

# 저널베어링으로 지지된 유성기어열의 동특성에 관한 연구

이정한\* · 류형태\* · 천길정\*\*

(1997년 7월 19일 접수)

## A Study on the Dynamic Characteristics of an Epicyclic Gear Trains Supported with Journal Bearing

J. H. Lee, H. T. Ryu and G. J. Cheon

**Key Words :** Gear(치차), Epicyclic Gear(유성기어), Journal Bearing(저널베어링), Tooth Meshing Force(치면력), Planet Gear Locus(유성기어 궤적)

### Abstract

In this paper, the dynamic characteristics of a star type epicyclic gear train have been analyzed. Nonlinear stiffness of a gear pair were obtained considering the bending and shear deformation, Hertz contact deformation, as well as tooth fillet deformation. Nonlinear stiffness coefficients and damping coefficients around the static equilibrium position were obtained by perturbation method. The loci of the planet gears and sun gear were estimated. Tooth meshing forces and bearing reaction forces were calculated. The effects of the bearing clearance and oil viscosity on the gear behavior were also analyzed.

### 기 호 설 명

$C$  : 감쇠계수  
 $F$  : 힘  
 $K$  : 강성계수  
 $M$  : 질량  
 $J$  : 질량관성모멘트  
 $R$  : 반경  
 $T$  : 토크  
 $x$  :  $x$ 방향 변위  
 $y$  :  $y$ 방향 변위  
 $\alpha$  : 압력각  
 $\beta$  : 위상각  
 $\theta$  : 회전각(각 변위)  
 $g$  : 무차원 강성계수  
 $d$  : 무차원 감쇠계수  
 $H$  : 베어링 반력

$\epsilon$  : 편심량  
 $\omega$  : 각속도  
 $\gamma$  : 자세각  
 하첨자  
 $B$  : 베어링  
 $D$  : 구동기  
 $dyn$  : 동적상태  
 $i$  :  $i$ 번째 유성기어  
 $in$  : 입력  
 $L$  : 부하  
 $out$  : 출력  
 $P$  : 유성기어  
 $R$  : 링기어  
 $S$  : 태양기어  
 $stat$  : 준정적상태  
 $x, y$  :  $x, y$  방향

\*원광대학교 대학원

\*\*회원, 원광대학교 기계공학과

## 1. 서 론

유성기어열(EGT : Epicyclic Gear Train)은 동일 변속비의 경우 다른 원리의 기어열에 비해 그 체적이 작고 입출력이 동심이며, 동력전달 효율이 높기 때문에 소형 경량화가 요구되는 항공기, 자동차, 사무기기, 공작기계 등에 많이 사용되며, 갈수록 그 사용 가능성이 증가할 것으로 예상되어 이에 대한 기술개발 확보가 매우 시급하다.

여러 곳에서 내접과 외접이 동시에 일어나는 유성기어열의 경우에는 각 유성기어들의 맞물림상태가 서로간에 다르고 위상차가 존재하기 때문에 전달 동력과 하중이 균일하게 배분되지 않고 특정 유성기어에 집중적으로 작용할 수도 있다. 또한 링기어와 유성기어 및 태양기어의 고정방식에 따라 구조부와 지지베어링의 영향도 고려하여야 하므로 단순 기어트레인 보다 그 거동이 훨씬 복잡하고 해석에 많은 노력이 소요된다. 따라서 기어트레인의 시스템을 설계하기 위해서는 최적 구조 및 배치를 결정하기 위한 설계 기술,<sup>(1)</sup> 맞물리는 이빨들의 기구학적 해석,<sup>(2)</sup> 진동특성 해석,<sup>(3,4)</sup> 치면들 사이의 윤활해석,<sup>(5)</sup> 치면과 이뿌리에서의 응력해석,<sup>(6)</sup> 열전달 특성 해석 및 이들을 검증하기 위한 실험 수행<sup>(7,8)</sup> 등 거의 모든 기계공학 관련 기술이 필요하게 된다.

고속으로 큰 동력을 전달하는 경우에는 주로 유성기어열을 저널베어링으로 지지하는데, 저널베어링의 특성까지를 고려한 기어열의 동특성에 대한 연구 결과는 매우 드물다.<sup>(9,10)</sup> Nikolajsen 등<sup>(9)</sup>은 저널베어링으로 지지된 유성기어의 케적을 구하였으나, 외력으로 작용하는 치면력을 베어링 반력과는 무관한 값으로 가정하여, 기어의 거동과 베어링의 거동특성이 상호 연계된 특성을 간과하였다.

Das 등<sup>(10)</sup>은 유성기어 축과 태양기어의 비틀림 강성이 유성기어의 축방향 조정오차(misalignment)에 미치는 영향을 분석하였으나, 유성기어열을 구성하는 전체 요소의 거동을 연계하여 해석하지 않았다.

본 연구에서는 유성기어와 지지축 사이가 윤활유만으로 채워져 저널베어링으로 작용하고, 캐리어가 고정되고 링기어가 회전하는 경우의 스타형 유성기어열 대상으로 하여 진동소음과 전달오차 및 효율에 영향을 미치는 치면력, 각 기어의 변위와 케적, 유성기어 지지축에 작용하는 하중 등을 매 새로운

위치에서마다 상대운동을 하는 요소들의 거동을 고려하여 해석하였다.

## 2. 유성기어의 해석 및 그 고찰

### 2.1 치강성 해석

기어가 맞물려 돌아갈 때 물림을 이루는 기어쌍은 회전각도에 따라 연속적으로 변화하기 때문에 두기어 사이의 치강성은 비선형적이고 연속적으로 변화한다. 본 연구에서는 평기어 이의 굽힘과 전단 변형, 이뿌리변형, 및 헤르즈접촉변형 등을 모두 고려하여 치강성을 계산하였다.<sup>(11,12)</sup>

### 2.2 저널베어링의 동특성 해석

저널베어링의 부하용량은 저널의 편심률과 속도에 따라 비선형적으로 변화하며, 반력의 방향과 저널의 운동방향이 서로 일치하지 않는다. 저널베어링의 이러한 반력특성은 저널의 정적 평형점 근처에서 선형화된 강성계수 및 감쇠계수를 이용하여 나타낼 수 있다. 선형화된 강성계수와 감쇠계수를 구하기 위해서는 정적 평형점 근처에서 저널의 교란된 공진운동을 가상하고, 이에 따른 간극의 변화와 베어링 반력의 변동을 계산하는 교란법(perturbation method)을 적용한다. 운동방향과 반력방향이 일치하지 않기 때문에 계수들은 비등방성 특성을 가지며, 위치와 속도변화에 따른 무차원 압력 및 무차원 강성과 감쇠계수들은 다음과 같은 식들로 표시된다.<sup>(13)</sup> (Fig. 1)

$$\begin{aligned} \overline{\Pi}_x = & 0 + \left( \frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial x} \right)_{stat} x + \left( \frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial y} \right)_{stat} y \\ & + \left( \frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial \dot{x}} \right)_{stat} \dot{x} + \left( \frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial \dot{y}} \right)_{stat} \dot{y} \end{aligned} \quad (1)$$

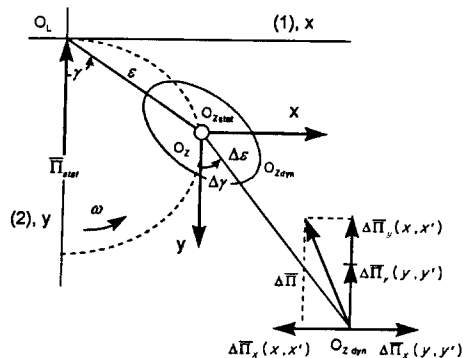


Fig. 1 Schematic diagram of dynamic characteristics of the journal bearing.

$$\begin{aligned} \overline{\Pi}_y = & \overline{\Pi}_{stat} + \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial x}\right)_{stat} x + \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial y}\right)_{stat} y \\ & + \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial \dot{x}}\right)_{stat} \dot{x} + \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial \dot{y}}\right)_{stat} \dot{y} \end{aligned} \quad (2)$$

$$g_{11}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial x}\right)_{stat}, \quad g_{12}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial y}\right)_{stat}$$

$$g_{21}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial x}\right)_{stat}, \quad g_{22}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial y}\right)_{stat} \quad (3)$$

$$d_{11}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial \dot{x}}\right)_{stat}, \quad d_{12}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_x}{\partial \dot{y}}\right)_{stat}$$

$$d_{21}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial \dot{x}}\right)_{stat}, \quad d_{22}^* = \left(\frac{\partial \overline{\Pi}_y}{\partial \dot{y}}\right)_{stat} \quad (4)$$

2.3 기어열의 운동방정식

해석에 이용된 기어열은 4개의 유성기어를 가지며 캐리어가 고정되고, 링기어가 회전하는 스타형 단순기어열이다. Fig. 2와 Fig. 3는 각각 전체 배치도와 기어 지지조건을 보여준다.

전체 시스템은 구동기와 유성기어열 및 부하로 구성되며, 각 요소들은 각각 3자유도를 갖는 평면 운동을 하도록 구축된다. 구동기와 부하 및 태양기어는 볼베어링으로 지지되고, 유성기어는 저널 베어링으로 지지된다. 각 지지베어링과 맞물리는 치면 사이에는 모두 강성과 감쇠가 존재하며, 각 요소에 대한 힘과 토크 평형을 고려하면 다음과 같은 운동방정식들이 얻어진다.

구동기에 대한 운동방정식

$$J_D \ddot{\theta}_D + C_{BD} \dot{\theta}_D + K_{DS} (\theta_D - \theta_S) + C_{DS} (\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_S) = T_{in} \quad (5)$$

$$M_D \ddot{x}_D + C_{Dx} \dot{x}_D + K_{Dxx} x_D = 0 \quad (6)$$

$$M_D \ddot{y}_D + C_{Dy} \dot{y}_D + K_{Dyy} y_D = 0 \quad (7)$$

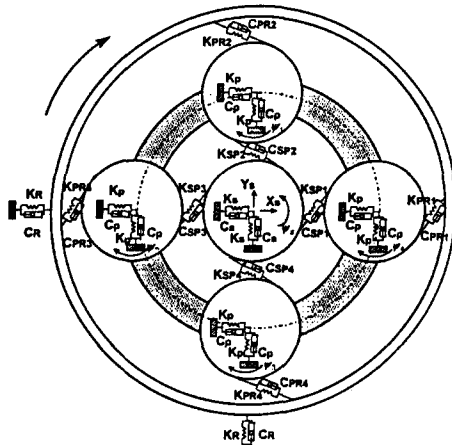


Fig. 2 Schematic diagram of gear train system.

여기서,  $C_{BD}$ 는 구동기 지지베어링의 회전 감쇠 계수이고,  $K_{DS}$  및  $C_{DS}$ 는 입력축의 강성 및 감쇠 계수이다.

태양기어에 대한 운동방정식

$$J_S \ddot{\theta}_S + C_{BS} \dot{\theta}_S + D_{DS} (\dot{\theta}_S - \dot{\theta}_N) + K_{DS} (\theta_S - \theta_D) + \sum_{i=1}^n (R_S F_{SPi}) = 0 \quad (8)$$

$$M_S \ddot{x}_S + C_{Sx} \dot{x}_S + K_{Sxx} x_S + \sum_{i=1}^n (F_{SPi} \cdot \cos(\alpha + \beta_i)) = 0 \quad (9)$$

$$M_S \ddot{y}_S + C_{Sy} \dot{y}_S + K_{Syy} y_S + \sum_{i=1}^n (F_{SPi} \cdot \sin(\alpha + \beta_i)) = 0 \quad (10)$$

여기서,  $C_{BS}$ 는 선기어 지지베어링의 회전 감쇠 계수이다.

유성기어에 대한 운동방정식

$$J_P \ddot{\theta}_i + C_{BP} \dot{\theta}_i + R_P (F_{PRI} - F_{SPi}) = 0 \quad (11)$$

$$M_P \ddot{x}_i + (C_{P11} \dot{x}_i + C_{P12} \dot{y}_i + K_{P11} x_i + K_{P12} y_i) - F_{SPi} \cdot \cos \alpha + F_{PRI} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (12)$$

$$M_P \ddot{y}_i + (C_{P21} \dot{x}_i + C_{P22} \dot{y}_i + K_{P21} x_i + K_{P22} y_i) - F_{SPi} \cdot \sin \alpha + F_{PRI} \cdot \sin \alpha = 0 \quad (13)$$

여기에서  $C_{BP}$ 는 유성기어 지지베어링의 회전 감쇠 계수이고,  $C_{Fii}$  및  $K_{Pii}$ 는 각각 식 (3), (4)에 의해 얻어지는 저널베어링의 무차원 강성과 감쇠를 유차원화한 강성과 감쇠이다.

링기어에 대한 운동방정식

$$J_R \ddot{\theta}_R + C_{BR} \dot{\theta}_R + D_{LS} (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_L) + K_{LS} (\theta_R - \theta_L) + \sum_{i=1}^n (R_R F_{PRI}) = 0 \quad (14)$$

$$M_R \ddot{x}_R + C_R \dot{x}_R + K_{Rx} x_R - \sum_{i=1}^n (F_{PRI} \cdot \cos(\alpha - \beta_i)) = 0 \quad (15)$$

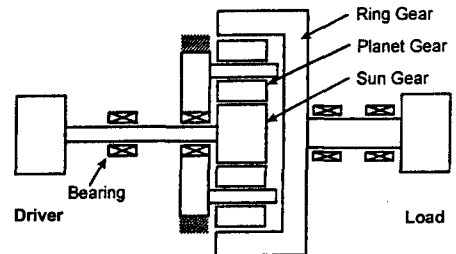


Fig. 3 Dynamic modelling of simple epicyclic gear train(EGT).

$$M_R \ddot{y} + C_R \dot{y} + K_R y - \sum_{i=1}^n (F_{PRI} \cdot \sin(\alpha - \beta_i)) = 0 \quad (16)$$

여기에서,  $C_{BR}$ 은 링기어 지지베어링의 회전감쇠계수이고,  $K_{LS}$  및  $C_{LS}$ 는 출력축의 강성 및 감쇠계수이다.

부하에 대한 운동방정식

$$J_L \ddot{\theta}_L + C_{BL} \dot{\theta}_L + K_{LS}(\theta_L - \theta_R) + C_{LS}(\dot{\theta}_L - \dot{\theta}_R) = -T_{out} \quad (17)$$

$$M_L \ddot{x}_L + C_{Lx} \dot{x}_L + K_{Lx} x_L = 0 \quad (18)$$

$$M_L \ddot{y}_L + C_{Ly} \dot{y}_L + K_{Ly} y_L = 0 \quad (19)$$

여기에서,  $C_{BL}$ 은 부하 지지베어링의 회전감쇠계수이다.

태양기어와 유성기어(S/P : sun-planet) 물림에 의한 치면력

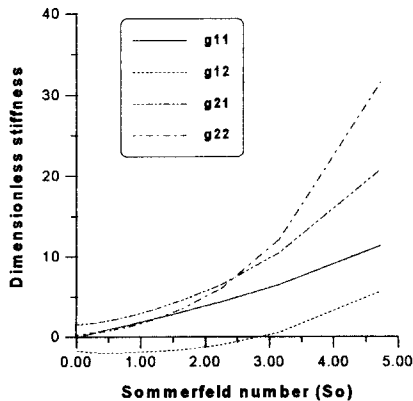
$$F_{SPi} = K_{SPi} \{ R_s \theta_s + \cos(\alpha + \beta_i) x_s + \sin(\alpha + \beta_i) y_s - R_p \theta_i + x_i \cos \alpha - y_i \sin \alpha \} + C_{SPi} \{ R_s \dot{\theta}_s + \cos(\alpha + \beta_i) \dot{x}_s + \sin(\alpha + \beta_i) \dot{y}_s - R_p \dot{\theta}_i + \dot{x}_i \cos \alpha - \dot{y}_i \sin \alpha \} \quad (20)$$

유성기어와 링기어(P/R : planet-ring) 물림에 의한 치면력

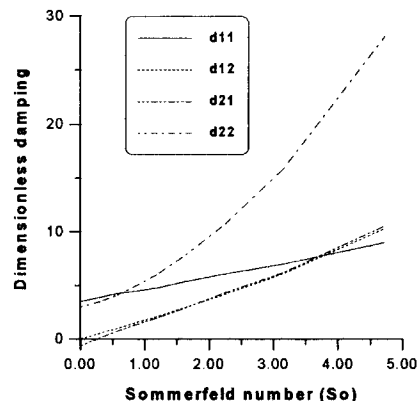
$$F_{PRI} = K_{PRI} \{ R_p \theta_i - x_i \cos \alpha - y_i \sin \alpha - \cos(\alpha - \beta_i) x_R + \sin(\alpha - \beta_i) y_R - R_R \theta_R \} + C_{PRI} \{ R_p \dot{\theta}_i - \dot{x}_i \cos \alpha - \dot{y}_i \sin \alpha - \cos(\alpha - \beta_i) \dot{x}_R + \sin(\alpha - \beta_i) \dot{y}_R - R_R \dot{\theta}_R \} \quad (21)$$

**Table 1** Specification of epicyclic gear train.

Parameter	Value	Parameter	Value
Mass of driver	4.295 Kg	Inertia of sun gear	1.06409E-4 Kg-m <sup>2</sup>
Mass of loader	8.590 Kg	Inertia of planet gear	8.4476E-4 Kg-m <sup>2</sup>
Mass of sun gear	0.297 Kg	Inertia of ring gear	0.1454 Kg-m <sup>2</sup>
Mass of planet gear	0.997 Kg	Input torque	100 N-m
Mass of ring gear	10.743 Kg	Bearing width	30 mm
Stiffness of shaft	5.0E05 N/m	Diameter of journal bearing	25 mm
Stiffness of ball bearing	1.0E07 N/m	Bearing clearance	2.5E-5 m
Inertia of driver	0.0124043 Kg-m <sup>2</sup>	Viscosity	0.05 Pa-sec
Inertia of loader	0.0248086 Kg-m <sup>2</sup>		



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

**Fig. 4** Dimensionless stiffness coefficients and damping coefficients.

2.4 해석결과 및 고찰

해석에 이용된 기어열의 제반 특성치와 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 4는 저널베어링의 강성계수와 감쇠계수를 보여주고 있다. 외력으로 작용하는 S/P 및 P/R물림에 의해 발생하는 치면력은 그 크기와 방향이 연속적으로 변화하기 때문에 고정된 유성기어 축에 대하여 상대운동을 하는 유성기어의 위치와 속도도 연속적으로 변하고, 그에 따라 저널베어링 내에서의 편심량과 자세각도 계속해서 변한다. 이 때 배

위치와 이동속도에 따라 췌기효과와 짜내기효과가 달라지며, 이에 의해 강성계수와 감쇠계수가 변화한다.

Fig. 5는 유성기어의 이동 궤적을 보여주고 있다. 회전수에 따라 대략 6~9  $\mu\text{m}$  범위에서 자세각 27°부근을 유지하며, 췌브미크론 단위의 요동이 발생한다. 저속에서는 직선적인 요동을 보이고 고속에 갈수록 원형 궤적에 가까워지며, 고유진동수로 추정되는 회전수 부근에서 진폭이 현저하게 증가함을 알 수 있다. 진폭이 크면 그 만큼 치면력과 베어링 반력이 증가하므로, 가능한한 시스템의 고유진동수 부근을 빨리 통과하는 것이 좋다.

회전수가 증가할수록 부하 지지 용량이 증가하며, 편심량이 줄어드는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 6는 태양기어의 이동 궤적을 보여주고 있다. 대략 반경 2  $\mu\text{m}$ 범위내에서 유성기어의 개수에 해당하는 4개의 루프를 가지며 규칙적인 반복운동을 수행하고, 회전수 증가에 따라 점차 원형에 가까운 궤적을 그린다.

Fig. 7은 S/P물림 및 P/R물림에서의 접촉치면력을 보여주고 있다. 입력축의 회전주기에 대응되는 성분과 이빨들의 맞물림변형에 의한 성분이 모두 나타나며, 특히 맞물림에 의한 성분의 변동폭이 현저하다. 치면력의 상대적 크기는 S/P물림보다 P/R

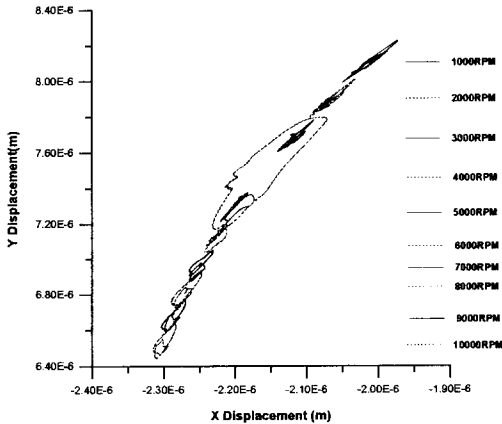
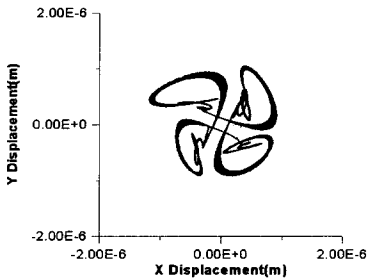
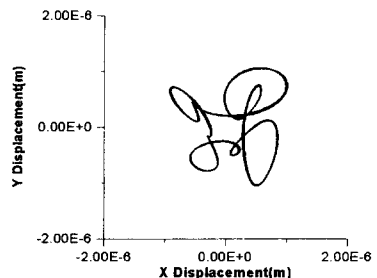


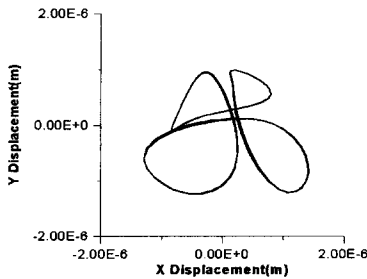
Fig. 5 Loci of planet gear.



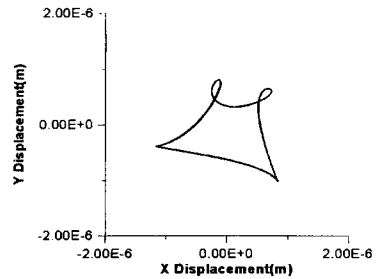
(a) 1000 RPM



(b) 3000 RPM



(c) 5000 RPM



(d) 9000 RPM

Fig. 6 Loci of sun gear.

물림 값이 회전수에 관계없이 언제나 크다. 동적 상태에서의 최대값은 준정적상태에서의 평균 치면력보다 두 배이상 커짐으로써 2.0이상의 동하중계수의 예측을 가능케 한다.

Fig. 8은 유성기어축에 작용하는 베어링 반력을 보여준다. 유성기어들간의 물림상태 위상차로 인하여 각 축에 걸리는 하중은 동일하지 않다. 또한

180°간격으로 마주보고 있는 유성기어들은 그 변위가 서로 반대되는 구조이기 때문에, 서로 마주보는 유성기어들의 베어링 반력은 유사한 크기를 가짐을 알 수 있다.

Fig. 9은 베어링 틈새변화에 따른 치면력의 최대치와 베어링 반력의 변화 경향을 보여준다. 틈새가 커질수록 베어링 반력이 작아지며, 기어의 유동성

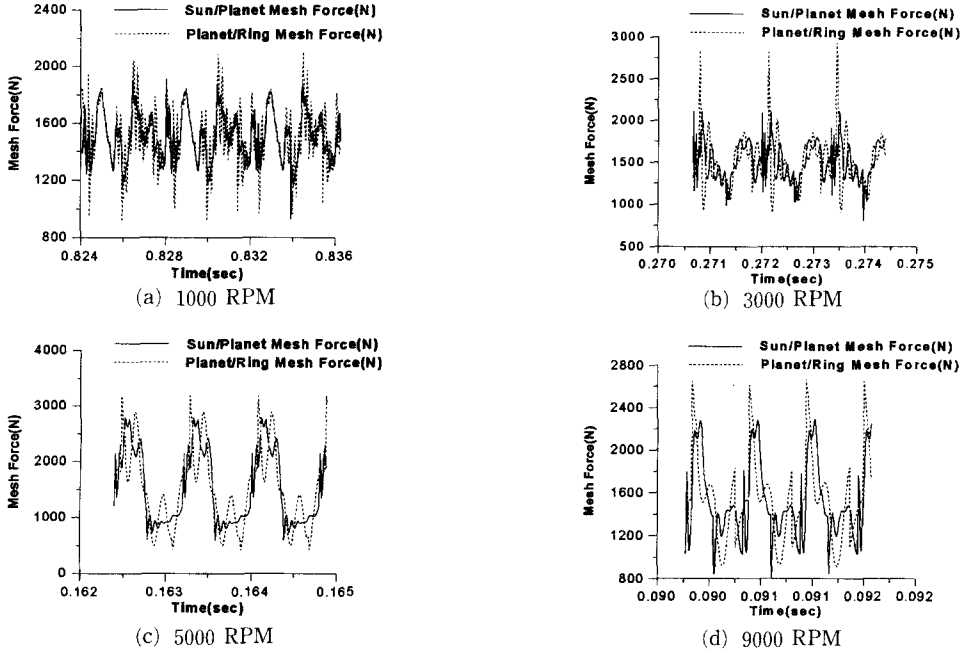


Fig. 7 Mesh force acting on the gear surface.

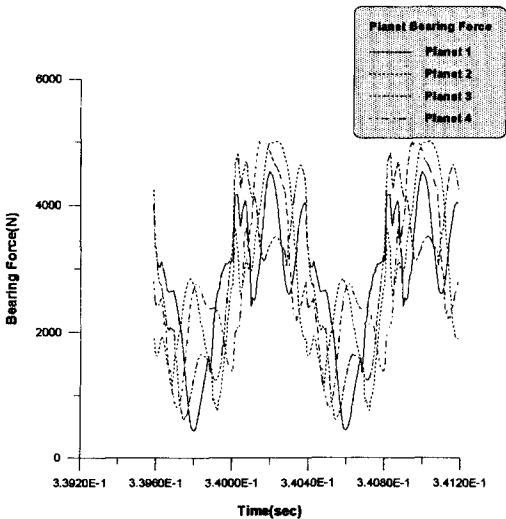


Fig. 8 Bearing forces of the planet gear shafts.

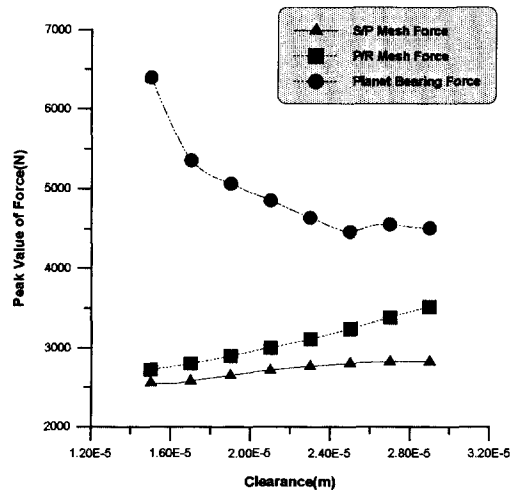


Fig. 9 Tooth mesh forces and bearing force v. s. clearance.

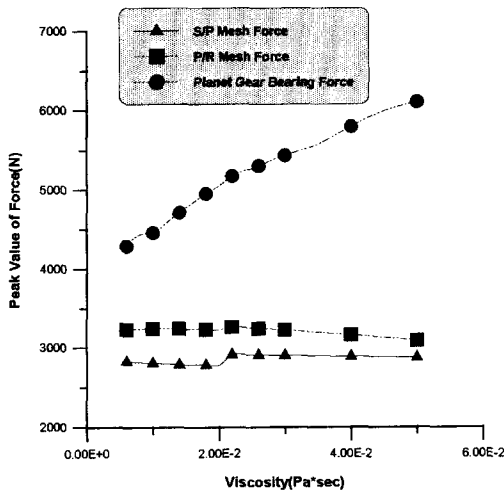


Fig. 10 Tooth mesh forces and bearing force v. s. oil viscosity.

증가로 인해 치면력은 증가한다. 틈새비에 대한 치면력의 변화는 S/P물림의 경우보다 P/R물림의 경우가 보다 더 민감하다. 틈새가 작을때는 외력에 해당하는 S/P 및 P/R물림에 의한 치면력의 합보다도 베어링의 반력이 더 크기 때문에, 유성기어를 되돌리려는 경향이 발생하여 안정적인 거동이 예상된다. 반면에 틈새가 클때는 치면력의 합이 베어링의 반력보다도 크기 때문에 운동을 가속시키는 불안정한 거동이 예상된다. 따라서 베어링틈새는 가능한한 작을수록 좋은 것으로 판단된다.

Fig. 10은 점도변화에 따른 치면력의 최대치와 베어링 반력의 변화 경향을 보여준다. 점도가 증가할수록 베어링 반력은 그에 비례하여 증가하나, 치면력의 변화는 거의 없다. 점도가 낮을 경우에 치면력의 합이 베어링의 반력보다도 크기 때문에 불안정한 거동이 예상된다. 따라서 윤활유의 점도는 어느 한도 이상으로 유지되어야 할 것으로 추정되며, 윤활유의 점도는 치면력과는 직접적인 관계가 적은 것으로 판단된다.

Fig. 11은 점도변화에 따른 유성기어의 궤적을 보여 준다. 점도가 증가 할수록 하중지지용량이 증가하므로 편심률이 감소하나, 궤적의 최대 변위는 큰차이가 없다. 유성기어의 편심률이 클수록 S/P 및 P/R물림의 치면력이 증가하므로 윤활유의 점도는 가능한한 클수록 좋은 것으로 추정된다.

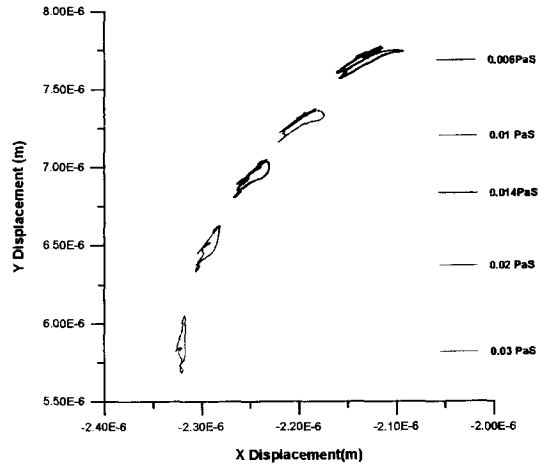


Fig. 11 Loci of the planet gear.

Table 2 Specification of epicyclic gear train.

Parameter	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Number of teth	15	29	73
Modulus of elasticity	200 GPa		
Poission's ratio	0.3		
Number of planet	4		
Module	2.25 mm		
Face width	32 mm		
Pressure angle	22.5 Degree		

### 3. 결 론

유성기어가 저널베어링으로 지지되는 스타형 유성기어열에 대하여, 비선형 치강성과 입출력축의 부하 및 비선형 강성계수와 감쇠계수를 고려한 동특성 해석을 수행하였다. 그에 의하여 유성기어의 편심률, 자세각, 및 궤적을 예측하였다. 또한 태양기어와 링기어의 변위변동량과 궤적, S/P물림 및 P/R물림에서의 치면력 등도 해석하고, 그로 의해 예상되는 결과들을 검토하였다.

진동소음에 직접적인 연관이 있는 치면력의 크기와 변동주기는 입력축의 회전수와 밀접한 관계가 있으며, 시스템의 고유진동수 부근에서 공진에 의해 매우 큰 변화를 보인다. 또한 동적 치면력의 최대치는 준정적상태에서의 치면력 보다도 두배 이상

의 큰 값을 가지는 것으로 예상되며, 향후 기어열의 내구성과 수명을 예측할 때에는 이러한 점을 고려해야 할 것으로 판단된다.

유성기어열에 의해 전달되는 동력은  $n$ 개의 유성기어에 균등하게 배분되지 않고 불균등하게 배분되어 전달되며, 제반조건이 허용하는 한 베어링 틈새는 작을수록, 점도는 클수록 치면력을 감소시키고, 유성기어의 거동을 안정화 시킨다.

## 후 기

본 연구는 "96년도 교육부 학술연구 조성비(기계공학분야: ME96-E-24)" 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Kim, J. U. and Kwak, B. M., 1990, "Application of Edge Permutation Group to Structural Synthesis of Epicyclic Gear Trains," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 25, No. 5, pp. 563~574.
- (2) Hus, C. H. and Lam, K. T., 1993, "Automatic Analysis of Kinematic Structure of Planetary Gear Trains," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 631~638.
- (3) Kahraman, A., 1994, "Planetary Gear Train Dynamics," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 713~720.
- (4) Saada, A. and Velez, P., 1995, "An Extended Model for the Analysis of the Dynamic Behavior of Planetary Trains," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 117, pp. 241~247.
- (5) Pennestri, E. and Freudenstein, F., 1993, "The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 645~651.
- (6) Mierzejewski, W. and Szopa, T., 1993, "Loads of Planet Wheels in Planetary Gears," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 1019~1023.
- (7) Hidaka, T. and Terauchi, Y., 1976, "Dynamic Behavior of Planetary Gear (1st Report)," *Bulletin of JSME*, Vol. 19, No. 132, pp. 690~698.
- (8) Hidaka, T., Terauchi, Y. and Nakamura, K., 1979, "Dynamic Behavior of Planetary Gear (7th Report)," *Bulletin of JSME*, Vol. 22, No. 170, pp. 1142~1149.
- (9) Nikolajsen, J. L. and Botman, M., 1983, "Dynamic Behavior of a Journal Bearing in a Planet Gear," *ASLE Transactions*, Vol. 26, No. 1, pp. 87~93.
- (10) Das, P. K. and Gupta, S. S., 1980, "An Analytical Method to Calculate Misalignment in the Journal Bearing of a Planetary Gear System," *Wear*, Vol. 61, pp. 143~156.
- (11) 김 충, 김주호, 이정환, 조영일, 천길정, 정태형, 한동철, 1996, "기어의 강성변화를 고려한 유성기어열의 동특성 해석 연구," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 141~148.
- (12) 김 충, 김주호, 천길정, 정태형, 한동철, 1996, "차량용 변속기 유성기어열의 동특성 해석," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 135~142.
- (13) 한동철, 1983, "저널베어링의 특성과 터어보 기계류의 축진동에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제7권, 제4호, pp. 469~476.