



토크 변동조건에서의 유성기어세트 동적 거동 해석 모델링에 대한 연구

Research for the Modeling of the Dynamic Analysis for the Planetary Gear Sets under the Torque Fluctuation

이 현 구[†] · 김 무 석* · 홍 사 만* · 유 동 규* · 아멧 칼만** · 데이빗 탈봇**
Hyun Ku Lee[†], Moo Suk Kim*, Sa Man Hong*, Dong Kyu Yoo*,
Ahmet Kahraman** and David Talbot**

(Received February 26, 2019 ; Revised July 22, 2019 ; Accepted July 24, 2019)

Key Words : Neutral Control(중립제어), Planetary Gear Noise(유성기어 소음), Torque Fluctuation(토크 변동)

ABSTRACT

In this paper, to reduce planetary gear noise under the neutral control condition, a dynamic analysis model for multi-stage planetary gear trains of the HMC 6th speed automatic transmissions under a torque fluctuations condition is proposed. The natural frequencies of its system are computed by solving the corresponding eigenvalue problem. Moreover, some forced torque fluctuation response to the planetary gear system is applied to check its influence during neutral control. By undertaking some parameter studies for analysis modeling, an underdrive brake torque fluctuation and underdrive hub inertia are observed to be the most effective factors of the HMC 6th speed automatic transmission's planetary gear noise under the neutral control condition. To reduce neutral control planetary gear noise, the underdrive torque fluctuation should be reduced whereas underdrive hub inertia should be increased. However, every transmission has some torque fluctuations caused by the valve body control response and friction component characteristic and those also have some manufacturing quality distributions. Therefore, control component inertia is an important item in the neutral control condition. To adapt the neutral control to a next-generation transmission, its control component inertia should be above a certain value.

기 호 설 명

K : 강성 매트릭스
 M : 질량 매트릭스
 Φ : 변위 매트릭스

1. 서 론

자동변속기가 적용된 차량에서 중립제어(neutral control)는 토크컨버터에서 걸리는 부하를 최소화하여 연비를 개선하고자 하는 방법으로 ‘D’단에서 ‘N’단과 유사하게 제어를 하는 것이다. 이 기술은 비용

[†] Corresponding Author ; Member, Hyundai Motor Company
E-mail : hk-lee@hyundai.com
* Hyundai Motor Company
** Ohio State University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 들이지 않고, 로직 변경으로 연비를 개선할 수 있는 방법 중 하나이기 때문에 2000년도 초반에 여러 자동차 회사에서 경쟁적으로 적용하였다. 그러나, 중립제어 진입 중 충격이 발생하거나, 중립제어 중 운전자가 주행을 하고자 가속페달을 밟으면, 제어요소의 급격한 결합 등으로 충격이나, 이음 등이 발생하고, 발진 지연감 등 여러 가지 문제점을 동반하는 단점이 있다. 뿐만 아니라, 중립제어 중에는 변속기 내부의 유성기어, 베어링 등과 같은 회전요소가 정지해 있다가 회전을 하기 시작하면서 이음을 만들거나, 회전불균형에 의해 간헐적인 시트 진동을 유발하기도 한다. 따라서 개발 차량에 중립제어를 적용한다는 것은 이러한 문제점들을 잠재적으로 내포하고 있다는 것을 의미한다.

일반적으로 기어는 제조상의 품질 불량 발생을 제외하고 ‘N’단 조건에서는 소음이 발생하지 않는다. 그러나 ‘N’단과 유사한 중립제어 조건에서는 큰 토크가 적용되지도 않는데 회전하는 유성기어 소음이 인자된다.

현대자동차의 6속 자동변속기에 적용된 중립제어는 언더드라이브(UD) 브레이크를 통하여 제어한다. 언더드라이브 브레이크를 제어하면 제어하는 동안 아주 미세하지만 입력 토크 변동이 가해진다. 이것이 회전하는 유성기어시스템에 어떠한 영향을 미쳐서 소음을 유발하는지 확인할 수가 없다. 따라서 유성기어세트를 모델링하고 해석하여 유성기어 소음에 영향을 미치는 인자 등을 검토하고 근본적인 원인을 제거할 수 있는 방안 강구가 필요하였다.

유성기어 소음 개발에 관한 연구로는 ‘pRMC’라는 프로그램을 개발하여 소음에 유리한 기어 제원을 도출하여 설계하거나, 유성기어 전달오차를 측정할 수 있는 측정장비를 개발하는 연구가 국내에서 진행되었고, 동적 특성 모델링과 관련된 연구도 다양하게 진행되었다⁽¹⁻⁶⁾.

이 연구는 현대자동차에서 개발된 6속 자동변속기의 중립제어 조건하에서 유성기어세트를 단순화 모델링하고 각 요소의 질량, 강성, 질량 관성 모멘트 등을 이용하여 유성기어시스템이 어떻게 영향을 받는지를 확인하였다⁽⁷⁾.

뿐만 아니라, 설계인자연구를 통하여 가장 큰 영향인자를 발굴하고, 이를 통하여 다음 기종에서 예방설계를 한 사례를 제시하였다.

2. 본 론

2.1 모델링

유성기어세트를 단순화 모델링하기 위해서는 몇 가지 가정과 조건이 필요하다. 이 연구에서 도입한 모델링 가정은 다음과 같다.

비선형성을 유발하는 백래시에 의한 치 분리는 없으며, 치 강성은 시간에 대해 일정하다. 즉, 기어의 치 강성과 전달오차는 다이나믹 조건에서도 변함이 없다는 것이다. 이 연구에서 적용한 유성기어세트 모델링 구성 요소는 기어와 캐리어 본체 등 강체 요소의 질량과 질량 관성 모멘트, 기어 치합 요소(거리 등)에 의한 기어 치합 힘과 모멘트, 기어 강체 변위, 기어 치합 힘에 의한 강성, 베어링 강성, 기타 부재 강성, 입력 가진 등으로 구성하였다.

기어 치합 요소는 Figs. 1, 2에 표기한 것과 같이

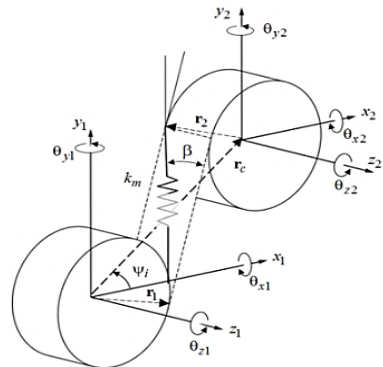


Fig. 1 Schematic between the sun and pinion gear

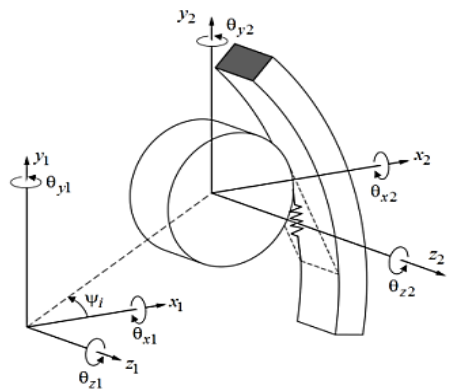


Fig. 2 Schematic between the ring and pinion gear

두 개의 기어쌍을 기본 실린더 연결로 구성하고 각각의 위치와 일정한 강성으로 기어 치합을 표현하였다. 이러한 선형 치합 강성과 선형 변위 가진을 개별 기어의 자유도(DOF)에 연결시키기 위해 두 개의 기본 실린더의 연결 지점은 각 기어의 중심에서 일정한 거리와 각도로 정의하였다.

특히 유성기어쌍에 대한 일반적인 수식은 피니언 기어들의 위치각에서 x 축 위에 있는 것으로 가정하였다. 여러 개의 피니언 기어들은 이들 축의 상대적인 위치를 변화시키는 것으로 하여 전체 강성 행렬로 표현하였다. 축간 거리 d 가 주어지면 두 기어의 중심을 연결하는 벡터는 두 개의 기본 실린더와 두 접촉면의 단위 법선을 연결하는 벡터를 제공한다. 기어의 강체 변위 벡터는 두 개의 기어쌍에 대하여 x, y, z 의 3차원과 회전방향 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 의 3차원으로 구성하였으며 이를 기어쌍 강체의 변위벡터로 Φ_m 표현하면 식 (1)과 같다. 기어 또는 케리어의 질량과 질량 관성 모멘트의 매트릭스는 식 (2)와 같이 표현하였다. 기어가 치합을 형성할 때 기어쌍에 걸리는 힘과 모멘트벡터는 단위 벡터를 포함하여 식 (3)과 같이 표현하였다.

$$\Phi_m = \{x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2}\}^T \quad (1)$$

$$M_g = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

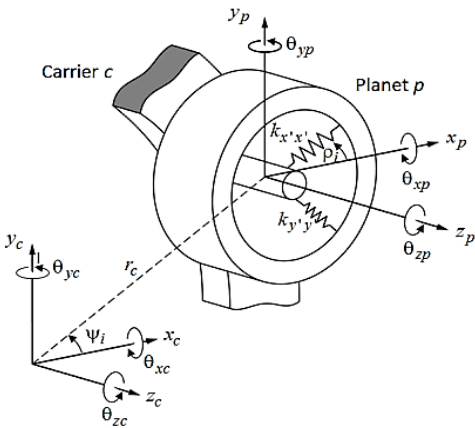


Fig. 3 Schematic between the carrier and pinion gear

$$P_m = \begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \vec{n}_1 \\ -r_1 \times \vec{n}_1 \\ \vec{n}_2 \\ -r_1 \times \vec{n}_2 \end{Bmatrix} F_m \quad (3)$$

$$= k_m \begin{Bmatrix} \vec{n}_1 \\ -r_1 \times \vec{n}_1 \\ \vec{n}_2 \\ -r_1 \times \vec{n}_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{n}_1 \\ -r_1 \times \vec{n}_1 \\ \vec{n}_2 \\ -r_1 \times \vec{n}_2 \end{Bmatrix}^T \Phi_m$$

$$K_b = \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{\theta_{p_x}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\theta_{p_y}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\theta_{p_z}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$G_{pc} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{pin} \sin(\rho_i) \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -r_{pin} \cos(\rho_i) \\ 0 & 0 & -1 - r_{pin} \sin(\rho_i) & r_{pin} \cos(\rho_i) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$K_{pc} = \begin{bmatrix} K_{p_b} & K_{p_b} G_{pc} \\ G_{pc}^T K_{p_b} & G_{pc}^T K_{p_b} G_{pc} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{Bmatrix} P_p \\ P_c \end{Bmatrix} = K_{pc} \begin{Bmatrix} \Phi_p \\ \Phi_c \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{gs} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{gr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{p2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{p3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{gc} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$K = \text{Diag}[K1 \dots Kj \dots KJ] + K_Connection + K_Support \quad (9)$$

$$F(t) = [F1(t) \dots Kj(t) \dots KJ(t)]^T \quad (10)$$

$$M\ddot{\Phi}(t) + K\Phi(t) = 0, \quad [K - \omega^2 M] U = 0 \quad (11)$$

피니언기어 베어링의 강성벡터는 식 (4)와 같이 구성하고, Fig. 3에 나타난 것과 같이 피니언기어와 케리어 사이의 위치를 이용하여 매트릭스를 구성하면 식 (5)와 같다. 여기서 r_{pin} 은 케리어 중심에서 피니언

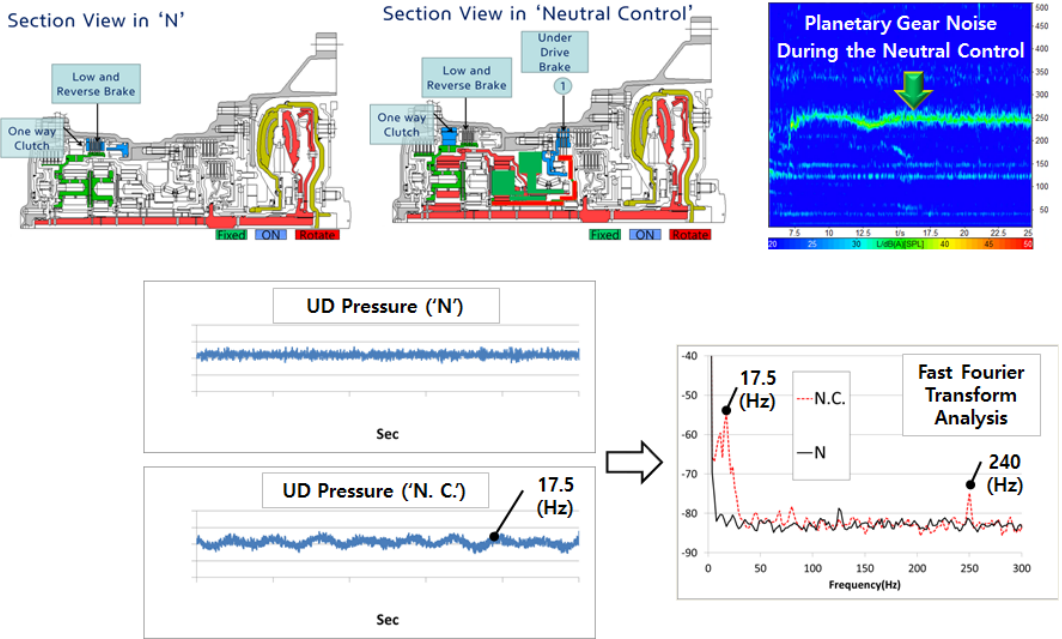


Fig. 4 UD pressure differences between 'neutral control' and 'N' conditions of the 6th speed automatic transmission noise condition in the vehicle

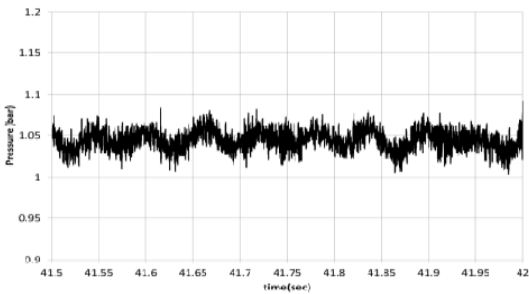


Fig. 5 UD pressure fluctuation during the neutral control

기어 중심까지의 반경이며, ρ_i 는 전체 좌표계와 베어링 좌표계 사이의 각도를 나타낸 것이다.

피니언기어와 캐리어의 자유도 사이의 관계를 이용하여 식 (6)과 같이 강성 벡터를 나타내었다.

여기서 K_{pb} 는 피니언에 걸리는 힘, $K_{pb}G_{pc}$ 는 피니언 움직임에 기인된 캐리어에 걸리는 힘, $G_{pc}^TK_{pb}$ 는 캐리어 움직임에 기인되어 피니언기어에 걸리는 힘, $G_{pc}^TK_{pb}G_{pc}$ 는 캐리어 움직임에 의해 캐리어에 걸리는 힘에 대한 것들을 나타낸 것이다.

식 (6)과 같이 피니언기어와 캐리어의 강성벡터를 구하고 피니언기어와 캐리어의 위치 벡터를 이용하여 베어링 변형에 의한 피니언기어와 캐리어의 전체

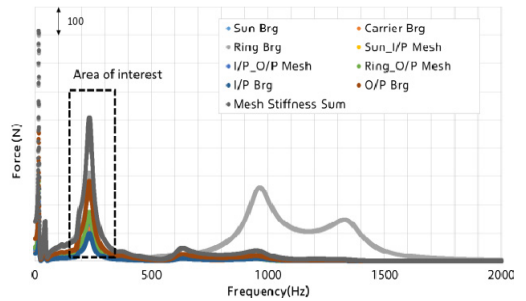


Fig. 6 Analysis results of the planetary modeling under the neutral control

하중 벡터를 식 (7)과 같이 표현하였다. 전체 시스템 조합은 선기어, 피니언기어, 링기어, 캐리어 등을 구분하여 나타내었다. 전체 질량 매트릭스는 식 (8)과 같다. 전체 강성 매트릭스는 식 (9)와 같이 표현하고 가진벡터는 식 (10)과 같이 구성하였다. 이렇게 하여 전체 유성기어 트레인의 운동방정식 (11)을 구성하고 해석하였다.

2.2 중립제어 현상 단순화 모델링

Fig. 4는 현대자동차 6속 자동변속기에 적용된 중립제어에 대한 현상을 설명한 것으로 언더드라이브

브레이크를 유압 제어하여 중립제어를 구현한다. 이 때 품질이 좋지 않은 기어가 탑재되어 있는 경우에는 유성기어 소음이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5는 중립제어 중의 언더드라이브 압의 변동을 보인 것이다. 약 10% 정도의 제어 압력 변동과 17.5 Hz의 가진주파수를 확인할 수 있다. 식 (12)와 같이 언더드라이브의 압력을 마찰계 면적과 반경, 마찰계수 등을 이용하면, 실제로 제어하는 언더드라이브 브레이크의 토크 성분으로 변환할 수 있다.

$$T = \mu \times P(t) \times A \times R \tag{12}$$

μ : Friction coefficient, $P(t)$: Pressure profile
 A : Area, R : Effective radius

2.3 모델링 해석

Fig. 6은 2.1절에서 언급된 유성기어세트의 모델링, 중립제어 현상과 경계조건 등을 이용하여 해석한 결과로 유성기어세트를 구성하는 각 요소에 걸리는 힘을 도식화한 것이다. Fig. 7은 Fig. 6의 유성기어 소음이 발생하는 관심 대역을 확대한 것으로 Fig. 7에서 유성기어 치합성분이 ‘N’단 조건과 중립제어 조건에서 큰 차이가 있는 것을 확인할 수 있다. 특히 약 17 Hz 대역의 가진에 의한 주파수 이외에 240 Hz 대역에 시스템 공진주파수가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 240 Hz 대역은 유성기어가 중립제어 조건에서 회전하기 시작하면 나타나는 유성기어 가진주파수 영역이기도 하다.

이것은 6속 자동변속기가 약 240 Hz 대역에 유성기어시스템 공진을 가지고 있으며, 중립제어 조건에서 언더드라이브 브레이크 제어에 의한 가진력 토크 변동이 들어오면, 그 크기가 증폭이 된다는 것을 보여준 것이다.

Fig. 7에서 보면 ‘N’단 조건에서의 크기는 ‘N. C.’ (중립제어) 조건 대비 3% 정도의 작은 값이다. 이러한 모델링 해석을 통하여 중립제어시 유성기어 소음은 품질 이외 유성기어시스템 공진이라는 또 다른 원인이 있다는 것을 파악하였다.

중립제어 조건의 해석결과를 기초로 하여 회전하는 요소와 마찰재, 베어링 강성 등의 설계인자 연구를 수행하였다. 목표는 중립제어 조건하에서 크기를 80% 이상 개선할 수 있는 아이템을 발굴하는 것으로 하였다.

Fig. 8은 설계인자 연구를 위한 요소들을 보인 것

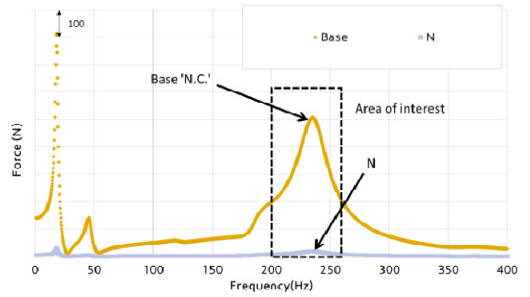


Fig. 7 Analysis results between the ‘neutral(N)’ and the base ‘neutral control(N. C.)’ conditions

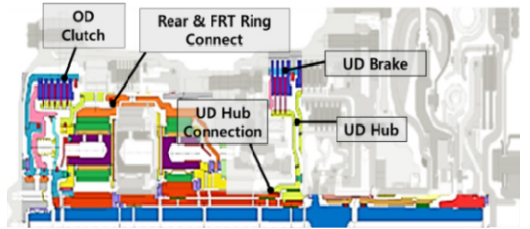


Fig. 8 Parameter study items

Table 1 Items and variations for parameter study

Case	OD inertia	UD input TQ (pressure)	UD inertia
Base ‘N. C.’	9.65E-03	2.73E+00	1.76E-03
× 0.5	4.83E-03	1.37E+00	8.80E-04
× 2	1.93E-02	5.47E+00	3.52E-03
× 5	4.83E-02	1.37E+01	8.80E-03
× 10	9.65E-02	2.73E+01	1.76E-02
N	9.65E-03	1.00E-02	1.76E-03

Items	Base	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Ring stiffness	1.00E+08	1.00E+07	1.00E+04	1.00E+09	1.00E+10	1.00E+05

Units : inertia(kgm²), TQ(Nm), stiffness(Nm/rad)

로, 오버드라이브(OD) 클러치의 질량 관성 모멘트, 리어유성기어와 프론트유성기어의 연결부 강성, 언더드라이브 허브의 질량 관성 모멘트, 언더드라이브 브레이크 등으로 들어오는 입력 토크 변동 등 4가지 항목을 선정하였다. 선정된 각각의 구성요소는 양산이 가능한 조건 등을 고려하면서 영향성이 있는지를 점검하였다. Table 1은 4가지 요소들의 초기값과 변경된 값을 나타낸 것이다. 각각의 항목은 초기값의 0.5배, 2배, 5배, 10배 정도의 변경을 통하여 영향성을 점검하였다. 특히 리어와 프론트 링기어의 연결부 강성은 동력을 전달하는 변속기 구성 특성을 고려하였다.

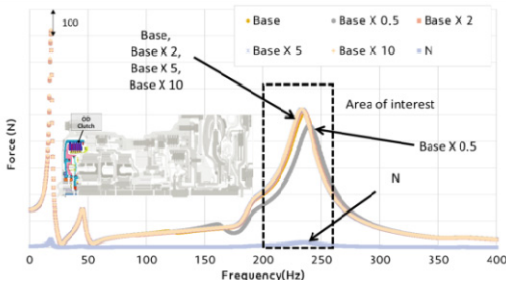


Fig. 9 Analysis results for the OD clutch inertia variations

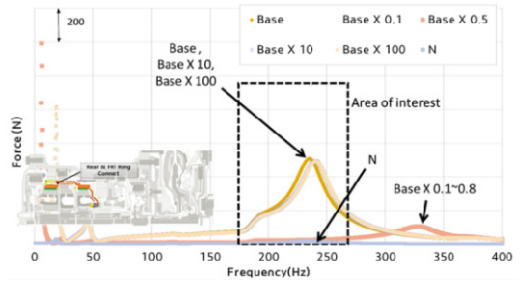


Fig. 12 Analysis results for the connection stiffness variations between the rear ring and front ring gear

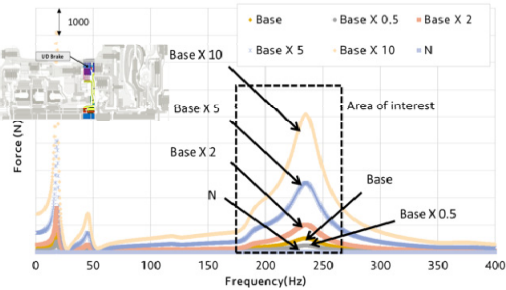


Fig. 10 Analysis results for the UD pressure fluctuation variations

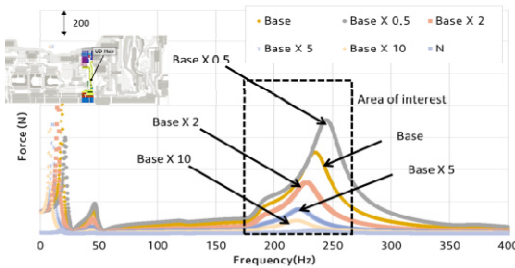


Fig. 11 Analysis results for the UD inertia variations

2.4 파라메터스터디

(1) 오버드라이브(OD) 클러치 질량 관성 모멘트 영향성

Fig. 9는 모든 요소를 고정하고 단지 오버드라이브 클러치의 질량 관성 모멘트만을 변경한 것으로 오버드라이브 클러치 질량 관성 모멘트 값이 변경되어도 영향성이 거의 없는 것을 확인할 수 있다. 관심대역인 240 Hz 대역의 크기를 비교해보면 0.5배 조건에서 약 9% 미만의 차이만 나타내고 있고 그 이외에는 3% 이내이다.

(2) 언더드라이브(UD) 입력 토크 변동 영향성

Fig. 10은 모든 요소를 고정하고 중립제어를 작동

하게 하는 언더드라이브의 입력 토크 변동의 영향성을 분석한 것이다. 언더드라이브 제어에 의해 입력되는 토크 변동에 따라 비례하며 영향성이 가장 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 따라서 이러한 토크 변동을 효과적으로 제어하는 것이 중립제어시 유성기어 소음을 없애는 방법 중의 하나인 것으로 판단된다. 그러나 토크 변동은 유압을 제어하는 밸브바디내 솔레노이드의 성능, 마찰재의 마찰계수 특성, 오일온도에 따른 마찰재 특성 등이 영향을 미친다. 특히 밸브바디나, 마찰재는 생산공장의 품질에 따른 산포가 존재하여 정밀 제어에는 한계가 있는 것이 현실이다.

(3) 언더드라이브(UD) 질량 관성 모멘트 영향성

Fig. 11은 모든 요소를 고정하고 언더드라이브의 질량 관성 모멘트 변동의 영향성을 분석한 것으로 언더드라이브 질량 관성 모멘트에 의한 영향성이 다른 영향성에 비하여 상당히 큰 것을 확인할 수 있다. 언더드라이브 질량 관성 모멘트가 작아지면 주파수도 상승하고 크기도 상승하는 것을 확인할 수 있다. 언더드라이브 질량 관성 모멘트를 10배 정도 증가하면 크기가 약 85% 정도까지 개선되는 것을 확인할 수 있다. 반대로 50% 줄이면 크기가 140% 정도 증가하는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 자동변속기 설계자들이 변속기 효율을 향상시키기 위하여 변속기 내부 부품의 중량과 질량 관성 모멘트를 축소하는 방향으로 설계를 진행하고 있다. 그러나, 중립제어와 같은 로직을 반영한다고 하면 제어하는 요소의 질량 관성 모멘트는 일정 수준 이하로 축소하면 안 된다는 것을 확인한 사례가 되겠다.

(4) 링기어 연결부 강성 영향성

Fig. 12는 프론트와 리어 링기어의 연결부 강성을

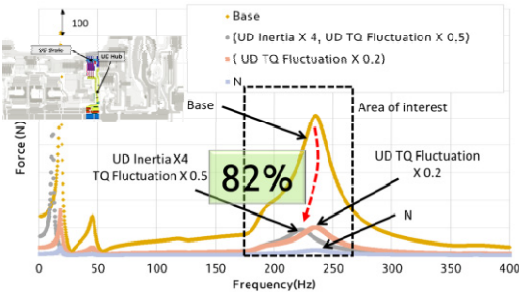


Fig. 13 Analysis results for changing the UD inertias and UD input torque fluctuations

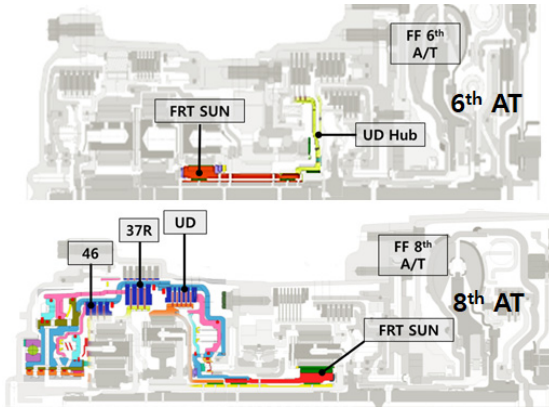


Fig. 14 A comparison between 6th A/T and 8th A/T for the UD control components

변경하여 유성기어 소음의 영향성을 살펴본 것이다. 이 연결부분의 강성을 축소하면 관심대역 주파수의 위치와 크기가 변동되는 것을 확인할 수 있으나, 6속을 구현하여 동력전달을 한다는 근본적인 기능을 수행하기 위해서는 연결부 강성 축소는 불가능한 것이다. 이 부분의 강성을 10배, 100배 증가시켜도 그 변화폭은 3% 미만으로 효과가 없다.

(5) 영향인자의 조합 및 고찰

Fig. 13은 앞서 언급된 영향인자 중 가장 영향성이 있는 언더드라이브 질량 관성 모멘트와 언더드라이브의 입력 토크변동의 조합을 통하여 개선량을 살펴본 것이다. 토크변동이 작으면 유성기어시스템이 마치 ‘N’단처럼 거동하므로 가장 유리하나, 변속기마다 상이한 유압 제어 품질 성능과 중립제어라는 조건에서는 토크 변동의 축소는 현실적으로 불가능하다. 따라서 현재의 변속기 내부 공간에서 언더드라이브의 질

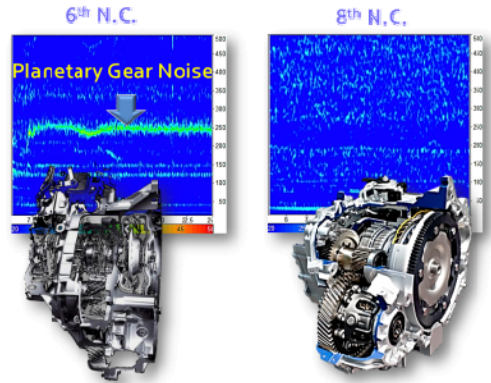


Fig. 15 Noise results comparisons between the 6th A/T and 8th A/T for neutral control test

량 관성 모멘트를 증대하고, 현실적인 토크 변동을 관리한다는 가정하에 분석을 해보면, 언더드라이브의 질량 관성 모멘트를 4배 정도 증대하고 토크변동을 50%로 축소하면, 약 82% 정도의 개선효과가 있는 것을 확인할 수 있다. 이것은 단순한 토크변동을 80% 개선하는 것보다 우세한 수준이다.

지금까지의 결과를 근거로 하여, 중립제어 조건에서의 새로 개발된 전륜 8속의 제어요소 질량 관성 모멘트를 6속과 비교해보면 변속기의 종류에 따라 최소 13배에서 21배 정도 큰 것을 확인할 수 있다.

이렇게 전륜 8속의 제어요소 질량 관성 모멘트가 큰 것은 Fig. 14와 같이 언더드라이브 클러치에 37R 제어 클러치, 46제어클러치 등이 연결되는 구조로 구성되어 질량 관성 모멘트가 증대되어 있기 때문이다. Fig. 15는 실제 차량에서 전륜 6속과 8속의 중립제어 조건에서 유성기어 소음을 비교한 것이다. 전륜 8속은 유성기어 소음이 인지되지 않고 문제도 되지 않는다⁽⁷⁾. 즉, 신규 자동변속기를 개발할 때, 중립제어를 적용하려는 컨셉이 있다면, 해당 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 일정한 값 이상이 되도록 레이아웃을 구성하여 설계하는 것이 향후 발생할 수 있는 문제점을 예방하는 설계기법이라 하겠다.

3. 결 론

이 연구의 결론은 다음과 같다.

첫째, 자동변속기의 유성기어시스템을 단순화 모델링하고 분석하여 입력 토크변동이 들어오는 중립제어

조건에서 약 240 Hz 대역의 유성기어시스템 공진이 존재함을 확인하였다. 이로 인하여 중립제어시 회전하는 유성기어 치합 주파수 대역이 불리한 것을 확인하였다.

둘째, 중립제어시 문제가 되는 240 Hz 대역의 크기를 줄이기 위해 다양한 인자별 설계인자 연구를 수행하였으며, 언더드라이브 브레이크를 제어하는 제어토크 변동량 진폭의 영향성이 가장 크고 비례적이었으며, 언더드라이브의 질량 관성 모멘트가 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 그 외 요소들의 영향성은 3% 이내로 미미하였다.

셋째, 중립제어시 유성기어 소음을 개선하기 위해서는 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 일정 수준 이상으로 증대해야 된다. 일반적으로 질량 관성 모멘트 증대는 내부 공간을 필요로 하기 때문에 초기에 결정되지 않으면 증대하는데 한계가 있다. 따라서 중립제어 로직을 반영하고자 한다면 컨셉 설계 단계에서 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 특정한 수준 이상이 되도록 구성해야 한다. 전륜 8속 자동변속기의 경우에는 제어 요소의 질량 관성 모멘트 값이 6속 대비 기종에 따라 13배~21배 크다. 따라서 유압 변동에 의한 토크 변동과 기어 제작 품질 산포가 존재하더라도 중립제어 조건에서 소음 문제가 없는 것이다.

References

- (1) Inapolat, M. and Kahraman, A., 2008, Dynamic Modeling of Planetary Gears of Automatic Transmissions, Proc., IMechE., Vol. 222, No. 3, pp. 229~242.
- (2) Kahraman, A., 1994, Planetary Gear Train Dynamics, ASME J. Mech. Des., Vol. 116, No. 3, pp. 713~720.
- (3) Lee, H. K., Kim, M. S., Hur, J. W., Bae, D. H. and Kang, K. T., 2009, A Research For the Planetary Gear Considering Noise Development in FF 6th Stage Automatic Transmission, Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, Washington DC, USA, pp. 1~6.
- (4) Lee, H. K., Kim, M. S., Suh, H. S., Kim, J. H., Kahraman, A., Harianto, J. and Kwon, H. S., 2013, Research for the Development of a pRMC Program for the

Planetary Gear Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 7, pp. 669~674.

(5) Lee, H. K., Kim, M. S., Lee, S. H., Suh, H. S., Baek, S. B. and Kahraman, A., 2013, Development of a pRMC Program for Developing the Planetary Gear Noise in the Concept Design Stage, Proceedings of the KSAE Division Conference, pp. 150~155.

(6) Lee, H. K., Do, J. G., Hong, S. M., Yoo, D. K., Won, K. M., Chae, G. M. and Lee, T. H., 2014, A Research for a Development of the Test Equipment for Transmission Error of the Planetary Gear Carrier Pack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 549~554.

(7) Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Yoo, D. K. and Lee, H. B., 2018, A Dynamic Analysis Modeling for the Planetary Gear Sets under the Neutral Control, Proceedings of the KSAE Division Conference, pp. 22~23.



Hyun Ku Lee is a NVH Global R&D Master engineer in the Hyundai - Kia Motors Research and Development Division. He received his B.S. and M.S. degrees of Mechanical Engineering from the Konkuk University in 1995 and in 1997 respectively. He won a Jang Young-sil Award in 2010 and he is registered in the Marquis Who's Who in the World 2016, 33rd edition and in the 2000 Outstanding Intellectuals of 21st Century 10th edition 2016 of the International Biographical Centre. He also won the 1st Yang Bo Suk Technical Award in 2016 from the KSNVE. He developed several 6th, 8th speed ATs, a CVT, and Transmission error measurement equipment for external gear and planetary gear sets and a pRMC, a PTA program for gear NVH, CPA-RMC program for torque convertor and also authored several papers related on the automatic transmission noise. His current research on automatic transmission's noise focused on the planetary gear, oil-pump, EOL, Transmission Error, torque converter, total backlash and so on.