

자동변속기 유성기어 소음을 고려한 시스템 분석용 프로그램 개발 및 적용에 관한 연구

Development of a Design and Analysis Program for Automatic Transmission Applications to Consider the Planetary Gear Noise and Its Adaptation

이 현 구*·이 상 화*·김 무 석*·홍 사 만*·김 시 웅*·
유 동 규*·권 현 식*·아멧칼만**

Hyun Ku Lee, Sang Hwa Lee, Moo Suk Kim, Sa Man Hong, Si Woong Kim,
Dong Kyu Yoo, Hyun Sik Kwon and Ahmet Kahraman

(Received May 8, 2015 ; Revised June 22, 2015 ; Accepted June 22, 2015)

Key Words : Planetary Gear Noise(유성기어 소음), Layout(레이아웃), Planetary Transmission Analysis(유성기어 구조분석)

ABSTRACT

A generalized special program called planetary transmission analysis(here in after PTA) is developed to improve planetary gear noise in automatic transmission. PTA is capable of analyzing any typical one-degree-of-freedom automatic transmission gear train containing any number of simple, compound or complex-compound planetary gear sets. The kinematics module in PTA can compute the rotational speeds of gears and carriers and calculate the order frequencies to predict the planetary noise components. The power flow analysis module performs a complete static force analysis providing forces, moments, or torques of gears, bearings, clutches and connections. Based on the given type and number of planetary gear sets, the search algorithm determines all possible kinematic configurations and gear tooth combinations in a required set of gear ratios, while eliminating whole kinematic redundancies and unfavorable clutching sequences. By using PTA program, planetary internal speeds of new developed automatic transmission are early obtained; therefore, possibility of the noise problem could be predicted in early design stage. As implementing PTA in planetary gear NVH development procedure, planetary gear noise was successfully reduced by 10 dBA.

기 호 설 명

c : 캐리어
 N : 유성기어개수
 ω : 절대 각속도

p : 피니언기어
 r : 링기어
 s : 쥘기어
 T : 토크
 Z : 잇수

† 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 2015 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Heung Soo Kim
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

1. 서 론

다단 자동변속기 설계는 차량의 동력성능을 만족할 수 있는 유성기어비와 어떤 레이아웃(layout)을 선택하는가에서 부터 시작한다. 국내에서 출시된 6속과 8속 자동변속기는 자동변속기 구조 찾기와 분석이 경험과 지식을 가진 극소수의 엔지니어에 의해 이루어졌고 수많은 시행착오에 의하여 유성기어 소음이 개발되었다^(1,2).

자동변속기의 유성기어 소음을 강건하게 개발하기 위해 pPMC라는 프로그램을 개발하여 소음에 최적의 유성기어 제원을 선정하고 개발하는 제원 설계 기법이 개발되었다^(3,4). 또한 레이아웃 검토와 기어 치합 주파수 분석을 통하여 차량에서 특정 유성기어 세트가 소음 문제가 될 수 있다는 것을 미리 예측할 수 있다는 연구가 제시되었다⁽⁵⁾. 그러나 실제로 레이아웃에 의한 동력전달분석을 통한 소음 예측 및 최적의 레이아웃 선정 등을 사전에 검토하고 설계하는 경우는 거의 보기 드문 경우이다. 이러한 이유는 레이아웃의 전문가들조차도 동력전달에 의한 소음 예측을 하는 경험이 없기 때문이다. 과거에는 이미 알려진 레이아웃에 대해서 레버분석법(lever analysis)을 이용하여 단순 유성기어간의 상대 속도를 분석하거나, 알-알차트(R-R chart)법이란 것을 사용하여 동력 전달 분석을 수행하였다⁽⁶⁻⁹⁾.

6속 이상의 자동변속기가 요구되는 현시점에서 차량에서 요구되는 성능을 만족하기 위한 기어비와 이를 구현할 수 있는 자동변속기 유성기어 레이아웃을 선택함에 있어서 소음에 최적화된 제원과 각각의 회전요소들의 회전속도 등을 사전에 완벽하게 분석할 수 있다면, 소음 발생이 예상되는 문제를 회피하거나, 소음에 강건하게 설계할 수 있을 것이고 이를 통하여 개발시간과 노력은 절감하면서도 완성도는 높일 수 있을 것이다.

이 연구는 자동변속기 구성이 가능한 모든 레이아웃과 각 부분에 걸리는 속도, 발생주파수, 토크 및 방향 등을 계산하고 분석할 수 있는 P.T.A.(planetary transmission analysis) 프로그램을 개발한 것으로 다음과 같은 목적을 달성하였다.

(1) 주어진 자동변속기의 기어트레인들의 속도 계산을 통한 기어 치합주파수 분석이 가능하여 고속으

로 회전하거나, 주파수가 차량 공진과 만날 수 있는 특정 요소들을 사전에 예측할 수 있다.

(2) 동력흐름에 따른 모든 기어, 베어링, 클러치 등의 정적 힘 분석이 가능하여 각 요소별 최적 설계가 가능하다.

(3) 요청되는 기어비와 클러치, 브레이크 조합의 결과로 컨셉설계를 결정하는 구조 분석 조사가 가능하여 소음진동에 최적의 레이아웃 설계가 가능하다.

(4) 기구학적 이론을 배경으로 구성된 GUI(graphic user interface) 방식을 도입하여 입력과 결과 처리가 시각적으로 전개되어 사용이 편리하다.

2. 본 론

2.1 PTA 프로그램

PTA 프로그램은 총 4개의 모듈로 개발되어 구성 되어 있으며, 4개 이상의 유성기어 세트를 포함하는 1자유도 자동변속기 유성기어트레인 해석 프로그램이다.

PTA 프로그램은 자동변속기를 구성하는 입력과 출력 요소 간의 상관관계뿐 아니라, 각 단에서의 기어 세트 타입을 사용자가 정의할 수 있다. 특히 사용자가 정의한 기어 제원에 따라 각 기어 및 캐리어의 절대속도, 베어링 속도 등을 알 수 있고 캐리어에 대한 유성기어의 상대속도, 입력 및 출력에 대한 기어 맞물림 차수(gear mesh order) 등을 계산할 수 있다. 뿐만 아니라, 몇 가지 간단한 경계조건만 주어지면 그것을 가능하게 하는 모든 레이아웃을 도출해 준다.

2.2 유성기어트레인

어떤 자동변속기의 기어 트레인 컨셉을 결정하기 위해서는 동적 분석을 통하여 베어링 상대속도, 기어 피치 라인 속도, 기어 맞물림 주파수 그리고 기어 맞물림 하모닉 차수 등을 계산하여야 한다. 이를 계산하기 위해서는 유성기어세트의 배열과 관련된 상관관계가 우선적으로 분석되고 정립되어야 한다.

자동변속기에 적용되는 유성기어 배열은 일반적으로 싱글과 더블플레너터리 기어세트 두 가지가 사용된다. Fig. 1은 싱글플레너터리 기어세트와 더블플레너터리 기어세트를 보인 것이다. Fig. 2는 각각의 유성기어 연결구조를 보인 것이고, 기구학적 분석을

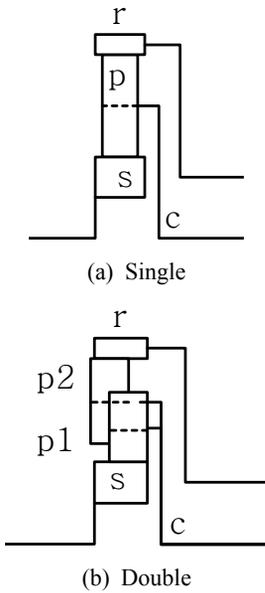


Fig. 1 Planetary gear sets

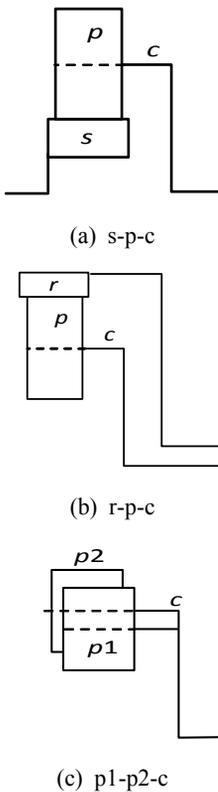


Fig. 2 Fundamental kinematic units in gear mesh (a) an external mesh, (b) an internal mesh, and (c) a planet-to-planet mesh

통하여 Fig. 1(a)의 싱글플레너터리 유성기어 세트는 식 (1)과 (2)로 구성되고 Fig. 1(b)의 더블플레너터리 유성기어 세트에서는 식 (3), (4), (5)로 구성된다.

$$\omega_r Z_r - \omega_p Z_p - \omega_c (Z_r - Z_p) = 0 \tag{1}$$

$$\omega_s Z_s + \omega_p Z_p - \omega_c (Z_s + Z_p) = 0 \tag{2}$$

$$\omega_s Z_s + \omega_{p1} Z_{p1} - \omega_c (Z_s + Z_{p1}) = 0 \tag{3}$$

$$\omega_r Z_r - \omega_{p2} Z_{p2} - \omega_c (Z_r - Z_{p2}) = 0 \tag{4}$$

$$\omega_{p1} Z_{p1} + \omega_{p2} Z_{p2} - \omega_c (Z_{p1} + Z_{p2}) = 0 \tag{5}$$

Fig. 3은 앞서 언급된 관계식들을 간단히 설명하기 위한 예를 보인 것으로 싱글플레너터리 유성기어 세트 2개가 병렬로 연결된 구조이다. 두 개의 외접기어 물림과 두 개의 내접기어 물림을 가져 식 (6a)~(6d)까지 4개의 운동방정식과 8개의 미지수로 표현할 수 있다. 그리고 각각의 구조에서 발생하는 미지의 절대속도 값들을 풀기 위한 경계조건을 표현한 것이 식 (6e)~(6h)이다. 두 요소 사이의 강제 연결은 두 요소가 같은 각속도로 회전하게 된다는 것과, 고정 요소의 회전속도는 '0'을 부여한다. 그리고 마지막으로 입력 요소의 값은 무조건 정의되어 알고 있다고 가정하였다.

$$\omega_{s1} Z_{s1} + \omega_{p1} Z_{p1} + \omega_{c1} (Z_{s1} + Z_{p1}) = 0 \tag{6a}$$

$$\omega_{r1} Z_{r1} - \omega_{p1} Z_{p1} - \omega_{c1} (Z_{r1} - Z_{p1}) = 0 \tag{6b}$$

$$\omega_{s2} Z_{s2} + \omega_{p2} Z_{p2} + \omega_{c2} (Z_{s2} + Z_{p2}) = 0 \tag{6c}$$

$$\omega_{r2} Z_{r2} - \omega_{p2} Z_{p2} - \omega_{c2} (Z_{r2} - Z_{p2}) = 0 \tag{6d}$$

$$\omega_{s1} - \omega_{s2} = 0 \tag{6e}$$

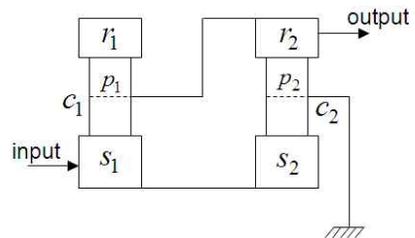


Fig. 3 An example two-stage planetary gear sets

$$\omega_{c1} - \omega_{r2} = 0 \tag{6f}$$

$$\omega_{c2} = 0 \tag{6g}$$

$$\omega_{s1} = \omega_{in} \tag{6h}$$

2.3 유성기어트레인 역학적 분석 모듈

피니언 기어가 장착된 베어링의 절대 속도는 캐리어와 피니언 기어의 상대속도에서 결정될 수 있으며, 기어 피치라인의 선속도 역시 각각의 기어들과 캐리어의 상대 속도 차이와 반경을 곱하여 계산될 수 있다. 뿐만 아니라, 기어 치합 속도는 각 기어들의 절대 속도와 캐리어 절대 속도와의 차이를 통해서 치합속도를 구할 수 있으며, 치합 속도와 입력 속도와의 비를 통하여 기어 소음 치합 차수를 구할 수 있다. Fig. 4는 2.2절의 수식들을 이용하며 개발한 유성기어트레인 역학적 분석 모듈을 보인 것으로 이미 알고 있는 레이아웃의 구조를 단순하게 표기하고 기어비와 잇수만 입력하면 모든 단에서의 유성기어 성분의 차수, 하모닉, 사이드 밴드 성분 등을 제시해 준다.

2.4 유성기어트레인 동력전달 분석 모듈

자동변속기 내부의 유성기어, 베어링, 클러치 등과 같은 요소들을 배열하기 전에 각 요소에 작용하는 힘, 모멘트 등을 기어 박스에 전달되는 입력 토크의 함수로 정의하였다. 이를 위하여, 2.2절에서 언급된 동력전달 분석이 우선적으로 수행되어야 한다.

자동변속기의 토크와 힘을 계산하기 위해서는 우

선적으로 외부와 연결된 토크 값을 계산하고, 이 값으로 유성기어 세트 각각에 걸리는 힘을 풀어야 한다. 이 접근법에서 다른 기어세트와 몇 개의 연결 관계를 가지는 j 번째 싱글 또는 더블플레너터리 유성기어 세트의 총 외부 모멘트는 평형을 이룬다는 것을 가정하여 계산한다. 각각의 유성기어 세트에 대한 모멘트 평형식은 식 (7)과 같다.

$$T_{sj} + T_{rj} + T_{cj} + \sum_{i=1}^{N_d} \sum_{k \neq j} \sum_m T_{ki/mj} = 0 \tag{7}$$

여기서 $k, m = s, p1, p2, r, c$ 이며 T_{sj}, T_{rj} 그리고 T_{cj} 는 각각 j 번째 기어 세트의 선기어, 링기어, 캐리어 등에 작용하는 외부토크이다. 또 N_d 는 시스템의 총 기어 세트의 수이며 $T_{ki/mj}$ 는 i 기어 세트의 k 요소에 의하여 j 기어 세트의 m 요소에 작용하는 토크를 나타낸다.

각 요소의 각속도는 제시된 역학 모델을 이용하여 얻을 수 있으며, 기계적인 손실이 없다고 가정할 때 i 기어 세트의 힘 균형 관계식은 식 (8)과 같다. 중간에 걸쳐있는 요소 중 선기어, 링기어, 캐리어가 입력, 출력 또는 반력 요소가 아니라면 여기에 작용하는 외부토크 값은 무조건 '0'이 된다. 또한 모든 강제 연결은 식 (9)를 만족한다.

$$T_{sj} \omega_{sj} + T_{rj} \omega_{rj} + T_{cj} \omega_{cj} + \sum_{i=1}^{N_d} \sum_{k \neq j} \sum_m T_{ki/mj} \omega_{mj} = 0 \tag{8}$$

$$T_{kj/mi} + T_{mi/kj} = 0 \tag{9}$$

마지막으로 입력토크 값은 $T_{in} = T$ 로 주어진다. Fig. 3과 같은 조건을 예를 들면 $s1$ 이 입력, $r2$ 가 출력, $c2$ 가 반력 요소인 시스템에서 두 개의 연결요소 $s1-s2, c1-r2$ 는 다음과 같은 식 (10a)부터 식 (10j)를 만족한다.

$$T_{s1} + T_{r1} + T_{c1} + T_{s2/s1} + T_{r2/c1} = 0 \tag{10a}$$

$$T_{s2} + T_{r2} + T_{c2} + T_{s1/s2} + T_{c1/r2} = 0 \tag{10b}$$

$$T_{s1} \omega_{s1} + T_{r1} \omega_{r1} + T_{c1} \omega_{c1} + T_{s2/s1} \omega_{s1} + T_{r2/c1} \omega_{c1} = 0 \tag{10c}$$

$$T_{s2} \omega_{s2} + T_{r2} \omega_{r2} + T_{c2} \omega_{c2} + T_{s1/s2} \omega_{s2} + T_{c1/r2} \omega_{r2} = 0 \tag{10d}$$

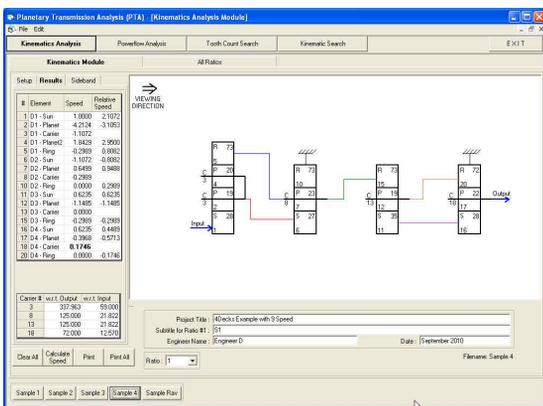


Fig. 4 Kinematic analysis module

$$T_{s2/s1} + T_{s1/s2} = 0 \tag{10e}$$

$$T_{r2/c1} + T_{c1/r2} = 0 \tag{10f}$$

$$T_{c1} = 0 \tag{10g}$$

$$T_{r2} = 0 \tag{10h}$$

$$T_{s2} = 0 \tag{10i}$$

$$T_{s1} = T_{in} \tag{10j}$$

토크분석은 입력, 출력, 반작용 요소 그리고 각 요소간의 연결관계를 포함한 단일 요소들의 토크로 구성되며, 힘에 대한 분석은 기어와 베어링에 작용하는 힘으로 구성된다. Fig. 5는 유성기어트레인 동력전달 분석 모듈을 보인 것으로 Fig.4와 같이 이미 알고 있는 레이아웃의 구조를 단순하게 표기하고 기어비와 잇수, 그리고 기어의 상세 재원을 입력하면 모든 단에서의 유성기어, 베어링 등에 걸리는 하중, 모멘트, 토크 및 힘의 방향 등을 계산할 수 있다.

2.5 유성기어 잇수 찾기 모듈

유성기어 잇수 찾기 모듈은 요구되는 성능을 만족시키기 위한 기어비에 알맞는 잇수를 선정할 때 사용한다. Fig. 6은 이 모듈의 순서도를 나타낸 것으로, 이 모듈은 레이아웃을 구성하고 각 단 기어비 범위를 입력하고 원하는 유성기어 잇수의 범위를 선정하여 입력하고 실행하면 결과물을 도출해준다. 이 결과는 모든 단의 기어비를 만족하는 최적화된 잇수를 자동으로 선정해 주는 것으로 필요 없는 잇수는

제외되도록 구성하였다.

2.6 유성기어 레이아웃 구조찾기와 분석 모듈

유성기어 레이아웃 구조찾기와 분석모듈은 설계자가 원하는 임의의 전진 N단, 후진 1단의 자동변속기를 구성하고자 할 때 사용하는 것으로 최대 4 세트의 유성기어 세트를 이용하여 구성 가능한 모든 레이아웃을 도출해 준다.

Fig. 7은 그 흐름도를 나타낸 것으로 기본적인 입력조건에 의하여 수많은 레이아웃을 만들고, 속도 조건에 맞는 것을 선정할 후, 순차적 변속이 가능한 조건을 찾고, 후진이 가능한 조건을 찾고, 입력에서 출력으로 직접 연결되는 조건을 찾은 다음 최적의 클러치 개수 등을 가지는 레이아웃을 선정하도록 구성하였다.

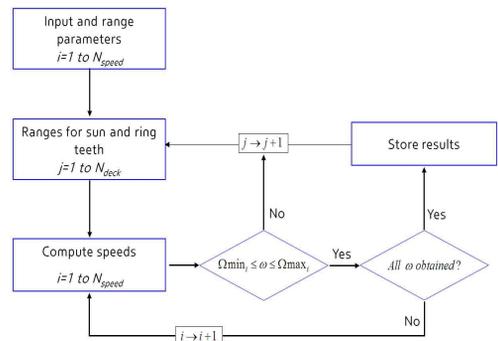


Fig. 6 Gear tooth count search module computational flow chart

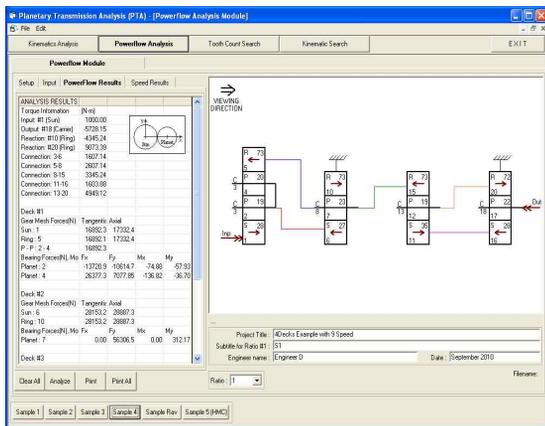


Fig. 5 Power flow analysis module

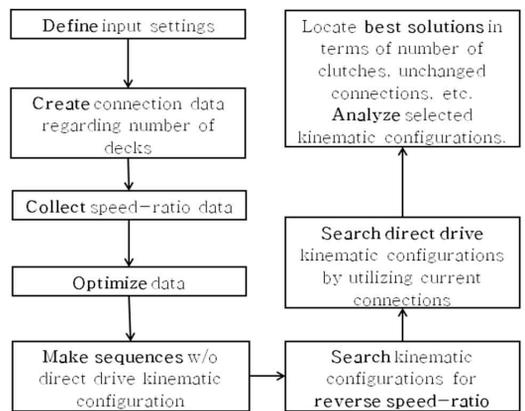


Fig. 7 Kinematic search module computational flow chart

Fig. 8은 유성기어 레이아웃 구조찾기와 분석모듈을 실행한 예를 보인 것이다. Fig. 8(a)와 같이 레이아웃을 구성하기 위한 유성기어 개수, 출력, 기어비 범위와 단수 등을 입력하고, 이를 바탕으로 가능한 모든 경우의 레이아웃 결과를 도출해 준다. 결과에 대하여 사용 범위에 대한 교집합 조건을 설정하여 설계자가 원하는 레이아웃을 선정할 수 있도록 하였다. Fig. 8(b)는 선정된 레이아웃의 각 단별 구속조건의 예를 보인 것이다.

2.7 PTA 프로그램을 이용한 경쟁사 변속기 레이아웃 검색 사례

Fig. 9는 마쯔다의 스카이액티브(SKYACTIVE) 6속 자동변속기의 사진과 개략도를 보인 것으로 싱글플레너터리유성기어 3세트, 클러치 2개, 브레이크 3개, OWC(one-way clutch) 1개로 구성되어 있다. 유성기어

레이아웃 구조찾기와 분석모듈을 이용하여 동일한 레이아웃이 도출되는 것을 검증하였다. Fig. 10은 그 결과를 보인 것으로 총 234개의 레이아웃이 존재하고, 클러치 개수를 제약조건으로 교집합을 구성하여 찾으니, 구성 가능한 레이아웃이 4가지가 나오는 것을 확인할 수 있었다. 그 중 하나가 정확하게 마쯔다의 스카이액티브 6속 자동변속기와 일치하는 것을 확인하였다.

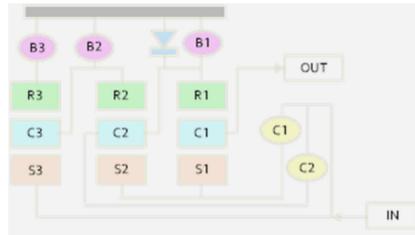
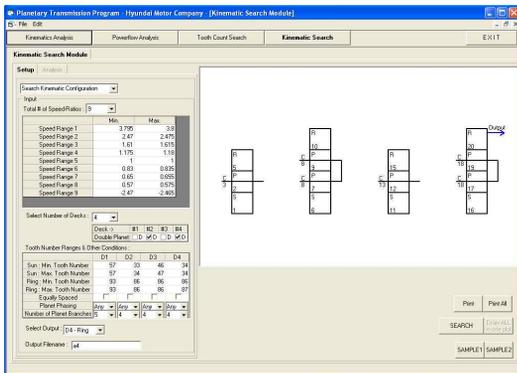
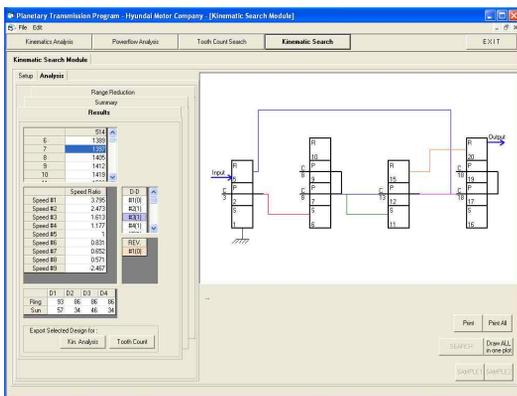


Fig. 9 A MAZDA SKYACTIV 6th speed automatic transmission



(a) Setup



(b) Results

Fig. 8 Planetary transmission configuration search and analysis module

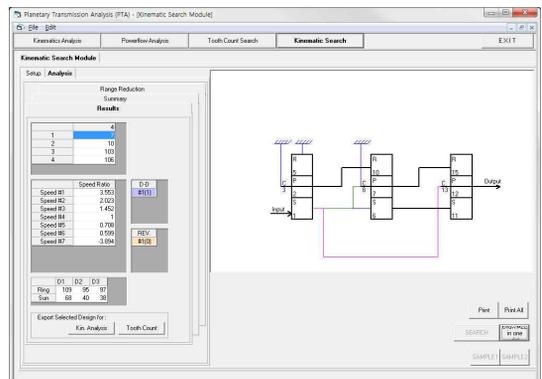


Fig. 10 Searching the MAZDA SKYACTIV 6th speed automatic transmission by using the PTA module

2.8 PTA 프로그램을 이용한 유성기어 소음 개선 사례

Fig. 11은 차량 운전석에서 측정한 유성기어 확인성 소음이다. 변속기 유성기어 성분과 정확하게 일치하지 않는 성분의 소음이 발생하였다. PTA 프로그램을 이용하여 분석하니, 해당 소음을 유발하는 성분이

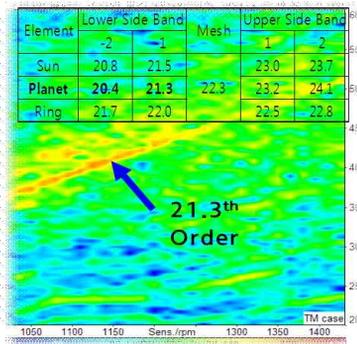
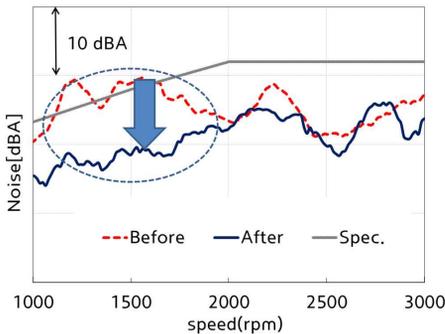
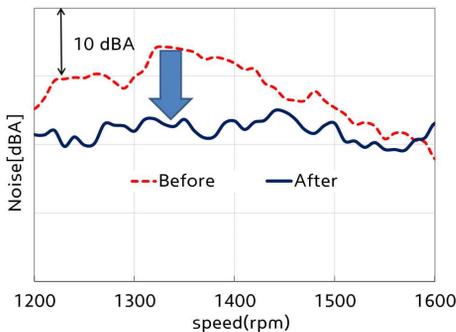


Fig. 11 A gear noise color map in the vehicle



(a) Planetary gear noise in the anechoic chamber test



(b) Planetary gear noise in the vehicle test

Fig. 12 Planetary gear noise improvement before and after by changing the pinion gear tooth shape

피니언 기어의 로어 사이드 밴드(lower side band)에 의한 것으로 확인되어 피니언 기어의 리드 치형을 수정하여 변속기 단품 대상 및 차량 장착 운행조건외 문제구간에서 유성기어 소음을 각각 10 dBA 이상 개선하였다. Fig. 12는 그 예를 보인 것이다.

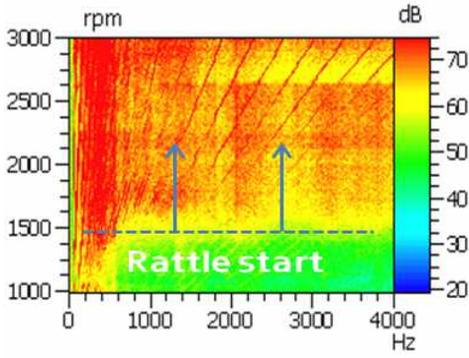
2.9 PTA 프로그램을 이용한 개발변속기 문제점 예측 및 개선 사례

PTA 프로그램을 이용하여 새로 개발되는 자동변속기에 대하여 내부 회전 요소 분석을 하였다. Table 1은 각단 기어들의 내부 회전속도를 분석한 것이다. Table 1에서 세 번째 유성기어 세트(PG3) 링 기어의 회전속도가 다른 요소에 비하여 상대적으로 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 과도한 속도에 의하여 해당 요소가 문제를 일으킬 수 있다는 것을 의미한다.

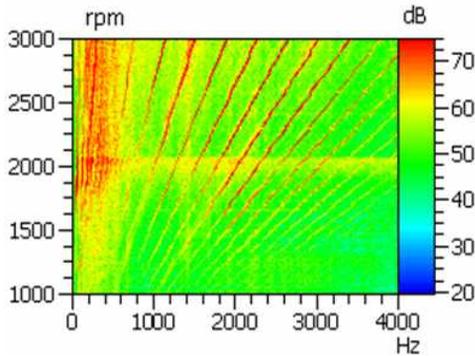
대상 평가를 통하여 Fig. 13(a)와 같이 특정 rpm 이상에서 급격하게 래틀성 소음이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. PG3 유성기어 세트의 오르빗(Orbit) 계측 검사를 통하여 PG3 링기어가 불안정하게 고속 회전하면서 마찰재를 이끌고, 이로 인하여 마찰재와 마찰재 사이의 스틸플레이트가 케이스를 가진하는 현상임을 확인하였다. 이를 개선하기 위하여 Fig. 14(a)를 Fig. 14(b)와 같이 링기어의 지지 구조를 변경

Table 1 An analysis result of the internal speed ratio of the new automatic transmission's elements by using the PTA program

| Elements | | Internal speed | | | |
|----------|---------|----------------|-------|-------|-------|
| | | 8th | 9th | 10th | 11st |
| PG1 | Sun | 0.00 | -1.21 | 0.00 | 1.00 |
| | Planet | 1.29 | 1.65 | 0.00 | -1.36 |
| | Carrier | 0.55 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Ring | 0.77 | 0.49 | 0.00 | -0.41 |
| PG2 | Sun | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 |
| | Planet | -0.61 | -2.56 | -2.56 | -2.56 |
| | Carrier | 0.55 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Planet2 | 1.64 | 2.42 | 2.42 | 2.42 |
| PG3 | Ring | 0.77 | 0.49 | 0.49 | 0.49 |
| | Sun | 0.77 | 0.49 | 0.00 | -0.41 |
| | Planet | 2.51 | 4.34 | 7.53 | 10.18 |
| | Carrier | 1.13 | 1.29 | 1.56 | 1.78 |
| PG4 | Ring | 1.37 | 1.81 | 2.58 | 3.22 |
| | Sun | 0.77 | 0.49 | 0.00 | -0.41 |
| | Planet | 1.59 | 2.29 | 3.53 | 4.55 |
| | Carrier | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 |
| | Ring | 1.13 | 1.29 | 1.56 | 1.78 |

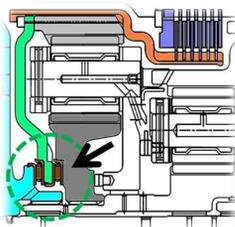


(a) Before

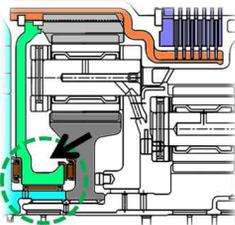


(b) After

Fig. 13 Rattle noise phenomenon in the new automatic transmission before and after improvement



(a) Before



(b) After

Fig. 14 A section view of the PG3 before and after

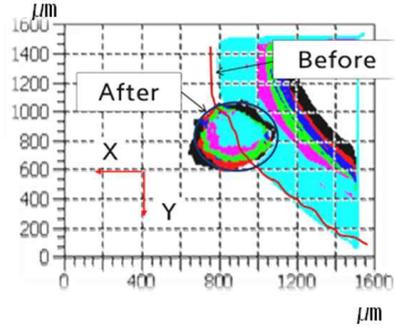


Fig. 15 An orbit test results between the before and after improvement

하여 고속에서 회전하는 링기어의 동심도를 개선하였다. Fig. 15는 오르빗 평가 결과의 개선 전과 개선 후를 보인 것으로 링 기어 거동 변위량이 직경 3000 μm 에서 300 μm 이하로 약 90% 이상 저감되었다. Fig. 13(b)는 대상셀에서의 최종 결과를 보인 것으로 Fig. 13(a)과 비교해 보면 래틀성 소음 현상이 없어졌으며, 전체 소음도 10 dBA 이상 개선되었다.

3. 결 론

이 연구는 자동변속기 컨셉 설계부터 유성기어시스템과 관련된 문제점을 예측하고 개발할 수 있는 PTA 프로그램을 개발하고 적용한 것으로 결론은 다음과 같다.

(1) PTA 프로그램은 초기 컨셉 설계 시, 소음부분을 고려하여 자동변속기 레이아웃을 도출하거나, 유성기어소음의 발생 원인 요소를 구별하고, 레이아웃상 고속으로 회전하거나, 주파수가 차량 공진과 만나는 요소 등을 사전에 예측하고, 경쟁사 변속기를 분석할 때, 유용하게 사용할 수 있는 프로그램이다.

(2) 동력흐름에 따른 모든 기어, 베어링, 그리고 클러치 등의 정적 힘 분석 등이 가능하여 제한된 여건 속에서 최적 사양 설계가 가능하고, 요청되는 기어비와 클러치, 브레이크 등의 조합의 결과를 통하여 최적의 레이아웃을 선정하여 설계할 수 있다. 특히 기 양산중인 경쟁 변속기를 대상으로 분석하여 PTA 프로그램의 정확성과 효용성을 확인하였다.

(3) 주어진 자동변속기 기어트레인의 속도 계산 및 기어 치합주파수 분석 등을 할 수 있으며, 이를 통하여 문제 요소인 피니언 기어를 정확하게 찾고

조사하여 유성기어 소음을 10 dBA 이상 개선하였다.

(4) 고속회전요소의 문제점을 사전에 예측할 수 있고, 이를 극복하기 위한 레이아웃상의 구조 강건 설계를 통하여 회전요소인 링 기어의 거동 변위량을 90% 이상 개선하여 래틀성 소음을 10 dBA 이상 개선하였다.

(5) 특히 이 프로그램은 교과서적인 이론을 배경으로 하여 입력과 결과 처리에 대한 시스템의 시각적 전개를 위한 GUI방식을 구성하여 사용하기 편리하다.

References

- (1) Lee, H. K., Kim, M. S., Hwang, S. Y., Kwon, O. J. and Kang, K. T., 2010, A Research for the Noise of the FF 6th Speed Automatic Transmission, KSAE10-A0259, pp. 1518~1523.
- (2) Lee, H. K., Kim, M. S., Hur, J. W. and Kang, K. T., 2011, A Research For the Planetary Gear Noise Development in FF 6th Speed Automatic Transmission, ASME, DETC 2011-PTG 47129.
- (3) Lee, H. K., Kim, M. S., Suh, H. S., Kim, J. H., Kahraman, H., 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.
- (4) 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 Spring Conference, pp. 150~155.
- (5) 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.
- (6) Benford, H. L. and Leising, M. B., 1981, The Lever Analogy : A New Tool in Transmission Analysis, SAE810102.
- (7) Maruyama, S., 1982, An Easy Way to Know the Gear Ratio of Automatic Transmission by Using the Relative Speed Diagram, SAE820459.
- (8) Park, J. S. and Oh, J. S., 2000, Analysis of Automatic Transmission Power Train by R-R CHART, KSAE Spring Conference, 2000-03-2060, pp. 387~394.
- (9) Kwon, H. S., Kahraman, A., Lee, H. K. and Suh, H. S., 2014, An Automated Design Search for Single and Double-planet Planetary Gear Sets, Journal of Mechanical Design, Vol. 136, No. 6, pp. 061004-1~13.



Hyun Ku Lee is a NVH senior research engineer in the Hyundai - Kia Motors Research and Development Division. He received his BS and MS degrees of Mechanical Engineering from The Konkuk University in 1995 and in 1997 respectively. He authored several papers on the automatic transmission noise. His current research on automatic transmission's noise problems focuses on the planetary gear, oil-pump, EOL and so on.