

차량동역학 해석 프로그램 AutoDyn7의 동력전달장치 모델

Development of Powertrain Model for Vehicle Dynamic Analysis Program, AutoDyn7

손정현*, 유완석**, 김두현***
Jeonghyun Sohn, Wansuk Yoo, Doohyun Kim,

ABSTRACT

In many papers, the powertrain system generally has been modeled as one-dimensional torque model. One-dimensional powertrain model may calculate the torque correctly but it does not consider the non-rotational degrees-of-freedom of the powertrain components and the interaction of these degrees-of-freedom with the vehicle body frame and suspension. To consider the non-rotational degrees of freedom, the differential is modeled as a three-dimensional rigid body in this paper. A constant velocity joint is newly formulated and a relative constraint is also formulated to model the motion transfer due to gear ratio of the differential. Implementing the proposed powertrain system in the multibody model, more detail dynamic responses can be obtained. Obtained outputs such as reaction torques on the constant velocity joint and reaction forces on the rack can be useful data in the design of a powertrain.

주요기술용어 : Powertrain(동력전달장치), Vehicle dynamics(차량동역학), Multibody dynamics(다물체 동역학), Constant velocity joint(동속조인트), Relative constraint(상대구속조건)

1. 서론

동력전달장치는 엔진의 출력을 구동륜에 전달하기 위한 일련의 기구이다. 그 역할은 단순한 동력의 전달뿐만이 아니라, 엔진의 출력특성을 차

량이 요구하는 구동력특성에 적합하게 맞추는 중요한 기능을 담당한다. 따라서 차량의 운동특성을 시뮬레이션하기 위해서는 현가장치의 모델과 함께 동력전달장치의 모델이 필요하게 된다.

기존의 연구에서는 구동토크의 전달만을 고려한 동력전달장치 모델을 주로 사용하였다. Beachley¹⁾는 엔진부터 구동륜까지를 회전관성만을 고려한 일차원 토크 요소로 동력전달장치를 모델링하였다. Salaani²⁾는 Beachley와 비슷한 동력전달장치의 힘요소 모델 이외에 실험데이터

* 회원, 부산대학교 대학원
** 회원, 부산대학교 기계공학부
*** 회원, 현대자동차

에 의한 ABS(anti-lock brake system) 브레이크 모델, PI제어를 사용한 주행제어를 NADS(National Advanced Driving Simulator) 프로그램내부에 구현하였다. 손³⁾은 동력전달장치의 힘요소 모델을 차량동역학 해석 프로그램인 AutoDyn^{4~6)}의 모듈에 추가하였다. Chen⁷⁾은 동력전달장치의 힘요소 모델을 차동장치까지 적용하고, 구동축을 강체로 모델링하여 등속조인트로 구동륜까지 연결하였다. 등속조인트를 하나의 구면조인트(spherical joint)와 등속구속조건으로 모델링 하였으며, 순환공식(recursive formulation)에 의한 상대좌표계에서의 자코비안행렬(Jacobial matrix)을 유도하였다.

본 연구에서는 엔진, 토크컨버터, 자동변속장치는 힘요소 모델로 구성하였고, 차동장치와 구동축은 강체로 모델링하였다. 개발된 동력전달장치 모델을 AutoDyn7의 모듈에 추가하였다.

강체로 모델링된 구동축과 구동륜을 연결하기 위하여 등속조인트의 구속조건과 직교좌표계에서의 자코비안행렬을 유도하였으며, 차동장치를 구성하는 치차의 운동전달을 모델링하기 위하여 상대구속조건과 상대좌표계에서의 자코비안행렬을 각각 유도하였다.

전차량 시뮬레이션(full car simulation)을 통해 차량 주행 중에 등속조인트가 받는 힘, 모멘트 등을 추출함으로써 기초설계 자료로 사용하고자 한다.

2. 동력전달장치의 모델링

2.1 엔진

엔진 모델은 실험으로부터 얻어진 Fig. 1과 같은 준정적 엔진 선도(quasi-static engine map)를 사용하였다. 각 부분에서 생기는 토크손실은 무시하였으며, 토크컨버터의 펌프 손실은 엑세서리토크로 고려하였다. 다음 식은 엔진의 운동방정식으로 엔진의 축방향 회전관성만 고려된 1차원 모델이다.

$$J\dot{\omega}_e = T_e - T_{ac} - T_{tci} \quad (1)$$

엔진 내부 토크 T_e 는 엔진 회전수(rpm, N_e)와 트로틀 각(ϕ)으로부터 엔진 선도에 의해 2차원 보간으로 구해진다. 엑세서리토크 T_{ac} 는 엔진 회전수의 선형함수로 가정하고 다음 식과 같이 계수 a_0 와 a_1 으로부터 구해진다.

$$T_{ac} = a_0 + a_1 N_e \quad (2)$$

T_{tci} 는 토크컨버터 입력토크를 나타내며, J 는 엔진 관성모멘트를, $\dot{\omega}_e$ 는 엔진 회전각가속도를 의미한다.

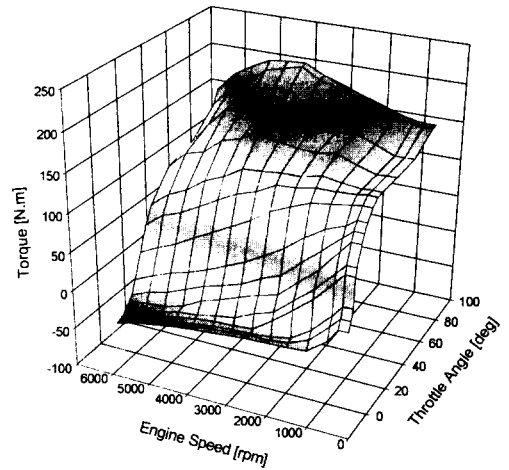


Fig. 1 Quasi-static engine map

2.2 토크컨버터

실험에 의한 정상상태 성능 특성을 이용하여 모델링하였으며, 과도상태 및 관성은 무시하였다. 입력축과 출력축의 토크와 회전수(rpm)사이의 관계만 고려된 모델이다. 토크 컨버터의 성능은 토크비(C_r)와 용량계수(C_f)로 나타낼 수 있으

며, 각각 실험결과로부터 얻어진 Fig. 2와 3의 그래프를 보간하여 계산하도록 하였다. 입력축 (T_{tci})과 출력축 (T_{tco})의 토크는 다음 식과 같이 계산된다.

$$T_{tci} = C_f \times N_e^2 \quad (3)$$

$$T_{tco} = C_r \times T_{tci} \quad (4)$$

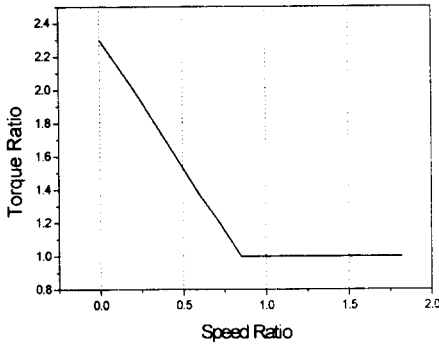


Fig. 2 Speed ratio vs. torque ratio, C_r

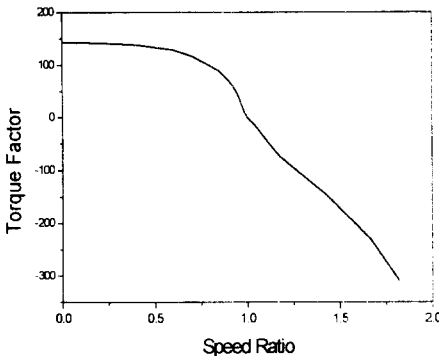


Fig. 3 Speed ratio vs. capacity factor, C_f

2.3 자동변속장치

현재의 기어단수와 트로틀 각, 출력축 회전수

를 Fig. 4과 같은 변속선도와 비교하여 기어비가 결정되도록 하였다. 각 단의 기어비와 토크 전달 효율만 고려한 모델로 각 부분의 관성은 무시하였으며, 전달효율 및 단수에 따른 속도비는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Transmission gear ratio and efficiency

Gear	Speed Ratio	Assumed Efficiency
1	2.479	98%
2	1.479	98%
3	1.000	98%
4	0.728	98%
5(R)	2.086	98%

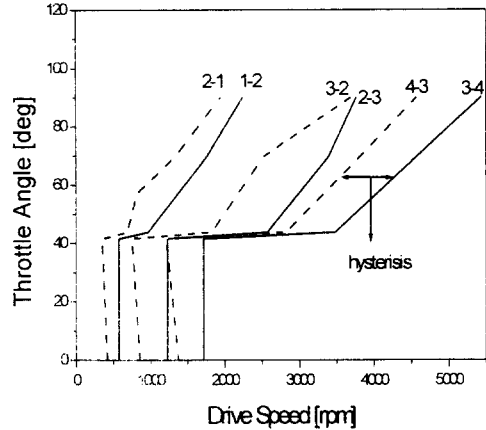


Fig. 4 Shift logic map in automatic transmission

2.4 차동장치

5개의 물체로 모델링하였으며, 각 물체는 회전 조인트로 연결되어 있고, 차차의 운동전달은 상대구속조건으로 모델링하였다. Fig. 5와 6에 각각 차동장치의 구조와 연결 구성도를 나타내었다.

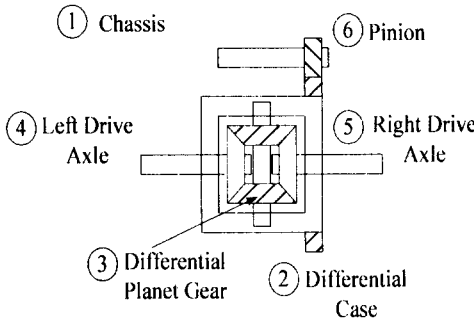


Fig. 5 Schematic diagram of the differential

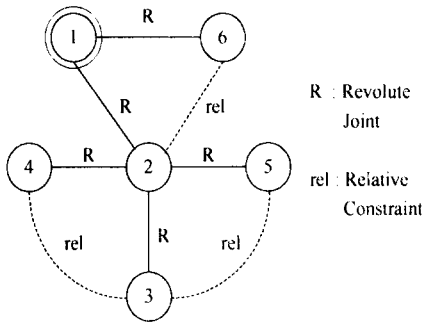


Fig. 6 Topology of the differential

3. 등속조인트 및 구속조건

등속조인트는 기구학적 구속조건에 따라 고정식과 길이조절식으로 구분되며, 보통 차바퀴 쪽(outboard)에는 고정식을, 변속장치 쪽(inboard)에는 길이조절식이 사용된다.^{8,9)} 여러 가지 형태의 등속조인트가 개발되었지만 기구학적 구속만을 나타내면 동일하므로 고정식과 길이조절식 두 가지 경우로 나누어서 구속조건식과 자코비안행렬을 유도하였다.

3.1 고정식 등속조인트

Fig. 7에 고정식 등속조인트의 좌표계를 나타내었다.

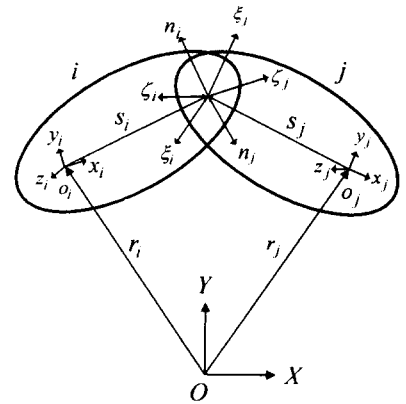


Fig. 7 Outboard type CV joint

Fig. 7에서 XYZ 는 전역좌표계, $x_i y_i z_i$ 는 물체 i 에 고정된 물체 좌표계, $\xi_i \eta_i \zeta_i$ 는 물체 i 에 고정된 등속조인트 축 정의 좌표계이다. 조인트 정의점이 일치해야하며, 두 물체에 고정된 단위 벡터 사이의 각이 같아야 한다는 구속조건을 각각 식(5)과 식(6)에 나타내었다.

$$\phi^s = r_i + s_i - r_j - s_j = 0 \quad (5)$$

$$\phi^{cv} = \xi_i^T \xi_j - \eta_i^T \eta_j = 0 \quad (6)$$

구속식의 자코비안행렬은 각각 식(7), 식(8)과 같이 표현되며, 가속도관계식의 우변항은 각각 식(9), 식(10)과 같이 표현된다.

$$\phi_y^s = [I \quad -\tilde{s}_i \quad -I \quad \tilde{s}_j] \quad (7)$$

$$\phi_y^{cv} = \begin{bmatrix} 0 & \eta_j^T \tilde{\eta}_i - \xi_j^T \tilde{\xi}_i \\ 0 & \eta_i^T \tilde{\eta}_j - \xi_i^T \tilde{\xi}_j \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\gamma_y^s = (\tilde{\omega}_i s_i) \omega_i - (\tilde{\omega}_j s_j) \omega_j \quad (9)$$

$$\gamma_y^{cv} = \{ \tilde{\eta}_i (\tilde{\omega}_j \eta_j) + (\tilde{\omega}_i \eta_i) \eta_j - \tilde{\xi}_i (\tilde{\omega}_j \xi_j) - (\tilde{\omega}_i \xi_i) \xi_j \}^T \omega_i - \{ \tilde{\eta}_j (\tilde{\omega}_i \eta_i) + (\tilde{\omega}_j \eta_j) \eta_i - \tilde{\xi}_j (\tilde{\omega}_i \xi_i) - (\tilde{\omega}_j \xi_j) \xi_i \}^T \omega_j \quad (10)$$

3.2 길이조절식 등속조인트

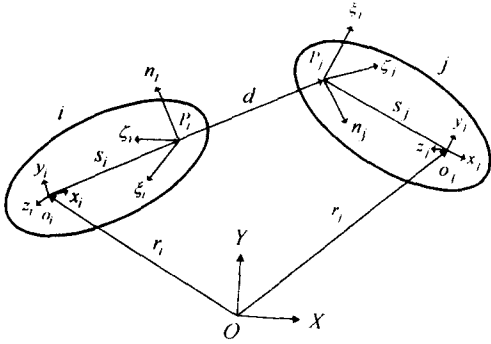


Fig. 8 Inboard type CV joint

Fig. 8에 길이조절식 등속조인트의 좌표계를 나타내었다. 길이조절식 등속조인트에서 등속조건은 고정식과 같으며 구속조건은 물체 j 에 고정된 조인트 정의점 P_j 가 물체 i 에 고정된 회전축 ξ_i 의 연장선 상에 있어야 한다. 즉, 거리벡터 d 가 ξ_i 와 η_i 에 각각 수직이다. 따라서 구속조건식은 식 (11)~(13)과 같다.

$$\Phi^d(\xi_i, d) = \xi_i^T d = 0 \tag{11}$$

$$\Phi^d(\eta_i, d) = \eta_i^T d = 0 \tag{12}$$

$$\Phi^{cv} = 0 \tag{13}$$

식(11), 식(12)의 자코비안행렬은 식(14)과 같은 모양이 되며 가속도관계식의 우변항은 식(15)과 같이 유도된다. 여기서 u_i 는 물체 i 에 고정된 임의의 단위 벡터이다. 식(13)의 자코비안행렬 및 가속도 관계식의 우변항은 식(15)과 같이 표현된다.

$$\Phi_y^d(u_i, d) = \begin{bmatrix} -u_i^T \\ u_i^T \tilde{s}_i - d^T \tilde{u}_i \\ u_i^T \\ -u_i^T \tilde{s}_j \end{bmatrix}^T \tag{14}$$

$$\begin{aligned} \gamma_y^d = & (\tilde{\omega}_i u_i)^T \dot{r}_i \\ & + \{ \tilde{s}_i (\tilde{\omega}_i u_i) + (\tilde{\omega}_i \tilde{s}_i) u_i \\ & - (\tilde{u}_i d) - (\tilde{\omega}_i u_i) d \}^T \omega_i \\ & - (\tilde{\omega}_i u_i)^T \dot{r}_j \\ & - \{ \tilde{s}_j (\tilde{\omega}_i u_i) + (\tilde{\omega}_i \tilde{s}_j) u_i \}^T \omega_j \end{aligned} \tag{15}$$

3.3 상대구속조건

상대구속조건은 차동장치의 치차에 의한 운동 전달을 모델링하기 위하여 두 물체의 상대운동을 서로 연결하는 구속조건이다. 계의 운동방정식이 조인트의 자유도를 좌표로 하는 상대좌표로 구성되므로 상대구속조건식은 식(16)과 같이 간단하게 표현된다. 단, k 는 두 좌표사이의 운동비이며, 치차의 경우 회전비이다.

$$\Phi^r = q^i - k q^j = 0 \tag{16}$$

구속조건식으로부터 자코비안행렬과 가속도관계식의 우변항을 유도하면 각각 식(17)과 식(18)로 표현된다.

$$\Phi_q^r = [1 \quad -k] \tag{17}$$

$$\bar{\gamma}^r = 0 \tag{18}$$

4. 차량 시뮬레이션

4.1 차량의 모델링

개발한 동력전달장치를 이용하여 전차량 시뮬레이션을 수행하였다. 전차량의 전문은 맥퍼슨 현가장치, 후륜은 쿼드라링크(quadralink)라 불리는 멀티링크 형으로 구성하였다. Fig. 9와 10에 동력전달장치가 포함된 차량전체의 연결 구성을 전·후륜으로 나누어 나타내었다. 차량은 물체가 31개로 구성된 모델로써 자유도는 15이다. 타이어는 DADS¹⁰⁾의 Full Tire모델과 호환되는 AutoDyn7의 AT_D Full Tire 모델을 사용하였다.

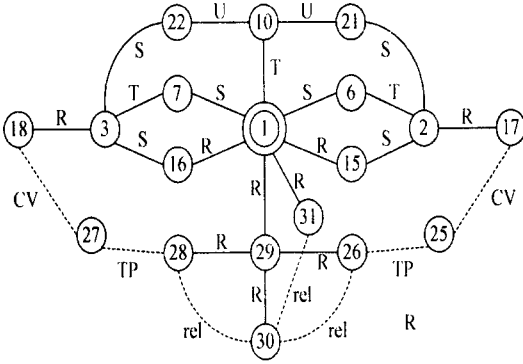


Fig. 9 Topology of front suspension and powertrain

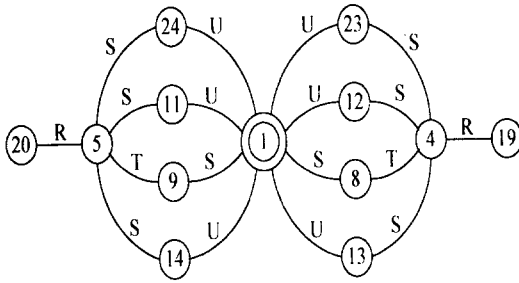


Fig. 10 Topology of rear suspension

4.2 J선회 시뮬레이션

Fig. 11에 차량의 조향입력을 도시하였다. 정지상태의 차량을 6초동안 가속한 후 1초간의 반사인 형상의 조향입력을 주었다. Fig. 12에 나타난 차체 진행방향 가속도에서는 강체 모델의 가속도가 좀더 작게 나타나는 것을 볼 수 있다. 그림에서 rigid는 차동장치와 구동축을 물체로 고려한 경우이며, force는 동력전달장치 전체를 힘요소로 모델링 한 경우이다.

Fig. 13에는 조향입력에 의한 랙(rack)의 반력을 나타내었다. 차동장치의 좌우 비대칭으로 인하여 조향입력이 없는 구간에서도 반력이 발생하고 있다. Fig. 14에는 전륜 우측에 사용된 등속조인트에 걸리는 반토크(reaction torque)를 나타내었다. 차동장치로부터 전달된 구동토크가 등속

조인트를 따라 구동륜으로 전달되게 된다. 따라서 큰 토크가 걸리게 된다.

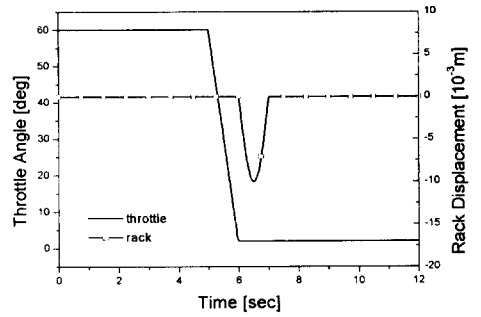


Fig. 11 Throttle angle and rack displacement

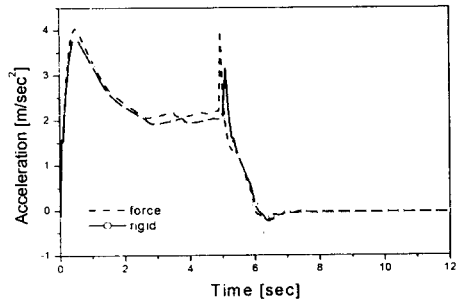


Fig. 12 Longitudinal acceleration of the body frame

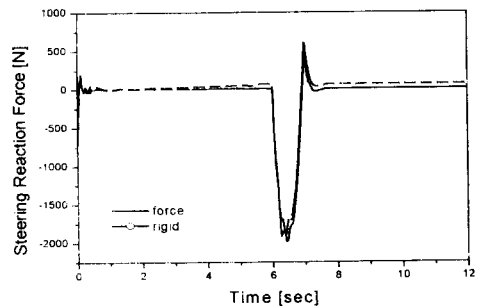


Fig. 13 Reaction force on the rack

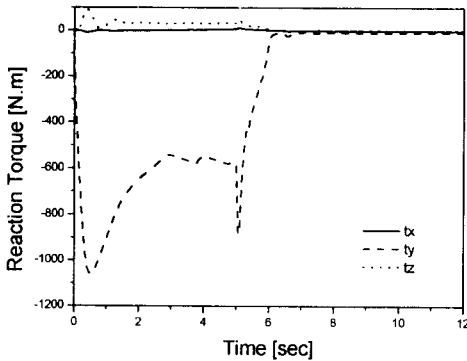


Fig. 14 Reaction torques on the constant velocity joint

5. 결론

동력전달장치의 일차원 힘 요소 모델과 차동장치의 강제 모델링을 통한 전차량 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 동력전달장치의 좌우 비대칭에 따른 차량의 운동특성을 시뮬레이션 할 수 있었다.
- 2) 구동축을 연결하는 등속조인트를 모델링함으로써 구동에 따른 등속조인트에 걸리는 반력을 예측할 수 있었다.
- 3) 일차원 힘 요소 모델과 같이 토크만을 전달하는 모델과는 달리 차동장치를 물체로 고려함으로써 차동장치의 좌우 비대칭으로 인하여 조향입력이 없는 구간에서도 반력이 발생하고 있음을 확인하여 동력전달장치가 조향장치에 미치는 영향을 볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국 과학 재단 특정 기초 연구비 (97-0200-1001-5)의 지원에 의해 수행되었음.

참 고 문 헌

- 1) Norm Beachley, Drivetrain Simulation Diag., Technical Paper, Univ. of Iowa, 1987.
- 2) M.K. Salaani and G.J. Heydinger, "Powertrain and Brake Modeling of the 1994 Ford Taurus for the National Advanced Driving Simulator," SAE 981190, 1998.
- 3) 손정현, 김광석, 유완석, "승용차 동력전달장치의 힘요소 모델 개발," 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp. 616-621, 1999.
- 4) 김광석, 유완석, 김성수, 김상섭, "차량 동역학 해석 프로그램 AutoDyn7의 개발(I)-프로그램의 구성 및 주요 알고리즘," 자동차공학회논문집, Vol. 7, No. 3, pp.321-330, 1999.
- 5) 유완석, 김광석, 김외조, 강동권, "차량 동역학 해석 프로그램 AutoDyn7의 개발(II)," 한국자동차공학회 차량운동성능부문 학술강연회논문집, pp.46-55, 1997.
- 6) 김광석, "차량동역학 해석 프로그램 AUTODYN7의 개발에 관한 연구," 부산대학교, 박사학위논문, 1998.
- 7) J.-S. Chen, "Vehicle Powertrain Models Using Multibody Dynamics," Ph. D. Thesis, Univ. of Iowa, 1995.
- 8) 자동차 기술 핸드북 설계편, 한국자동차공학회, 1996.
- 9) SAE Handbook, Volume 8, Section 29, 1996.
- 10) DADS(Dynamic Analysis and Design System) User's Manual, Compute Aided Design Software Incorporated, Iowa, U.S.A., 1995.