

유성 기어 유동 중개륜의 컴플라이언스 해석

조인성[†]

전북대학교 기계시스템공학부

Analysis of Compliance of Planetary Gears based on Floating Intermediate Rings

Ihnsung Cho[†]

*Division of Mechanical System Engineering, Chonbuk National University,
567 Baekje-daero, Deokjin-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do 561-756, Korea*

(Received August 17, 2013 ; Revised October 2, 2013 ; Accepted October 7, 2013)

Abstract – An epicyclic gearing system is compact and lightweight. However, it is difficult to share the driving force equally because the system has closed gear trains with multiple driving points, and it always has geometrical errors in the elements. Thus, in the case of planetary gears, the first problem is how to distribute the load evenly to the numerous planets. The method widely used abroad for this purpose is to utilize the elastic deformation of the components of the structure. However, the deflection is very complicated, and it is very easy for vibration problems to occur because of the decrease in the natural frequencies. Therefore, to equalize the load on the planets, this paper discusses the principle and theory behind the functioning of a floating intermediate ring. This magnifies the displacement of a planet's center arising from the equilibrium of the load and the lubricating film pressure, which improves the compliance of the planets. The results show that load equalization of the planets is possible through this improvement in their compliance.

Keywords – planetary gear (유성 기어), floating intermediate ring (유동 중개륜), load equalization (하중 균등 분배), compliance (컴플라이언스), journal bearing (저널 베어링)

1. 서 론

유성 기어 기구는 극히 콤팩트하고 경량이기 때문에, 고출력 전달용으로 실용화하면 커다란 이점이 있지만, 본 기구는 다점 구동의 단축된 기어열이기 때문에, 제작상의 각종 오차 영향이 크고, 기어면에 고하중이 걸려, 대출력의 동력전달에 적용하고자 할 때 이러한 오차를 줄여 기어면 하중을 각 기어에 균등 분배하기가 쉽지 않다.

이러한 대부분 각종 오차와 유성 기어의 하중분담율과의 관계를 유성 기어의 하중 균형 이론으로 해석한 결과, 하중 균형을 유지하게 하는 방법은 ① 각 부의 변형능을 크게 하는가, ② 각 부분에 충분한 틈을 주었

는가, 혹은 ③ 특수한 링크를 이용해 전자와 같은 효과를 얻는 것을 생각할 수 있지만, ③의 방법은 구조가 복잡하기 때문에 특수한 경우로 한정되어 지금까지 실제로 대형에 적용되고 있는 것은 ①과 ②의 방법을 결합하고 있다. 각 부의 변형능을 크게 하는 방법으로서 모든 부재의 탄성변형을 이용하고 있는 것이다. 그렇지만 이 방법은 고주파의 반복하중이 부재에 걸려 장수명과 충분한 안전율을 보증하는 것이 곤란하기 때문에 대형화에 대한 한계가 발생하고 있다.

Kim은 토크 컨버터와 유성기어를 구성요소로 하는 자동변속기의 동특성 해석을 위한 모델을 개발하였고 [1], Hong and Doh는 스티형 유성기어열의 전달오차에 관하여 연구하였으며 [2], Cheon and Oh는 유한요소법을 이용하여 가공 및 조립오차가 유성기어의 정특성에

[†]Corresponding author : cis0206@jbnu.ac.kr

미치는 영향 및 립두께 및 스플라인수의 영향에 대해서 분석하였다[3-4]. 유성기어에서 가공오차가 유성기어의 특성에 미치는 영향에 대한 연구가 진행되었으며 [5-6]. Park은 풍력발전기 요 시스템의 구조해석 등을 통하여 제동시 설계특성에 대하여 연구하였다[7]. Park은 풍력 발전기용 유성 감속기의 출력축 베어링이 기어 치면의 하중 분포에 미치는 영향 및 선회용 기어박스를 모델링하고 베어링 수명과 하중을 해석하였으며[8-9]. Kim은 풍력발전기 피치베어링의 하중분배, 응력 및 피로해석 등을 통하여 피로수명을 예측하고자 하였다[10].

그러나 풍력발전용 대형 증속기의 하중분배 특성에 관한 연구는 극히 드물기 때문에 본 연구에서는 우선 변형능을 증대시키는 방법으로서, 부재의 탄성변형을 이용하는 것을 부수적으로 하여, 미끄럼 베어링에 있어서 같은 하중과 윤활유 압력의 유체평형에 의한 유성 기어 중심의 변위를 주로 채택해, 이것을 유동 증개륜이라는 기구에 의해 확대함으로써 하중의 균등 분배를 이루고자 하는 것이다.

본 논문은 유동 증개륜을 가지는 유성 기어 중심의 변위를 해석하고, 유동 증개륜의 유막에 의해서 그 킴플라이언스가 어떻게 확대되는지 등에 대해 이론적으로 설명하고자 하였다.

2. 유성 기어 축 하중과 교합 기어면의 멀어짐과의 관계

유성 기어에 있어서 축 하중과 윤활유 압력의 유체평형의 관계에서 중동 기어면의 멀어짐이 형성된다고 생각되지만, 이 기본적인 이론을 해석하기 위해 우선 각종 오차 중 유성 기어 축의 분할 오차에 기인하는 축 하중과 교합 기어면의 멀어짐과의 관계에 대해 정 하중 하에서 작동하고 있는 무한폭 베어링 기초방정식을 적용하면 레이놀즈방정식에서 다음식이 얻어진다.

$$W = \frac{6\eta UL\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \sqrt{4\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (1)$$

$$P_m = 6\pi\eta N \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\varepsilon \sqrt{4\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)}}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \quad (2)$$

$$\tan\phi = \frac{\pi\sqrt{1-\varepsilon^2}}{2\varepsilon} \quad (3)$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\eta N}{P_m} \quad (4)$$

Fig. 1과 Fig. 2는 좀머펠트 수에 따른 편심률과 편심각의 변화를 각각 보여 주고 있으며, 좀머펠트 수가

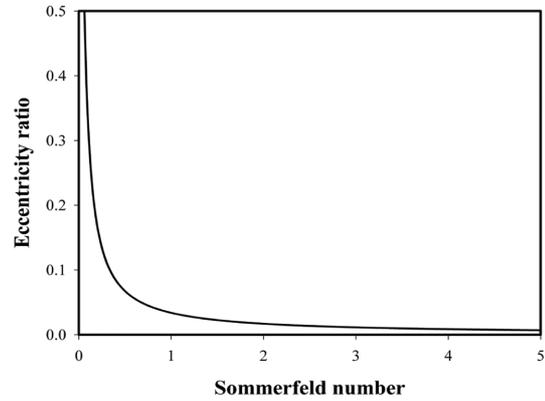


Fig. 1. Relation between eccentricity ratio and Sommerfeld number.

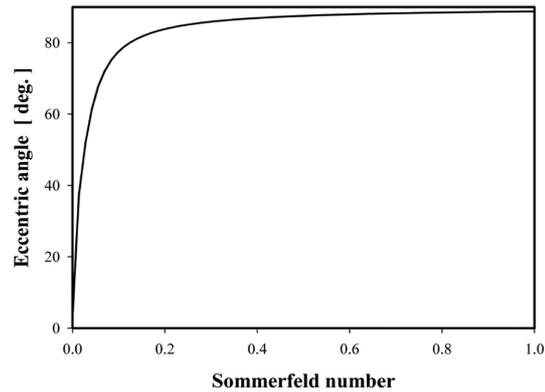


Fig. 2. Relation between eccentric angle and Sommerfeld number.

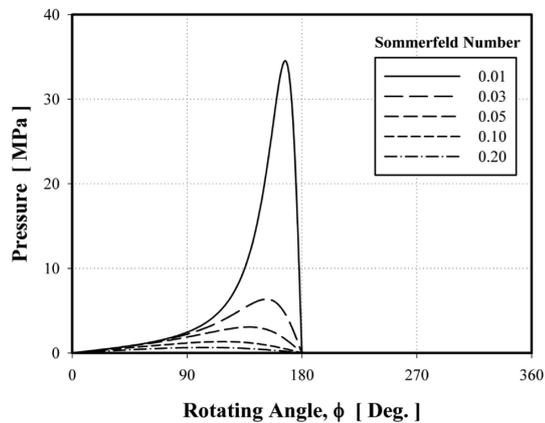


Fig. 3. Pressure distribution in the bearing.

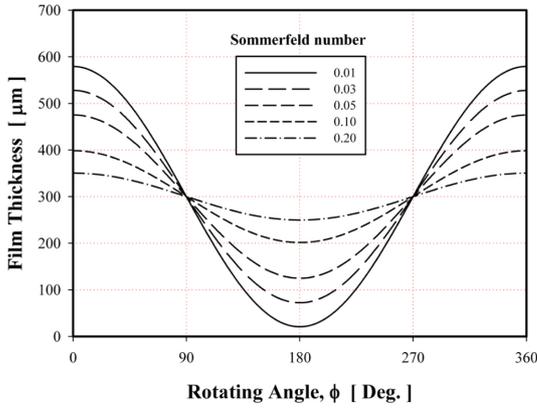


Fig. 4. Oil film thickness in the bearing.

증가할수록 편심률은 급격히 작아지고, 편심각은 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 즉, 좀머펠트 수가 증가할수록 축은 베어링의 중심에 가까워지고 하중의 작용 방향과 편심방향의 차이가 커지고 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 좀머펠트 수에 따른 베어링 내의 압력 분포를 나타내고 있다. 좀머펠트 수가 감소할수록 베어링 내에서 발생하는 압력은 급격하게 증가하고 있음을 알 수 있으며, 최대 압력이 발생하는 위치가 압력의 출구쪽으로 이동하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 베어링 간극이 300 μm일 때, 좀머펠트 수에 따른 베어링 내의 유막 두께를 나타내고 있다. 베어링 내의 최소 유막 두께는 180°에서 나타나고 있으며, 좀머펠트 수가 감소할수록 베어링 내의 최소 유막 두께는 감소하고 있음을 알 수 있으며, 이는 편심이 더 커지고 있다는 것을 의미한다.

식 (1)-(4)에 의하면, Fig. 5에서 베어링 압력 P_m 이

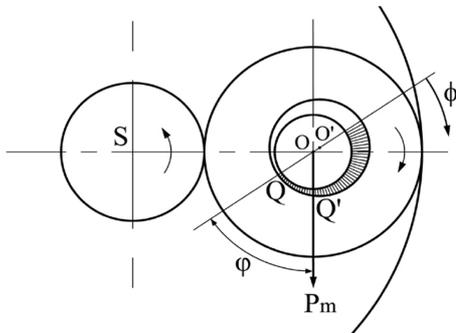


Fig. 5. Schematic diagram of planetary gear.

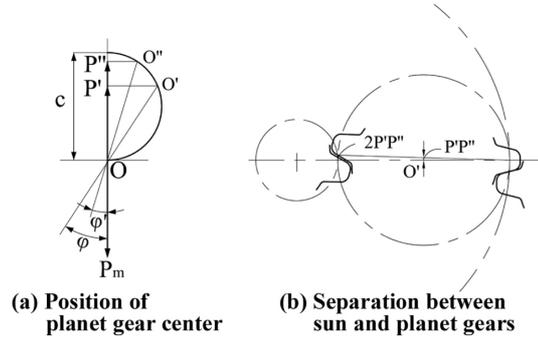


Fig. 6. Relation between position of planetary gear center and bearing load.

증가하면 최소 유막점 Q 는 Q' 에 가까워진다.

이 경우 유성 기어 중심 O' 는 Fig. 6(a)처럼 베어링 간극 c 를 지름으로 하는 반원주에 가까운 궤적으로 이동한다. 즉 기어면의 교합력이 증가하면 유성 기어 중심 O' 가 P_m 과 반대방향 O'' 점으로 이동하고, 구동력 P_m 방향에서는 P' 에서 P'' 로 이동한 것이 된다.

Fig. 6(b)는 O' 의 이동과 유성 기어와 구동 기어 교합면의 멀어짐과의 관계를 나타낸 것이다. 유성 기어 중심 O' 가 $P'P''$ 만큼 이동하면, 유성 기어의 태양 기어 축의 속도점에서는 $2P''$ 만큼 멀어지는 것을 의미한다.

유성 기어 중심 O' 의 구동력 P_m 방향에서의 편심거리 OP' 은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$OP' = OO' \cos \phi = c \varepsilon \cos \phi = \frac{2c\varepsilon^2}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + \pi^2}} \quad (5)$$

즉, OP' 는 편심률 ε 의 함수이고, 또한, 식 (2)의 P_m 도 ε 의 함수이므로, 이 유성 축의 멀어짐 작용에 대한 컴플라이언스 C 를 구하면 다음과 같다.

$$C = \frac{\partial OP'}{\partial P_m} = \frac{\partial OP'}{\partial \varepsilon} \frac{\partial P_m}{\partial \varepsilon} \quad (6)$$

식 (2)와 (5)로부터 다음을 각각 구할 수 있다.

$$\frac{\partial OP'}{\partial \varepsilon} = 2c\varepsilon \frac{4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + 2\pi^2}{(4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + \pi^2)^{3/2}} \quad (7)$$

$$\frac{\partial P_m}{\partial \varepsilon} = 6\pi\eta N \left(\frac{r}{c}\right)^2 \times \frac{2(4 - \pi^2)\varepsilon^6 + 3\pi^2\varepsilon^4 + (16 - 3\pi^2)\varepsilon^2 + 2\pi^2}{\sqrt{(4 - \pi^2)\varepsilon^2 + \pi^2(-\varepsilon^4 - \varepsilon^2 + 2)}} \quad (8)$$

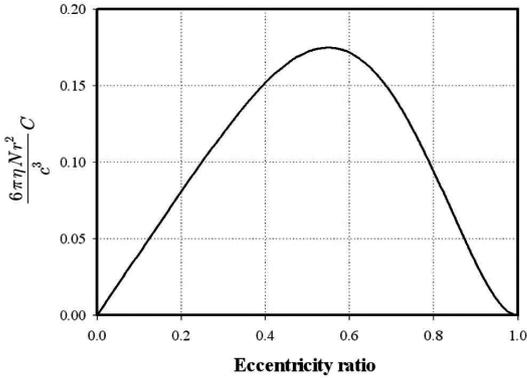


Fig. 7. Compliance of the occlusal surfaces.

식 (7)과 (8)을 통하여 식 (6)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$C = \frac{\partial OP'}{\partial \varepsilon} / \frac{\partial P_m}{\partial \varepsilon} = \frac{c}{3\pi\eta N} \left(\frac{c}{r}\right)^2 \times \frac{\varepsilon\{(4-\pi^2)\varepsilon^2+2\pi^2\}(-\varepsilon^4-\varepsilon^2+2)^2}{\{(4-\pi^2)\varepsilon^2+\pi^2\}\{2(4-\pi^2)\varepsilon^6+3\pi^2\varepsilon^4+(16-3\pi^2)\varepsilon^2+2\pi^2\}} \quad (9)$$

따라서 맞물린 기어면에서 멀어짐의 컴플라이언스는 2C가 되며, 그래프로 나타내면 Fig. 7과 같이 나타난다. 편심률이 약 0.55에서 최대의 컴플라이언스가 나타나고 있음을 알 수 있다.

3. 유동 중개륜에 의한 컴플라이언스 확대

3-1. 베어링 정지와 회전의 비교

Fig. 8(a)는 축 회전, (b)는 축과 베어링이 양방향으로 각각 N_1, N_2 로 회전하고 있을 때의 개략도이다. (a), (b)의 경우에 있어서 편심률, 베어링 간극을 각각 $\varepsilon_a, \varepsilon_b, c_a, c_b$ 라 하고, 축 반경, 단위 면적당 축 하중,

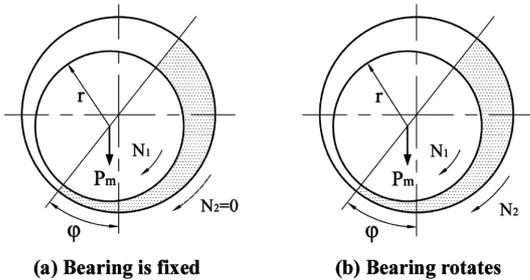


Fig. 8. Relative motion of a journal bearing.

축 길이, 회전수를 각각 r, P_m, L, N_1 , (b)에 대한 축 및 베어링의 원주 속도를 U_1, U_2 로 하면, (a)의 경우는 $P_m, \tan\phi$ 가 식 (2)와 식 (3)으로 나타내지는데 (b)의 경우는 다음과 같다.

$$W = \frac{6\eta(U_1+U_2)L\varepsilon_b}{(2+\varepsilon_b^2)(1-\varepsilon_b^2)} \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \sqrt{4\varepsilon_b^2+\pi^2(1-\varepsilon_b^2)} \quad (10)$$

따라서 다음과 같이 베어링 압력이 구해진다.

$$P_m = 6\pi\eta(N_1+N_2) \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \frac{\varepsilon_b\sqrt{4\varepsilon_b^2+\pi^2(1-\varepsilon_b^2)}}{(2+\varepsilon_b^2)(1-\varepsilon_b^2)} \quad (11)$$

만일, 축과 베어링이 동일 회전이면 $N_1=N_2$ 로 되어 다음과 같이 된다.

$$P_m = 12\pi\eta N_1 \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \frac{\varepsilon_b\sqrt{4\varepsilon_b^2+\pi^2(1-\varepsilon_b^2)}}{(2+\varepsilon_b^2)(1-\varepsilon_b^2)} \quad (12)$$

그러므로 이 경우 축의 컴플라이언스를 C_b 로 하면 다음과 같다.

$$C_b = \frac{c_b}{6\pi\eta N_1} \left(\frac{c_b}{r}\right)^2 \times \frac{1}{[(4-\pi^2)\varepsilon_b^2+\pi^2]} \times \frac{\varepsilon_b[(4-\pi^2)\varepsilon_b^2+2\pi^2](-\varepsilon_b^4-\varepsilon_b^2+2)^2}{[2(4-\pi^2)\varepsilon_b^6+3\pi^2\varepsilon_b^4+(16-3\pi^2)\varepsilon_b^2+2\pi^2]} \quad (13)$$

만약, (a)와 (b) 양 베어링의 부하용량이 동일하면 좀머펠트 수가 같게 된다. 또한 (a), (b) 양자의 컴플라이언스의 최대값에 대한 ε 값은 식 (9)와 식 (13)에서 동일하다.

따라서 (a), (b)에서 좀머펠트 수를 각각 S_a, S_b 로 하여 그 최대값을 S_m 으로 하고 $S_a=S_b=S_m$ 으로 하면 $\varepsilon_a=\varepsilon_b=\varepsilon$ 으로 되어 다음과 같이 된다.

$$\frac{\eta N_1}{P_m} \left(\frac{r}{c_a}\right)^2 = \frac{\eta(N_1+N_2)}{P_m} \left(\frac{r}{c_b}\right)^2$$

$$c_b = \sqrt{\frac{N_1+N_2}{N_1}} c_a \quad (14)$$

즉 식 (14)는 부하용량이 같으면 같이 회전하는 쪽이 더 큰 베어링 간극을 줄 수 있다는 것을 나타내고 있다.

$$f(\varepsilon) = \frac{1}{[(4-\pi^2)\varepsilon^2+\pi^2]} \times \frac{\varepsilon[(4-\pi^2)\varepsilon^2+2\pi^2](-\varepsilon^4-\varepsilon^2+2)^2}{[2(4-\pi^2)\varepsilon^6+3\pi^2\varepsilon^4+(16-3\pi^2)\varepsilon^2+2\pi^2]}$$

으로 하면, 식 (9)로부터 다음과 같이 컴플라이언스를 구할 수 있다.

$$C_a = \frac{c_a}{3\pi\eta N_1} \left(\frac{c_a}{r}\right)^2 f(\varepsilon) \quad (15a)$$

$$C_b = \frac{c_b}{3\pi\eta(N_1+N_2)} \left(\frac{c_b}{r}\right)^2 f(\varepsilon) \quad (15b)$$

식 (14)를 식 (15)에 대입하면 다음과 같다.

$$C_b = \frac{c_a}{3\pi\eta N_1} \left(\frac{c_a}{r}\right)^2 \sqrt{\frac{N_1+N_2}{N_1}} f(\varepsilon) = \sqrt{\frac{N_1+N_2}{N_1}} C_a \quad (16)$$

즉 컴플라이언스 관계도 식 (16)처럼 같이 회전하는 쪽, 즉 (b)가 (a) 보다 $\sqrt{\frac{N_1+N_2}{N_1}}$ 배만큼 커져, $N_1=N_2$ 인 경우는 $\sqrt{2}$ 배로 확대할 수 있다는 것을 보여주고 있다.

3-2. 유동 중개륜의 컴플라이언스

유동 중개륜의 구조는 Fig. 9(a), (b)와 같이 개략적으로 나타낼 수 있으며, (a)는 베어링에 회전 베어링을 사용한 예이다.

(a)의 경우는 선 기어 1이 회전하면 유성 기어 2가 회전하는데 유동 중개륜 3이 유성 기어 2와 거의 같은 속도로 회전하기 때문에 유동 중개륜 3을 강제적으로 회전시키는 구조를 필요로 하지 않지만, (b)의 경우는 유동 중개륜 3의 내외경차가 비교적 작고, 또한 미끄럼 베어링을 사용하고 있기 때문에 3의 회전은 2의 회전으로부터 느려지게 되므로 유동 중개륜의 단부에 백래시를 크게 취한 기어를 형성시켜서 구동 기어나 종동 기어에 맞물리게 하여 2와 3이 완전히 같은 속도로 회전하도록 한 구조이다. 따라서 (b)의 경우 유성 기어의 컴플라이언스를 C , 미끄럼 베어링에 의한 컴플라이언스를 C' , 유동륜에 의한 컴플라이언스를 C' 로

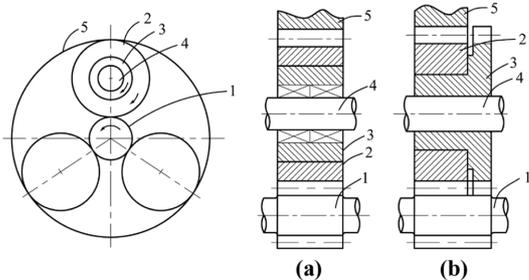


Fig. 9. Structure of intermediate ring.

하면 C, C' 이 최대가 되는 ε 값은 동일하므로 ε 을 동일하게 두면 다음과 같이 된다.

$$S = \frac{\eta N}{P_m} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = \frac{1}{6\pi\varepsilon} \frac{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)}{\sqrt{4\varepsilon^2+\pi^2(1-\varepsilon^2)}}$$

$$S' = \frac{2\eta N}{P_m'} \left(\frac{r'}{c'}\right)^2 = \frac{1}{6\pi\varepsilon} \frac{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)}{\sqrt{4\varepsilon^2+\pi^2(1-\varepsilon^2)}}$$

여기서, 다음과 같이 놓을 수 있다.

$$\frac{\eta N}{P_m} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = \left(\frac{2\eta N}{P_m'}\right) \left(\frac{r'}{c'}\right)^2 \text{ or } \frac{P_m}{P_m'} = \frac{r'}{r}$$

따라서 유동 중개륜 3의 내외 베어링 간극의 관계식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$c' = \sqrt{2} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{3}{2}} c \quad (17)$$

여기서,

P_m, P_m' : 유동 중개륜 3의 내외면에 대한 단위 면적당 베어링 하중

S, S' : 유동 중개륜 3의 내외면 쉘머펠트수

r, r' : 유동 중개륜 3의 내외 반경

c, c' : 유동 중개륜 3의 내외 베어링 간극이다.

식 (14)와 (15)로부터 다음을 구할 수 있다.

$$C = \frac{c}{3\pi\eta N} \left(\frac{c}{r}\right)^2 f(\varepsilon)$$

$$C' = \frac{c'}{6\pi\eta N} \left(\frac{c'}{r'}\right)^2 f(\varepsilon) \quad (18)$$

식 (18)에 식 (17)을 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$C = \frac{\sqrt{2}c^3}{3\pi\eta N} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{r'}{r}\right)^3 \left(\frac{1}{r'}\right)^2 f(\varepsilon)$$

$$= \frac{c}{3\pi\eta N} \left(\frac{c}{r}\right)^2 f(\varepsilon) \sqrt{2} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{r'}{r} = \sqrt{2} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{5}{2}} C$$

$$C_i = C + C' = \left\{ 1 + \sqrt{2} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{5}{2}} \right\} C \quad (19)$$

즉, 식 (19)는 미끄럼 베어링과 동일한 편심률을 유동 중개륜에 적용한 경우에는 그 유성 기어의 컴플라이언스는 미끄럼 베어링만으로 할 때 보다 $\left[1 + \sqrt{2} \left(\frac{r'}{r}\right)^{\frac{5}{2}} \right]$ 배로 확대된다. 또한 (a)의 경우는 롤러의 탄성변형을 무시하면, 유동 중개륜만의 컴플라이언스 C' 로 되어, 유성 기어의 컴플라이언스 $C_i = C$ 로 된다.

3-3. 유동 중개론의 컴플라이언스와 원심력

앞장에 있어서는 원심력이 없는 경우의 유동 중개론의 작용효과에 관해서 기술하였지만, 실제로는 별 모양을 제외하고는 원심력은 반드시 존재하는 것이며, 특히 고속에 있어서는 하중보다 수배 크기의 원심력이 발생하는 경우도 드물지 않다. 또한 감속, 증속의 경우에 있어서 원심력의 영향이 크게 다르기 때문에 각각의 경우로 나누어서 무한폭 이론을 적용하여 해석하였다.

3-3-1. 감속의 경우

Fig. 10(a)는 작동의 개념도, (b)는 유성 기어 중심 O' , 축 중심 O , 원심력 f , 단위 면적당 베어링 하중 P_m 과의 관계를 나타낸 그림이다. Fig. 10에서처럼 원심력 f 인 경우 축 중심에 대한 하중 작용선은 원심력이 없는 경우보다 θ 만큼 기울어지게 되므로 식 (4)로부터 다음 식을 구할 수 있다.

$$OP' = OO' \cos(\varphi + \theta) \tag{20}$$

$$= c \varepsilon (\cos \varphi \cos \theta - \sin \varphi \sin \theta)$$

다음에 원심력 f 인 경우의 컴플라이언스를 C_f 로 하여 계산하면 다음과 같다.

$$C_f = \frac{\partial OP'}{\partial P_m} = \frac{\partial}{\partial P_m} (c \varepsilon \cos \varphi \cos \theta) - \frac{\partial}{\partial P_m} (c \varepsilon \sin \varphi \sin \theta) \tag{21}$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sin \theta &= \frac{f}{\sqrt{P_m^2 + f^2}} \\ \cos \theta &= \frac{P_m}{\sqrt{P_m^2 + f^2}} \\ \cos \varphi &= \frac{2\varepsilon}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2}} \\ \sin \varphi &= \frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2}} \end{aligned} \right. \tag{22}$$

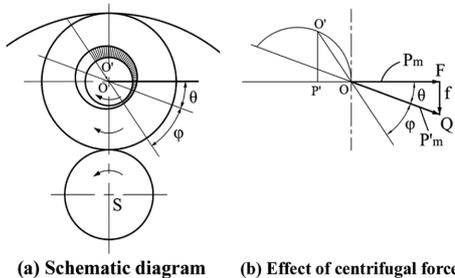


Fig. 10. Influence of centrifugal force on the compliance in the case of reduction of speed.

식 (22)를 이용하면 식 (21)로부터 다음과 같이 컴플라이언스를 구할 수 있다.

$$C_f = \frac{P_m}{\sqrt{P_m^2 + f^2}} \frac{P_m}{P_m'} C_o + \frac{f^2}{(P_m^2 + f^2)^{3/2}} \frac{2c\varepsilon^2}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2}} - \frac{\pi f}{\sqrt{P_m^2 + f^2}} \frac{P_m}{P_m'} \frac{\{(\pi^2 - 4)\varepsilon^4 - 2\pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2\}}{\varepsilon \sqrt{1 - \varepsilon^2} (4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + 2\pi^2)} C_o + \frac{P_m f}{(P_m^2 + f^2)^{3/2}} \frac{\pi c \varepsilon \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2}} \tag{23}$$

단, C_o 은 원심력이 없어서 하중이 P_m' 이 되었을 때의 컴플라이언스이다.

원심력 f 를 P_m 으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = k P_m \tag{24}$$

식 (24)를 이용하여 식 (23)을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{6\pi\eta N r^2}{c^3} C_f = \frac{1}{1+k^2} \left[1 - \frac{\pi k \{(\pi^2 - 4)\varepsilon^4 - 2\pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2\}}{2 \varepsilon \sqrt{1 - \varepsilon^2} (4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + 2\pi^2)} \right] \times \frac{\varepsilon (4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + 2\pi^2) (2 - \varepsilon^2 - \varepsilon^4)^2}{(4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2) \{2(4 - \pi^2)\varepsilon^6 + 3\pi^2 \varepsilon^4 + (16 - 3\pi^2)\varepsilon^2 + 2\pi^2\}} + \frac{k}{2(1+k^2)} \frac{(2 - \varepsilon^2 - \varepsilon^4)}{(4\varepsilon^2 - \pi^2 \varepsilon^2 + \pi^2)} (2k\varepsilon + \pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}) \tag{25}$$

이것을 그래프로 표시하면 Fig. 11과 같다.

3-3-2. 증속의 경우

Fig. 12는 Fig. 10과 마찬가지로 작동 개념도와 O ,

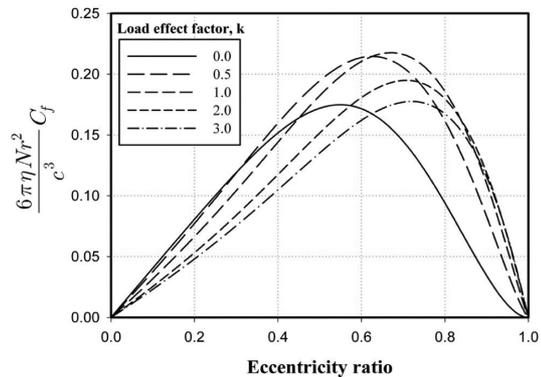


Fig. 11. Effect of centrifugal force on compliance under reduction of speed.

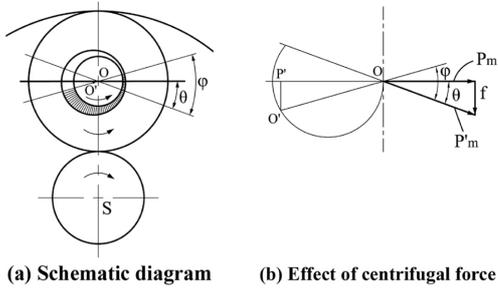


Fig. 12. Influence of centrifugal force on the compliance in the case of an increase in speed.

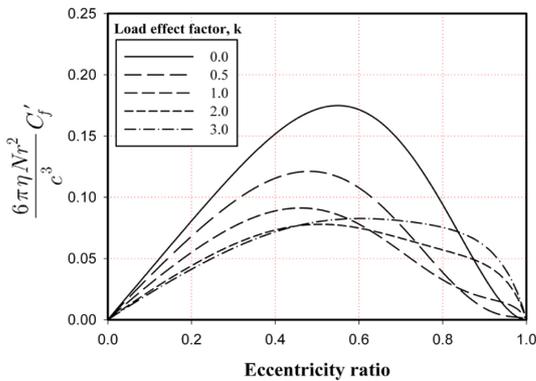


Fig. 13. Effect of centrifugal force on compliance under increase in speed.

O', f, P_m 의 관계도이다.

식 (4)로부터 다음 식을 구할 수 있다.

$$OP' = OO' \cos(\varphi - \theta) = c \varepsilon (\cos \varphi \cos \theta + \sin \varphi \sin \theta) \quad (26)$$

즉, 감속의 경우 식 (20)의 $(\varphi + \theta)$ 가 $(\varphi - \theta)$ 로 변할 뿐이다.

그러므로 컴플라이언스 C'_f 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{6\pi\eta Nr^2}{c^3} C'_f &= \frac{1}{1+k^2} \left[1 + \frac{\pi k \{ (\pi^2 - 4)\varepsilon^4 - 2\pi^2\varepsilon^2 + \pi^2 \}}{2\varepsilon\sqrt{1-\varepsilon^4}(4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + 2\pi^2)} \right] \\ &\times \frac{\varepsilon(4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + 2\pi^2)(2 - \varepsilon^2 - \varepsilon^4)^2}{(4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + \pi^2)\{2(4 - \pi^2)\varepsilon^6 + 3\pi^2\varepsilon^4(16 - 3\pi^2)\varepsilon^2 + 2\pi^2\}} \\ &+ \frac{k(2 - \varepsilon^2 - \varepsilon^4)}{2(1+k^2)(4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + \pi^2)} (2k\varepsilon - \pi\sqrt{1-\varepsilon^2}) \end{aligned} \quad (27)$$

이것을 그래프로 표시하면 Fig. 13과 같다.

Fig. 11은 감속, Fig. 13은 증속의 경우를 나타내며, 이 그래프에 의해 컴플라이언스가 최대가 되는 ε 값을 찾아낼 수 있다. 또한 원심력의 증가에 따라서 감속,

증속의 경우 각각 달라진 경향으로 C'_f 의 최대값에 대응하는 ε 값이 변화해 가는 것을 알 수 있다. 따라서 실제 감·증속기의 설계에 있어서 이 관계는 매우 중요하다. 편심률을 최적값이 되도록 설계하면 더욱더 하중의 균등 분배를 기대할 수 있다.

4. 결 론

유동 증개륜에 의해 유성 기어 축부의 컴플라이언스를 증가시켜서 분할 오차를 토대로 하여 유성기어 상호간의 하중의 불균등을 쉽게 완화 할 수 있다는 것을 정하중 하에서의 무한폭 베어링 이론을 적용하여 해석 하였으며, 이것에 의해서 오차와 등배율과의 관계를 수치적으로 분명히 할 수 있다. 또한, 본 방식을 대형화 한 경우에는 훨씬 유리하다는 것을 알 수 있다. 즉, 컴플라이언스 C 는 $c(c/r)^2$ 에 비례하지만, (c/r) 는 거의 일정한 값을 갖는다고 가정하면 c 에 비례하는 것이 분명하다. c 는 축경 및 유동륜 직경에 비례하여 증가하지만, 분할 오차는 그렇지 않다. 또한, 구조도 간단하고 반복적인 탄성 변형이 필요 없는 것이 큰 특징이다.

본 논문에서는 베어링의 무한폭 이론을 적용하여 유동 증개륜을 지닌 유성 기어 중심의 컴플라이언스가 유막에 의해서 어떻게 형성되는지를 원리적으로 입증하는 것에 주안점을 두었다. 따라서 향 후 기어의 편심 오차, 속도 오차가 하중 균등 분배에 미치는 영향에 대해서는 시간적인 하중 변동 효과를 고려한 이론 해석이 필요할 것으로 여겨진다.

Nomenclature

- c : bearing clearance
- C : compliance
- f : centrifugal force
- k : effect factor of the centrifugal force
- L : bearing width
- N : rotating speed of the planetary gear
- O : center of the shaft
- O' : center of planetary gear
- P_m : bearing pressure
- r : radius of the shaft
- S : sommerfeld number
- U : surface speed of the shaft
- W : bearing load

- η : oil viscosity
 ε : eccentricity ratio
 ϕ : rotating angle of the planetary gear
 φ : eccentric angle

References

- [1] Kim, Y. H., Park, C. I. and Lee, J. M., "Analysis of the Dynamic Characteristics of a Passenger Car Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol. 5, No. 3, pp. 172-181, 1997.
- [2] Hong, Y. S. and Doh, Y. H., "A Study on the Transmission Error of a Star type Epicyclic Gear Train," Transactions of KSAE, Vol. 7, No. 5, pp. 206-212, 1999.
- [3] Cheon, G. J. and Oh, J. K., "Influence of Manufacturing and Assembly Errors on the Static Characteristics of Epicyclic Gear Trains," Transactions of the KSME, Series A, Vol. 27, No. 9, pp. 1597-1606, 2003.
- [4] Cheon, G. J., "Influence of Ring Gear Boundary Conditions on the Static Characteristics of Epicyclic Gear Trains with Manufacturing Errors," Transactions of the KSME, Series A, Vol. 27, No. 11, pp. 1949-1957, 2003.
- [5] Bodas, A. and Kahraman, A., "Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on the Static Load Sharing Behavior of Planetary Gear Sets," JSME International Journal, Series C, Vol. 47, No. 3, pp. 908-915, 2004.
- [6] Chaari, F., Fakhfakh, T., Hbaieb, R., Louati, J. and Haddar, M., "Influence of Manufacturing Errors on the Dynamic Behavior of Planetary Gears," International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 27, No. 7/8, pp. 738-746, 2006.
- [7] Park, J. H., Park, S. S., Yoon, Y. I., Yoo, C. H. and Hwang, J. G., "Design for Yaw Brake System in Wind Turbine," Journal of the KSTLE, Vol. 27, No. 4, pp. 204-208, 2011.
- [8] Park, Y. J., Lee, G. H., Kim, J. K., Song, J. S. and Park, S. H., "Analysis of Load Distribution and Sharing on the Planetary Reducer for Wind Turbines," Transactions of the KSMTE, Vol. 20, No. 6, pp. 830-836, 2011.
- [9] Park, Y. J., Lee, G. H., Song, J. S., Nam, Y. Y. and Park, S. H., "Planet Bearing Design of Slewing Planetary Gearbox," Transactions of the KSMTE, Vol. 21, No. 2, pp. 316-323, 2012.
- [10] Kim, Y. J., Moon, S. M. and Cho, Y. J., "Load Distribution, Contact and Fatigue Life Analysis of Pitch Bearing for Wind Turbine," Journal of the KSTLE, Vol. 29, No. 1, pp. 33-38, 2013.