DOI : 10.5050/KSNVE.2010.20.3.242

# 유성기어세트의 소음 진동 거동에 대한 해석 및 실험적 연구

# An Experimental Study and Analysis on NVH Behaviors of the Planetary Gear Set

이 현 구† · 강 구 태*

Hyun Ku Lee and Koo Tae Kang

(2009년 10월 27일 접수 ; 2010년 2월 9일 심사완료)

**Key Words** : Planetary Gear(유성기어), Tooth Modification(치형수정), Mesh Force(치합력)

**ABSTRACT**

In this paper, Verification of the qualitatively identical relationships existing between simulation data and experimental results allowed for a new analysis procedure of a planetary gear set -- in an automatic transmission -- to be conducted. Tooth profiles were found to be crucial to the gear mesh forces of the planetary gear set. Based on Kahraman's Model[8], dynamic resonances of the planetary gear set were found to be out of operating range. Most importantly, a 2DPLANETARY FEM program, an innovative design tool for planetary gear sets, was utilized.

## 기 호 설 명

$\theta$ : 각변위
$K$ : 강성
$I_{ce}, I_j$ : 극 관성모멘트
$r$ : 기어 반경
$E$ : 영계수
$n$ : 모달인덱스
$\mu$ : 단위길이당 질량
$I$ : 관성모멘트

## 1. 서 론

차량에서 발생하는 소음 중, 변속기에서 발생하는 기어 화인 소음(gear whine noise)은 약 200 ~ 4,000 Hz까지 광범위한 주파수 영역의 순음으로 구성되어 있다. 특히 자동 변속기의 주요 변속 장치로 사용되는 유성기어방식은 단순 축 기어 방식에 비하여 상대적으로 집약적이면서도 무게 대비 고용량의 토크를 전달할 수 있고 반경방향의 베어링 부하를 줄일 뿐 아니라, 소음도 적은 장점을 가지고 있다[1]. 최근에 진행되는 유성기어의 소음과 진동에 대한 대표적인 연구로는 피니언 기어의 위치에 대한 부하 분배의 영향성에 대한 연구로 피니언 기어의 갯수가 증대할수록 피니언 기어를 지지하는 축의 위치에 대한 영향성에 민감하다는 연구와[2] 부하에 따라 기어의 정렬이 흐트러져서 기어 소음에 영향을 미친다는 연구[3] 축방향, 원주방향, 축정렬, 중심도, 그리고 치형 등의 영향에 의해 유성기어 사이드 밴드 소음이 발생한다는 연구[4,5], 더블 피니언 기어와 싱글피니언 기어와의 소음 진동이 차이가 발생하는 메커니즘에 대한 연구 등이 이루어지고 있다[6]. 국내에서는 유성기어소음의 다양한 개선 사례와 유성기어 세트를 구성하는 시스템 분석을 통하여 차량에서 유성기어 소음이 발생할 가능성이 있는 단을 예측하는 연구가 진행되었다[7].

이 연구에서는 차량에서 유성기어 소음이 문제가 되었던 단순 유성기어세트에 대하여 (1) Kahraman

† 교신저자; 정회원, 현대자동차
E-mail : hk-lee@hyundai-motor.com
Tel : (031)368-2380, Fax : (031)368-6095
* 현대자동차

이 제시한 유성기어의 토셔널 모델(Torsional model)을[8] 이용하여 분석을 실시하고, (2) 일반적인 기어 소음의 해결 방법인 기어 치형에 대한 접근으로 load distribution program(LDP)를 이용하여 유성기어의 프로파일 치형을 최적화하고[9~11] (3) 유성기어 상용 FEM 프로그램인 2DPLANETARY를 이용하여[12~15], 유성기어 치형에 따른 기어 동적 치접촉력(dynamic mesh force)의 변동 RMS값을 구하고, (4) 실제 변경된 치형에 따른 대상 소음시험 결과를 비교하여 상관성을 파악하고자 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 유성기어 소음

일반 외접기어는 한 쌍의 접촉에 의해서만 기어 소음이 발생한다. 그러나 단순 유성기어세트의 경우에는 링(ring) 기어와 피니언(pinion) 기어, 그리고 피니언 기어와 썬(sun) 기어 등 여러 쌍의 기어가 동시에 맞물리면서 치접촉이 발생한다. 특히 피니언 기어가 3~5개 정도 있으므로 소음 발생원이 많다.

### 2.2 Kahraman's Torsional Model

식 (1)과 Fig. 1은 Kahraman이 제시한 단순 토셔널 모델이다. 이 연구에서는 링 기어가 고정되고 썬 기어가 입력, 그리고 4개의 동일한 피니언 기어를 가진 케리어(carrier)가 출력이 되는 상황에서 소음이 발생하여 모델링도 동일한 조건으로 분석하였다[8].

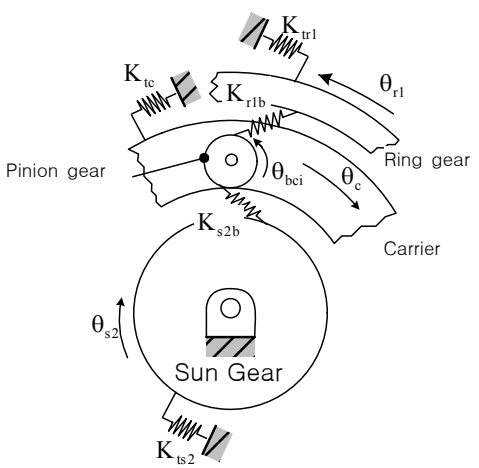



**Fig. 1** Torsional model

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{q}\}+[\mathbf{K}]\{q\}=\{0\} \tag{1}$$

$$\{q\}=\begin{bmatrix}U_c & U_{r1} & U_{s2} & U_{bc1} & \cdots & U_{bc4}\end{bmatrix}^T$$

$$U_c=r_{s1}\theta_c,\ U_{r1}=r_{r1}\theta_{r1},\ U_{s2}=r_{s2}\theta_{s2},\ U_{bcj}=r_b\theta_{bcj}$$

$$j=1,2,3,4$$

$$[M]=\begin{bmatrix} m_c & 0 & 0 & \bar{r}_b m_b & \cdots \\ & m_{r1} & 0 & 0 & \cdots \\ & & m_{s2} & 0 & \cdots \\ & \text{Symmetric} & & m_b & \cdots \\ & & & & \ddots \end{bmatrix}$$

$$m_c=\frac{I_{ce}}{r_{s1}^2},\quad m_j=\frac{I_j}{r_j^2}\quad j=r1,s2,b$$

$$[K]=\begin{bmatrix} 4(\bar{r}_{s2}^2K_{s2b}+\bar{r}_{r1}^2K_{r1b})+K_c & -4\bar{r}_{r1}K_{r1b} & -4\bar{r}_{s2}K_{s2b} & \bar{r}_{r1}K_{r1b}-\bar{r}_{r2}K_{s2b} & \cdots \\ & 4K_{r1b}+K_{r1} & 0 & -K_{r1b} & \cdots \\ & & 4K_{s2b}+K_{s2} & K_{s2b} & \cdots \\ & \text{Symmetric} & & K_{s2b}+K_{r1b} & \cdots \\ & & & & \ddots \end{bmatrix}$$

$$K_c=\frac{K_{tc}}{r_{s1}^2},\quad K_j=\frac{K_{tj}}{r_j^2},\ j=r1,s2,b\quad \bar{r}_j=\frac{r_j}{r_{s1}},$$

$$j=r1,s2,b$$

Table 1은 이 해석을 하기 위하여 계산된 기어들의 값이다. Stiffness값들은 LDP 프로그램을 이용하여 계산된 값으로 평균값을 적용하였다.

Kahraman 토셔널 모델 분석에 의하면, 이 시스템의 공진주파수는 6,674 Hz, 14,726 Hz 23,795 Hz 등에 분포한다. 제일 낮은 공진주파수가 시스템에 영향을 미치기 위해서는 입력축 회전수가 약 12,000 rpm 정도이어야 하며, 이것은 실제 차량에 적용된 플레너터리 시스템이 작동하게 되는 영역과는 거리가 먼 것으로, 이 플레너터리 기어 시스템이 가지는 소음의 원인과는 관계가 없는 것으로 판단된다.

**Table 1** Gears values

| Item | Inertia (kg-m$^2$) | Mass (kg) | Tooth stiffness (N/m) |
|---|---|---|---|
| Sun | $5.201 \times 10^{-4}$ | 0.389 | $3.8 \times 10^8$ |
| Pinion | $5.733 \times 10^{-6}$ | 0.034 | |
| Ring | $6.865 \times 10^{-3}$ | 1.271 | |
| Carrier | $3.864 \times 10^{-3}$ | 2.89 | - |

### 2.3 링기어 굽힘 모드

식 (2)는 원형의 굽힘모드에 대한 수식이다. 원형의 링 기어 거동을 고려하는 경우, 이 시스템의 경우에는 피니언 기어가 4개($n$=4)이므로 사각형 모양의 굽힘진동이 발생할 수 있다. 굽힘진동이 발생할 때의 주파수는 약 5,379 Hz 정도이다. 이것 역시 시스템에 직접적으로 영향을 미칠 수 있는 주파수 영역은 아니다.

$$\varpi_n = \frac{n(n^2-1)}{\sqrt{1+n^2}}\sqrt{\frac{EI}{\mu r^4}} \qquad (2)$$

### 2.4 2D Planetary 프로그램을 이용한 해석

(1) 모델링

Table 2는 이 해석에 적용된 플레너터리 기어세트의 기본 제원이다. 이 제원에 대한 입력은 해석 프로그램이 2차원이므로 헬리컬 기어(helical gear)의 경우에는 노말(normal) 방향이 아닌 횡방향(transverse)값으로 변환하여 입력한다.

**Table 2** Planetary gear sets

| Items | Sun | Pinion | Ring |
|---|---|---|---|
| Tooth number | 42 | 15 | 70 |
| Diampitch(mm) | 370.58 | | |
| Pressure angle | 22.46 | | |
| Helix angle (transverse) | 27.09 | | |

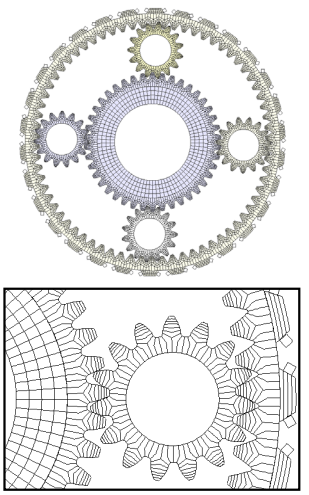


**Fig. 3** 2DPLANETARY model

(2) 해석조건

2DPLANETARY로 해석을 위한 입력 토크(torque)를 50 Nm ~ 300 Nm까지 50 Nm단위로 입력하고, 입력회전수를 500 rpm ~ 2,500 rpm까지 250 rpm

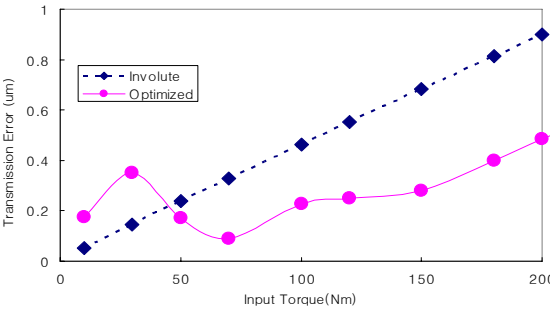



**Fig. 4** A LDP analysis result for the transmission error

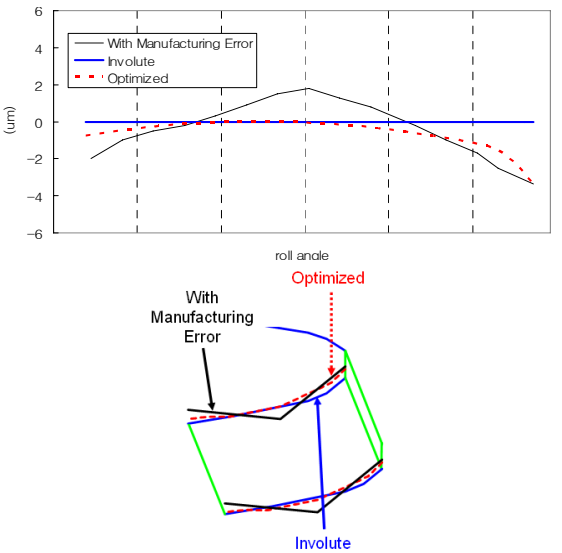



**Fig. 5** Pinion gear tooth profile

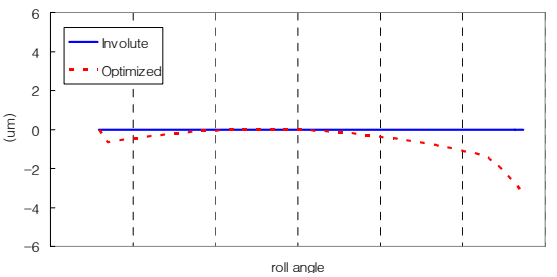



**Fig. 6** Sun gear tooth profile

단위로 증가시키면서 실시하였다. 기본적인 제원에 의한 모델링에 기어소음에 영향을 미치는 치형에 대한 분석을 실시하였다.

이 해석에 사용된 치형은 크게 3가지로 구분할 수 있다. 이론적인 인볼류트 프로파일(involute profile)치형, 기어를 양산하면서 발생된 오차(with manufacturing error profile)를 가지는 치형, 그리고 LDP을 이용하여 전달오차값을 비교하여 그 값이 50 Nm~150 Nm 영역에서 0.2 um 정도의 낮은 전달오차값을 가지는 최적화된 치형(optimized profile) 등 3가지 샘플이다. 이렇게 설정된 3가지 샘플과 회전수 500 ~ 2500 rpm까지 250 rpm단위로 9가지 조건, 입력토크를 50 Nm~300 Nm까지 50 Nm단계로 6가지 조건에 대한 조합을 구성하여, (3 × 9 × 6) 총 162회에 걸친 동적 조건에서 시뮬레이션을 실시하고 그 결과를 비교 분석하였다.

Fig. 4는 썬 기어와 피니언 기어 1쌍의 인볼류트 치형과 최적화된 치형의 LDP static분석을 통한 전달오차 값을 나타낸 것이다. Fig. 4에서 보여진 것과 같이 최적화된 치형의 경우는 50 Nm 이하의 토크 경우에서만 인볼류트 치형 대비 크게 나타나고 있다. 일반적으로 50 Nm 이하는 엔진의 구동과 차량의 무게 등의 조건들에 의하여, 주행 조건 이외의 영역이므로 고려 대상에서 제외한다.

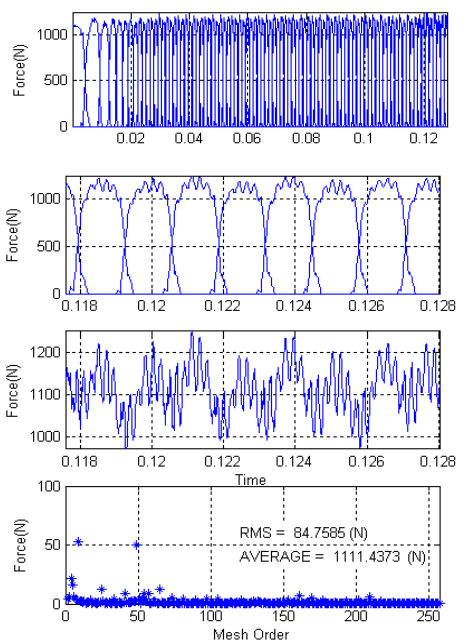



**Fig. 7** A analysis result for the sun and pinion gear (input TQ 150 Nm, input speed 1,750 rpm)

Fig. 5는 피니언 기어에 적용된 3가지 치형에 대한 그림을 롤앵글(roll angle)에 대하여 그린 것이고, Fig. 6은 썬 기어의 인볼류트 치형과 최적화된 치형을 나타낸 것이다. 링 기어의 경우는 내접기어의 형상을 가지고 있어서 치형 형상을 가공하는 자체가 어렵다. 따라서 피니언 기어를 통하여 접촉을 조절한다. 이 연구에서 링 기어의 치형은 항상 인볼류트라고 가정한다.

(3) 해석결과의 처리

Fig. 7은 최적화된 치형의 150 Nm, 1750 rpm에서의 썬 기어와 피니언 기어와의 해석결과를 보인 것으로 피니언 기어 치(tooth)에 걸리는 작용력(force)의 형태를 시간축 상에 나타낸 것이다.

위에서부터 치합이 이루어지는 과도상태 결과와 해석의 끝부분에 있는 정상상태(steady state)의 각 치의 작용력, 그리고 이것들을 더한 치합 작용력(mesh force)그리고 마지막은 치합 작용력을 가지고 FFT분석을 한 결과를 나타낸 것이다.

(4) 해석결과

Figs. 8, 9, 10은 각각의 치형 조건에 따른 썬 기어와 피니언 기어 사이의 치 작용력에 대한 RMS 값들을 도시한 것이다. RMS값이 크다는 것은 동일한 조건하에서 치 작용력의 평균값이 같더라도 치 작용력의 변화가 많다는 것을 의미한다.

이것은 동적으로 움직이는 기어에서 기진력으로 작용될 수 있는 것이고, 이로 인하여 기어 소음이 발생할 가능성이 많다는 것을 의미한다 하겠다.

Fig. 8은 인볼류트 치형이 적용된 결과를 나타낸 것이다. Fig. 8에 나타난 것과 같이 치 작용력 RMS 값이 input torque가 증대됨에 따라 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 이론과 일치하는 것으로, 즉 무부하 상태에서 인볼류트 치형이 가장 좋은 치형임을 보여주는 것이다. 그러나 실제 토크가 적용되는 상황에서는 부적절하다는 것을 보여주는 예라고도 할 수 있다.

Fig. 9는 양산오차를 가지는 치형이 적용된 결과를 나타낸 것이다. Fig. 9에 보여진 것과 같이 전구간에서 상당히 높은 RMS값을 가지고 있으며, 저부

하 영역보다 고부하 영역에서 RMS값이 낮아지는 현상을 볼 수 있다. 이것은 일정한 오차를 가지는 치형은 고토크 영역에서 더욱 안정적이 되어 소음이 작아진다는 것을 의미한다.

Fig. 10은 최적화된 치형이 적용된 치 작용력 RMS 결과를 나타낸 것으로 전구간에서 상당히 안정적인

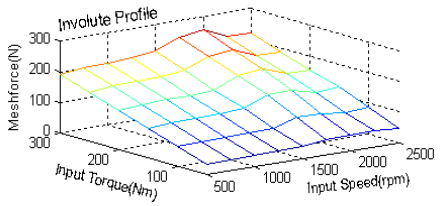



**Fig. 8** A analysis result for the sun and pinion gear (involute profile)

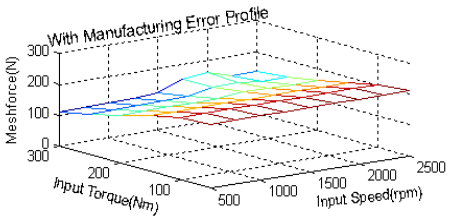



**Fig. 9** A analysis result for the sun and pinion gear (manufacturing error profile)

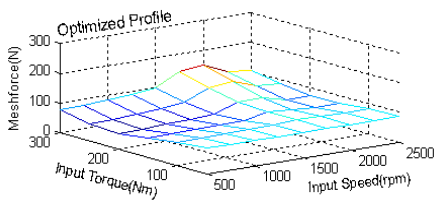



**Fig. 10** A analysis result for the sun and pinion gear (optimized Profile)

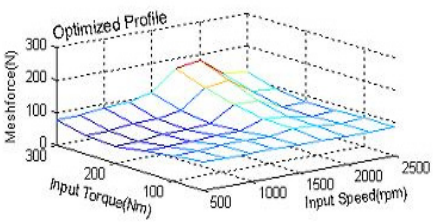



**Fig. 11** A analysis result for the ring and pinion gear(optimized profile)

RMS값을 가지고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 11은 최적화된 치형이 적용된 치 작용력 RMS결과 중, 링 기어와 피니언 기어에 대한 결과를 나타낸 것이다. Fig. 10과 Fig. 11을 비교하면, 300 Nm, 2,000 rpm영역에서 썬 기어에 비하여 링 기어와 접하는 피니언 치의 치 작용력이 다소 높은 것을 볼 수 있다. 이것은 링 기어도 썬 기어와 같이 인볼류트 치형이 아닌 최적화된 치형 수정이 필요하다는 것을 보여주는 예이며, 또한 두께가 얇은 링 기어 굽힘진동 모드가 영향을 미친 것으로 판단된다. 치 하모닉(mesh harmonic)의 6차 성분이 이에 해당하는 것으로 Fig. 12는 그 예를 설명한 것이다.

(5) 링 굽힘진동 모드의 확인

Fig. 13은 위에 언급된 링 굽힘진동 모드의 영향성을 확인하기 위하여, 기존의 FEM model에서 링 기어의 rim두께를 약 7.5 mm 증가시켰고 피니언기어의 내경을 5 mm 정도 감소시켜 링 굽힘진동 모드를 최소화한 모델이다.

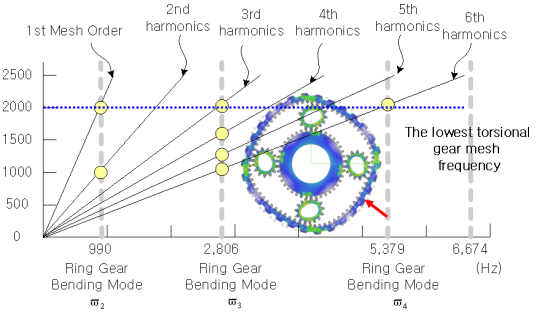



**Fig. 12** Ring gear bending mode

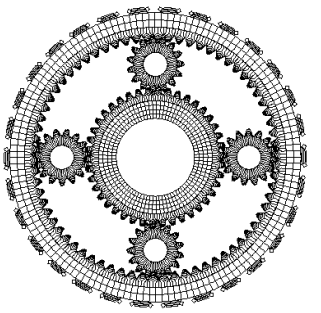


**Fig. 13** A model for increasing the ring gear rim thickness and decreasing the pinion gear inner diameter

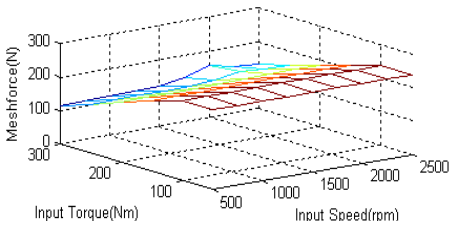
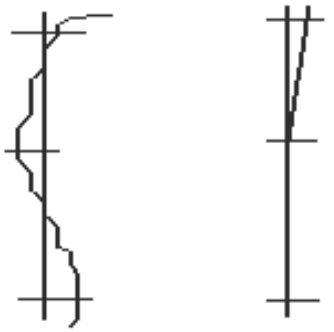



**Fig. 14** Sun and pinion gear analysis result (manufacturing error)



(a) Manufacturing error (b) Optimized

**Fig.15** Tooth profile

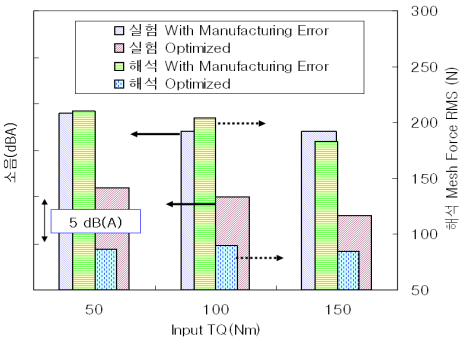



**Fig. 16** A comparing the test and analysis result

Fig. 14는 Fig. 13에 제시된 모델을 토대로 양산치형 오차를 가진 치형에 대하여 해석을 진행한 것으로 Fig. 9와 비교할 때, rim 두께의 증가로 인하여 2,000 rpm에 존재하던 링 굽힘진동 모드에 의한 치 작용력이 감소된 것을 확인할 수 있다. 그러나 전체 RMS값에는 거의 영향을 미치지 못한다. 따라서 이러한 변경은 무게 증가로 인하여 연비만 증가 시킬 뿐, 소음과 진동을 개선하는 방법으로는 적절하지 못한 방법이다.

### 2.5 해석결과와 시험결과 비교

Fig. 15는 양산 오차를 가지는 치형과 최적화된 치형을 가지는 피니언 기어의 치형을 도시한 것이다. 해석에 사용한 치형과 아주 유사한 것으로 양산 오차를 가지는 치형은 그 굴곡이 심한 것을 볼 수 있다.

Fig. 16은 Fig. 15에 제시된 치형을 가지고 동일한 변속기에서 무향실에서 대상실험을 통한 기어소음 결과와 FEM해석에 의한 결과를 비교한 것이다. 최적화된 치형의 대상 소음은 약 7 ~ 10 dBA정도 감소한 것을 볼 수 있고, 해석은 약 100 ~ 125 N 정도의 치 작용력 RMS값이 감소된 것을 볼 수 있다. 본 해석과 실험의 결과는 양산을 진행하면서 발생하는 치형 오차가 변속기 기어 소음의 품질에 얼마나 영향을 미치는 지를 단적으로 보여주었다. 특히 이 해석프로그램의 해석결과는 품질이 미치는 영향을 양산 전에 확인할 수 있는 가능성을 보여준 것이라 하겠다.

## 3. 결 론

이 연구를 통하여 플레너터리 기어세트의 다이나믹 모델링 결과와, FEM해석용 2DPLANETARY 프로그램을 이용한 모델링 결과, 그리고 실험결과 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모델링 해석결과, 시스템의 공진주파수가 변속기의 일반적인 작동 영역을 넘어서는 영역에서 존재하므로, 이 기어소음은 시스템적인 원인에 의한 것은 아니다.

(2) 해석과 실험결과의 정성적인 일관성 확인을 통하여 아주 작은 크기의 피니언 기어 치형에 의해서도 치 작용력이 영향을 받으며, 기어 소음문제를 유발할 수 있다는 것을 확인하였다.

(3) 뿐만 아니라, 해석을 통하여 링기어의 rim 두께 등의 증가는 소음에 미치는 영향이 미비함을 알 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 현대자동차에 개설된 특별 연수프로그램의 결과이며, 6개월 동안의 연구 지도를 해주신 (美) Ohio State University, Prof. Kahraman께 감

사의 말씀을 드립니다. 그리고 상용 FEM 프로그램인 2DPLANETARY 개발자 Dr. Vijayakar께 2DPLAN ETARY 프로그램을 한시적으로 무상으로 사용할 수 있도록 해 주신 것에 대하여 감사의 말씀을 드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) Muller, H. W., 1982, "Epicyclic Drive Trains," Detroit:Wayne State University Press.

(2) Singh, A., Kahraman, A. and Ligata, H., 2007, "Internal Gear Strains and Load Sharing in Planetary Transmissions – Model and Experiments," ASME, DETC2007-35047.

(3) Smith, A., Pears, J., Platten, M., Palmer, D. and Hirabayashi, Y., 2007, "Epicyclic Gear Transmission Error-the Importance of Controlling Tolerances," SAE2007-01-2241.

(4) Yu, S. and Kaatz, S., 2005, "Asymmetric Gear Noise Sidebands and Application to Planetary Gear Noise Reduction," SAE2005-01-2462.

(5) Grimmer, M. J., 2005, "Sideband and Sound Field Spatial Considerations in the Measurement of Gear Noise," SAE2005-01-2517.

(6) Singh, A., 2006, "Optimizing Gear Set Durability in Double Pinion Planetary Transmissions," FISITA 2006P290.

(7) Lee, H. K., Kang, S. C., Hur, J. W., Bae, D. H. and Kang, K. T., 2008, "An Experimental Study for Predicting the Planetary Gear Noise in the Vehicle," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 5, pp. 503~508.

(8) Kahraman, A., 2001, "Free Torsional Vibration Characteristics of Compound Planetary Gear Sets," Mechanism and Machine Theory 36, pp. 953~971.

(9) Harianto, J. and Houser, D. R., 2005, "The Effect of Profile Relied on the Noise Excitation of Helical Gear," Gear Solutions magazine, March.

(10) Harianto, J., Houser, D. R., 2001, "Design Robustness and Its Effect on Transmission Error and Other Design Parameters," Proceedings of International Conference on Mechanical Transmissions 2001.

(11) Harianto, J., Houser, D. R., 2005, "The Effect of Micro-geometry and Load on Helical Gear Noise Excitations," SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition SAE International.

(12) Kahraman, A. and Vijayakar, S. M., 2001, "Effect of Internal Gear Flexibility on the Quasi-static Behavior of a Planetary Gear Set," ASME, Vol. 123, pp. 408~415.

(13) Kahraman, A., Kharazi, A. A. and Umrani, M., 2003, "A Deformable Body Dynamic Analysis of Planetary Gears with Thin Rims," Journal of Sound and Vibration, Vol. 262, pp. 752~768.

(14) Yuksel, C. and Kahraman, A., 2004, "Dynamic Tooth Loads of Planetary Gear Sets Having Tooth Profile Wear," Mechanism and Machine Theory, 39, pp. 695~715.

(15) Vijayakar, S. M., Busby, H. R. and Houser, D. R., 1988, "Linearization of Multibody Frictional Contact Problems," Computer & Structure, Vol. 29, No. 4, pp. 569~576.