

유성기어세트의 소음 진동 거동에 대한 해석 및 실험적 연구

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

이현구† · 강구태*
Hyun Ku Lee, Koo Tae Kang

Key Words : Planetary Gear, 2DPLANETARY, Tooth Modification, Mesh Force

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 ————

- θ : 회전수
- Z : 잇수
- E : 영계수
- n : 모달인덱스
- μ : 단위길이당 질량
- I : 관성모멘트
- r : 반경

1. 서 론

차량에서 발생하는 소음 중, 변속기에서 발생하는 기어 화인 소음(Gear Whine Noise)은 약 200 ~ 4,000 Hz 까지 광범위한 주파수 영역의 순음으로 구성되어 있다. 특히 자동 변속기의 주요 변속 장치로 사용되는 유성기어방식은 단순 축 기어 방식에 비하여 상대적으로 집약적이면서도 무게 대비 고 용량의 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].

본 연구에서는 차량에서 유성기어 소음이 문제가 되었던 단순 유성기어세트에 대하여 (1) Kahraman 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 최적화하고 [9~11] (3) 유성기어 상용 FEM 프로그램인 2DPLANETARY 를 이용하여[12~15], 유성기어 치형에 따른 기어 동적 치접촉 포스(Dynamic Mesh Force)의 변동 RMS 값을 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 기어소음이 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 3~5 개 정도 있으므로 소음 발생원이 많다.

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

2.2 Kahraman's Torsional Model

식(1)과 Fig.1 는 Kahraman 이 제시한 단순 토셔널 모델이다. 본 연구에서는 링 기어가 고정되고 쥘 기어가 입력, 피니언 기어를 가진 캐리어(Carrier)가 출력이 되는 상황에서 소음이 발생하여 모델링도 동일한 조건으로 분석하였다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad \text{식(1)}$$

$$\{q\} = [U_c \ U_{r1} \ U_{s2} \ U_{bc1} \ \dots \ U_{bc4}]^T$$

$$U_c = r_{s1}\theta_c, \ U_{r1} = r_{r1}\theta_{r1}, \ U_{s2} = r_{s2}\theta_{s2}, \ U_{bcj} = r_b\theta_{bcj} \\ j = 1, 2, 3, 4$$

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

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

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

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

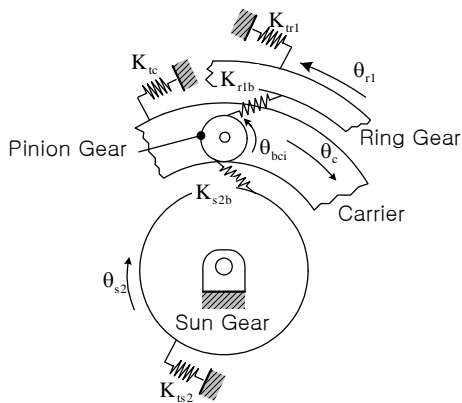


Fig.1 Torsional model

Table 1.은 본 해석을 하기 위하여 계산된 기어들의 값이다. Stiffness 값들은 LDP 프로그램을 이용하여 계산된 값으로 평균값을 적용하였다.

Kahraman 토셔널 모델 분석에 의하면, 본 시스템의 공진주파수는 6,674 Hz, 14,726 Hz, 23,795 Hz 등에 분포한다. 제일 낮은 공진주파수

가 시스템에 영향을 미치기 위해서는 입력축 회전수가 약 12,000 rpm 정도이어야 하며, 이것은 실제 차량에 적용된 플레너터리 시스템이 작동하게 되는 영역과는 거리가 먼 것으로, 본 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 X 10 ⁻⁴	0.389	3.8 X 10 ⁸
Pinion	5.733 X 10 ⁻⁶	0.034	
Ring	6.865 X 10 ⁻³	1.271	
Carrier	3.864 X 10 ⁻³	2.89	-

$$Mode \Rightarrow \begin{bmatrix} 1.00 & 0.00 & 1.00 & 0.00 & 0.00 & 0.00 & 0.00 \\ -0.12 & -0.11 & 1.00 & -0.67 & -0.67 & -0.67 & -0.67 \\ -0.06 & 1.00 & 0.40 & 0.42 & 0.42 & 0.42 & 0.42 \\ 0.00 & 0.00 & 0.00 & -1.00 & 1.00 & 0.00 & 0.00 \\ 0.00 & 0.00 & 0.00 & -0.50 & -0.50 & 1.00 & 0.00 \\ 0.00 & 0.00 & 0.00 & -0.33 & -0.33 & -0.33 & 1.00 \\ -0.04 & -0.07 & 0.18 & 1.00 & 1.00 & 1.00 & 1.00 \end{bmatrix}$$

2.3 Ring Gear Bending Mode

식(2)는 원형의 밴딩모드(Banding Mode)에 대한 수식이다. 원형의 링 기어 거동을 고려하는 경우, 본 시스템의 경우에는 피니언 기어가 4개 (n=4)이므로 사각형 모양의 밴딩이 발생할 수 있다. 이때의 주파수는 약 5,379Hz 정도이다. 이것 역시 시스템에 직접적으로 영향을 미칠 수 있는 주파수 영역은 아니다.

$$\omega_n = \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{EI}{\mu r^4}} \quad \text{식(2)}$$

2.4 2D Planetary Program 해석

(1) 모델링

Table 2.는 본 해석에 적용된 플레너터리 기어 세트의 기본 제원이다. 본 제원에 대한 입력은 해석 프로그램이 2 차원이므로 헬리컬 기어(Helical Gear)의 경우에는 노말(Normal) 방향이 아닌 횡방향(Transverse)값으로 변환하여 입력한다.

Fig. 3 은 Table 2.의 제원을 근거로 하여 2D PLANETARY 프로그램을 이용하여 모델링한 것이다. 기어의 동적 (Dynamic)해석을 진행하는 경

우에는 치 접합에 해당하는 부분의 데이터 교환이 해석 프로그램의 성능을 결정짓는 주된 인자이다. 이러한 면에서 본 프로그램은 타 FEM 해석프로그램에 비하여 계산결과가 정확하고 빨라 그 효율성이 높다.[14]

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		

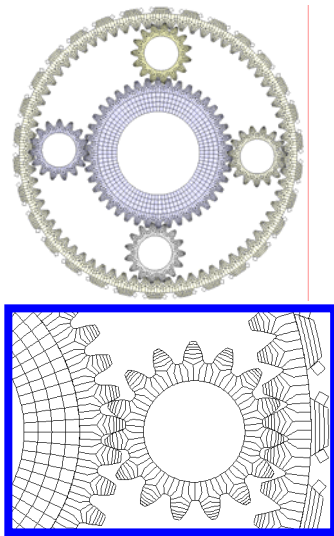


Fig.3 2D PLANETARY MODEL

(2) 해석조건

2DPLANETARY 로 해석을 위한 입력 토크 (Torque)를 50Nm ~ 300Nm 까지 50Nm 단위로 입력하고, 입력회전수를 500rpm ~ 2,500rpm 까지 250rpm 단위로 증가시키면서 실시하였다. 기본적인 제원에 의한 모델링에 기어소음에 영향을 미치는 치형에 대한 분석을 실시하였다.

본 해석에 사용된 치형은 크게 3 가지로 구분할 수 있다. 이론적인 인볼류트 프로파일(Involute Profile)치형, 기어를 양산하면서 발생된 오차 (With Manufacturing Error Profile)를 가지는 치형, 그리고 LDP 을 이용하여 전달오차값을 비교하여 구한 최적화된 치형 (Optimized Profile) 등 3 가지이고, 162 회에 걸친 동적 조건에서 시뮬레이션을 실시하고 그 결과를 비교 분석하였다.

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

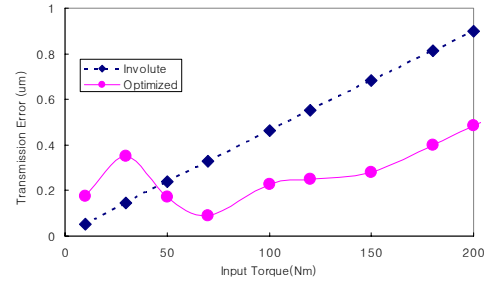


Fig.4 A LDP analysis result for the transmission error

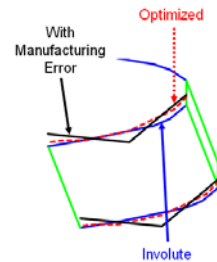
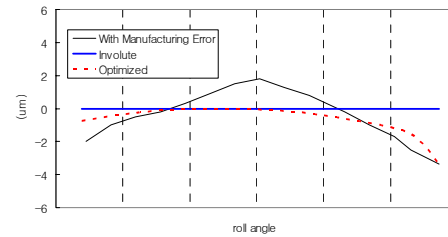


Fig.5 Pinion gear tooth profile

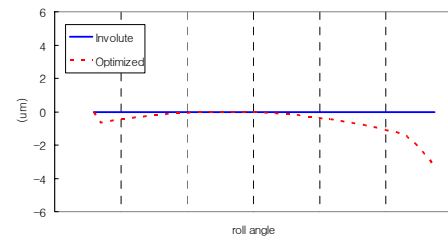


Fig.6 Sun gear tooth profile

Fig. 5 는 피니언 기어에 적용된 3 가지 치형에 대한 그림을 롤앵글(Roll angle)에 대하여 그린 것이고, Fig. 6 은 선 기어의 인볼류트 치형과 최적화된 치형을 나타낸 것이다. 링 기어의 경우는 내

접기어의 형상을 가지고 있어서 치형 형상을 가공하는 자체가 어렵다. 따라서 피니언 기어를 통하여 접촉을 조절한다. 본 연구에서 링 기어의 치형은 항상 인볼류트라고 가정한다.

(3) 해석결과의 처리

Fig.7 은 최적화된 치형의 150Nm, 1750rpm 에서의 선 기어와 피니언 기어와의 해석 결과를 보인 것으로 피니언 기어 치 (Tooth)에 걸리는 포스(Force)의 형태를 시간축 상에 나타낸 것이다.

위에서부터 치합이 이루어지는 Transient 결과와 해석의 끝부분에 있는 정상상태(Steady state)의 각 치의 Force, 그리고 이것들을 더한 치접합 포스(Mesh Force) 그리고 마지막은 메쉬포스를 가지고 FFT 분석을 한 결과를 나타낸 것이다.

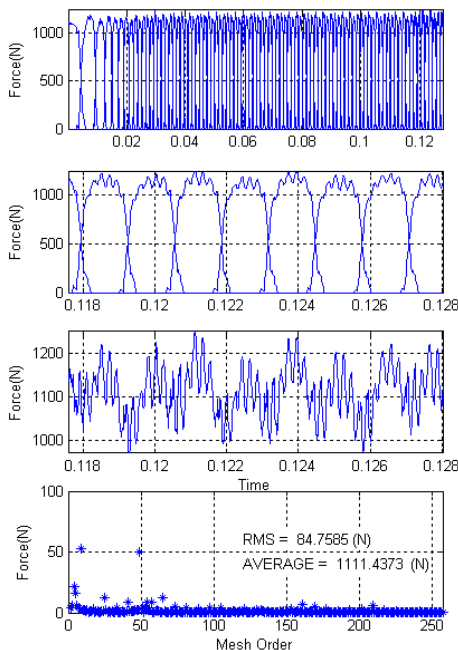


Fig.7 A analysis result for the sun and pinion gear (Input TQ 150Nm, Input Speed 1,750rpm)

(4) 해석 결과

Fig.8, Fig.9, Fig.10 은 각각의 치형 조건에 따른 선 기어와 피니언 기어 사이의 메쉬 포스에 대한 RMS 값들을 도시한 것이다. RMS 값이 크다는 것은 동일한 조건하에서 메쉬 포스의 평균값이 같더라도 메쉬 포스의 변화가 많다는 것을 의미한다.

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

Fig.8 은 인볼류트 치형이 적용된 결과를 나타낸 것이다. Fig. 8 에 나타난 것과 같이 메쉬 포스

RMS 값이 Input Torque 가 증대됨에 따라 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 이론과 일치하는 것으로, 즉 무부하 상태에서 인볼류트 치형이 가장 좋은 치형임을 보여주는 것이다. 그러나 실제 토오크가 적용되는 상황에서는 부적절하다는 것을 보여주는 예라고도 할 수 있다.

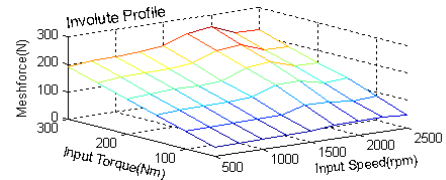


Fig.8 A analysis result for the sun and pinion gear (Involute profile)

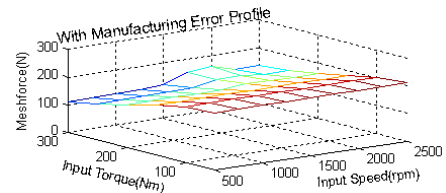


Fig.9 A analysis result for the sun and pinion gear (Manufacturing error profile)

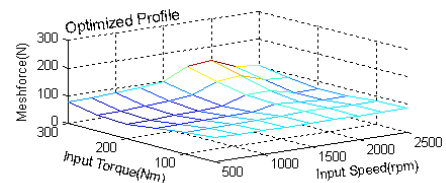


Fig.10 A analysis result for the sun and pinion gear (Optimized Profile)

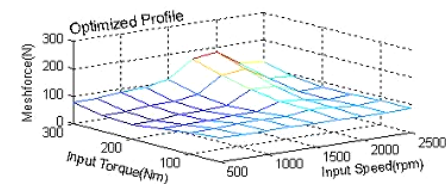


Fig.11 A analysis result for the ring and pinion gear (Optimized profile)

Fig.9 는 양산오차를 가지는 치형이 적용된 결과를 나타낸 것이다. Fig.9 에 보여진 것과 같이 전구간에서 상당히 높은 RMS 값을 가지고 있으며, 저부하 영역보다 고부하 영역에서 RMS 값이 낮아지는 현상을 볼 수 있다. 이것은 일정한 오차를 가지는 치형은 고토크 영역에서 더욱 안정적이 되어 소음이 작아진다는 것을 의미한다.

Fig.10 은 최적화된 치형이 적용된 메쉬포스 RMS 결과를 나타낸 것으로 전구간에서 상당히 안정적인 RMS 값을 가지고 있는 것을 볼 수 있다. Fig.11 은 최적화된 치형이 적용된 메쉬 포스 RMS 결과 중, 링 기어와 피니언 기어에 대한 결과를 나타낸 것이다. Fig.10 과 Fig.11 을 비교하면, 300Nm, 2,000rpm 영역에서 선 기어에 비하여 링 기어와 접하는 피니언 치의 메쉬 포스가 다소 높은 것을 볼 수 있다. 이것은 링 기어도 선 기어와 같이 인볼류트 치형이 아닌 최적화된 치형 수정이 필요하다는 것을 보여주는 예이며, 또한 두께가 얇은 링 기어 밴딩 모드(Ring Gear Banding Mode)가 영향을 미친 것으로 판단된다. 메쉬 하모닉(Mesh Harmonic)의 6 차 성분이 이에 해당하는 것으로 Fig.12 는 그 예를 설명한 것이다.

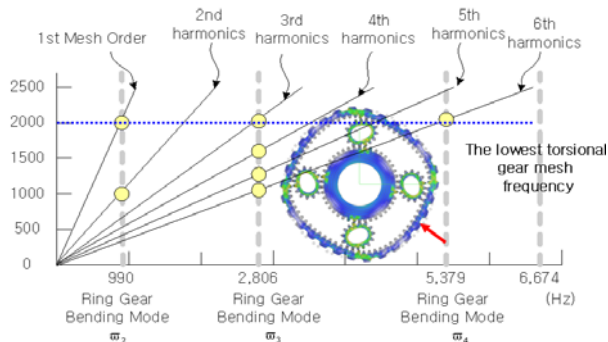


Fig.12 Ring gear bending mode

(5) 링 밴딩 모드의 확인

Fig. 13 은 위에 언급된 링밴딩 모드의 영향성을 확인하기 위하여, 기존의 FEM Model 에서 링 기어의 Rim 두께를 약 7.5 mm 증가 시켜고 피니언 기어의 내경을 5mm 정도 감소시켜 링 밴딩 모드를 최소화한 모델이다. Fig. 14 는 Fig. 13 에 제시된 모델을 토대로 양산 치형 오차를 가진 치형에 대하여 해석을 진행한 것으로 Fig. 9 와 비교할 때, Rim 두께의 증가로 인하여 2,000rpm 에 존재하던 링 밴딩 모드에 의한 메쉬 포스가 감소된 것을 확인할 수 있다. 그러나 전체 RMS 값에는 거의 영향을 미치지 못한다. 따라서 이러한 변경은 무게 증가로 인하여 연비만 증가 시킬 뿐, 소음과 진동을 개선하는 방법으로는 적절하지 못한 방법이다.

2.5 해석 결과와 시험 결과 비교

Fig.15 는 양산 오차를 가지는 치형과 최적화된 치형을 가지는 피니언 기어의 치형을 도시한 것이

다. 해석에 사용한 치형과 아주 유사한 것으로 양산 오차를 가지는 치형은 그 굴곡이 심한 것을 볼 수 있다.

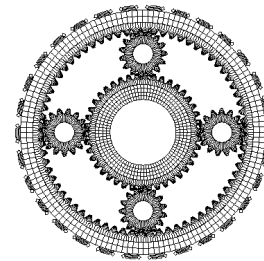


Fig.13 A model for increasing the ring gear rim thickness and decreasing the pinion gear inner diameter

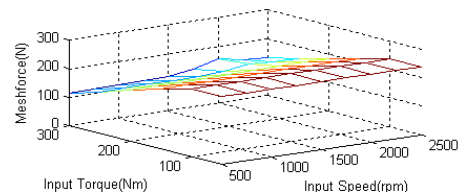


Fig.14 Sun and pinion gear analysis result (Manufacturing error)

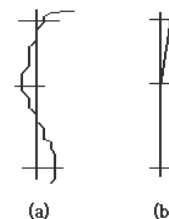


Fig.15 Tooth Profile

(a) Manufacturing error, (b) Optimized

Fig.16 는 Fig.15 에 제시된 치형을 가지고 동일한 변속기에서 무향실에서 대상실험을 통한 기어 소음 결과와 FEM 해석에 의한 결과를 비교한 것이다. 최적화된 치형의 대상 소음은 약 7 ~ 10 dBA 정도 감소한 것을 볼 수 있고, 해석은 약 100 ~ 125N 정도의 메쉬 포스 RMS 값이 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 본 해석프로그램의 해석결과는 품질이 미치는 영향을 양산 전에 확인할 수 있는 가능성을 보여준 것이라 하겠다.

참고 문헌

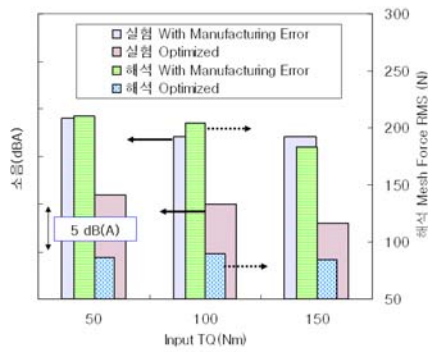


Fig.16 A comparing the test and analysis result

3. 결론

본 연구를 통하여 플레너터리 기어세트의 다이나믹 모델링 결과와, FEM 해석용 2DPLANETARY 프로그램을 이용한 모델링 결과, 그리고 실험 결과 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

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

(2) 해석과 실험결과의 정성적인 일관성 확인을 통하여 아주 작은 크기의 피니언 기어 치형에 의해서도 메쉬 포스가 영향을 받으며, 소음문제를 유발할 수 있다는 것을 확인하였으며, 링기어의 Rim 두께 등의 증가는 그 효과가 미비함을 알 수 있었다.

(3) 본 연구의 해석에 사용된 2DPLANETARY 프로그램은 플레너터리 기어세트를 설계할 때, 각종 문제점을 예측할 수 있는 유용한 도구로 판단되며, 설계자의 설계능력 신뢰성을 확보해 줄 뿐 아니라, 개발시 발생하는 시행착오를 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 현대자동차에 개설된 특별 연수프로그램의 결과이며, 6 개월 동안의 연구 지도를 해주신 (美) Ohio State University, Prof. Kahraman께 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 상용 FEM 프로그램인 2DPLANETARY 개발자 Dr. Vijayakar께 2DPLANETARY 프로그램을 한시적으로 무상으로 사용할 수 있도록 해주신 것에 대하여 감사의 말씀을 드립니다.

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

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

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

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

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

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

(7) H. K. Lee, S. C. Kang, J. W. Hur, D. H. Bae, K. T. Kang, 2008, "An Experimental Study for Predicting the Planetary Gear Noise in the Vehicle", KSNVE, vol. 18-5, pp.503~508.

(8) A. Kahraman, 2001, "Free torsional vibration characteristics of compound planetary gear sets", Mechanism and Machine Theory 36, pp. 953-971.

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

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

(13) A. Kahraman, A.A.Kharazi, M.Umrani, 2003,"A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims", Journal of Sound and Vibration, 262, pp. 752-768.

(14) C. Yuksel, A. Kahraman,2004, "Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth profile wear", Mechanism and Machine Theory, 39, 695-715.

(15) S. M. Vijayakar, H. R. Busby, D.R. Houser, 1988,"Linearization Of Multibody Frictional contact problems", Computer & Structure, Vol. 29, No.4., pp. 569-576.