

가공오차 및 조립오차가 유성기어열의 정특성에 미치는 영향

천길정[†], 오재국^{*}

(2003년 4월 25일 접수, 2003년 7월 15일 심사완료)

Influence of Manufacturing and Assembly Errors on The Static Characteristics of Epicyclic Gear Trains

Cheon Gill-Jeong and Oh Jae-Kook

Key Words : Epicyclic Gear Train(유성기어열), Manufacturing Error(가공오차), Assembly Error(조립오차), Teeth Thickness Error(이두께오차), Runout Error(런아웃오차), Position Error(위치오차), Load Sharing(부하율)

Abstract

Static analysis using hybrid finite element (FE) method has been applied to characterize the influence of position, runout and thickness errors of the sun, ring and planet on the bearing forces and critical tooth stress. Some guidelines for tolerance control to manage critical stress and bearing forces are deduced from the results. Carrier indexing error for planet assembly and planet tooth thickness error are most critical to reduce planet bearing force and maximize load sharing as well as to reduce critical stresses. Sun and carrier bearing forces due to errors increase several times more than those of normal condition.

1. 서론

유성기어열은 평행축 기어열에 비해 많은 장점이 있는데 반하여 그 구조가 복잡하기 때문에, 시스템 구성 요소에 오차가 있는 경우에 시스템에 미치는 부정적 영향이 매우 크다. 기어 가공과 관련된 런아웃오차나 이두께오차 및 조립과 관련된 위치오차 등은 실제 기어열에 있어서 흔히 발생할 수 있는 오차들인데, 이러한 오차들은 완전히 이상적으로 가공되고 조립된 시스템에 비하여 진동소음과 베어링 반력 및 응력 발생 등에 있어서 열악한 상태를 야기 할 것으로 예상되며, 이들에 의해 초래되는 영향에 관한 연구는 가공이나 조립등과 관련한 공차 결정에 유익한 정보를 제공할 것으로 예상되는데도, 그 동안 유성기어에 관한 연

구들은 대부분 아무런 오차가 없는 이상적인 시스템을 가정한 연구가 대부분이었고,⁽¹⁻⁷⁾ 오차를 가진 시스템에 관한 연구는 매우 드물게 수행되었다.

Boda 와 Kahraman⁽⁸⁾은 유성기어의 오차와 고정조건이 유성기어들간의 정적 부하분배에 미치는 영향을 연구하여, 과부하율이 오차량에 비례하며, 태양기어나 캐리어를 자유지지 하는 것이 부하분배에 유리하다는 사실을 밝혔다. James 와 Harris⁽⁹⁾는 유성기어의 반경방향 틈새와 유성기어 지지편의 위치오차가 부하 분배에 미치는 영향을 연구하여, 반경틈새가 증가하여 유연성이 증가할수록 부하분배율이 좋아지나, 위치오차가 클수록 부하분배율이 나빠지는 사실을 확인하였다. 그런데 이들은 모두 유성기어와 관련된 오차에만 국한하였고, 태양기어나 링기어와 관련된 오차는 검토하지 않았으며, 상태변수도 유성기어의 부하분배율만을 검토하고, 베어링하중이나 응력은 검토하지 않았다. 그러나, 실제 유성기어시스템의 고장은 유성기어뿐만 아니라 태양기어나 링기어 및 베어링과 관련되어서도 발생하기 때문에,⁽¹⁰⁾ 이들과 관련된 상

[†] 책임저자, 회원, 원광대학교 기계공학부
E-mail : gjcheon@wonkwang.ac.kr
TEL : (063)850-6686 FAX : (063)850-6691
^{*} 원광대학교 대학원 기계공학부

태변수의 검토도 필요하다.

따라서 본 연구에서는, 유성기어시스템을 구성하는 요소들인 태양기어와 유성기어 및 링기어 모두에 관한 오차들이, 각 기어의 지지베어링 반력과 치응력에 미치는 영향을 검토하였다. 고려한 오차는 이두께오차, 런아웃오차 및 위치오차이며, 이들이 시스템의 정특성에 미치는 영향은, 향후에 각종 공차를 결정하는데 이용될 수 있을 것으로 예상된다.

2. 본 론

2.1 해석 방법

시스템을 구성하는 요소들의 강제 운동은 기본 운동 방정식을 적용하여 해석하며,^(3,11,12) 이빨의 변형과 응력 및 베어링 하중들은 복합 유한요소해석법을 적용하여 구한다. 이빨의 접촉 부위가 연속적으로 변화하고, 기어의 모든 영역을 유한요소로 분해하면 계산 시간이 너무 많이 걸리며, 접촉 부위가 극히 좁은 국소 영역이어서 해의 수렴이 불가능한 경우도 있기 때문에, 본 연구에서는 해석 영역을 두 구간으로 나누어 해석하는 방법을 적용하였다. 즉, 접촉점 주위의 국소 영역은 반평면해석법을 적용하고, 그 외부 영역만을 통상의 유한요소법을 적용한 후, 두 영역의 경계에서 해를 일치 시킴으로써 해의 연속성을 보장한다.⁽¹³⁻¹⁶⁾ 한쌍의 기어가 맞물리면서 회전할 때, 연속적으로 변화하는 접촉점에서의 치물림 강성과 접촉력을 매 순간 순간 반복적으로 계산하며, 각 기어들의 변형은 기구학적 강제운동 위치에 대해 상대적으로 구해진다.

본 연구에서는 가속도항과 속도항을 무시한 정적 해석을 수행 하였다. 종래에 유성기어시스템의 거동을 유한요소법을 적용하여 해석한 연구들이 있었으나, 대부분 물림을 이루는 모든 기어를 동시에 고려하지 않고 태양기어와 특정 유성기어 및 링기어의 일부분만을 모델링 함으로써, 유성기어들간의 위상차에 의한 비대칭성이 고려되지 않는 단점이 있었다. 본 연구에서는 시스템을 이루는 모든 요소와 링기어 전체를 동시에 고려하였기 때문에, 시스템을 구성하는 일부 요소만을 고려한 연구 결과들에 비해 보다 실제적인 변수들을 얻을 수 있다.⁽¹⁶⁾

해석에 이용된 모델은 미군용 헬리콥터 (Army OH-58 Kiowa)에 이용되는 시스템으로서, 제원과 개략도는 각각 Table I 및 Fig. 1 과 같다.

Table 1 Gear data for OH-58 Kiowa planetary gear set

	Sun	Ring	Planet
Number of Teeth	27	99	35
Module (mm)	2.868	2.778	2.868
Outer Diameter (mm)	84.07	304.8	105.0
Root Diameter (mm)	70.55	284.1	91.54
Minor Diameter (mm)		271.8	
Bore Diameter (mm)	57.15		73.66
Face Width (mm)	25.4		
Young's Modulus (N/m ²)	207x10 ⁹		
Poisson's Ratio	0.3		
Density (kg/m ³)	7595		

태양기어-유성기어간 및 유성기어-링기어간 작용압력각은 각각 24.6° 및 20.19° 이며, 기어는 평기어이기 때문에 2 차원 모델을 이용하였고, 치형은 수정량 없는 완전 인블루트 치형으로 가정 하였다. 링기어의 외곽은 변형이 없는 강체로 가정하였고, 태양기어와 유성기어의 내륜은 등방성 선형베어링으로 지지되는 것으로 모델링 하였다. 베어링은 내외륜들이 3x3 대각행렬 형태의 강성을 가지는 스프링으로 연결되는 것으로 모델링 하였으며, 병진강성 값은 모두 87.6x10⁶N/m (0.5x10⁶lb/in)이고, 회전 강성은 무시하였다. 일정한 크기의 (14000N-m) 입력토크가 외력으로 작용하며, 한 쌍의 이물림 기간 동안에 적용되는 계산 회수는 18 회이다. 베어링 반력은 방향은 고려하지 않은 절댓치로 계산하였고, 이뿌리에서 이끝까지의 전 표면에서 발생하는 응력중, 최대 인장응력과 압축응력을 각각 최대 최소 임계응력으로 정의 하였다. 본 연구에 이용된 모델에서는, 태양기어의 크기가 제일 작고 다른 기어에 비하여 물림이 더 자주 이루어지기 때문에, 임계응력 중에서는 태양기어의 응력만을 비교검토 하였다.

유성기어의 개수 및 위상차 변화에 따른 차이를 검토하기 위하여, 유성기어가 세 개인 경우와 네 개인 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 유성기어가 세 개인 경우는 유성기어들 사이의 각도가 모두 120° 로서 등간격이고 위상도 같지만, 유성기어가 네 개인 경우에는, 시스템의 제원 때문에 90° 등간격이 불가능하고, 각 유성기어의 위치가 0°, 91.4°, 180°, 271.4° 로서 등간격이지 않고 위상도 서로 다르다. 두 가지 경우에 있어서, 기어의 제원

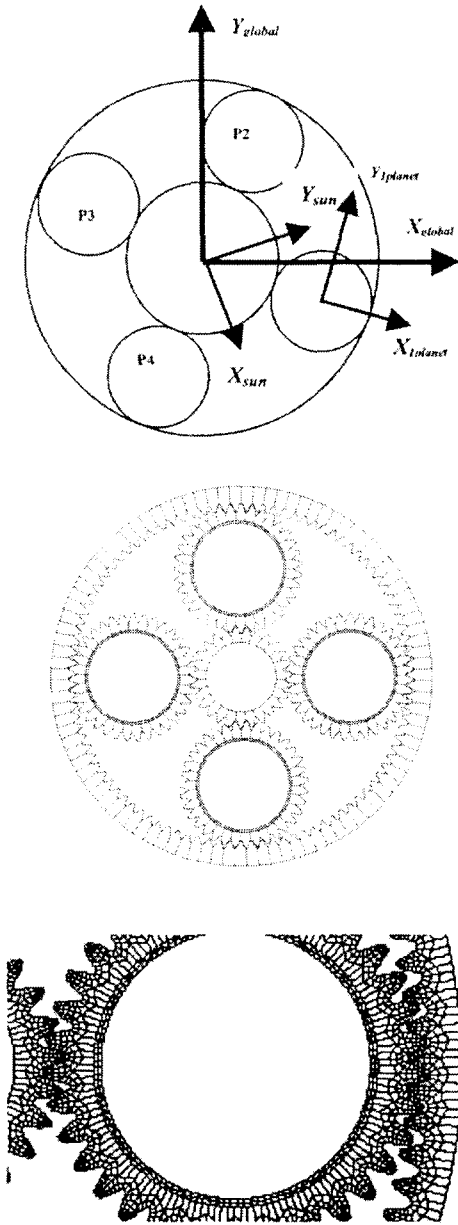


Fig. 1 Schematics of planetary gear systems with parts of the meshed model

은 모두 동일하다. 부하율(load sharing)은 각 유성기어 반력을 전체 반력의 합으로 나눈 값으로 정의하며, 과부하율(overload)은 최대부하율에서 평균 부하율(유성기어가 네개인 경우에는 25%, 세개인 경우에는 33.3%)을 뺀 값으로 정의 하였다(Fig. 2).

2.2 해석 결과

2.2.1 위치오차에 의한 영향

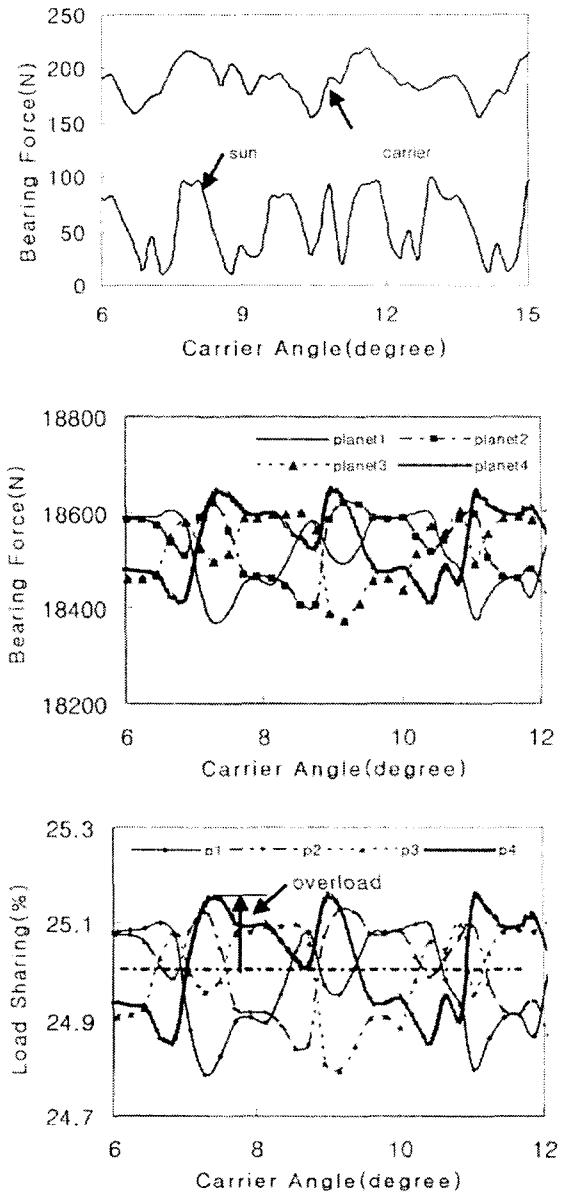


Fig. 2 Bearing forces and planet load sharing for normal condition with four planets

태양기어, 링기어 및 캐리어는 모두 동심을 가져야 하나, 조립오차에 의해 중심위치가 달라질 수 있으며, 유성기어의 경우에도 캐리어에 가공되는 베어링이나 핀의 중심위치가 설계치와 달라질 수 있다. 본 연구에서는 캐리어의 중심위치를 전체좌표계의 기준위치로 간주하였으며, 태양기어와 링기어의 위치오차는 양의 x 방향 만으로 발생하는 것으로 가정하였고, 유성기어의 위치오차는 1번 유성기어(p1)만이 유성기어의 국소좌표계에 대하여 반경방향(x)과 접선방향(y)으로 발생할 수 있는 것으로 가정하였다(Fig. 1).

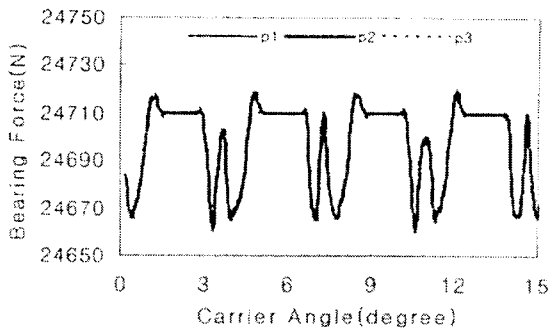


Fig. 3 Planet bearing forces for normal condition with three planets

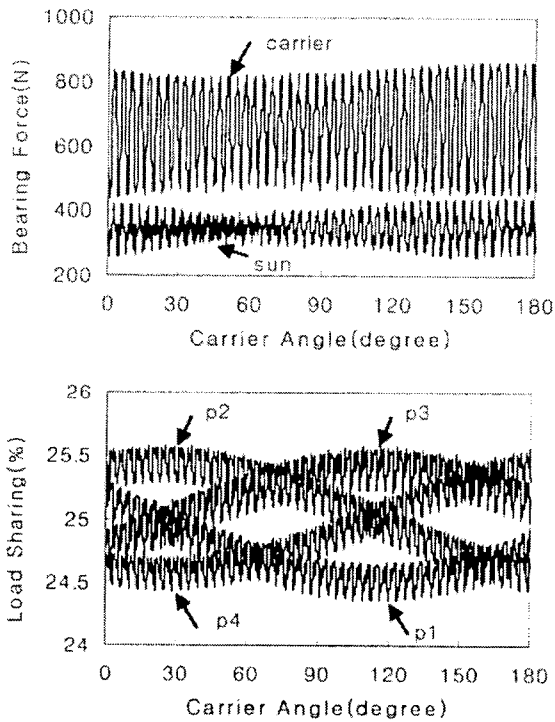


Fig. 4 Sun and carrier bearing forces and planet load sharing for sun position error of 25µm with four planets

Boda 와 Kahraman⁽⁸⁾의 연구 결과에 따르면, 부하율이 오차의 절대치에 비례하기 때문에, 본 연구에서는 네개의 유성기어의 경우에는 25µm와 50µm, 세개의 유성기어의 경우에는 25µm 만을 오차값으로 선정 하였다.

오차가 없고 유성기어가 네 개인 경우의 베어링 반력과 부하분배율을 Fig. 2 에 나타내었다. 마주보는 유성기어들간의 대칭성으로 인하여, 태양기어와 캐리어의 베어링 반력은 유성기어의 반력에 비하여 매우 작다. 유성기어들 사이의 기구학적 위

상차에 의해 유성기어들의 반력에도 위상차가 발생하나, 네 유성기어 모두가 거의 동일한 평균값을 가지며, 과부하의 크기는 매우 작음을 알 수 있었다.

Fig. 3은 동일한 조건에서 유성기어가 세 개인 경우의 유성기어 지지베어링의 반력을 보여준다. 세 유성기어의 위상이 같기 때문에 베어링 반력의 크기와 위상이 완전히 일치하고, 반력의 변화는 맞물리는 잇수의 변화에 기인한다. 태양기어와 캐리어를 지지하는 베어링의 반력은 대칭성에 의해 언제나 0 에 가깝다.

태양기어에 위치오차가 있을 때의 태양기어와 캐리어 지지베어링의 반력과 유성기어의 과부하율을 Fig. 4 에 나타내었다. 태양기어의 위치오차로 인하여 태양기어와 맞물리는 각 유성기어들 사이의 중심거리가 모두 달라지기 때문에, 베어링 반력 뿐만 아니라 과부하율도 오차가 없는 경우에 비해 많이 증가한다. 캐리어와 태양기어 지지 베어링의 반력이 보이는 비트 현상은, 유성기어가 등간격으로 배치되는 세개의 유성기어에서는 발생하지 않는 것으로 보아, 유성기어간의 배치가 등간격이지 않기 때문에 발생하는 것으로 추정된다. 유성기어 지지베어링의 반력은 이물림에 의한 고주파 변동성분외에, 태양기어가 위치오차를 가지는 곳을 통과하는 주기에 대응하는 변동 성분을 가지나, 각 성분들의 변동 폭과 주기 및 평균값은 서로 동일함을 확인할 수 있다.

링기어의 위치오차에 의한 상태변수들의 변화 경향은 정성적으로 태양기어의 위치오차에 의한 경향과 거의 유사하다. 그 이유는, 태양기어의 양의 방향 위치오차에 의해 유발되는 요소들의 상대 변위가, 링기어의 음의 방향 위치오차에 의해 유발되는 요소들의 상대 변위와 유사하기 때문인 것으로 추정된다.

유성기어(p1)에 반경방향(유성기어 국소좌표계에서 x 방향) 위치 오차가 있을 때의 상태변수들의 변화 경향은, 캐리어베어링의 반력이 소폭 증가하는 점을 제외하고는 전체적인 경향이 정상상태와 매우 유사하다. 태양기어나 링기어에 위치오차가 있을 경우에는 두 기어의 중심이 동심위치에 있지 않고 편심 되기 때문에, 오차가 있는 부위의 간격이 줄어들어 유성기어들이 공전하면서 그 부위를 통과할 때 심한 간섭을 받게 되나, 유성기어에 위치오차가 있을 경우에는 태양기어와 링기어가 여전히 동심을 유지하여 유성기어가 지나가는 부위의 간격이 줄어들지 않기 때문에, 유성기어가 비교적 적은 간섭을 받으며 위치를 조절할 수 있기

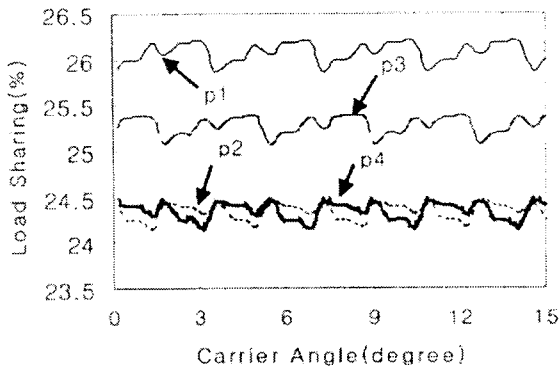


Fig. 5 Planet load sharing for planet tangential position error of 25µm with four planets

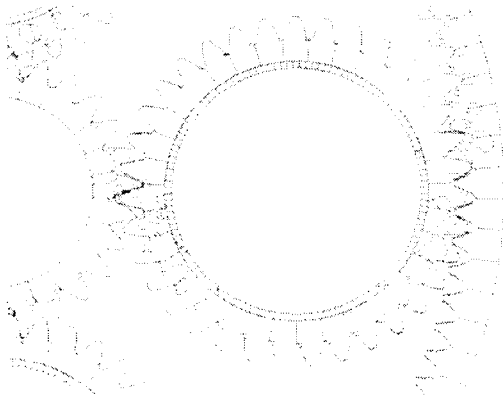


Fig. 6 Stress contour of the gear system

때문인 것으로 추정된다.

유성기어(p1)에 접선방향(유성기어 국소좌표계에서 y 방향) 위치 오차가 있을 때의 유성기어 부하율을 Fig. 5에 나타내었다. 위치오차를 가지는 유성기어(p1)가 제일 큰 부하를 담당하고, 180° 반대 위치에 있는 유성기어(p3)가 두 번째로 큰 부하를 담당하며, 나머지 두 유성기어는 같은 평균값을 가진다. 접선방향오차는 회전 진행 방향으로의 위치오차이기 때문에, 양의 위치오차를 가지는 유성기어가 다른 유성기어들에 비하여 먼저 진행하여, 그만큼 부하를 많이 받게 되기 때문이다. 과부하율은 다른 어떤 오차의 경우보다도 크다.

Fig. 6은 유성기어에 접선방향 오차가 있을 때의 응력 분포를 보여주는 그림이다.

여러 가지 오차들에 의한 영향의 상대적 크기를 비교하기 위해, 베어링 반력과 과부하 및 임계응력들을 Fig. 7~ Fig. 10에 나타내었다. 유성기어 지지베어링의 반력과 과부하는 네개의 유성기어 값들 중에서 최대값을 취하였으며, 임계응력과 베어

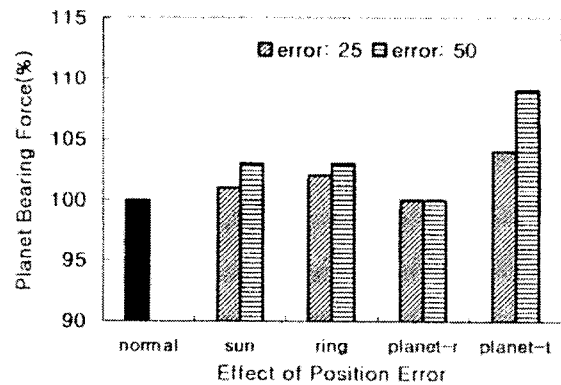
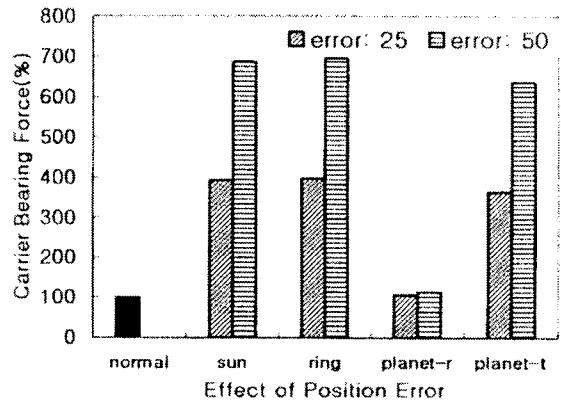
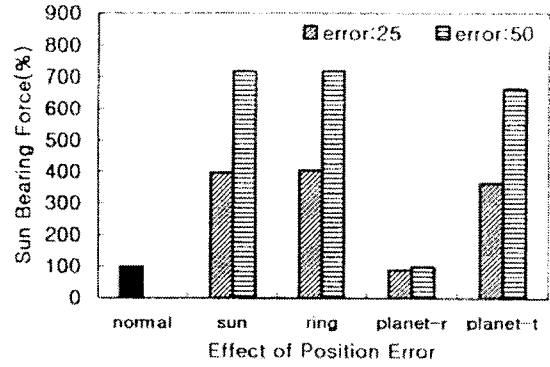


Fig. 7 Trends of the maximum bearing forces by the effect of position error with four planets

링 반력은 정상상태에서의 값에 대한 백분율로 계산하였다.

유성기어가 세개인 경우에는, 정상상태에서의 태양기어나 캐리어의 지지베어링의 반력이 0이기 때문에, 태양기어가 위치오차를 가지는 경우의 값에 대한 백분율로 계산하였다.

유성기어가 반경방향의 위치오차를 가지는 경우를 제외하고는, 위치오차에 의해 베어링 반력이 급격히 증가하며, 그 크기는 대체로 오차의 크기에 비례하여 증가한다. 베어링의 반력과 과부하율 및 임계응력 모두가 유성기어에 접선방향 오차가

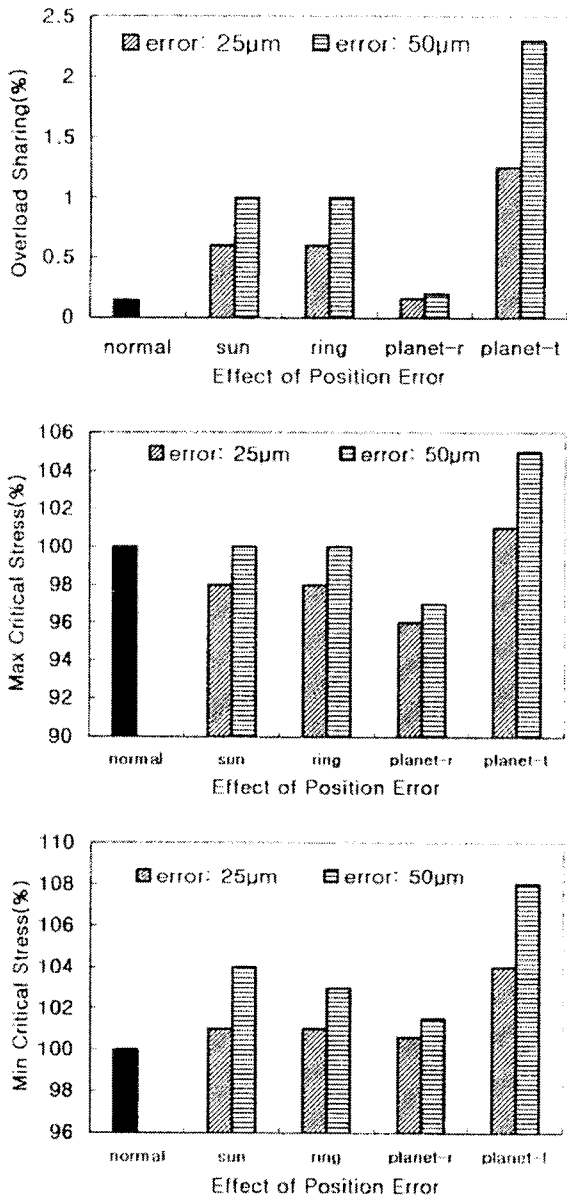


Fig. 8 Trends of overload sharing and critical stresses by the effect of position error with four planets

있는 경우에 제일 큰 영향을 받는다. 다른 베어링보다 유성기어를 지지하는 베어링의 반력 크기가 훨씬 더 크고, 오차들이 상태변수에 미치는 위와 같은 경향을 고려할 때, 위치 오차 중에서는 유성기어의 접선방향 오차(캐리어의 인택성 가공오차)가 가장 중요하게 관리되어야 할 것으로 판단된다.

2.2.2 런아웃 오차에 의한 영향

런아웃 오차는 기어의 축중심을 피치원 중심과 어긋나게 하여 주어진다.

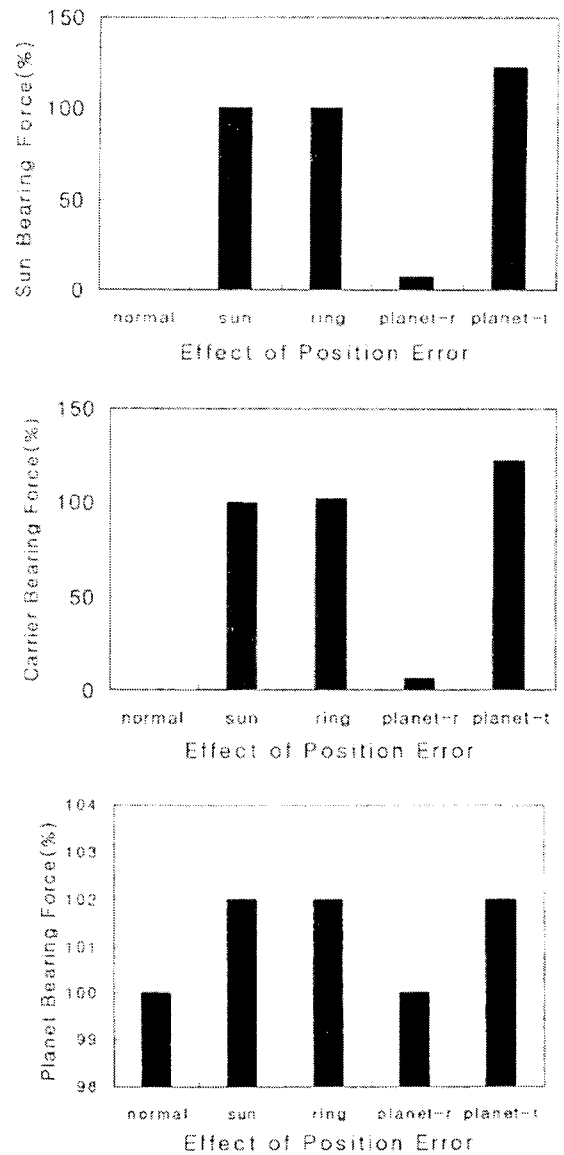


Fig. 9 Trends of the maximum bearing forces by the effect of position error with three planets: error=25µm

태양기어에 런아웃 오차가 있을 때의 부하율을 Fig. 11에 나타내었다.

런아웃 오차가 있는 부분이 주변의 유성기어와 교대로 물릴 때마다 유성기어의 부하율이 변화하며, 네 유성기어의 부하율은 동일한 진폭과 평균값을 가진다.

링기어에 런아웃 오차가 있을 경우의 베어링 반력들과 부하율은 그 크기와 변화 경향이 태양기어에 런아웃오차가 있는 경우와 거의 유사하다.

유성기어에 런아웃오차가 있을 경우의 베어링 반력과 부하율을 Fig. 12에 나타내었다. 서로 180°

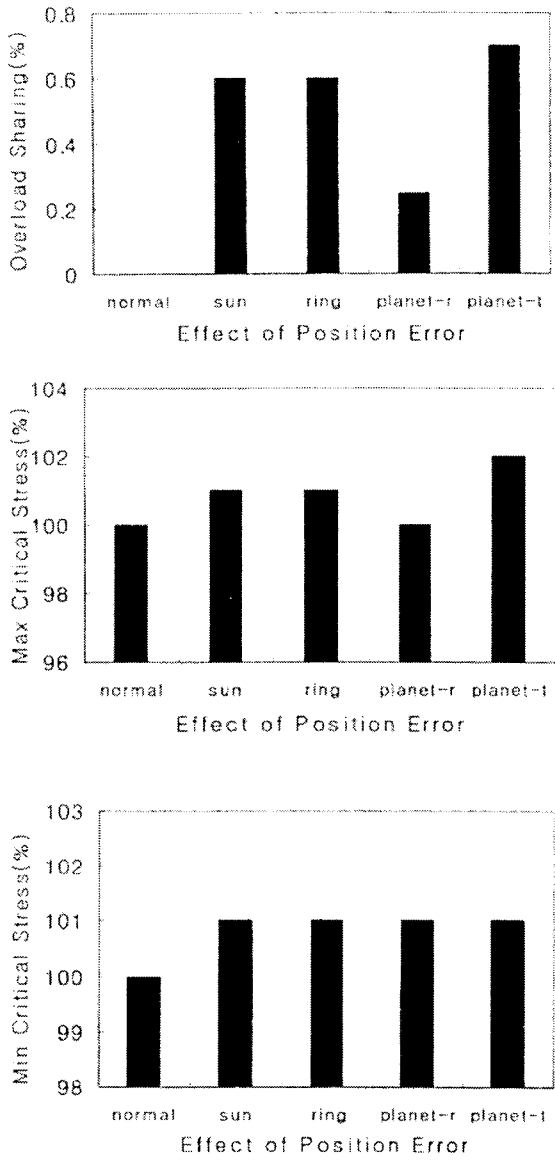


Fig. 10 Trends of the overload sharing and critical stresses by the effect of position error with three planets: error=25 μ m

반대위치에 있는 유성기어들 (p1-p3, p2-p4)의 부하는 동일한 위상을 가지며, 평균값은 동일하나 변동폭은 서로 다르다. 유성기어들의 부하가 동일해지는 순간에 부하의 대칭성으로 인하여 태양기어와 캐리어의 베어링 반력이 0으로 감소하며, 이로 인하여 변동 진폭(peak-to-peak)이 다른 경우들에 비하여 훨씬 큰 경향을 보인다.

Fig. 13은 유성기어가 세개인 시스템의 유성기어(p1)에 린아웃오차가 있을 때의 부하율을 보여주는데, 그 경향은 유성기어가 네 개인 경우와 유사하다.

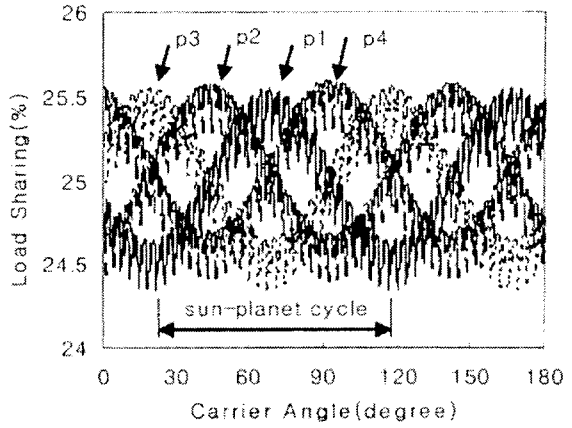


Fig. 11 Planet load sharing for sun gear runout error of 25 μ m with four planets

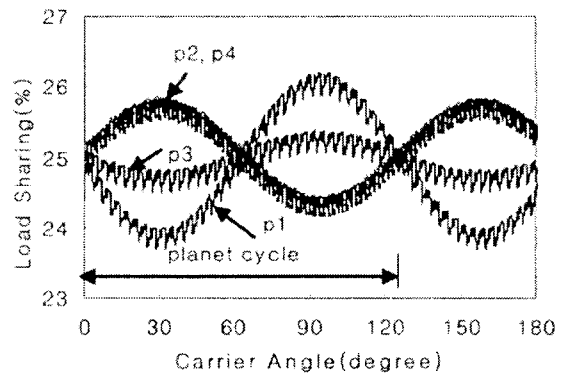
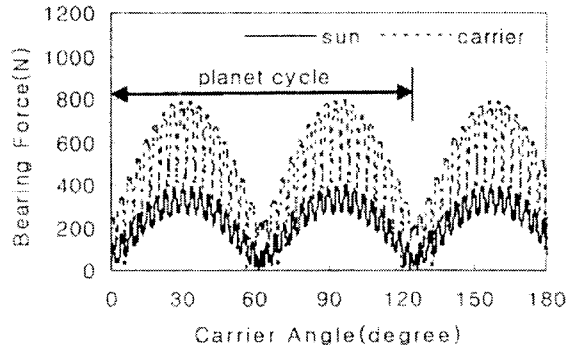


Fig. 12 Sun and carrier bearing forces and planet load sharing for planet runout error of 25 μ m with four planets

2.2.3 이두께 오차에 의한 영향

이두께 오차는 피치원주 상에서 이가 두꺼워지는 방향으로 잇면을 증가시켜 부여하였다.

태양기어와 링기어의 모든 이에 이두께 오차가 있을 때의 베어링 반력은, 오차의 양에 관계없이 정상 상태의 값과 거의 비슷한 크기와 경향을 가

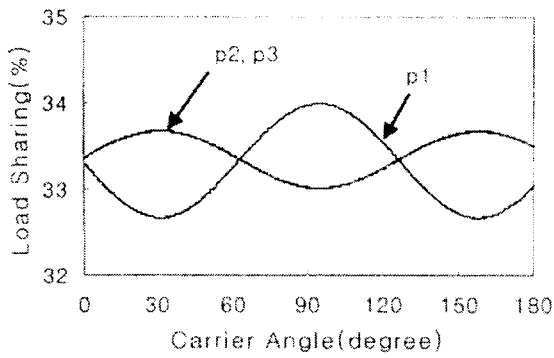


Fig. 13 Planet load sharing in planet runout error of 25µm with three planets

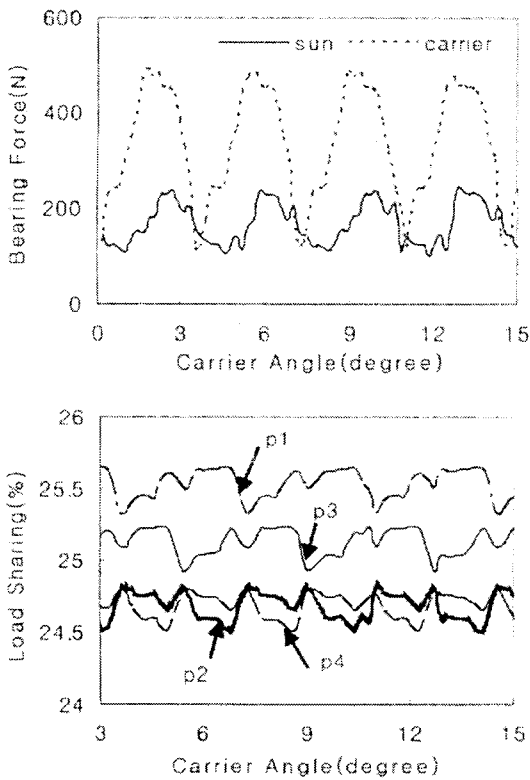


Fig. 14 Sun and carrier bearing forces and planet load sharing for planet thickness error of 25µm with four planets

지는데, 그 이유는 맞물리는 네 개의 유성기어에 의한 오차 효과가 대칭성에 의해 서로 상쇄되기 때문인 것으로 추정된다. 임계응력은 증가한 이 두께 때문에 정상상태에 비해 감소하는 경향을 보인다.

유성기어가 세 개인 경우에는 동일 위상에 의한 대칭성 때문에 베어링 반력과 과부하율이 모두

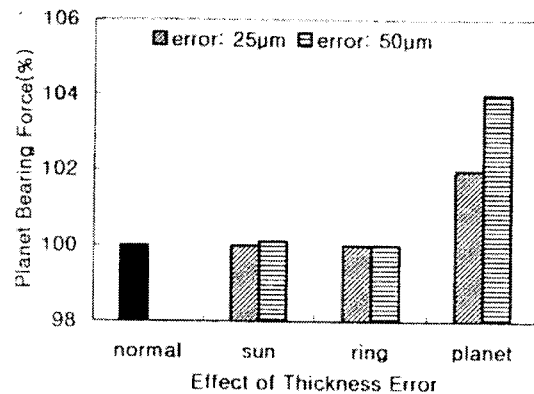
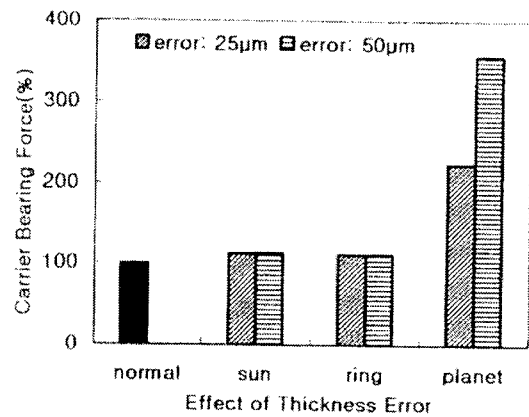
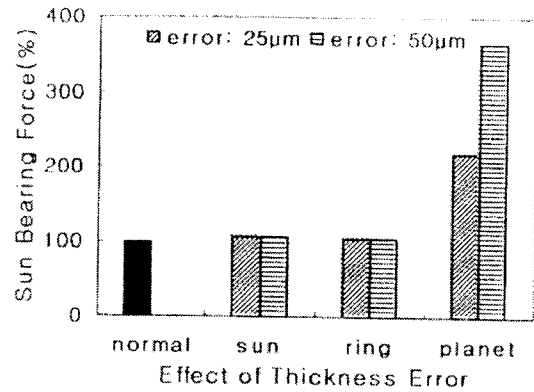


Fig. 15 Maximum bearing forces for the effect of the tooth thickness error with four planets

0으로 나타난다.

특정 유성기어(p1)에 이 두께오차가 있을 때의 태양기어와 캐리어의 베어링 반력 및 유성기어 부하율을 Fig. 14에 나타내었다. 정상조건인 경우에 비하여 베어링 부하가 증가하나, 위치오차나 런아웃오차의 경우만큼은 크지 않다. 오차를 가지는 기어(p1)가 언제나 제일 큰 부하를 받고, 반대편 위치에 있는 기어(p3)가 두번째로 큰 부하를 받으며, 나머지 두 유성기어는 동일 크기의 평균값과

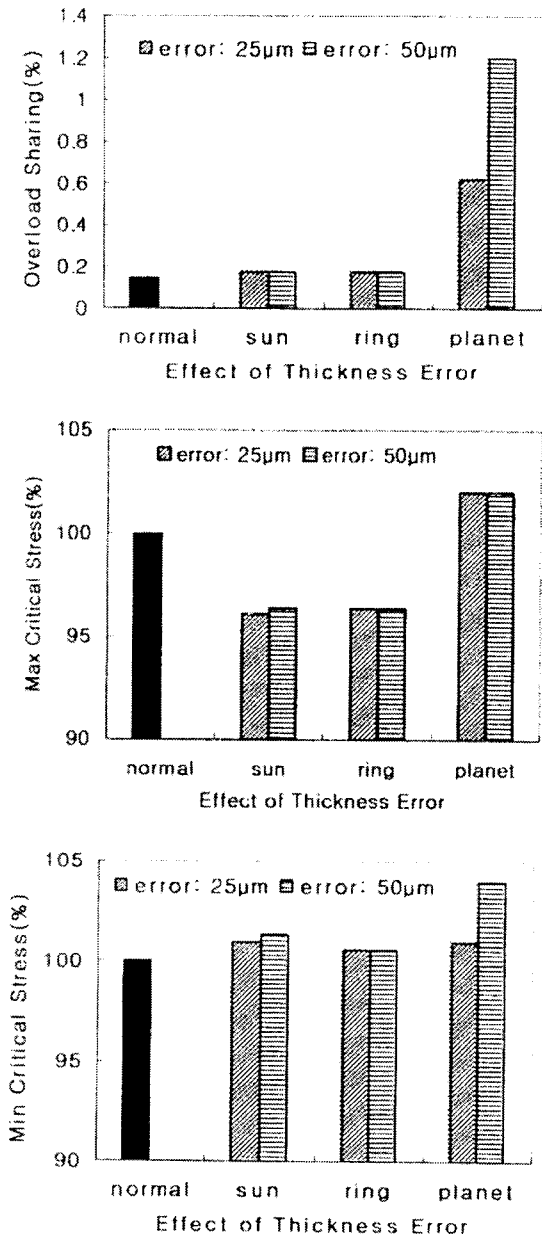


Fig. 16 Overload sharing and critical stresses for the effect of the tooth thickness error with four planets

진폭을 가진다.

Fig. 15와 Fig. 16은 네 개의 유성기어를 가지는 시스템에 여러 가지 이두께오차가 있을 때의 상태 변수들의 상대적 변화 경향을 보여준다. 이 경우에도 상태 변수들은 유성기어의 오차에 의해 제일 큰 영향을 받는다.

유성기어가 세 개인 경우에도 부하율의 변화 경향은 네 개인 경우와 유사하다. 정상상태에서의

태양기어 및 캐리어 지지베어링의 반력은 대칭 배치 때문에 0이 되지만, 오차가 있는 경우에는 급격히 증가하며, 그 크기는 오차에 비례한다.

이러 가지 이두께오차에 의한 베어링 반력과 부하율 및 임계응력의 상대적 변화 경향은 위치오차에 의한 변화 경향과 유사하다.

3. 결론

유한요소법을 이용하여 유성기어시스템의 여러 가지 가공오차와 조립오차들이 베어링반력과 임계응력등에 미치는 영향을 분석하였다.

시스템을 구성하는 기어요소들 중에서는, 유성기어와 관련된 오차가 링기어나 태양기어와 관련된 오차보다 베어링 반력이나 임계응력에 미치는 영향이 훨씬 크며, 오차 중에서는 위치오차나 런아웃 오차에 의한 영향이 이두께 오차에 의한 영향보다도 상대적으로 더 크다.

태양기어나 캐리어 지지베어링보다 유성기어 지지베어링의 반력이 훨씬 더 크고, 유성기어 지지베어링의 반력은 유성기어 관련 오차에 의해 제일 많은 영향을 받으므로, 유성기어의 점선방향 오차를 제일 신중히 관리 하여야 할 것으로 판단된다. 하지만 유성기어의 반경방향 오차는 다른 오차들에 비하여 정적 특성들에 그다지 영향을 미치지 않는다.

태양기어와 캐리어 지지베어링의 반력은 유성기어 지지베어링의 반력에 비하여 그 크기가 매우 작으나, 오차가 있을 경우에는 정상 조건에서의 값보다 몇 배씩 크게 증가하므로, 오차를 완전히 피할 수 없는 현실적인 상황을 고려할 때, 베어링 선정 시에 이에 대비한 고려가 있어야 할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2003년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행 되었으며, 본 연구에서 사용된 유한요소해석 프로그램 Calyx는 ANSOL사의 Vijayakar S.에 의해 제공되었습.

참고문헌

(1) Youn In-Seong, Cheon Gill-Jeong, 2003, "Dynamic Characteristics of an Epicyclic Gear Train Considering Coriolis Effect," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 27, No. 4, pp. 491-498.

- (2) Cheon G. J., Lee D. H., Ryu H. T., Kim J. H., Han D. C., 1999, "A Study on the Dynamic Characteristics of an Epicyclic Gear Train with Journal Bearing," *SAE 1999-01-1052*.
- (3) Ryu Hyoung-Tae, Lee Dong-Hwan, Cheon Gill-Jeong, 1998, "An Experimental Study on the Dynamic Characteristics of Epicyclic Gear Train Supported with Journal Bearing," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 22, No. 8, pp. 1566~1576.
- (4) Lee Dong-Hwan, Youn In-Seong, Cheon Gill-Jeong, 2000, "A Study on the Vibrational Characteristics of a Foot Mount Type Gearbox for Epicyclic Gear Train," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 24, No. 10, pp. 2619~2627.
- (5) Lin J., Parker R. G., 2000, "Structured Vibration Characteristics of Planetary Gears with Unequally Spaced Planets," *J. of Sound and Vibration*, 233(5), pp. 921~928.
- (6) Saada A., Velex 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.
- (7) Velex P., Flamand L., 1996, "Dynamic Response of Planetary Trains to Mesh Parametric Excitations," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 118, pp. 7~14.
- (8) Bodas, A., Kahraman, A., 2001, "Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on the static Planet Load Sharing Behavior of Planetary Gear Sets," *Proc. JSME Int. Conf. on Motion and Power Transmissions, MPT2001-Fukuoka*, pp. 633~638.
- (9) James, B., Harris, O., 2002, "Predicting Unequal Planetary Load Sharing Due to Manufacturing Errors and System Deflections, With Validation Against Test Data," *SAE 2002-01-0699*.
- (10) Townsend, D. P., 1991, "*Dudley's Gear Handbook*," McGraw Hill.
- (11) Kahraman, A., 1994, "Planetary Gear Train Dynamics," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 713~720.
- (12) Lin J., Parker R. G., 1999, "Analytical Characterization of the Unique Properties of Planetary Gear Free Vibration," *ASME J. of Vibration and Acoustics*, Vol. 121, pp. 316~321.
- (13) Vijayakar, S., 1991, "A Combined Surface Integral and Finite Element Solution for a Three-Dimensional Contact Problem," *Int. J. of Numerical Methods Eng.*, Vol. 31, pp. 525~545.
- (14) Parker, R. G., Agashe, V., Vijayakar, S., 2000, "Dynamic Response of a Planetary Gear System using a Finite Element/Contact Mechanics Model," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 122, pp. 304~310.
- (15) Parker, R. G., Vijayakar, S., Imajo, T., 2000, "Non-Linear Dynamic Response of a Spur Gear Pair: Modelling and Experimental Comparisons," *J. of Sound and Vibration*, 237(3), pp. 435~455.
- (16) Kahraman, A., Vijayakar, S., 2001, "Effect of Internal Gear Flexibility on the Quasi-Static Behavior of a Planetary Gear Set," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 123, pp. 408~415.