

요소결합을 통한 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어 (I): 동력흐름 자동생성 모듈 개발

이승종#, 서정민*

Powerflow Simulation Software of the Automotive Powertrain through the Combination of the Components (I): Development of the Automatic Powerflow Generation Module

Seung-Jong Yi# and Jungmin Seo*

ABSTRACT

In this paper, the element combination algorithm for designing an arbitrary type of the automatic transmissions is proposed. The powertrain simulation software using this algorithm is then developed. The deliveries of the angular velocities and torques are only considered for the motion characteristics of the automatic transmissions. The effects of the vibration and noise are not considered. The automatic transmission is defined by the basic elements, i.e., planetary gear set, clutch, brake, shaft, general gear, and inertia. The transmission system is defined by the combination of these elements. The element combination matrices automatically generate the equations of motion for each shift. The self error-correcting algorithm is also developed to verify the element combination algorithm. This automotive powertrain simulation/design software with user-friendly graphic user interface has two main modules. The first module, the automatic powerflow generation module, mainly consists of the automatic powerflow and component generation algorithms. This paper covers the theory and application for the first module. The second module deals with the automatic system generation algorithm and will be discussed in the second paper.

Key Words : powerflow simulation (동력흐름 시뮬레이션), powertrain (파워트레인), combination of the components (요소결합), automatic transmission (자동변속기), planetary gear (유성기어), clutch (클러치), brake (브레이크), shaft (축)

1. 서론

변속기 자체에 대한 해석법은 과거 뉴턴의 운동법칙을 이용한 직접적인 해석법에서 레버해석법 [1], 본드그래프를 이용한 해석법 [2,3] 등 다양

하게 발전하여 적용되어 왔다. 과거 컴퓨터를 이용한 설계 및 해석에 대한 기술이 미흡했을 때의 연구는 주로 보다 쉽게 변속기의 운동을 해석하는 것에 초점이 맞추어진 반면 [1,2], 최근 연구방향은 그러한 운동해석 방법을 이용하여 해석된 변속

접수일 : 2003년 7월 28일; 게재승인일: 2003년 11월 14일

교신저자, 한양대학교 자동차공학과
Email sjyi@hanyang.ac.kr Tel. (02) 2290-0454

* 현대자동차

기의 운동특성을 적용하여 변속 전반에 대한 시뮬레이션에 초점이 맞추어져 있다 [4]. 또한 차량의 변속감 및 승차감의 향상을 위해 변속기에 사용되는 기어간에 발생하는 소음 및 진동에 대한 연구 역시 최근 진행되고 있는 연구방향 이다 [5].

그러나 이러한 해석방법 및 소프트웨어들은 변속기시스템을 근본적으로 수정하여 적용하는 것이 불가능하다. 즉, 변속기 내부의 시스템은 고정되어 있고, 소프트웨어 사용자는 극히 제한된 영역에서만 시스템 수정이 가능하다. 사용자에게 보다 다양한 형태의 파워트레인시스템 구성이 가능하도록 한 상용 소프트웨어 역시 이미 기존에 개발된 변속기에 대한 운동방정식을 선행 해석하여 데이터로 저장하는 방식을 사용하고 있다.

본 연구는 이러한 점에 착안하여 임의의 변속기시스템을 설계 및 해석할 수 있는 소프트웨어 개발에 그 목적을 두었다. 이를 위해 변속기시스템을 하나의 전체시스템으로 설정하지 않고, 정의된 기본요소의 결합체로 간주하였다. 즉, 각 요소들의 운동특성을 행렬식으로 정의하여 이를 바탕으로 유도된 요소행렬들을 시스템의 전체행렬로 자동적으로 조합할 수 있는 알고리즘들을 개발하였다. 또한 이렇게 개발된 알고리즘들을 이용하여 차량의 동적성능 평가가 가능한 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어를 개발하였다.

이와 같은 해석 알고리즘들은 각각 본드그래프를 이용한 해석법과 유한요소법에서 아이디어를 얻었다. Tian 은 유성기어세트를 행렬식으로 표현하여 해석하였으나 단지 변속기시스템 중 일부인 유성기어세트로 한정하였다 [6]. Hedman 은 변속기를 기본요소의 결합체로 본 연구를 수행하였으나, 실제 구성요소보다는 각속도 및 토크의 전달 관계에 초점을 맞추었으며 변속상태는 고려하지 않았다 [7].

요소결합을 통한 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어는 2 편으로 구성되어, 본 논문에서는 동력흐름 자동생성 모듈 개발에 대해서, 2 부에서는 시스템 자동결합 모듈 개발에 대한 연구 및 결과를 발표하고자 한다.

2. 동력흐름 자동생성 알고리즘

본 연구에서 가장 핵심이 되는 주제는 변속기시스템의 운동방정식을 사람의 손이 아닌 컴퓨터

소프트웨어로 유도할 수 있는 알고리즘을 개발하는 데 있다. 컴퓨터를 이용한 해석을 위해선 기본적으로 컴퓨터로 구현 가능한 수치적인 방법이어야 한다. 또한 가능한 한 소프트웨어 사용자의 편의를 생각해야 한다. 그러기 위해서 해석 소프트웨어를 설계할 때 되도록 입력데이터는 적게 그리고 보다 시각적이고 간단하게 데이터를 입력할 수 있도록 구성해야 할 필요가 있다.

본 연구는 변속기의 상태운동방정식을 기존의 방법처럼 사람의 손에 의해 구하는 것이 아니라, 컴퓨터를 이용하여 소프트웨어상에서 변속기의 각단에 대한 정상상태 및 과도상태 또한 과도상태는 작동되는 클러치의 상태에 따라 토크상태와 관성상태로 구분하여 운동방정식을 유도할 수 있는 알고리즘의 개발에 목적을 두고 있다. 여러 방법 중에서 본드그래프를 이용한 방법이 본 연구의 목적과 많은 부분에서 밀접한 연관이 있다.

구체적인 예를 통해서, 본드그래프를 이용한 해석방법을 이용하여 본 연구에서 제안한 방법을 소개하고 그 타당성을 입증하였고, 이를 바탕으로 변속기시스템의 구성요소들을 정의하고 동력흐름 자동생성 모듈을 개발하였다.

2 개의 단순유성기어세트를 장착한 변속기의 정상상태 1 속을 예로 하여 우선 본드그래프 해석방법을 적용시켰다. Fig. 1 은 2 개의 단순유성기어세트를 장착한 변속기의 정상상태 1 속의 본드그래프를 나타낸다.

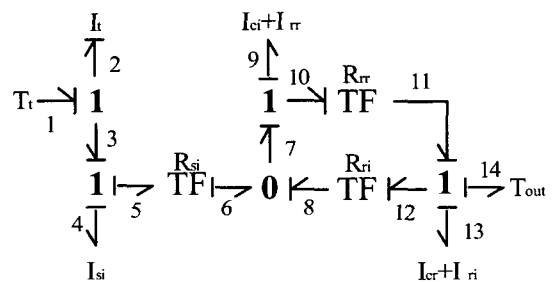


Fig. 1 Bond graph of the first shift

일반적으로 본드그래프해석법은 시스템을 동력원(effort and flow source: S_e and S_f), 에너지저장요소(energy storage element: I and C), 저항요소(resistance: R), 변환요소

(transformer: TF , GY , MTF and MGY), 정선(junction: 1 and 0) 등의 요소로 표현한다.

에너지저장요소는 저장되는 에너지의 종류에 따라 I 는 운동에너지를 C 는 위치에너지를 저장하는 요소이다. 변환요소는 변환비가 각속도(flow)에 대해 각속도로 또는 토크(effort)에 대해 토크로 변환하는 경우를 TF , 각속도에 대해 토크로 또는 토크에 대해 각속도로 변환하는 경우를 GY 로 정의하였다. 또한 변환비가 어떠한 인자에 대하여 종속적일 경우 MTF 또는 MGY 로 구분하여 정의하였다. 정선요소는 연결되어 있는 노드간의 각속도 또는 토크의 관계에 의해 정의된다. 정선에 연결된 노드간의 각속도가 동일할 경우를 1 정선, 토크가 동일할 경우를 0 정선으로 정의하였다. 이와 같이 정의된 본드그래프로 표현된 시스템의 각 요소간 동력흐름에 따라 순차적인 인과관계(causality)를 결정하였다. 결정된 인과관계에 따라 에너지저장요소 I 및 C 의 독립성을 판단하여 전체시스템의 자유도를 알 수 있다 [8].

Fig. 1의 시스템은 에너지저장요소 I_t 가 독립변수로서, 자유도가 1인 시스템이다. I_t 를 중심으로 해서 상대방정식을 유도하면 식 (1)과 같이 정리할 수 있다.

$$I_t \dot{\omega}_t = T_t - R_1 T_{out} \quad (1)$$

여기서 T_t 는 터빈입력토크, T_{out} 은 변속기출력토크, ω_t 는 터빈입력각속도를 나타낸다. 또한

$$I_1 = I_t + I_{si} + R_1^2 (I_{cr} + I_{ri}) + \frac{R_1^2}{R_2^2} (I_{ci} + I_{rr}) \quad ,$$

$$R_1 = \frac{R_{rr} R_{si}}{1 - R_{rr} R_{ri}} \quad \text{그리고} \quad R_2 = R_{rr} \quad \text{이다.}$$

앞서 본드그래프상에서 확인했던 것처럼, 상대방정식에 의한 결과에서도 전체시스템은 1 자유도 시스템이다. 따라서 토크컨버터에서 입력되는 토크 및 각속도 값이 주어지면 출력부의 토크 및 각속도가 구해진다. 여기서 본드그래프 해석방법에 의해 상대방정식을 각 요소간의 결합관계에 의해 변수를 순차적으로 치환하며 풀어가게 된다. 이러한 반복적인 연산과정에서 프로그램적으로 해

결할 수 있는 실마리를 찾을 수 있다.

각 노드간의 관계를 행렬식으로 정리하면 아래와 같다.

$$\mathbf{Ax} = \mathbf{U} \quad (2)$$

여기서 행렬 \mathbf{A} 의 역행렬이 존재하면, 각 노드의 속도 및 토크를 입력변수의 함수로 표현할 수 있다. 따라서 Fig. 1의 시스템을 이러한 행렬식으로 연산하여 동일한 상태방정식을 구하여야 한다.

각 노드간의 각속도 및 토크의 관계를 개별적으로 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Angular velocity and torque relationships at the first shift

Node	Angular velocity	Torque
1	$f_1 = \omega_t$	$e_1 = T_t$
2	$f_2 = f_1$	$e_2 = I_t \dot{f}_2$
3	$f_3 = f_1$	$e_3 + e_2 - e_1 = 0$
4	$f_4 = f_3$	$e_4 = I_{si} \dot{f}_4$
5	$f_5 = f_3$	$e_5 + e_4 - e_3 = 0$
6	$f_6 - R_{si} f_5 = 0$	$e_6 - \frac{1}{R_{si}} e_5 = 0$
7	$f_7 - f_6 - f_8 = 0$	$e_7 = e_6$
8	$f_8 - R_{ri} f_{12} = 0$	$e_8 = e_6$
9	$f_9 = f_7$	$e_9 = (I_{ci} + I_{rr}) \dot{f}_9$
10	$f_{10} = f_7$	$e_{10} + e_9 - e_7 = 0$
11	$f_{11} - R_{rr} f_{10} = 0$	$e_{11} - \frac{1}{R_{rr}} e_{10} = 0$
12	$f_{12} = f_{11}$	$e_{12} - R_{ri} e_8 = 0$
13	$f_{13} = f_{11}$	$e_{13} = (I_{cr} + I_{rr}) \dot{f}_{13}$
14	$f_{14} = f_{11}$	$e_{14} + e_{12} + e_{13} - e_{11} = 0$

각 노드별 각속도 및 토크의 관계를 각각 행렬식으로 정리하면, 식 (3) 및 (4)와 같다.

$$\mathbf{Af} = \mathbf{R}_s \quad (3)$$

$$\mathbf{T}\mathbf{e} = \mathbf{R}_E \mathbf{e} \quad (4)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_{ci} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_{ri} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_{ri} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{f} = \{f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4 \ f_5 \ f_6 \ f_7 \ f_8 \ f_9 \ f_{10} \ f_{11} \ f_{12} \ f_{13} \ f_{14}\}^T$$

$$\mathbf{R}_S = \{\omega_t \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0\}^T$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_{ci}} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_{ri}} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_{ri} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{e} = \{e_1 \ e_2 \ e_3 \ e_4 \ e_5 \ e_6 \ e_7 \ e_8 \ e_9 \ e_{10} \ e_{11} \ e_{12} \ e_{13} \ e_{14}\}^T$$

$$\mathbf{R}_E = \{T_t \ I_t \dot{f}_2 \ 0 \ I_{si} \dot{f}_4 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ (I_{ci} + I_{ri}) \dot{f}_9 \ 0 \ 0 \ 0 \ (I_{cr} + I_{ri}) \dot{f}_{13} \ 0\}^T$$

식 (3)과 (4)를 풀면 식 (5) 및 (6)과 같은 [14x1]인 행렬식이 구해진다.

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{R}_S \quad (5)$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{T}^{-1} \mathbf{R}_E \quad (6)$$

e_{14} 가 변속기에서 출력되는 토크 T_{out} 이므로, 우변의 행렬곱에서 14 번째 행에 대해 정리하면 아래와 같다.

$$T_{out} = 2.92T_t - 2.92(I_t \dot{f}_2 + I_{si} \dot{f}_4) - 1.58(I_{ci} + I_{ri}) \dot{f}_9 - (I_{cr} + I_{ri}) \dot{f}_{13} \quad (7)$$

여기서 각각의 노드에 대한 각속도성분 \dot{f}_i 는 식 (5)의 연산결과로 각 노드와 입력각속도 ω_t 에 대한 속도비로 표현할 수 있다. 각 노드의 각속도비 값을 식 (7)에 적용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\{I_t + I_{si} + 0.29(I_{ci} + I_{ri}) + 0.12(I_{cr} + I_{ri})\} \omega_t = T - 0.34T_{out} \quad (8)$$

한편 식 (1)에 문자로 정의된 값에 대해 동일한 상수값을 대입하면, I_1 과 R_1 은 아래와 같다.

$$I_1 = I_t + I_{si} + R_1^2(I_{cr} + I_{ri}) + \frac{R_1^2}{R_2^2}(I_{ci} + I_{ri}) = I_t + I_{si} + 0.1172(I_{cr} + I_{ri}) + 0.2881(I_{ci} + I_{ri})$$

$$R_1 = \frac{R_{ri} R_{si}}{1 - R_{ri} R_{ri}} = 0.3424$$

이들을 식 (1)에 대입하면 다음과 같다.

$$\left\{ \begin{matrix} I_t + I_{si} + 0.1172(I_{cr} + I_{ri}) \\ + 0.2881(I_{ci} + I_{ri}) \end{matrix} \right\} \omega_t = T_t - 0.3424T_{out} \quad (9)$$

행렬식을 이용한 식 (8)과 손으로 유도한 식 (9)를 비교하면 거의 동일함을 알 수 있다. 약간의 수치적인 오차는 역행렬을 구할 때 소수점 3째자리에서 반올림에 의한 것이고, 차이도 소수점 3째자리 이하임을 알 수 있다.

따라서, 자동생성 알고리즘을 이용해서 각 노드간의 관계를 행렬식으로 정리하여 동일한 상태 방정식을 컴퓨터를 이용한 프로그램상에서 유도할 수 있음을 확인하였다. 과도상태에 대해서도 상황

에 따른 추가적인 연산규칙을 적용함으로써 동일한 결과를 얻을 수 있다.

이 방법을 이용해서 변속기 출력축의 각속도 및 토크를 구할 수 있을 뿐 아니라, 설정된 각 노드에 해당되는 요소의 지점에서 각속도와 토크를 입력각속도에 대한 비로 구할 수 있다. 또한 변속 시플레이션시 마찰하고 있는 클러치판들의 각속도 차이를 구하거나 브레이크의 작동을 판단하는 경우 쉽게 적용할 수 있다.

3. 구성요소 자동생성 알고리즘

2 장에서 본드그래프 해석방법을 응용하여 행렬식에 의한 상태방정식을 구하는 것이 가능함을 확인하였다. 본 연구의 목표인 동력흐름 자동생성 모듈을 개발하기 위해서 변속기시스템을 구성하는 가장 기본적인 요소를 정의하고, 각 요소들의 운동특성을 반영할 수 있는 본드그래프 모델을 적용하였다. 적용된 모델을 통해 각 요소의 노드간의 회전속도 및 토크의 상관관계를 수치적으로 이용할 수 있도록 행렬식 형태로 구성하였다.

3.1 유성기어세트

유성기어세트는 변속기에 있어서 변속비를 조정하는 기본적인 요소이다. 일반적으로 선기어, 링기어, 유성기어, 유성캐리어로 구성되어 있으며, 고정, 구동, 피동의 조합에 의해서 다양한 변속비를 얻을 수 있다. 각 기어의 맞물림이 정확하고, 백래쉬에 의한 충격 및 소음 등이 발생하지 않는다고 가정하면, 각 기어간의 속도관계는 아래와 같으며 본드그래프로 표현하면 Fig. 2와 같다.

$$R_S \omega_S + R_R \omega_R = (R_S + R_R) \omega_C \quad (10)$$

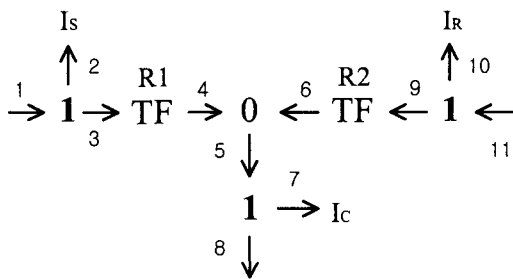


Fig. 2 Bond graph of the planetary gear set

Fig. 2 에서 선기어와 링기어의 동력흐름방향은 선기어와 링기어가 각각 입력과 출력, 혹은 출력과 입력의 조합으로 설정될 경우 회전방향이 역전된다. 각 기어의 회전관성은 1 정선에 의해 연결된 운동에너지저장요소인 I 로 표현하였다. TF 요소의 변속비는 선기어와 링기어 그리고 캐리어간의 회전속도식에 의해 설정된다.

유성기어세트는 조합에 따라 노드간의 관계식이 변한다. 여러 조합 중 선기어 입력이 캐리어로 출력되는 경우의 각속도 및 토크의 관계를 각 노드별로 정리하여 각속도관계식과 토크관계식을 각각 행렬식 형태로 정리하면 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -R_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -R_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \\ f_8 \\ f_9 \\ f_{10} \\ f_{11} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_S \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \omega_R \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1/R_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \\ e_5 \\ e_6 \\ e_7 \\ e_8 \\ e_9 \\ e_{10} \\ e_{11} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_S \\ I_S \dot{f}_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ I_C \dot{f}_7 \\ 0 \\ 0 \\ I_R \dot{f}_{10} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

각속도 관계의 경우 입력 외에 추가적으로 한 가지 각속도 성분이 더 필요한데, 이는 변속기의 체결상태에 의해 충족되거나 유성기어세트에 연결된 브레이크의 작동 여부에 따라 결정된다.

변속기는 세가지 요소의 상태에 따라 총 11 개의 경우의 수를 갖는다. 모든 요소가 고정된 경우

를 제외한 경우의 수를 Table 2 에 정리하였다. 각 경우에 따라 행렬식을 구하는 과정이 조금씩 다르기 때문에 별도의 알고리즘을 설정해야 한다.

Table 2 Working conditions of the planetary gear set

유성기어 요소			변속비
선기어	캐리어	링기어	
구동	피동	고정	감속
피동	구동	고정	증속
구동	고정	피동	역전, 감속
피동	고정	구동	역전, 증속
고정	구동	피동	증속
고정	피동	구동	감속
3 요소 중 2 요소 고정			직결
3 요소 모두 자유(free)			중립

3.2 클러치

변속기의 변속단은 클러치와 브레이크의 체결 방식에 따라 결정된다. 변속상태는 크게 정상상태와 과도상태로 구분하여 해석하는데, 클러치 및 브레이크에 전달되는 라인압력에 따라 두 요소가 작동하는 양상이 다르기 때문이다. 따라서 클러치의 운동해석은 변속기의 변속단 해석과 동일하게 정상상태와 과도상태를 구분하여 해석하여야 한다.

정상상태에서 클러치는 1:1 로 정확하게 각속도와 토크를 전달하나, 과도상태에서는 클러치의 라인압력에 따른 클러치용량과 입력토크의 차에 따라 다른 양상을 보인다. 이러한 클러치의 정상상태와 과도상태의 운동특성을 본드그래프로 표현하면 Fig. 3 과 같다.

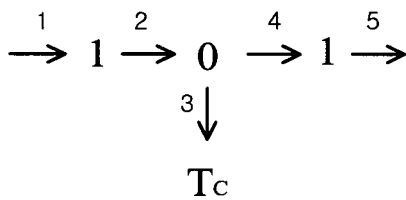


Fig. 3 Bond graph of the clutch

0 정선에 연결된 모든 노드의 토크(effort)는 동일하므로, 노드 2 와 4 의 토크는 노드 3 의 T_c 와

같은 값을 갖는다. 여기서 T_c 는 실제로 입력되는 토크가 아니라 클러치가 전달 가능한 토크용량을 의미한다. 입력토크의 크기가 클러치용량보다 작을 경우 T_c 는 입력토크의 크기와 같으나, 입력토크의 크기가 클러치용량보다 클 경우 T_c 는 본드그래프상에서 토크입력요소로 작용하여 노드 2 와 노드 4 를 지배한다. 클러치에 대한 본드그래프의 속도 및 토크 관계를 각 노드별로 정리하여 정상상태의 조건으로 각속도와 토크 관계를 행렬식으로 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{in} \\ 0 \\ \omega_c \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \\ e_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{in} \\ 0 \\ T_{in} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

정상상태의 경우 T_c 의 값을 T_{in} 으로, ω_3 를 0 으로 설정하여 정상상태의 운동특성을 표현할 수 있고, 과도상태에서는 T_c 에 따라서 출력토크의 크기를 제한할 수 있다. 과도상태의 경우 T_c 의 값은 라인압력의 변화에 따라 결정되고, T_c 의 값이 입력토크보다 작아질 때 과도상태가 시작되어 입력토크보다 커질 때 끝나게 된다.

과도상태에 따른 각속도 및 토크 관계에 대한 행렬식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{in} \\ 0 \\ \omega_c \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \\ e_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{in} \\ 0 \\ T_c \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

3.3 브레이크

클러치와 함께 변속기의 변속을 결정하는 브레이크는 클러치와 마찬가지로 정상상태와 과도상태를 구별해야 한다. 브레이크는 시스템의 각속도 성분을 제한하는 요소이다. 정상상태의 경우 브레이크와 직접적으로 연결되어 있는 요소의 모든 각속도성분은 0 이 된다. 따라서 정상상태의 경우 브레이크의 작동여부에 따라 선행처리과정을 거쳐야 한다. Fig. 4는 그러한 한 예이다.

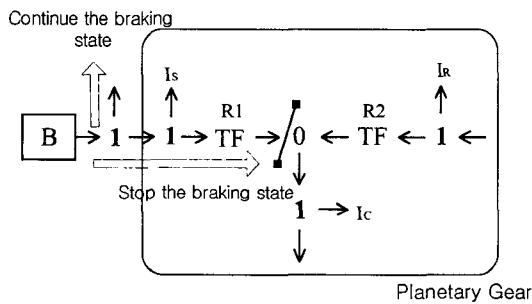


Fig. 4 Braking flow

각 요소간의 연결은 직접연결 형태를 취하고 있고, 직접 연결된 노드는 동일한 각속도와 토크 값을 갖는다. 따라서 작동되고 있는 브레이크에 직접적으로 연결되어 있는 모든 요소를 따라 브레이크 여부를 확인하여야 한다. 이러한 흐름은 0 정선을 만나게 되거나 더 이상 요소가 연결되지 않은 상태까지 진행된다.

Fig. 4 에서 처럼 브레이크요소의 노드가 1 정선과 연결되어 있을 때, 1 정선의 정의에 따라 모든 요소가 브레이크요소와 같은 속도성분을 갖는다. 따라서 모든 노드의 각속도는 0 이 된다. 각 노드는 연결되어 있는 다른 노드에 영향을 주고 이러한 관계는 Fig. 4 와 같이 0 정선을 만날 때까지 계속된다. 이와 같이 정상상태의 경우 작동

하는 브레이크는 위와 같은 선행처리과정으로 처리하고, 작동하지 않는 브레이크는 각속도와 토크 모두에 아무런 영향을 주지 못하므로 전체시스템에서 존재하지 않는 요소로 간주하여 처리한다.

과도상태의 경우 브레이크는 일종의 입력토크로써 처리한다. 따라서 이 경우 브레이크는 Fig. 5 와 같은 형태의 본드그래프로 표현할 수 있다.

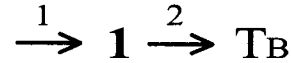


Fig. 5 Bond graph of the brake element

과도상태에서 각 노드간의 속도 및 토크 관계를 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{in} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ T_B \end{Bmatrix} \quad (18)$$

3.4 관성요소

변속기 내부에는 유성기어를 비롯한 클러치, 브레이크, 및 각 요소를 지탱해주기 위한 리테이너 등의 요소가 축상에 연결되어 있고, 축이 회전할 때 함께 회전한다. 따라서 각각의 요소가 부피와 질량이 있는 한 회전관성을 가진다. 전체 회전관성의 크기는 각 단에 따라 그리고 과도상태 과정에 따라 다른 값을 갖으며 운동에 영향을 준다. 따라서 실제로 구별되는 요소는 아니지만, 관성요소를 별도의 구성요소로 설정하였다. 그러나 유성기어의 경우는 유성기어 내부에 관성요소를 포함하여 연산하는 것이 보다 쉬우므로 예외로 하였다.

관성요소는 연결된 노드의 각속도로 결정되며, 이러한 관성요소의 특성을 본드그래프로 표현하면 Fig. 6 과 같다.

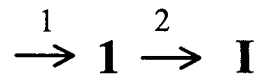


Fig. 6 Bond graph of the inertia element

여기서 관성요소는 회전속도 관계에 있어서는 연결된 노드의 속도와 종속관계에 있고, 토크에 있어서는 추가적인 외부입력으로 설정하였다. 이러한 설정에 따른 관성요소의 회전속도 및 토크 관계를 노드별로 정리하여 행렬식으로 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_m \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{f}_2 \end{Bmatrix} \quad (20)$$

3.5 축요소

변속기의 여러 요소들은 축에 연결되어 축과 함께 회전하고, 축을 통해 들어온 동력을 연결된 요소로 분배하여 전달한다. 또한 축 자체의 회전 관성에 의해 운동에너지를 저장한다.

축상에 연결되어 있는 모든 요소는 축과 동일한 각속도를 가지게 되고, 축으로 들어온 토크는 축과 연결된 요소로 전달되는 토크들의 합과 같다. 이러한 축의 동적특성을 본드그래프로 표현하면 Fig. 7 과 같이 1정선으로 표현할 수 있다. 각 노드의 방향은 연결되는 요소에 따라 결정되며, 축에 연결된 요소의 개수만큼의 노드가 연결된다.

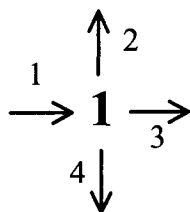


Fig. 7 Bond graph of the shaft element

축에는 회전관성이 존재하므로 이에 관한 부분을 본드그래프 상에 고려해야 한다. 그러나 변속기의 기본요소로 관성요소를 정의하였으므로, 축의 회전관성 또한 축에 연결된 추가적인 관성요소로 취급하였다. 각 노드의 방향은 연결된 요소에 따라 결정된다.

축에서의 각속도 및 토크의 관계를 각 노드별로 정리하여 행렬식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_m \\ T_2 \\ T_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

축요소는 토크행렬식을 구하는 데에 있어서 가장 중요한 요소이다. 속도행렬식의 경우 0 정선의 처리 방식에 따라 행렬식이 구성되는 반면, 토크행렬식은 1 정선에 의해 토크행렬식이 구성된다. 이는 1 정선과 0 정선의 정의와 연관되어 있다. 1 정선은 연결된 노드의 각속도성분이 동일한 요소이고, 0 정선은 토크성분이 동일한 요소이다. 3 개의 노드로 구성된 1 정선과 0 정선의 경우, 각 속도행렬식은 0 정선에서, 토크행렬식에서는 1 정선에서 3 개의 노드 중 2 개의 노드가 결정되어야만 남은 노드의 성분이 결정된다.

3.6 기어요소

변속기의 내부에는 두개의 축을 연결하기 위해서, 또는 후진변속 등을 위해서 기어요소가 필요하다. 기어 역시 자체적인 관성이 있으나, 관성요소로 처리하였다. 이러한 기어의 일반적인 특성을 본드그래프로 표현하면 Fig. 8 과 같다.

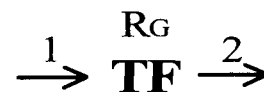


Fig. 8 Bond graph of the gear element

유성기어와 동일하게 기어간의 충돌 및 소음에 의한 손실이 발생하지 않는다고 가정할 때, 기어요소의 각속도 및 토크의 관계를 노드별로 정리하여 행렬식으로 정리하면 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{in} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (23)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{in} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

이와 같이 변속기시스템의 기본요소들에 대한 운동특성을 파악해서, 2 장에서 구한 상태방정식 자동생성 알고리즘을 이용하여 각각의 특성에 맞는 수치적으로 이용할 수 있는 행렬식모델을 개발하였다. 이렇게 개발된 동력흐름 자동생성 모듈은 2 부에서 발표할 시스템 자동결합 모듈을 이용하여 전체시스템을 구성할 수 있으며, 이를 바탕으로 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어를 구성할 수 있다.

4. 결론

본 연구의 목표는 변속기의 변속단별 상태방정식을 사람의 손이 아닌 컴퓨터를 이용하여 구할 수 있는 동력흐름 및 구성요소 자동생성 알고리즘을 개발하여, 2 부에 발표할 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어에 이 알고리즘을 적용하는 것이다.

이를 위해서 변속기시스템을 하나의 전체시스템으로 설정하지 않고, 정의된 기본요소의 결합체로 간주하였다. 그리고 본드그래프 해석법 및 유한요소법의 개념을 도입하여 각 요소들의 운동특성을 행렬식으로 정리하여 컴퓨터를 이용한 프로그램상에서 상태방정식을 유도할 수 있는 상태방정식 자동생성 알고리즘을 개발하였다. 또한 이렇게 유도된 요소행렬들을 시스템의 전체행렬로 자동적으로 조합될 수 있는 알고리즘도 개발하였다. 이들 알고리즘들은 2 부에서 발표할 파워트레인 시뮬레이션 소프트웨어에 적용되어 차량의 동적성능을 평가할 것이다.

참고문헌

1. Benford, H. L. and Leising, M. B., "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis," SAE 720044, 1972

2. Runde, "Modeling and Control of an Automatic Transmission," S.M.M.E thesis, Dept. of M.I.T., 1986
3. Kim, J.S. and Park, J.S., "Dynamic performance analysis for secondary suspension of maglev control systems with a combined lift and guidance," J. of KSPE, Vol. 9, No. 1, pp. 53- 65, 1992.
4. Cho, D. and Hedrick, J. K., "Automotive Powertrain Modeling for Control," ASME Journal of dynamic system, Vol. 111, pp. 568-576, 1989
5. Cai, Y. and Hayashi, T., "The Linear Approximated Equation of Vibration of a Pair of Spur Gears," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 116, No. 2, pp. 558-564, 1994
6. Tian, Lai and Lu, Li-qiao, "Matrix System for the Analysis of Planetary Transmissions," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 119, No. 3, pp. 333-337, 1997
7. Hedman, A., "Transmission Analysis-Automatic Derivation of Relationships," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 115, No. 4, pp. 1031-1037, 1993
8. Karnopp, D. C. and Rosenberg, R. C., "System Dynamics," 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2000