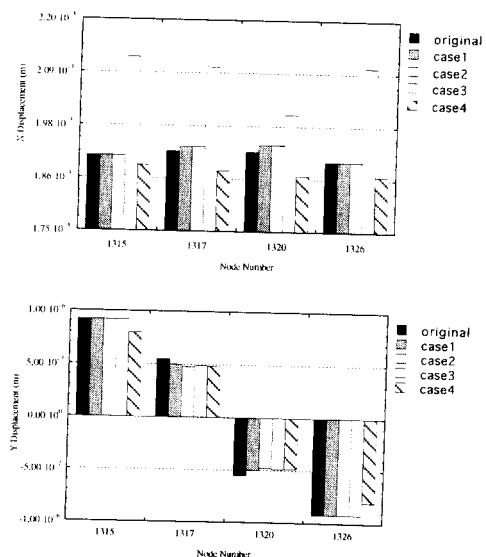


Fig. 4.6 X, Y displacement of load case1

Table 4.8 The change of tuning frequency of load case1

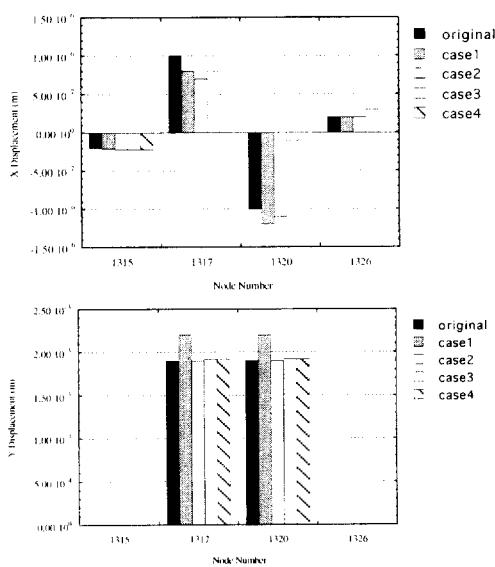


Fig. 4.7 X, Y displacement of load case2

Table 4.6 Maximum change of stiffness of load case1

case	Stiffness(Nm/rad)	Error(%)
1	0.008813	-0.518
2	0.008813	-0.518
3	0.008420	-4.953
4	0.008906	0.529

Table 4.7 Maximum change of stiffness of load case2

case	Stiffness(Nm/rad)	Error(%)
1	0.008422	-4.930
2	0.008906	0.526
3	0.008858	-0.005
4	0.008858	-0.005

위 표에서 보는 바와 같이 대칭적으로 공차를 준 경우에는 강성 변화가 비교적 작지만, 1과 3의 경우와 같이 비대칭적인 오차가 발생하면 강성 변화는 커짐을 알 수 있다. 따라서, 가공 공차에 의한 플렉서 두께의 변화는 불가피하므로 가급적 대칭적으로 공차가 발생하도록 가공시 주의를 요한다.

4.4.3 강성 변화에 의한 동조 주파수의 변화 계산

플렉서의 강성 변화량은 동조 주파수에 직접적인 영향을 미친다. 동조 주파수는 DTG의 가장 중요한 성능 변수이므로 동조 주파수의 변화량을 연구하는 것은 DTG 설계에 있어서도 중요한 인자가 된다. 동조 주파수 관계식에 강성 변화량을 대입하여 동조 주파수의 변화량을 계산하였다. 계산 결과는 Table 4.8과 Table 4.9에 도시하였다.

Table 4.8 The change of tuning frequency of load case1

case	Tuning frequency(rpm)	Error(%)
1	11968.8	-0.260
2	11968.8	-0.260
3	11698.9	-2.509
4	12031.8	0.265

Table 4.9 The change of tuning frequency of load case2

case	Tuning frequency(rpm)	Error(%)
1	11700.3	-2.498
2	12031.8	0.265
3	11999.4	-0.005
4	11999.4	-0.005

결과에서 비대칭적인 공차가 발생했을 경우 오차가 비교적 큼을 알 수 있다. 설계상에서 플렉서의 공차가 ±5μm으로 최대 공차가 발생하였을 경우에 대한 해석을 하였는데, 이것 보다 작은 공차 범위에서는 동조 주파수의 변화가 작아질 것이다. 그러므로 동조 주파수의 변화는 가공상의 오차가 큰 비중을 차지하므로 정밀 가공이 요구된다.

5. 실험

5.1 동조 실험

DTG에 있어서 앞서 설명한 바와 같이 동조 조건이 만족되기 위해서는 플렉서의 강성과 김볼부의 관성 모멘트값이 중요하다. 설계상에는 동조 주파수가 12,000rpm이 되도록 플렉서의 강성과 김볼의 관성값을 설정하였으므로 실험을 통하여 이를 확인해 보고자 한다.

5.1.1 실험 방법

앞서 나타낸 바와 같이 동조 조건은 다음과 같은 관계식으로 주어진다.

$$N = \sqrt{\frac{K_x + K_y}{I_x + I_y - I_z}}$$

동조 주파수를 계산하기 위해서는 플렉서의 강성과 김볼의 관성 모멘트를 알아야 한다. 김볼의 관성 모멘트는 계산에 의해서 알 수 있고 강성의 계산은 유한 요소로 모델링하여 할 수 있으나 실제적인 값이 요구되므로 실험을 통하여 그 값을 측정하여야 한다. 플렉서는 굽힘 히중을 받는 관성체로 볼 수 있다. 따라서 임펄스가 가해지게 되면 이 시스템은 고유 진동수를 가지고 진동하면서 부하의 영향으로 그 진폭이 서서히 감소하게 되므로 다음과 같은 방법으로 플렉서의 고유 진동수를 측정한다. 원리는 다음과 같다.

먼저 서스펜션에 임펄스를 가해주게 되면 서서히 감쇠하는 진동을 일으키게 되며 이 진동은 각 검출기에 의하여 검출된다. 검출된 검출각을 이용하여 동기된 같은 주파수의 토크가 서스펜션에 가해지도록 설계되어 있다.

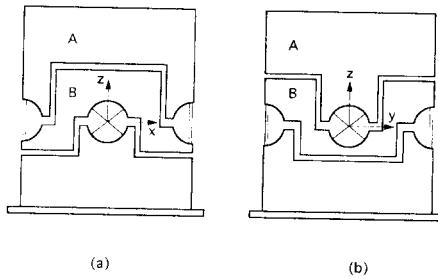


Fig. 5.1 The shape of suspension

Table 5.1 Experimental data of tuning frequency

	Shape (a)	Shape (b)
Suspension 1	43.21 Hz	37.58 Hz
Suspension 2	43.54 Hz	37.38 Hz

출력을 오실로스코우프를 통하여 얻게 되는데, 최종적인 결과인 고유 진동수를 측정할 때에는 주파수 영역으로 표시되는 스펙트럼 분석기보다 편리하다.

5.1.2 실험 결과

Fig 5.1에서 보는 바와 같이 2가지 경우에 대한 동조 주파수를 측정하였다. (a)의 경우는 A부분만이 플렉서에 영향을 주고 (B)의 경우는 A, B두 부분이 플렉서에 영향을 주게 된다. 실험은 2개의 서스펜션을 각각의 경우에 대해 20회씩 측정하여 평균을 취하였다. 실험 결과는 Table 5.1과 같다.

5.1.3 실험 오차 계산

측정된 동조 주파수값으로 강성 계산은 단순화하여 $K = I\omega^2$ 의 식으로 수행한다. 이 식으로 계산하기 위해 필요한 관성 모멘트값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{A 부분} &: I = 6.4235 \times 10^{-8} \text{ kgm}^2 \\ \text{A, B 부분} &: I = 7.8442 \times 10^{-8} \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

계산 결과는 Table 5.2에 나타내었고 계산된 강성값으로 동조 주파수를 계산하여 Table 5.3에 나타내었다.

이와 같은 오차의 발생 원인은 첫째로 플렉서부의 변형 효과를 들 수 있다. 여기서 가정한 플렉서는 단순 외팔보로 생

Table 5.2 Experimental data of stiffness (단위 Nm/rad)

	K_x	K_y
Suspension 1	0.004735	0.004373
Suspension 2	0.004807	0.004327

Table 5.3 Experimental data of tuning frequency

	Tuning frequency(rpm)	Error(%)
Suspension 1	12167.5	1.396
Suspension 2	12184.9	1.540

Table 5.4 Result of balancing

	KNOWN				UNBALANCE			
	LEFT		RIGHT		LEFT		RIGHT	
	MASS (mg)	ANGLE (deg)						
1	14.7	180	21.1	90	122.1	53	107.0	168
2	120.0	53	107.0	168	92.0	281	64.5	28
3	91.2	281	63.1	28	57.5	138	47.2	256
4	56.8	138	46.3	256	8.4	285	16.7	317
5	9.7	180	8.8	0	7.2	33	12.1	40
6	7.1	33	11.5	40	1.7	29	0.7	260
7	0.7	180	0.8	0	1.28	51	1.42	67
8	1.2	51	1.4	67	0.14	10	0.60	5

각하였지만 실제적으로는 두 개가 교차되어 있으므로 그 영향이 존재할 것이다. 두번째로는 가정한 외팔보의 경계 조건도 실제와 다르므로 오차의 원인이 된다. 그리고 실험시에 형태 (a)와 (b)의 경우 정확히 직각도를 유지하지 못한데에서 발생하는 오차도 무시할 수 없다. 이와 같은 오차들을 고려한다면 설계한 플렉서의 강성이 비교적 일치함을 알 수 있다.

5.2 벨런싱 실험

앞서 3장에서 전개한 이론들을 근거로 하여 동적 벨런싱을 수행하였다. 벨런싱 속도는 공진을 피하도록 약 9,000rpm으로 하였고, 보상 방법은 일반적으로 드릴링으로 회전체의 불균형량을 제거하는 방법이 많이 쓰이고 작업이 간단하지만 DTG의 형태를 고려하여 금속 조각을 접착제로 회전자에 부착하는 방법을 채택하였다. 실험 결과는 Table 5.4에 나타내었다.

Table 5.4에서 기지(KNOWN) 부분은 보상 질량을 나타내고 불균형량(UNBALANCE) 부분은 벨런싱 기계에 출력되는 불균형량을 나타낸다. 1, 5, 7번 실험은 보정을 수행하여 벨런싱 기계의 오차를 줄여 가는 과정을 나타낸다. 표에서 보는 바와 같이 보상 질량을 부착함에 따라 불균형량이 감소함을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 스트랩다운 관성항법장치의 핵심 부품인 DTG를 개발하는데 있어 인지부의 기계 부품에 대한 오차해석, 그리고 고속 회전체에 있어서 중요한 동적 벨런싱에 대한 연구와 실험을 수행하였다.

오차 해석에서는 실제로 가공에 의한 오차에 의해서 DTG 성능에 미치는 영향을 정량적으로 분석하였다. 오차 해석 결과에서 보는 바와 같이 가공의 정밀도가 실제로 DTG에 중요한 인자로 작용하고 있음을 알 수 있었다. DTG를 개발하는데 있어서 설계의 정확성도 문제가 되지만 이에 수반되는 가공 기술도 많은 문제점을 내포하고 있음을 알았다. 그리고 동조 실험을 통하여 설계한 플렉서가 실제로 이론과 비교적 일치함을 확인하였다. 또한 초정밀 고속 회전체에 있어서 중요한 벨런싱에 대한 연구와 이를 바탕으로 실험을 수행하여 축의 진동에 의한 영향을 줄였다.

1차 시제품에 대한 연구 결과이므로 제작상과 설계상에서 많은 문제점들이 발견되었다. 앞으로 이러한 문제점들을 보완하고 적극적인 지원과 계속적인 연구가 수행된다면 우리의

힘으로 보다 나은 사이로스코우프의 개발, 제작도 가능하다고 생각한다.

참고 문헌

1. 이장규 외, "정밀 계측장치 제작에 따른 해석 기법 개발", 서울대학교 공과대학, 1987.8.
2. 김종호, "동조사이로스코프의 기계부 설계, 제작에 관한 연구", 서울대학교 대학원, 1989.2.
3. W.I.Senger, "Tool Engineers Handbook", section 89, McGraw-Hill, 1949
4. Robert J.G. Craig, "Theory of Operation of an Elastically Supported, Tuned Gyroscope", IEEE Transactions on Aerospace and Electronic System, Vol. AES-8, No.3, pp. 280-288, 1972.5.
5. R.D. Blevins, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape", Van Nostrand Reinhold Ltd., 1979.
6. Gisholt Machine Company, "Balancing School", 1956.
7. Klaus Federn, "Dynamic Balancing Technique Part1,2", Schenck AG.
8. ISO 1940, "Balancing Quality of Rotating Rigid Body"