Transactions of KSAE, Vol. 12, No. 4, pp.154-162 (2004)

Copyright © 2004 KSAE
1225-6382/2004/070-19

차량 모델을 고려한 자동변속기 차량의 변속 과도 특성 분석

공 진 형[*1] · 박 진 호[2] · 김 정 윤[3] · 임 원 식[4] · 박 영 일[5] · 이 장 무[1]

서울대학교 기계항공공학부[1] · (주)엔지비[2] · (주)디엔엠테크놀로지[3] · 서울산업대학교 자동차공학과[4] · 서울산업대학교 기계설계자동화공학부[5]

Analysis of the Shifting Transients from the Passenger Car with an Automatic Transmission considering the Vehicle Model

Jinhyung Kong[*1] · Jinho Park[2] · Jungyun Kim[4] · Wonsik Lim[4] · Yeong Il Park[5] · Jang Moo Lee[1]

[1]*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea*
[2]*NGVTEK.com, 136-2308, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea*
[3]*D&M Technology Co. Ltd., Dong-ik Building, Seoul 135-010, Korea*
[4]*Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea*
[5]*School of Mechanical Design and Automation Engineering, Seoul National Universisy of Technology, Seoul 139-743, Korea*
(Received 14 April 2004 / Accepted 14 June 2004)

Abstract : In this study, a mathematical model for analyzing the shifting transients of the passenger car with an automatic transmission is proposed. The proposed model comprises a power transmission system and a vehicle system, which are coupled. In order to extract the modeling parameters, on-road car test is carried out. The model is composed of a detailed powertrain, an engine/AT housing, a simplified suspension system, tires and a vehicle body model. On the test, the vehicle accelerations and pitch ratio are measured by using accelerometers and a gyro sensor. The speeds, the brake signal, and the throttle position are taken from sensors which already exist in the vehicle. Considering natural frequencies, which is calculated from the measured accelerations, and the characteristic equation, vehicle model parameters are identified. Dynamic behaviors during upshift or downshift are simulated using the proposed vehicle model. By comparing and analyzing the simulation result and on-road car test data, the vibration of the Engine/AT housing influences the shifting transients. The effect of model parameters are also studied. Among model parameters, the location of engine mountings influences the vibration of the vehicle body.

Key words : Power transmission system(동력전달계), Automatic transmission(AT, 자동변속기), Vehicle body(차체), Engine/AT housing(엔진/AT 하우징), On-road car test(실차 실험), Shifting transients(변속 과도 특성), Ride comfort(승차감)

Nomenclature

I : rotating inertia, kg*m^2
i : slip ratio, dimensionless
M : mass, kg

Subscipts

x : longitudinal direction
y : vertical direction
m : engine/AT housing

*To whom correspondence should be addressed.
boxster@mailvib.snu.ac.kr

1. 서 론

자동변속기를 장착한 승용차에 있어서 변속 과도 상태에서 발생하는 변속 충격은 승차감과 전반적인 변속기의 수명 등에 직접적인 영향을 준다. 따라서 자동변속기 연구 분야에서 이러한 변속 충격 감소에 관한 연구가 큰 비중을 차지한다. 그러나, 일반적으로 변속 과도 상태 또는 변속 충격 감소에 관한 연구[1-5]는 자동변속기의 출력측 토크의 측정이나 해석을 통해 이루어지기 때문에 차량 내부의 탑승자가 느끼는 변속질(Shift quality) 향상에 직접적으로 반영되지 않을 가능성이 있다. 따라서 변속 과도 상태에 관련된 승차감의 엄밀한 해석을 위해서는 동력 전달계와 차량계의 연성 해석을 통해 얻어진 차체의 가속도를 이용해 승차감을 평가해야 한다.

이를 위해 본 연구에서는 기존의 동력 전달계 상세 모델[4]과 차량계 모델[6-8]을 참고하여 동력 전달계와 차량계가 결합된 차량 전체의 수학적 모델링을 수행하고, 새로운 모델에 필요한 파라미터들의 값을 얻기 위한 실차 실험을 설계하고 수행할 것이다. 실차 실험은 모델링 파라미터를 얻기 위한 실험과 변속 과도 동특성을 얻는 실험으로 이루어져, 제안된 모델을 이용한 변속 과도 특성 해석 결과의 검증에 이용할 수 있도록 한다. 나아가 해석 결과를 엄밀히 분석함으로써 변속 과도 특성의 발생 기작을 밝히고 차량계 모델이 이에 미치는 영향을 분석한다.

2. 동력 전달계 및 차량계의 수학적 모델링

2.1 동력 전달계의 상세 모델링

엔진과 토크 컨버터, 자동 변속기를 포함하는 동력전달계의 모델은 기존의 연구에서 검증된 모델을 참고하였다.[2-5]

엔진 토크는 스로틀과 엔진의 회전속도에 따른 함수라고 가정하여 모델링하였으며, 토크 컨버터는 4개의 변수 -펌프 속도, 터빈 속도, 스테이터 속도, 유량-에 대한 운동 방정식으로 모델링된 1차원 성능 모델을 사용하였다.

본 대상 차량의 자동 변속기는 단순 유성기어와 더블 피니언(Double pinoin)유성기어, 습식 다판 클러치, 밴드 브레이크, 일방향 클러치로 이루어져 있다. 단순 유성기어와 더블 피니언 유성기어는 관성과 백래쉬(Backlash), 강성등을 무시한 이상적인 속도와 토크 관계식으로 모델링하였다.

습식 다판 클러치에서 발생하는 토크는 마찰 계수, 인가되는 압력, 마찰면의 면적과 개수에 비례하도록 모델링하였다. 마찰 계수는 클러치 양단 속도차에 따라 모델링하였는데, 양단 속도차가 정해진 임계 속도 이상이 되면 상수의 운동 마찰 계수를 갖고, 양단 속도차가 0과 임계 속도사이일 때는 마찰 계수가 지수 함수 형태를 갖도록 하였다. 또한 클러치에 인가되는 압력은 기존의 실험 자료를 이용하여 시간에 대한 함수로 모델링하였다. 대상 동력 전달계 모델을 도시하면 Fig. 2.1과 같다.

2.2 차량계의 모델링

본 연구에 사용된 차량계의 모델은 기존의 유사한 해석들에서도 많이 적용되고 있는 바이시클 모델(Bicycle model)을 확장시킨 것으로, 크게 차체

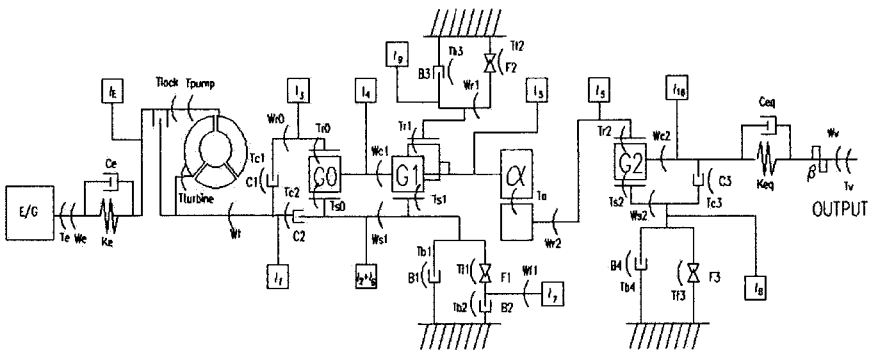


Fig. 2.1 Schematic of power transmission system model

(Vehicle body)와 엔진/자동변속기 하우징, 타이어 부분으로 분리되어있다. 각 부분에는 2차원 모델에서 가질 수 있는 최대 자유도를 부여함으로써, 각 부분들의 서징 모션(Surging motion)과 피칭 모션(Pitching motion),그리고 바운싱 모션(Bouncing motion)을 모두 해석할 수 있도록 하였다.

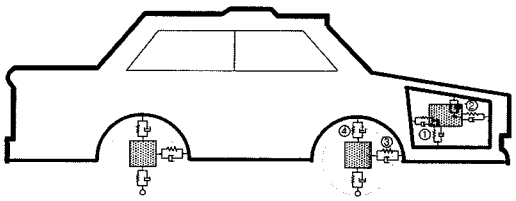


Fig. 2.2 A Schematic diagram of the vehicle model

Fig. 2.2는 차량 모델을 개략적으로 나타낸 것이다. 엔진과 자동변속기 하우징은 볼트로 체결되어 있기 때문에 엔진/자동변속기 하우징 일체로 모델링 하였으며, 차체와 수평, 수직의 등가 강성 및 감쇠로 연결되어 있다. 따라서 변속기 출력축에서 발생하여 구동타이어를 통해 전달되는 변속 충격외에 엔진/자동변속기 하우징에 의한 변속 충격 전달 효과를 해석할 수 있다.

전륜과 후륜 타이어는 실제 차량에서 현가계 스프링과 로어 암(Lower arm)등에 의해 차체와 연결되는데, 이러한 연결을 수평, 수직 방향의 등가 강성과 감쇠로 모델링하였다.

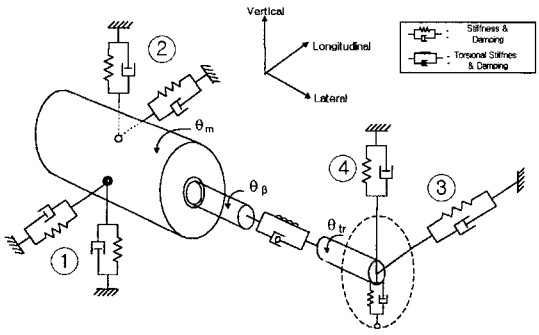


Fig. 2.3 A Schematic diagram of EG/TM housing and front tires

Fig. 2.3은 엔진/자동변속기 하우징과 타이어의 관계를 나타내기 위한 3차원 개략도이다. 그림에서 그라운드로 표시된 것은 차체이며, Fig. 2.2와 비교하기 위해서 각 등가 강성 및 감쇠 연결을 ①~⑤로 표시했다. θ_m은 엔진/자동변속기 하우징의 피칭(Pitching) 각이며, θ_β는 변속기 출력축의 회전각이고, θ_{tire}는 타이어의 회전각이다. CV 조인트 사이의 구동축은 하나의 등가 강성과 감쇠로 모델링 하였으며, 구동축의 비틀림각을 $\theta_\beta - \theta_m - \theta_{tire}$으로 함으로써 엔진/자동변속기 하우징의 피칭 모션(Pitching motion)이 구동력 및 변속 충격과 연성되게 하였다. 타이어와 지면은 수직 방향으로 항상 접촉되어 있다고 가정하고, 타이어의 수직 방향 강성과 감쇠를 등가의 값으로 고려하였다.

Fig. 2.4는 차체의 자유 물체도(Free Body Diagram)를 나타낸 것이다. F_a는 공기저항력으로 차체의 무게 중심에 작용한다고 가정하였으며, 나머지 힘(F)과 토크(T)는 모두 등가 강성과 감쇠에 의한 내력이다. d_{mx}와 d_{my}는 차체의 무게 중심과 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심사이의 거리이다. 엔진 마운트에서 차체에 전달되는 힘은 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심에 위치하지 않음을 그림에서 알 수 있다. 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심에 대한 엔진 마운트의 위치는 Fig. 2.5에 나타나 있다.

Fig. 2.5는 엔진/자동변속기 하우징의 자유 물체도를 나타낸 것이다. 하우징의 피칭 모션은 변속기 출력 토크(T_{out})와 하우징, 차체 사이의 반력에 의한

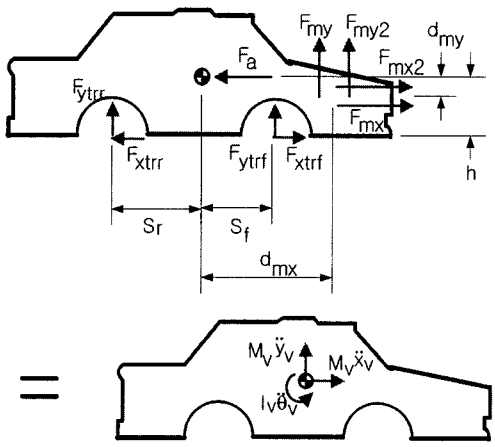


Fig. 2.4 Free body diagram of vehicle body

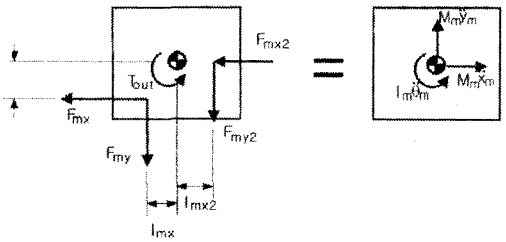


Fig. 2.5 Free body diagram of EG/TM housing

모멘트(F_{mx}, F_{my}, F_{mx2}, F_{my2})에 의해 일어난다. l_{mx}, l_{my}, l_{mx2} 는 엔진 마운트 위치와, 엔진/자동변속기 하우징 무게 중심 사이의 거리인데, 이 거리가 0 이면 하우징의 피칭 모션이 수평, 수직 방향으로 차체에 영향을 줄 수 없음을 알 수 있다. 그리고, 마운트들의 수평, 수직 방향 강성값과 엔진/자동변속기 하우징에 대한 엔진 마운트의 상대 위치의 값은 기존 연구[9]에서 실험적으로 측정한 값을 사용하였다.

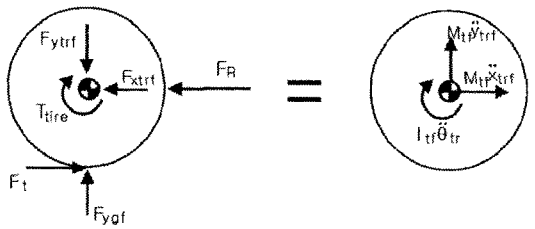


Fig. 2.6 Free body diagram of front tires

Fig. 2.6은 전륜 타이어의 자유 물체도를 나타낸 것이다. T_{tire}는 추진축에서 전달되는 구동 토크이며, F_r은 구름 저항으로서 수직항력에 비례하는 상수로 모델링 하였으며, 타이어의 무게 중심에 작용한다고 가정하였다. F_t 는 지면과 타이어 사이에 작용하는 마찰에 의한 구동력으로서 마찰 계수와 수직 항력(F_{ygf})의 곱으로 모델링 하였다. 마찰 계수는 타이어의 슬립량과의 관계로서 모델링 하였으며, 슬립율은 식 (2.1)과 같이 정의된다.

$$i = 1 - \frac{Tire\ Fore/Aft\ Velocity}{Tire\ Radius * Tire\ Angular\ Velocity} \qquad (2.1)$$

일반적인 주행상황에서의 슬립율은 슬립율과 마찰계수를 선형 관계로 근사할 수 있을 만큼 작으므로, 식 (2.2)으로 F_t를 표시할 수 있다.

$$F_t = C * i * F_{ygf} \qquad (2.2)$$

한편, 출발시 타이어의 각속도는 0 이므로 슬립량이 발산하는 문제가 발생하게 된다. 따라서 초기 차량 속도 0.5 m/sec를 기준으로 Ad-hoc 알고리즘을 적용하여 불안정 상태를 수정하였다.[10]

3. 실차 실험을 통한 모델 파라미터 추출

3.1 실차 실험

3.1.1 실차 실험 장치의 구성

속도 - 엔진 속도는 점화 코일(Ignition coil) 신호를 병렬 연결하여 측정하였다. 그리고, 터빈 속도와 차량 속도는 TCU(Transmission Control Unit) 에 입력되는 변속기 입출력 속도 펄스 신호를 병렬 연결하여 측정하였다. 각 속도 신호는 F/V 컨버터를 통해 전압 신호로 변환하여 측정하였다.

스로틀 개도 - 본 대상차량의 스로틀 바디(Throttle body)에 장착된 TPS(Throttle Position Sensor)의 출력 신호는 운전자가 가속 페달을 밟은 양에 따른 가변 저항값에 비례하는 신호이다. 이 신호는 엔진 제어기(ECU : Engine Control Unit)에 입력되어, 펄스 폭변조(Pulse width modulation)신호로 변환된 후 다시 TCU로 들어가게 된다. 따라서 본 실험에서는 TCU로 들어가는 신호선을 병렬로 연결하여 펄스폭 변조 컨버터(PWM converter)를 통해 전압 신호로 변환한 후 측정하였다.

브레이크 신호 - 브레이크 신호는 TCU 에 on/off 형식의 직류 전압 형태로 입력된다. 이 신호를 병렬 연결하여 직접 측정하였다.

가속도 측정 - 본 연구의 목적에 부합하는 가속도를 측정하기 위해서는 가속도계의 주파수 측정

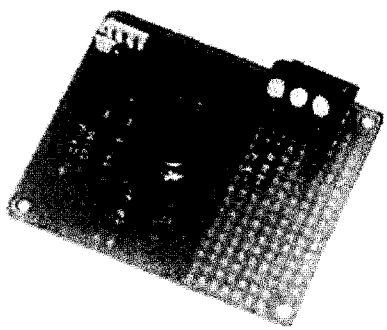


Fig. 3.1 Accleremeters and circuit

범위가 DC ~ 30 Hz 이상이 되어야 한다. 본 실험에는 이러한 조건에 부합하는 Analog Device 사의 ADXL05AH 가속도계를 사용하였다.[11,13]

이 가속도계는 ±1 ~ ±5 G(중력 가속도)의 측정 범위를 가지고 있으며, 추가 회로의 저항과 컨덴서 값을 변화시킴으로서 측정 범위를 변경할 수 있다. 따라서 가속도계의 분해능을 최대한 활용하기 위해 차량의 전후방 가속도 측정을 위한 가속도계는 ±1 G 로, 차량의 수직 방향 가속도 측정을 위한 가속도계는 ±2 G 로 회로를 구성하였다. Fig. 3.1은 제작한 PCB(Printed Circuit Board) 기판과 가속도계의 사진이다.

피치 각속도 - 차량의 피치 방향 각속도를 측정하기 위해 BEI 사의 GyroChip II를 사용하였다. 이 각속도 센서는 추가 회로 없이 사용할 수 있으며, DC voltage 형태로 출력이 되어 A/D 컨버터를 통해 직접 각속도를 측정할 수 있는 장점이 있다. 측정 가능한 주파수 범위도 DC ~ 50 Hz 로서 실험 목적에 부합한다.

데이터 습득 장치 - 위에 언급된 모든 신호들은 National Instruments 사의 SCXI-1000 모듈과 PCMCIA A/D 컨버터인 DAQCard-AI-16E-4를 이용하여 랩탑(Laptop) 컴퓨터로 저장하였다. 또한 데이터 습득 프로그래밍이 용이한 소프트 웨어인 Labview를 이용하였다. Fig. 3.2는 실험 장치 전체를 도시한 것이다.

3.1.2 실차 실험 내용

본 연구에서 추출하고자 하는 차량계 모델 파라미터는 현가계의 전후방 등가 강성, 현가계의 수직방향 등가 강성, 엔진/자동변속기 하우징을 제외한 차체의 회전 관성, 차체 및 엔진/자동변속기 하우징의 무게중심의 위치이다. 현가계의 등가 강성 값을 추출하기 위해서는 동적 진동 응답을 측정하여 고유 진동수 해석을 하는 방법을 사용하였다. 전후방 방향과 피치 방향의 진동 응답을 측정하기 위해 주행중 급브레이크를 밟아 차량을 가진하여 응답을 측정하였고, 수직방향의 진동 응답을 측정하기 위해 도로상의 요철을 지난 직후의 차량의 수직방향 가속도 응답을 측정하였다.

3.2 모델 파라미터 추출

3.2.1 전후방 등가 강성

Fig. 3.3은 주행중 급브레이크를 밟아 차량이 정지할 때의 차량 전후방 가속도를 측정한 실험 결과를 나타낸다. 차량 전후방 진동 시스템의 고유 진동수를 알아내기 위해 Fig. 3.3의 원 안의 가속도 응답을 FFT 분석을 하면, 고유 진동수는 3.7 Hz 임을 알 수 있다.

Fig. 2.2에서 전후방 진동 시스템만을 독립시켜 단순한 모델을 만들고, 고유 진동수 3.7 Hz 를 대입하면 현가계의 전후방 등가 강성은 6.7×10^5 N/m 로 계산된다.

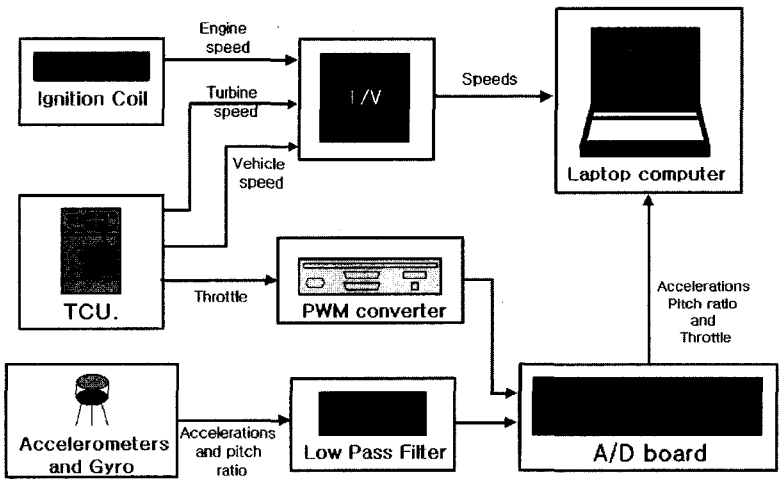


Fig. 3.2 Schematic of on-road car test system

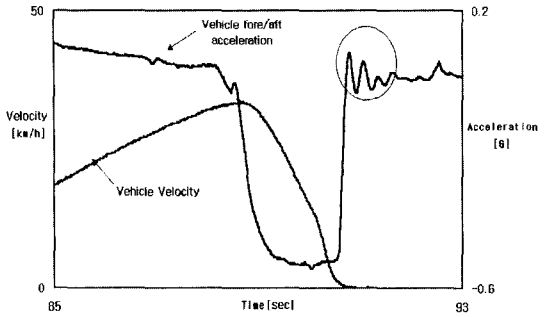


Fig. 3.3 Experimental result of sudden braking

3.2.2 수직방향 등가 강성

본 연구에 제시된 차량계 모델은 5개(Fig. 2.2)의 수직방향 등가 강성을 포함하고 있으나, 전륜부와 후륜부의 타이어 및 현가장치의 수직 방향 등가 강성을 같다고 가정하면-실제로 일반 승용차의 경우 5% 내외의 차이가 있다- 3개의 등가 강성으로 간략화 할 수 있다(Fig. 3.4).

전후방 등가 강성 추출시와 마찬가지로, 차량이 수직방향으로 가진된 실험 데이터의 FFT 분석을 통해 최저차 고유 진동수를 찾으면 1.4 Hz 임을 알 수 있다. 또한, 자료[9,12]를 참고하여 타이어의 수직 방향 강성과 엔진 마운팅의 수직 방향 강성(마운트 3개 강성의 합)을 대입하면, 현가계의 수직 방향 등가 강성은 약 9.6×10^4 N/m로 계산된다. 네 개의 바퀴이므로 한 바퀴당 2.4×10^4 N/m 인 셈인데, 일반적으로 동급 차량의 현가계 스프링 강성이 수직방향으로

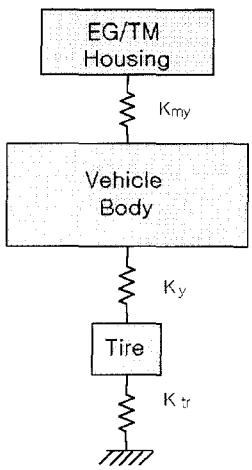


Fig. 3.4 Schematic diagram of vertical vibration system

$2.0\times10^4 \sim 2.5\times10^4$ 임을 감안하면 계산 결과가 타당하다고 판단할 수 있다.

3.2.3 차체 회전 관성과 무게 중심의 위치

본 연구에 제시된 차량계 모델은 차체와 엔진/자동변속기 하우징이 분리되어 있기 때문에 차체만의 회전관성을 계산하기 위해서는 모델의 운동방정식과 차체 피치방향 진동응답을 고려해야한다. 차체의 피치방향 고유진동수를 측정하여 모델링 식에 대입하면, 차량 전체의 회전 관성을 구할 수 있다.

엔진/자동변속기 하우징의 측정 자료와 앞에서 계산된 차량 전체 회전 관성 값을 이용하면 차체만의 회전 관성과 Fig 3.5에 나타난 무게 중심의 위치 관계를 구할 수 있다.

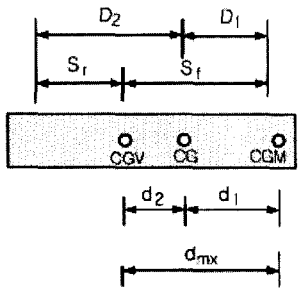


Fig. 3.5 Location of centroids

CGV는 차체만의 무게 중심이며, CG는 차량 전체의 무게 중심, 그리고 CGM은 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심이다.

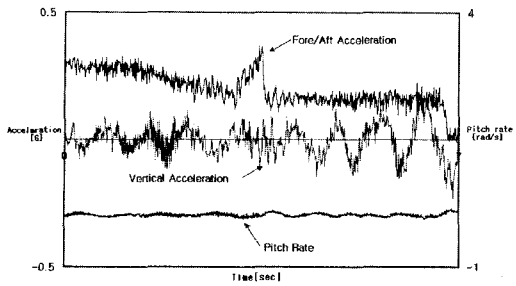
계산된 결과는 $S_r=1.25m$, $S_f=1.35m$, $d_{mx}=1.48m$ 이며 차체 회전 관성 $I_V=1297.35\ kg\cdot m^2$ 이다.

4. 변속 특성 및 승차감 분석

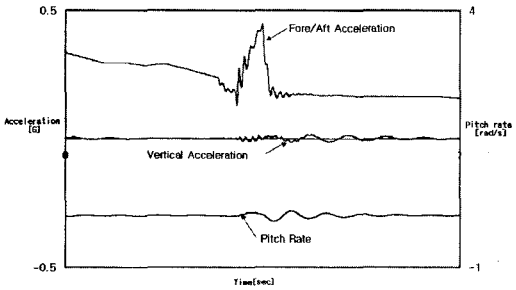
본 절에서는, 앞서 수행된 동력 전달계 및 차량계 모델링을 통한 차량 전체 모델의 해석 결과와 실차 실험 결과를 비교, 분석함으로서 제시된 모델을 검증하고, 변속시의 차량의 동적 거동에 대해 분석한다.

4.1 상단 변속(1→2단)

Fig. 4.1(a), (b)는 각각 실험과 해석에 의한 차량 전후방 가속도, 차량 수직방향 가속도, 그리고 차량



(a) Experiment



(b) Simulation

Fig. 4.1 Accelerations and pitch rate at 1→2 shift

의 피치 각속도를 나타낸다. Fig. 4.1(a)의 실험결과를 살펴보면, 차량의 전후방 가속도는 변속시 큰 변화가 나타나는데 반해, 수직방향 가속도와 피치 각속도는 변속에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 수직방향 가속도에는 상시 큰 진동이 나타나는데, 이는 도로의 불균일에 의한 가진의 결과이다. 분석결과 도로의 미세한 불균일성(1 cm 이하)에 의해서도 실험과 같은 큰 폭의 수직방향 가속도 변화가 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.2는 변속 과도 특성이 지배적으로 나타나고 있는 차량 전후방 가속도에 대해 실험과 해석 결과를 확대하여 나타낸 것이다. 변속이 진행되는 동안 가속도의 크기가 크게 증가하였다가 클러치가 결합되는 순간 변속이 완료되면서 가속도의 크기가 급격히 낮아짐을 알 수 있다. 또한 일반적인 변속기 출력측 토크에서는 관찰되지 않는 5~10 Hz 사이의 진동을 볼 수 있는데, 분석 결과 이는 엔진/자동변속기 하우징 진동에 의한 결과임이 밝혀졌다.

전반적으로 변속시 차량의 동특성 경향이 실험과 해석에서 일치하였으나, 해석 결과의 가속도 증가 폭이 실험 결과보다 큰 이유는 강한 비선형성에 의해 수학적으로 모델링되기 어려운 실제의 감쇠요소가 존재하기 때문이다.

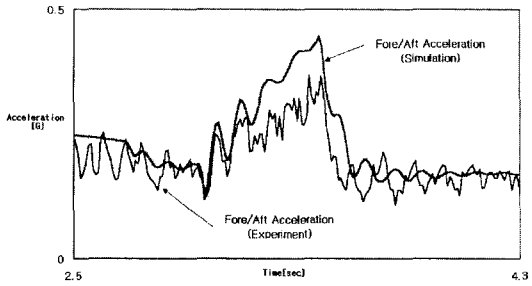
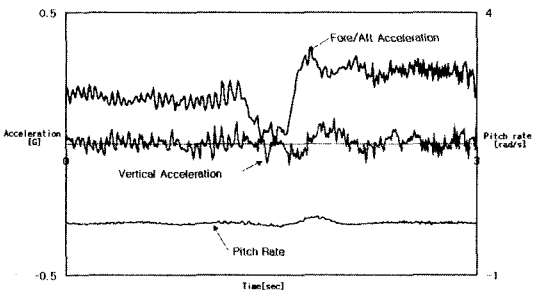


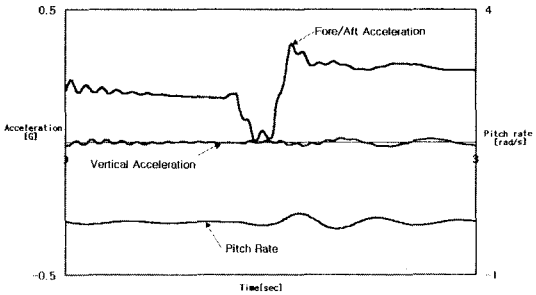
Fig. 4.2. Fore/aft accelerations at 1→2 shift

4.2 하단 변속(2→1단)

Fig. 4.3(a), (b)는 각각 2→1단 변속시의 차량 전후방 가속도, 수직방향 가속도, 피치 각속도의 실험과 해석결과이다. 1→2단 변속시와 마찬가지로 수직방향 가속도와 피치 각속도는 변속에 큰 영향을 받지 않는다. 전후방 가속도를 살펴보면, 변속이 시작되면서 가속도가 큰 폭으로 떨어졌다가 변속이 완료된 직후 가속도가 증가하는 결과를 볼 수 있다. 또



(a) Experiment



(b) Simulation

Fig. 4.3 Accelerations and pitch rate at 2→1 shift

한, 1.5sec 부근에서 엔진/자동변속기 하우징 진동 영향을 확인할 수 있다.

5. 모델 파라미터의 영향도

차량계 모델 파라미터의 영향도를 평가하기 위해 파라미터를 변경해 가며 변속 특성 분석을 수행하였다. 분석 결과 다른 파라미터에 비해 변속시 차량 동적 거동에 주목할 만한 영향도를 가진 파라미터는 엔진 마운트의 위치임이 밝혀졌다. Fig. 5.1은 Fig. 5.3의 좌측 마운트의 높이 l_{my} 를 변화시켰을 경우, 1→2 변속 과도 상태에서의 차량의 전후방 가속도 해석결과이다. l_{my}=0.2454가 실제의 값이며, l_{my}=0.0의 값을 대입하여 해석한 결과와 비교하여 표시하였다. l_{my}=0.0로 변경하였을 때, 원래의 해석 결과에 나타나는 엔진/자동변속기 하우징의 진동영향이 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 또한 Fig. 5.2는 Fig. 5.3의 우측 마운트의 전후방 위치 l_{mx2} 를 변화시켰을 경우, 1→2 변속 과도 상태에서의 차량 수직방향 가속도 해석결과이다.

l_{mx2}=0.222가 실제의 값이며, l_{mx2}=0.0의 값을 대입하여 해석한 결과와 비교하여 표시하였다. 이 경우에서는 l_{mx2}=0.0로 변경하였을 때 엔진/자동변속기 하우징에 의한 수직방향 진동이 커짐을 알 수 있다.

변속 충격은 엔진/자동변속기 하우징의 관점에서 우력(偶力:Couple)의 형태를 가지게 된다. 이러한 우력 형태의 변속 충격은 엔진 마운트 반력에 의한 모멘트와 근사적으로 평형을 이루게 된다. 다시 말하면 우력 형태의 변속 충격이 엔진 마운트에 의해 차량 전후방향과 수직방향 힘으로 변환되어 차체에 전달된다고 생각할 수 있다. 따라서 Fig. 5.3에서 l_{my}=0.0이면 모든 엔진 마운트의 높이가 엔진/자동변속기 하우징 무게 중심의 높이와 같게 되기 때문에 엔진 마운트의 반력 중 차량 전후방향 성분이 나타나지 않게 되며, 이와 같은 방법으로 Fig. 5.1의 결과를 설명할 수 있다.

또한 Fig. 5.3 의 l_{mx}, l_{mx2} 의 크기를 적절히 조정하면 두 마운트에서 발생하는 수직 반력의 크기를 거의 같도록 할 수 있으며 이 때 엔진/자동변속기 하우징에서 차체에 전달되는 수직 방향의 힘의 합이 최

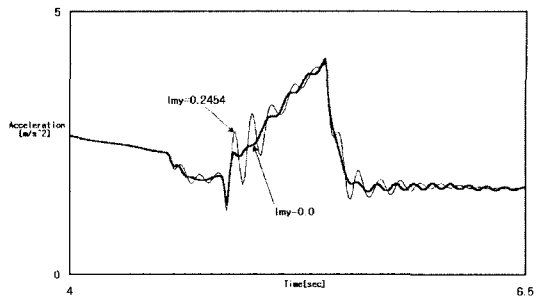


Fig. 5.1 Effect of l_{my} - fore/aft acceleration

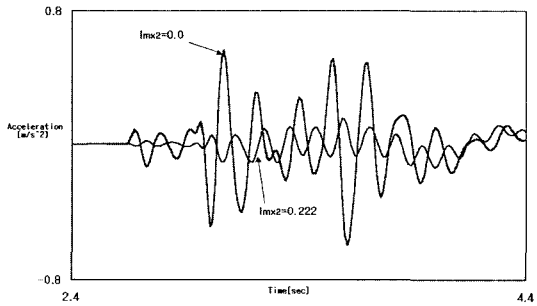


Fig. 5.2 Effect of l_{mx2} - vertical acceleration

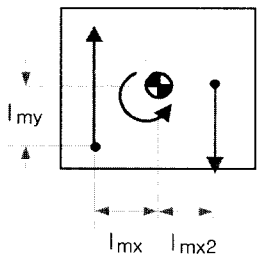


Fig. 5.3 Moment, forces, and engine mount location of EG/AT housing

소가 된다. 이렇게 정해진 값 l_{mx}, l_{mx2} 는 엔진/자동변속기 하우징에서 전달되는 진동의 측면에서 최적화 되었다고 할 수 있으며 실제 차량의 경우 이러한 값이 설계되었다고 예상할 수 있다. Fig. 5.2의 결과에서 l_{mx2} 의 값을 감소시켰을 때 수직 방향 진동이 커진 것은 위와 같은 분석을 통해 이해할 수 있으며, l_{mx2} 의 값을 증가시켰을 경우에도 수직 방향 진동이 커짐을 확인할 수 있었다.

6. 결 론

본 연구에서는 동력 전달계와 차량계의 연성 해

석을 위해, 동력 전달계와 차량계의 수학적 모델링을 수행하였다. 또한 실차 실험을 통해 차량계 모델의 등가 파라미터들을 추출하였다. 이를 요약하면 다음과 같다. 얻어진 동력 전달계, 차량계 복합 모델을 해석하고, 그 결과를 실차 실험 결과와 비교함으로써 모델의 타당성을 검증하였다.

1) 동력 전달계, 차량계의 연성 해석을 위하여, 엔진/자동변속기 하우징, 차체, 그리고 타이어 부로 이루어진 차량계의 수학적 모델링을 수행하였다. 엔진 마운트를 현실적으로 모델링함으로써 변속시 엔진/자동변속기 하우징과 차체의 연성 영향을 해석할 수 있도록 하였으며, 구동력은 타이어로부터 등가 강성 및 감쇠를 통해 차체에 전달되도록 하였다.
2) 실차 실험을 통해 대상 차량의 동적 거동을 측정하였으며, 이를 이용해 자유도별 최저차 고유진동수를 계산하여 특성방정식에 대입함으로써 차량계 모델의 현가계 등가 강성과 차체 회전 관성 등을 추출하였다.
3) 완성된 모델을 이용해 대표적 변속 상황에 대한 해석을 수행하고, 실차 실험 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였다. 실험 및 해석 결과에서, 동력 전달계 단독 해석에서는 볼 수 없었던 엔진/자동변속기 하우징의 진동 영향이 나타남을 알 수 있었다.
4) 차량계 모델 파라미터의 영향도 해석을 통해, 엔진 마운트의 위치가 변속시 동적 거동에 영향을 줄 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 기계분야 BK-21 사업의 지원하에 수행되었으며, 이에 감사드립니다

References

1) Y. H. Kim, C. I. Park, J. M. Lee, "Analytical Investigation of the Shift Charateristics of a Passenger Car Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol.6, No.2, 1998.
2) Y. H. Kim, J. S. Yang, J. M. Lee, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling," SAE 941014, 1994.
3) H. S. Jo, W. S. Lim, Y. I. Park, J. M. Lee, "A Study on Shifting Transients of a Torque Converter Equipped Vehicle," Proc. ISROMAC, Vol.B, pp.875-886, 1994.
4) H. S. Jo, W. J. Jang, J. H. Park, W. S. Lim, Y. I. Park, J. M. Lee, "A Study on the Improvement of the Shift Charateristics for the Passenger Car Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol.7, No.6, 1999.
5) Y. H. Kim, "A Study on the Dynamic Characteristics and the Shift Control Parameters of a Passenger Car Automatic Transmission," Doctoral Dissertation in Engineering at Seoul Nationl Universty, 1995.
6) R. Schwarz, M. Willimowski, R. Isermann, P. Willimowski, "Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influences of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics," SAE 971117, 1997.
7) J. H. Park, P. E. Nikravesh, "A Multibody Approach to Modeling Tire Longitudinal and Lateral Flexibility," SAE 971099, 1997.
8) M. G. Kim, C. H. Hyun, H. I. Jeong, "The Effects of Vehicle Velocity and Engine Mount Stiffness on Ride Comfort," SAE 941045, 1994.
9) J. H. Kim, "Dynamic Analysis of Engine Mount Systems with Consideration of Foundation Flexibility," Doctoral Dissertation in Engineering at Seoul Nationl Universty, 1995.
10) H. S. Jo, J. H. Park, J. H. Kong, J. M. Lee, Y. I. Park, "Modeling of the Powertrain System and the Vehicle Body for the Analysis of the Driving Comfortability," Transactions of KSME, Vol.24, No.4, pp.926-936, 2000.
11) J. H. Park, Y. I. Park, J. M. Lee, "Estimation of Real Driving Fuel Consumption Rate of a Vehicle When Driving on Road Including Grade," Transactions of KSAE, Vol.8, No.3, 2000.
12) John Fenton, Handbook of Automotive Powertrain and Chassis Design, Professional Engineering Publishing, UK, 1998.
13) Analog Devices, Inc., Single Chip Accelerometer with Signal Conditioning-ADXL05, Technical Support Manual, USA, 1998.