

자동화 변속기를 장착한 버스용 병렬형 하이브리드 동력전달계의 변속 특성 해석과 승차감에 관한 연구

A Study on the Analysis of the Shift Characteristics and the Driving Comfort for the Parallel Type Hybrid Drivetrain System for Transit Bus equipped AMT

조 한 상*, 이 장 무*, 박 영 일**
Han Sang Jo, Jang Moo Lee, Yeong Il Park

ABSTRACT

Detailed mathematical models of hybrid drivetrain components are presented and numerical simulations are carried out to analyze the shift characteristics and to improve the driving comfortability when the hybrid drivetrain is applied at the vehicle. Theoretical results are compared with experimental ones from the dynamometer as same condition in order to prove the appropriateness of modeling. Adding the vehicle body modeling, included in the suspension and the engine mount, it is possible to predict the dynamic behavior and shift characteristics more actually when shifts are occurred by automated manual transmission(AMT). These additional results are also compared with the same simulation ones of internal combustion engined vehicle equipped conventional manual transmission. Hence, it can be expected that the hybrid vehicle with AMT has a good shift quality.

주요기술용어 : Hybrid electric bus(하이브리드 버스), Automated manual transmission (자동화 변속기), Shift characteristics(변속특성), Driving comfort(승차감), Driving simulation(주행 시뮬레이션), Dynamometer test(다이내모 실험)

1. 서 론

수학적인 모델링과 시뮬레이션 기법은 차량을

설계하고 이를 평가하는데 있어서 매우 중요한 도구가 된다. 새로운 차량을 개발하는데 있어서 많은 비용과 시간이 투자되어야 하는 실차실험에 비해, 정확한 차량 성능 예측 기법은 이러한 노력들을 상당히 줄여줄 수 있기 때문이다. 또한 이것은 차량 개발의 초기 단계에서부터 새로운 개념과 아이디어를 적용할 수도 있기 때문에 더욱 유용한 도구가 될 수 있다. 연비 극대화와 배기가스

* 정희원, 서울대학교 기계설계학과

** 정희원, 서울산업대학교 기계설계학과

전감을 위해 전기 에너지를 동시에 동력원으로 사용할 수 있는 하이브리드 차량의 개발을 위하여 사용될 수 있는 수학적 모델링은 크게 두가지로 나누어질 수 있다. 첫번째는 설계된 차량의 연비 효율, 배기가스 특성과 배터리 사용량 등 전반적인 성능을 해석하기 위한 성능 모델링이며 [1,2,3], 두번째는 동력전달계의 상세 동역학적 모델링을 통하여 특정 주행 상태에서의 차량의 승차감과 동력전달계의 거동 등을 해석하기 위한 것이다.[3]

본 연구의 목표는 자동화 변속기(AMT : Automated Manual Transmission)를 장착한 병렬형 하이브리드 버스 동력전달계 전체에 대한 동적 해석과 변속시 과도 특성 분석 기법을 개발하여 이를 실차 구현시 차량 승차감 개선에 적용하는 것이다. 이를 위하여 각 구성 요소들에 대한 상세한 수학적 모델을 제시하였고, 변속시 과도 특성을 해석하기 위한 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 이론적으로 얻어진 이들 결과들을 주행 조건이 동일한 동력전달계의 실험 결과들과 비교하고, 그 특성을 비교하여 모델들의 타당성을 검증하였다. 마지막으로 현가계 등을 포함한 차량의 전체 모델링을 이용하여, 하이브리드 차량 전체에서 자동화 변속기의 변속시 동적 과도 특성을 예측하고, 그 결과를 역시 동일한 주행 조건상에서 일반 수동 변속기를 장착한 순수 내연기관 차량의 변속 특성과 비교 분석해 보았다.

2. 하이브리드 버스 동력전달계의 수학적 모델링과 해석 기법 개발

본 연구대상 동력전달계는 근본적으로 수동변속기가 장착된 순수 내연기관 차량 동력전달계와 동일하며, 다만 또다른 동력원인 전동기가 변속기 입력축에 연결된다는 점만이 그 차이점이다. 이러한 하이브리드 동력전달계의 제어기인 HECU(Hybrid Electric Control Unit)는 적절한 변속시점을 판단하여 클러치 분리/결합과 변속레버 조작을 수행함으로써 요구되는 속도비를

결정한다. Fig.1은 차량을 제외한 본 대상 동력전달계 전체에 대한 동역학적 모델링을 나타낸 것으로서, 이는 동력원들, 클러치 그리고 수동변속기 기어열 등으로 이루어져 있다. 동력전달계의 모델링에서 전체 계에 대하여 각 요소들의 관성들은 이산계(lumped system)로 처리하였으며, 각 요소들의 강성과 감쇠들은 몇 개의 등가의 값들로 모두 치환하였다. 여기서 I 는 각 구성요소들의 관성 모멘트이며, T , ω 는 전달 토크와 회전속도들이다. 또한 K 와 C 는 각각 등가 스프링 상수, 등가 감쇠 계수를 나타내며, α 는 기어비를 나타낸다.

한편 하첨자 E는 엔진, M은 전동기, T는 변속기 그리고 V는 차량을 나타내며, 그림의 하첨자들은 각 구성요소들을 나타낸다. 한편 본 연구에서는 하이브리드 동력전달계의 동적 특성을 해석하기 위하여 부시스템 조합(subsystem assembling) 개념을 도입해 이를 적용하였다.[4] 이 개념은 설계자가 구성요소를 독립적인 입력과 출력을 갖고 있는 세부 시스템으로 모듈화하고, 각 부시스템들의 지배 방정식과 구속조건식들을 각각 구분하여 입력하면, 프로그램 내부에서 주행상황에 따른 자유도 판단을 통해 스스로 전체 시스템 행렬을 조합하여 구성하고 이를 풀어내는 방식이다. 각 부시스템간에는 가상적인 링크(link)로 연결되어 있으며, 동력 흐름은 분지점(branch)을 통해 입출력된다. 본 연구 대상 동력전달계는 차량계를 포함하여 5개의 부시스템으로 분류될 수 있으며, 이들 각각을 구성하는 정보는 Table 1과 같이 나타낼 수 있다. Fig.2는 이들 부시스템간의 관계를 표시한 것이다.

Table 1 Information of each subsystem

Subsys Content	1				2		Global	
	1	2	3	4	Sim	Exn	Sim	Exn
Variable	2	3	2	9	10	1	26	20
Equation	2	3	3	14	12	5	34	27
Force	4	4	3	14	8	3	33	28
Branch	1	3	1	2	1	1	-	-
Name	E/G	CLH	MOT	AMT	VEH	Load	-	-
	Link=5							

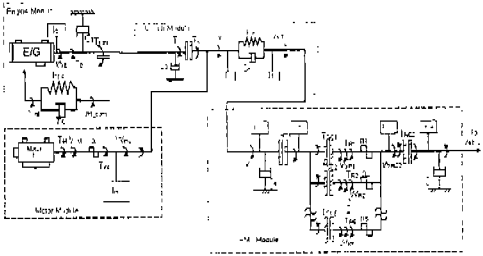


Fig.1 Schematic diagram of hybrid drivetrain system equipped AMT

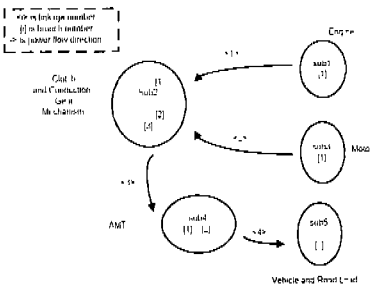


Fig.2 Subsystems and links of global system

2.1. 부시스템 1 - 엔진계

부시스템 1은 엔진과 플라이휠(flywheel)을 거쳐 클러치 입력축까지의 모델링이 포함되어 있으며, 클러치에 전해주는 동력의 양이 결정되는 시스템이다. 이때 엔진의 관성에 비하여 차량계를 포함한 동력전달계의 관성이 매우 크기 때문에, 동력전달계에 대한 동적 해석시 엔진의 미세한 거동은 출력축이나 차량에 대한 해석 결과에 거의 영향을 주지 않는다고 알려져 있다.[3,4] 따라서 엔진 특성은 각 부하별로 얻어진 정상상태 성능곡선들을 이용하였으며, 엔진의 가속과 온도에 의한 영향을 보정하였다.[1~4] 한편 실제 부하량과 HECU에서 계산된 목표 부하량간에 식 (1)과 같이 근사적으로 1차 지연 요소를 부가해 줌으로써, 엔진 특성 실험에서 나타난 시간 지연량을 보완할 수 있도록 하였다. 이는 특히 변속시 엔진의 급격한 부하량의 변화에 따른 출력의 변화를 적절히 예측할 수 있게 한다.

$$\tau_c \dot{\chi}_{tht} + K_{tht} \chi_{tht} = \chi_{tht_com}$$

where $K_{tht} = 1$ (1)

이때 τ_c 는 유효 부하 시상수(effective load time constant)로서 상수로 고려되었으며, 본 연구에서는 실험 결과에서 얻어진 값(약 0.05)을 적용하였다. 또한 변속시 제어되는 목표 엔진 부하량은 실제 HECU의 주행 제어 알고리즘과 동일하게 Fig.3과 같이 비례 직부 제어기와 제어 이득들을 그대로 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 한편 엔진과 플라이휠부의 지지 베어링들의 마찰 손실을 실험적으로 얻어진 증가의 점성 감쇠(viscous damping) 요소로 처리하였으며,[10] 추후 자동화 변속기의 변속시간 단축을 위한 입력 브레이크의 효과 T_{BKN} 도 모델링에 포함시켜 그 영향들을 미리 분석할 수 있도록 하였다. 다음 식들과 Fig.4는 각각 엔진과 그의 부하량 제어 특성에 관한 지배 방정식과 모델링 결과를 나타낸다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - C_1 \omega_E - T_{BKN} - T_{in} \quad (2)$$

$$0 \cdot \ddot{\chi}_{tht} = \chi_{tht_com} - \tau_c \dot{\chi}_{tht} - K_{tht} \chi_{tht} \quad (3)$$

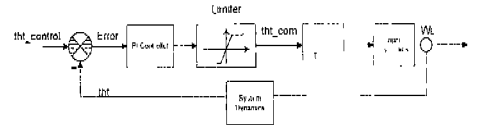


Fig.3 Diagram of engine and throttle controller characteristics

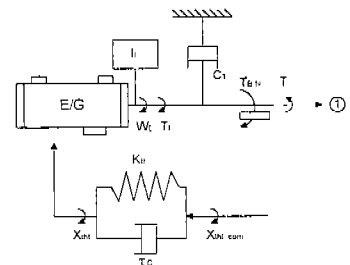


Fig.4 Modeling of subsystem 1

2.2. 부시스템 2 - 클러치계

엔진과 전동기로부터 동력을 받아 자동화 변

속기의 입력속으로 전달하는 부시스템이다. 여기에는 클러치계의 모델링이 포함되어 있으며, 블러치의 고유값인 감쇠 스프링(damper spring)들의 강성과 감쇠값들이 부가되어 있다. 또한 회진축들에는 등가의 베어링 감쇠로 지지되게 모델링하였다. 이때 클러치의 구조는 수동변속기용 긴식 단판 클러치와 동일하며, 작용 토크는 다음과 같이 마찰계수와 수직항력의 함수로 표현할 수 있다.[5]

$$T = \eta \cdot \mu \cdot N \cdot F \cdot \frac{2}{3} \frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \quad (4)$$

where η : 클러치 효율, μ : 마찰계수,
 N : 접촉면의 개수, R_o : 마찰판의 외경,
 R_i : 마찰판의 내경, F : 수직항력

이때 마찰계수는 다음 식과 같이 클러치 결합시 정마찰 계수로 접근하는 특성을 갖고 있다. 여기서 정마찰계수, 동마찰계수 및 한계각속도 등은 클러치 제조회사의 자료를 이용하였다.

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) \times \exp(-\Delta\omega / \omega_{critical}) + \mu_k \quad (5)$$

where μ_s : 정마찰계수, μ_k : 동마찰계수,
 $\Delta\omega$: 클러치 양단의 속도차, $\omega_{critical}$: 한계각속도

한편 클러치면에 작용하는 수직항력의 형태에 따라 전달 토크도 결정된다. 여기서는 단품 실험에 의해 얻은 특성 곡선을 1차 및 2차 곡선으로 근사시켜, 이를 수직항력 계산에 이용하였으며, 하중과 압력판(pressure plate)사이의 관계 역시 제조회사의 실험 결과를 이용하였다. 수동변속기용 블러치에 장착된 감쇠 스프링의 구조는 서로 강성이 다른 두 스프링이 복합적으로 작용하게 되어 있다. 따라서 스프링 상수 K_c 은 Fig.5와 같이 비선형 특성을 나타내게 되며, 본 해석에서는 이를 2단계로 선형화하여 모델링 하였다. 다음 식들과 Fig.6은 각각 클러치계에 관한 지배방정식과 모델링 결과를 나타낸다.

$$0 \cdot \dot{\omega}_p = T_{in} - T_c - C_2 \omega_p \quad (6)$$

$$I_c \dot{\omega}_c = T_c + T_{m2} - K_c(\theta_c - \theta_T) - C_c(\omega_c - \omega_T) - C_1 \omega_c \quad (7)$$

$$I_T \dot{\omega}_T = K_c(\theta_c - \theta_T) + C_c(\omega_c - \omega_T) - T_{m1} \quad (8)$$

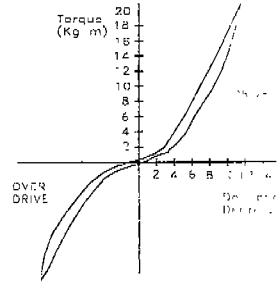


Fig.5 Characteristics of clutch damper spring coefficient

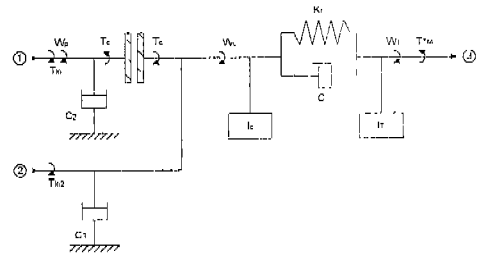


Fig.6 Modeling of subsystem 2

2.3. 부시스템 3 - 전동기와 결합장치부

전동기와 인버터에서 발생된 진동기 출력을 결정하는 부시스템으로서 계산된 출력은 유니버설 조인트(universal joint)를 거치 클러치 부에 장착되어 있는 결합장치로 바로 전달된다. 이때 조인트나 연결 회진축들은 다른 요소들에 비하여 비교적 관성이 작고 강성이 매우 크기 때문에 이들의 영향은 무시하였으며, 변속시 진동기 속도 제어를 위한 전동기의 비례 적분 제어기는, 엔진 부하량 제어기와 마찬가지로 실제 HECU 내의 주행 제어 알고리즘과 동일하게 모델링 하였다.

한편 전동기는 그의 입출력 동력, 토크 그리고 효율로 표시된 에너지 모델을 사용하였다. 엔진과는 다르게 전동기의 출력을 제어하는 전동기

제어기(inverter and controller)는 DSP (Digital Signal Processing) 처리기를 이용한 벡터 제어기법을 사용하였기 때문에, 목표 출력과 실제 출력간의 오차나 시간 지연이 극히 작으므로 이들을 무시할 수 있다.[6] 다음 식들과 Fig.8은 각각 전동기와 결합장치부에 관한 지배 방정식과 모델링 결과를 나타낸다.

$$I_M \dot{\omega}_M = T_M - \frac{1}{\alpha} T_{in1} \quad (9)$$

$$I_{in2} \dot{\omega}_{in2} = T_{in1} - T_{in2} \quad (10)$$

$$\dot{\omega}_M - \alpha \dot{\omega}_{in2} = 0 \quad (11)$$

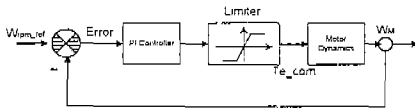


Fig.7 Diagram of motor, inverter and speed controller characteristics

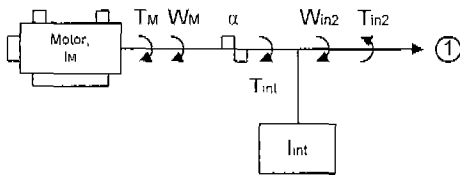


Fig.8 Modeling of subsystem 3

2.4. 부시스템 4 - 자동화변속기

본 연구대상 변속기는 기존 차량에서 사용하는 5단 수동변속기를 자동화한 것이며[3,5], 이러한 자동화 변속기의 작동원리는 수동변속기와 차이가 있지만, 구조가 동일하므로 그 결과로 나타나는 동역학적 현상은 모두 동일하다. 이들은 모두 변속레버의 이동에 따라 싱크로나이저(synchronizer)의 위치가 바뀜으로서 동력을 전달하는 기어를 원활히 바꿔준다. 이때 싱크로나이저는 대개 3단계의 결합단계를 거치면서 이들에 의한 과도 상태가 충격으로서 나타난다. 그러나 이러한 충격들은 싱크로나이저 양단의 기어들의 속도차이가 한계값(약 100rpm) 이하일 경우 결합시 나타나는 과도현상은 거의 없다고 알려져

있다.[7~9] 따라서 자동화 변속기는 모델링의 간편함을 위하여, 동역학적으로 능가인 클러치들을 이용한 동력 흐름 제어 시스템(power flow control system)으로 치환하여 사용하였다. 이는 변속기의 입력축과 출력축에 해당하는 부분에 각각 동력을 단절하여 주는 중립 클러치들을 장착하고, 싱크로나이저와 기어열들에 해당하는 부분에는 각 단의 기어비와 변속 클러치들을 장착한 것이다. 본 연구 대상 자동화 변속기는 전동기의 속도 제어가 끝난 후부터 다음 단의 기어열이 싱크로나이저에 의해 완전히 연결될 때까지, 모든 변속에 대하여 약 0.03~0.05초 이내가 소요되며, 이때 변속기 출력축에서는 이러한 과정에 의하여 발생하는 과도 현상들이 거의 발생되지 않음을 알 수 있었다.[3] 따라서 이상과 같은 등가의 자동화 변속기 모델링은 큰 오차 없이 적용될 수 있다고 판단되었다.

다음식들과 Fig.9는 각각 자동화 변속기의 등가 시스템에 관한 지배 방정식과 모델링 결과를 나타낸다. 이때 내부 변속 클러치인 SC1~SC5들의 결합과 분리는 중립 클러치인 NC1과 NC2에 의해 동력이 차단된 후 발생되므로, 항상 변속기 출력축에 대하여 전혀 영향을 주지 않게 된다. 또한 전동기 속도 제어에 의한 결과로 NC1과 NC2 클러치는 ω 들 양단의 속도차가 거의 없게 되므로 역시 이들의 결합시 과도 현상들이 나타나지 않는다. 따라서 가능한 한 빠른 시간 내에 이들이 결합할 수 있도록, 클러치 용량이 매우 큰 요소들을 사용하였다.

$$I_{TM} \dot{\omega}_T = T_{TM} - C_1 \omega_T - T_{NC1} \quad (12)$$

$$J_{NC1} \dot{\omega}_{NC1} = T_{NC1} - T_{SC1} - T_{SC2} - T_{SC3} - T_{SC4} - T_{SC5} \quad (13)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{R1} = T_{SC1} - \frac{1}{\eta_1} T_{R1}$$

$$\dot{\omega}_{R1} - \eta_1 \dot{\omega}_{NC2} = 0 \quad (14)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{R2} = T_{SC2} - \frac{1}{\eta_2} T_{R2}$$

$$\dot{\omega}_{R2} - \eta_2 \dot{\omega}_{NC2} = 0 \quad (15)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{R3} = T_{SC3} - \frac{1}{\eta_3} T_{R3}$$

$$\dot{\omega}_{R3} - \eta_3 \dot{\omega}_{NC2} = 0 \quad (16)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{R4} = T_{SC4} - \frac{1}{\eta_4} T_{R4}$$

$$\dot{\omega}_{R4} - \eta_4 \dot{\omega}_{NC2} = 0 \quad (17)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{R5} = T_{SC5} - \frac{1}{\eta_5} T_{R5}$$

$$\dot{\omega}_{R5} - \eta_5 \dot{\omega}_{NC2} = 0 \quad (18)$$

$$I_{NC2} \dot{\omega}_{NC2} = T_{R1} + T_{R2} + T_{R3} + T_{R4} + T_{R5} - T_{NC2} \quad (19)$$

$$I_{TM0} \dot{\omega}_{TM0} = T_{NC2} - C_5 \omega_{TM0} - T_{TM0} \quad (20)$$

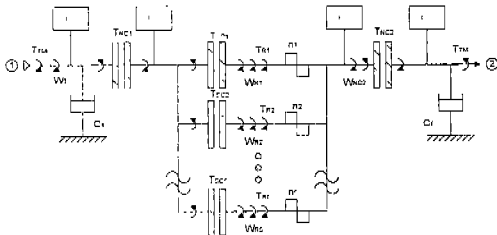


Fig.9 Modeling of subsystem 4

2.5. 부시스템 5 - 차량계 및 주행부하계

본 연구에서는 변속질(shift quality)을 직접적으로 평가할 수 있는 차량의 전후방 가속도 변화율을 위해, 차량계를 상세히 모델링하여 입력하였다. 이러한 차량계 모델링은 기존의 유사한 해석들에서도 많이 적용되고 있는 바이시클 모델(bicycle model)을 확장한 것으로서, [10,11] 엔진 마운트의 회전 운동, 현가계 질량(unsprung mass)과 엔진의 전후방 진동, 현가계(suspension)에 의한 동적 영향도, 출력축 케이스의 감김 운동(wind-up motion) 등이 모두 포함되어 있다.

구동축을 거친 출력은 타이어의 감쇠 등을 거쳐 현가계에 전달된다. 그러나, 이들의 정확한 모델링을 위해서는 많은 자유도와, 여러 비선형 요소(Ex : bushing)들을 고려하여야 한다. 따라

서 본 연구에서는 타이어와 현가계의 직진과 상하방향에 대해 등가 강성과 감쇠 요소를 고려하여 이를 차량 모델링에 포함시켰다. 이때 타이어 위치에서 현가장치의 상하방향 진동과 현가계 질량의 전후방 운동을 제외한 나니지 운동들은 비교적 그 영향이 작다고 가정하였으므로 이들을 무시하였다. 한편 지면과 타이어 사이에 작용하는 구동력은 타이어의 슬립량과의 관계로서 모델링 하였다. Wong[12]에 의하면, 구동축에 의해 타이어에 전달된 구동토크는 타이어와 지면과의 접촉면(contact patch)에 작용하게 되어, 타이어 앞부분은 압축되고 이에 대응되는 전단변형이 타이어 옆면에 발생되게 된다. 따라서 실제 타이어의 이동거리는 자유회전시와는 차이가 발생되며, 이를 다음식과 같이 타이어의 슬립이라고 정의한다.

$$i = 1 - \frac{V}{h \cdot W_w} \quad \text{for Driving} \quad (21)$$

$$i = 1 - \frac{h \cdot W_w}{V} \quad \text{for Braking} \quad (22)$$

일반적으로 슬립이 15~20% 이하에서 이들은 선형관계를 이루며, 따라서 다음과 같은 실험식을 이용할 수 있다. [12]

$$F_{ff} = K_i(i) \times i \quad (23)$$

다음 식들과 Fig.10은 각각 차량에 대한 지배방정식과 모델링된 결과를 나타낸다.

$$0 \cdot \dot{\omega}_{in} = T_{in} - \frac{1}{\beta} T_{out} - C_{H(A)} \omega_{in} \quad (24)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{\beta} = T_{out} - K_o(\theta_{\beta} - \theta_{wf} - \theta_w) - C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf} - \omega_w) - C_{HX2} \omega_{\beta} \quad (25)$$

$$I_{wf} \dot{\omega}_{wf} = K_o(\theta_{\beta} - \theta_{wf} - \theta_w) + C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf} - \omega_w) - T_{wi} \quad (26)$$

$$I_{tr} \dot{\omega}_{tr} = T_{wf} - h_r F_{tr} - T_{rr} \quad (27)$$

$$I_w \dot{\omega}_w = T_{out} - K_w \theta_w - C_w \omega_w \quad (28)$$

$$I_M \dot{\omega}_M = T_{in} - K_M \theta_M - C_M \omega_M + \sum T_r \quad (29)$$

$$M_{tr} \ddot{x}_{tr} = \frac{T_{wf}}{h_r} - K_{tr} x_{tr} - C_{tr} \dot{x}_{tr} \quad (30)$$

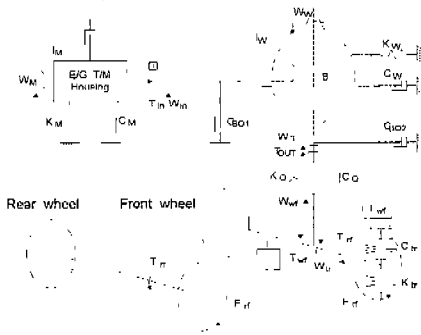
$$M_{UN} \ddot{x}_{UN} = \frac{T_{wf}}{r_{eff}} - K_{UN}(x_{UN} - x_V) - C_{UN}(\dot{x}_{UN} - \dot{x}_V) \quad (31)$$

$$M_V \ddot{x}_V = F_{fr} - \frac{T_{rf}}{h_f} - F_a - F_g + K_{UN}(x_{UN} - x_V) + C_{UN}(\dot{x}_{UN} - \dot{x}_V) - K_{EM}(x_V - x_E) - C_{EM}(\dot{x}_V - \dot{x}_E) \quad (32)$$

$$M_E \ddot{x}_E = K_{EM}(x_V - x_E) + C_{EM}(\dot{x}_V - \dot{x}_E) \quad (33)$$

$$\dot{\omega}_{in} - \beta \dot{\omega}_{\beta} = 0 \quad (34)$$

$$\dot{\omega}_{wf} - \dot{\omega}_{fr} = 0 \quad (35)$$



(a) rotating motion

(b) translational motion

Fig.10 Modeling of subsystem 5 (vehicle body)

이때, CBO1, CBO2 등은 휠 등에 포함되어 있는 각종 베어링들의 손실을 감쇠로 고려한 것이며, 변속기 회전축과 하우징과의 반력들은 동적 특성에 영향을 주지 않으므로 모두 무시하였다. 또한 차량의 휠에 작용하는 부하들은 각각 관성저항, 구름저항, 공기저항 그리고 등판저항 등으로 구분하여 적용하였다.[1~4]

한편 하이브리드 동력전달계의 동력계 실험장치에서 차량에 해당하는 부분은 변도의 모델링을 수행하였다. Fig.11은 이것의 모델링을 나타내는 것이다. 여기에는 차량관성 효과를 위한 플라이휠 관성과 차량 부하를 위한 와전류형 부하 시스템(eddy-current dynamometer system) 등이 장착되어 있다. 따라서 실험 결과와의 비교를 위한 주행 시뮬레이션에서는 차량계 대신 본 부시스템을 대체하고, 변속기 출력축과 플라이휠 사이에 장착된 센서들에서 측정된 동력전달계의 출력값들은, 해석상에서도 동일한 위치에서의 출력값들과 비교될 수 있도록 모델링을 수행하였다.

$$0 \cdot \dot{\omega}_{in} = T_{in} - T_{out} - C_{HCL} \omega_{in} \quad (36)$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{\beta} = T_{out} - K_o(\theta_{\beta} - \theta_V) - C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf}) \quad (37)$$

$$I_V \dot{\omega}_V = K_o(\theta_{\beta} - \theta_V) + C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf}) - T_V \quad (38)$$

$$I_M \dot{\omega}_M = T_{out} - K_M \theta_M - C_M \omega_M \quad (39)$$

$$\dot{\omega}_{in} - \dot{\omega}_{\beta} = 0 \quad (40)$$

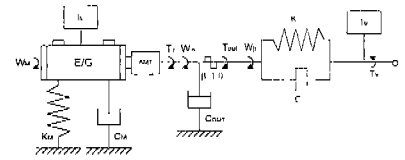


Fig.11 Modeling of subsystem 5 (experimental)

3. 하이브리드 동력전달계의 실험과 해석 결과와의 비교

설계된 하이브리드 동력전달계의 성능 및 변속기 과도 상태를 해석하고, 개발된 자동화변속기의 변속 제어 알고리즘을 검증하기 위하여 다음과 같은 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 168마력 디젤 엔진, 37kw급 교류 전동기, 배터리, 전동기 결합장치, 자동화 변속기와 각종 공압 실린더, 와전류식 부하계, 전동기 제어와 주행 제어 알고리즘 제어를 위한 인버터와 제어기(HECU), 데이터 수집용 PC, 토크/속도와 각종 위치센서

등으로 이루어져 있다. Fig.12는 하이브리드 동력전달계 실험장치의 전체모습이며, Fig.13은 HECU에 연결된 각종 입출력 신호들의 흐름도를 개략적으로 나타낸 것이다.

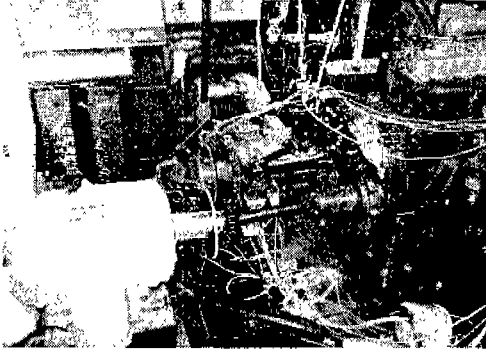


Fig.12 Overview of the hybrid drivetrain with the AMT in the dynamometer

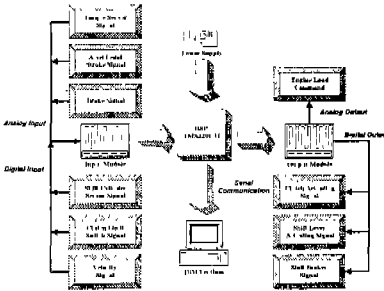
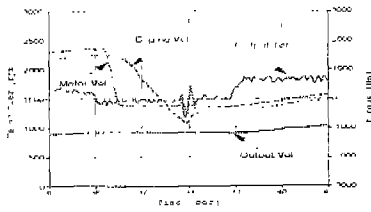


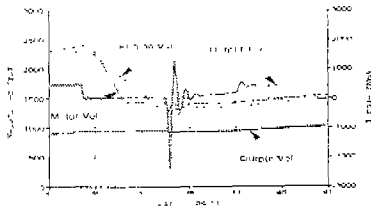
Fig.13 Schematic diagram of main control unit.

자동화 변속기를 장착한 하이브리드 동력전달계의 변속시 동적 과도 특성을 이론적으로 해석하기 위하여 이의 주행 시뮬레이션을 수행해 보았다. 해석 대상은 대표적으로 하이브리드 모드와 전동기 모드에서의 3→4단 상단변속이며, 그 결과물 Fig.14와 Fig.15에 나타내었다. 이때 주행 시뮬레이션을 위한 입력자료 중 대부분은 제작회사들로부터 입수하였으며, 특히 변속기 내부의 회전속도의 등가관성들은 실물을 분해하여 계산하였다. 또한 정확한 수학적 모델링이 불가능하였던 각종 시간 지연이나 감쇠계수 등은 실험 결과들로부터 유추하여 입력하였다. 하이브리드 모드 주행시의 결과인 Fig.14를 보면, 변속시 동력원들은 급격한 속도 변화를 겪으며 변속을 수

행하나 출력축 속도들은 거의 변화가 없음을 알 수 있으며, 따라서 모든 단수에서 원활한 변속이 수행되고 있음을 알 수 있다. 출력 토크들은 모두 전형적인 수동변속기 장착 차량의 변속시 경향을 그대로 보여주고 있다. 특히 변속시 동력의 단절로 인하여 변속 초반에는 출력토크가 거의 0인 값을 가지는 특징이 두드러진다. 변속시 전동기 속도 제어로 인하여 싱크로나이저의 분리/결합에 의한 충격은 거의 나타나지 않으므로 이들은 변속 과도 상태에 영향을 주지 않음을 확인할 수 있다. 또한 상단 변속시 클러치 슬립이 발생하는 순간을 보면, 엔진 관성에 의한 엔진 브레이크 효과 때문에 출력축에 역토크가 발생하게 된다. 그 직후의 양의 과도 토크는 클러치 결합 충격을 나타내는 것으로서, 변속시의 엔진 속도 제어로 인하여 그 값이 비교적 작으며 빠른 감쇠 효과를 나타내는 것을 모두 확인할 수 있다. 한편 실험에서 측정된 출력축의 과도 토크의 최대 피크값들은 대부분 해석결과보다 작은 값을 나타낸다. 그 이유는 변속 과정 중의 클러치의 쿨롱 마찰(coulomb friction) 효과, 각종 기세식 마찰 저항, 윤활 현상 등 시뮬레이션을 위한 모델에서는 구현하기 어려운 현상들이 존재하기 때문이다. 또한 베어링, 기어, 축, 클러치 등의 요소에서 높은 충격 토크를 흡수하는 댐퍼 효과(damper effect)도 오차의 한 원인이라고 판단된다. 그러나 전반적인 변속 과도 상태에 대한 경향은 거의 일치함을 알 수 있다. Fig.15는 전동기 모드로 주행시의 결과들을 나타낸 것이다. Fig.14와의 가장 큰 차이점은 클러치의 분리와 결합작동이 없는 점이며, 따라서 이에 따른 과도 현상이 전혀 나타나지 않는다는 점이다. 따라서 본 모드는 가장 부드러운 변속을 수행할 수 있으며, 이를 실험 결과와 해석 결과에서 모두 확인할 수 있다. 또한 변속시의 속도들과 토크의 전반적인 성향도 마찬가지로 실험과 해석결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 이상의 결과들을 볼때 위와 같이 모델링된 하이브리드 동력전달계는 동적 해석을 통하여 그 거동들을 잘 예측할 수 있음을 확인할 수 있다.

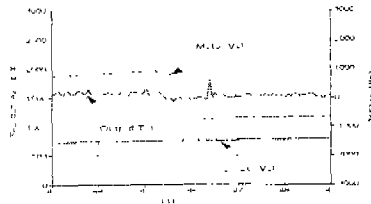


(a) experiment

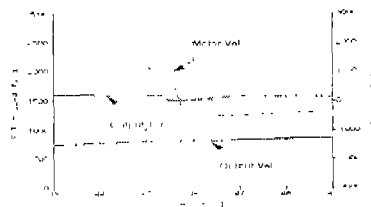


(b) simulation

Fig.14 Comparison of experimental and simulation results - velocities and torque (hybrid mode, upshift, 3 → 4 shift)



(a) experiment



(b) simulation

Fig.15 Comparison of experimental and simulation results - velocities and torque (motor mode, upshift, 3 → 4 shift)

4. 이론적인 해석을 통한 하이브리드 차량의 변속 성능 예측

본 절에서는 차량의 전체 모델링을 이용하여 하이브리드 차량 전체의 변속시 동적 과도 특성을 예측해 보았다. 또한 그 결과를 동일한 주행 조건 상에서 일반 수동 변속기를 장착한 순수 내연기관 차량의 변속 특성과 비교 분석해 보았다. 이때 순수 내연기관 차량의 제원은 하이브리드 차량과 비교하여 Table 2에 나타내었다. 여기서 운전자의 운전 성향과 습관, 운전 경력 등은 수동 변속기의 변속 성능에 매우 큰 영향을 미치게 되나 이들을 모두 수학적으로 고려하는 것은 큰 의미가 없다. 따라서 수동변속기 장착 차량의 해석에서는 숙련된 운전자가 차량의 변속 시간과 클러치 결합이 가장 최단 시간으로 이루어지게 하는 변속을 가정하였다. 즉 실제 주행 상황에서 흔히 발생하는 변속 직후 싱크로나이저의 무리한 결합에 따른 기어간의 간섭과 과도 진동 현상 등은 본 시뮬레이션에서 제외하였다. 또한 엔진의 급격한 발진에 의한 시간 지연과 아이들 출발시의 과도현상, 반클러치에 의한 발진 등도 역시 제외하였다. 따라서 실제 차량에서의 변속 상황은 본 해석시 가정한 변속 상황보다 더욱 악화될 가능성이 존재한다.

Fig.16은 두 차량에 대한 3→4단 상단 변속 시뮬레이션 결과를 대표적으로 비교한 것이다. 이들 결과들은 모두 차량의 변속진을 객관적으로 판단할 수 있는 차량의 전후방 가속도와 저어크(jerk)들로 나타내었다. 따라서 실제 운전자가 느끼는 변속 과도 현상을 얻을 수 있다는 장점이 있으며, 이때 전후방 가속도는 그 변동량을 쉽게 파악할 수 있도록 중력 가속도에 대한 비로서 나타내었다. 그 결과를 보면 하이브리드 차량이 내연기관 차량보다 변속시의 저어크가 크게 줄어든 것을 알 수 있다. 특히 수동변속기로 변속시 동력의 단절로 인한 피할 수 없는 변속 직후의 차량 가속도 지하 현상을 제외한다면, 클러치의 결합

이 없고 엔진의 영향이 없는 전동기 모드가 최적인 변속 특성을 보여주고 있음을 알 수 있다. 또한 하이브리드 모드시에도 무난한 변속 성능을 보여주고 있다.

Table 2 Specification of hybrid and conventional vehicle

Spec.		Hybrid	Conventional
Weight	Vehicle	6739 Kg	6739 Kg
	Driver (only)	55 Kg	55 Kg
	Battery+Motor/Cont	750+200 Kg	-
Parameters	Cd	0.55	0.55
	b	0.015	0.015
	AF	6.02144	6.02144
Components	Engine	120 HP, 3000 rpm	168 HP, 3000 rpm
	Motor	39 Kw, AC Induction	-
	Battery	Lead Acid, Dryfit 12V70Ah, 25 Set	-
	F/D	4.1	4.1
	Transmission	5-Speed AMT 1st 8.190 : 1 2nd 4.285 : 1 3rd 2.444 : 1 4th 1.443 : 1 5th 1.000 : 1	5-Speed M/T 1st 8.190 : 1 2nd 4.285 : 1 3rd 2.444 : 1 4th 1.443 : 1 5th 1.000 : 1

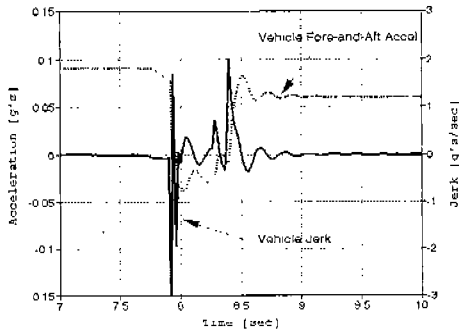
전체적으로 상단 변속시 차량 저어크의 변화는 수동변속기 장착 차량의 경우 약 $-3g/sec \sim 2g/sec$ 정도를 나타내었다. 자동화변속기 장착 차량의 경우 하이브리드 모드시 약 $-1.2g/sec \sim 0.2g/sec$ 정도로 저어크 변동 범위가 수동변속기 장착 차량에 비해 약 72%, 전동기 모드의 경우 약 $-0.8g/sec \sim 0.2g/sec$ 정도로 약 80% 정도가 줄어든 것으로 계산되었다. 또한 이들 경향들은 실험 결과에서 보여주는 변속시의 과도 현상들과 그 경향들이 일치하고 있다. 그러나 차량계의 여러 강성과 감쇠 효과로 인하여 차량의 가속도 변화는 실험시 출력축 토크의 형상과는 다소 차이가 있다. 특히 예리한 피크값이나 잔진동들은 대부분 제거되며, 약간의 전달 지연도 발생됨을 알 수 있다. 그러나 운전자가 실제 느끼는 변

속질은 차량의 가속도 변화이며, 따라서 본 해석 방법은 실제 주행상황을 더욱 근접하게 시뮬레이션 할 수 있음을 보여준다.

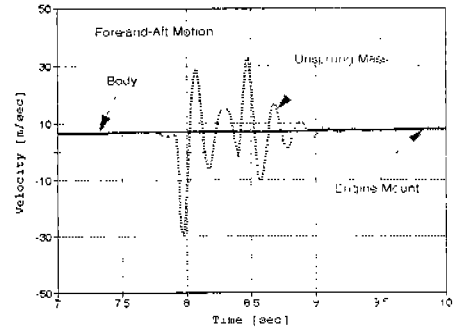
Fig.17과 Fig.18은 엔진 마운트 부의 회전 운동, 전후방 운동 그리고 현가장치부의 전후방 운동 등을 대표적으로 나타낸 것이다. Fig.17에서 보면 엔진 마운트의 전후방 운동은 차량과 거의 같이 움직인다는 것을 알 수 있다. 그 이유로 차량의 전후방 운동 자체가 큰 변화를 겪지 않기 때문이다. 현가장치부의 전후방 운동은 변속시 큰 과도 현상을 볼 수 있으나, 차량 관성이 현가장치부의 관성보다 상당히 크기 때문에 이것이 차량에 영향을 그대로 전달해 주지는 못하는 것을 알 수 있다. 그러나 엔진 마운트 부의 관성 등과 비교할때는 현가장치부 관성값이 역시 더 크기 때문에 그의 진동 주파수는 더 작은 값을 가지며, 현가장치들의 감쇠들에 의하여 변속이 끝난 후 곧 정상상태로 회복이 됨을 알 수 있다. 역시 이들 모두의 결과를 보면 하이브리드 차량의 두 주행 모드로 주행시의 이들 과도현상들이 모두 수동변속기 장착 차량의 변속시보다 상당히 줄어들었음을 알 수 있다. Fig.18은 엔진 마운트 부와 후륜 케이스의 회전각들을 나타낸 것이다. 일반 주행시에는 이들이 동력전달계에서 발생하는 여러 하우징들의 반력들로 인해 항상 일정 각도만큼 비틀어져 있다. 그러나 변속을 위하여 동력이 분리가 되면 그 반력들이 역시 제거되므로 강성들의 복원력으로 인하여 이들은 모두 평형상태인 0으로 접근함을 알 수 있다. 역시 변속이 종료되고 다시 동력이 연결되면, 이들은 다시 각종 반력들에 비례하여 비틀어지게 된다. 이때의 경향들도 차량 전후방 가속도와 마찬가지로 자동화 변속기를 장착한 하이브리드 차량의 경우가 그 변속 과도 현상이 현저히 감소하였음을 알 수 있다.

5. 결 론

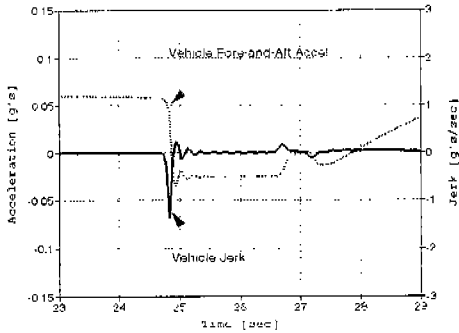
본 연구에서는 자동화 변속기를 장착한 버스를



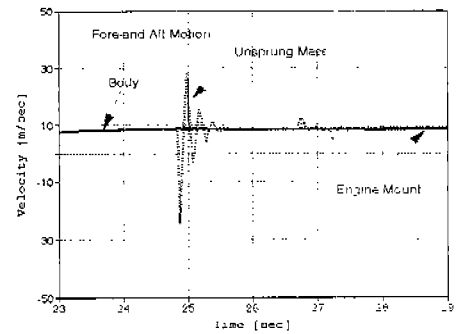
(a) conventional vehicle



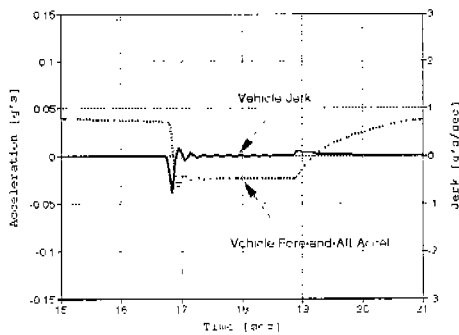
(a) conventional vehicle



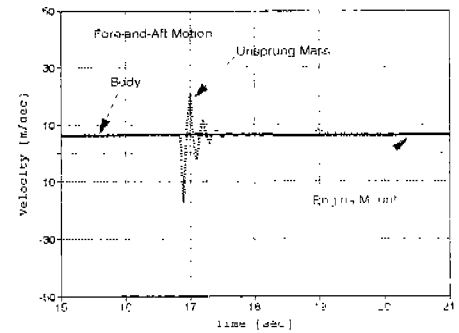
(b) hybrid vehicle (hybrid mode)



(b) hybrid vehicle (hybrid mode)



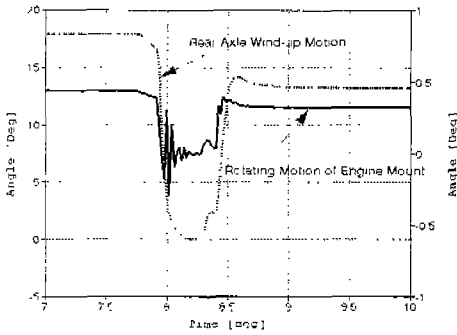
(c) hybrid vehicle (motor mode)



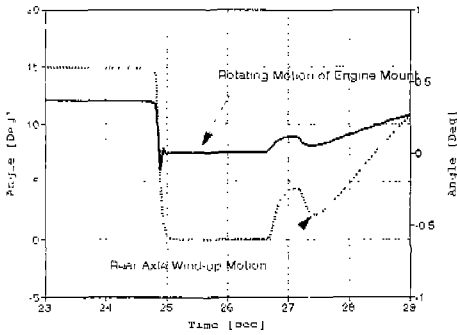
(c) hybrid vehicle (motor mode)

Fig.16 Simulation results - vehicle acceleration and jerk (3→4 shift)

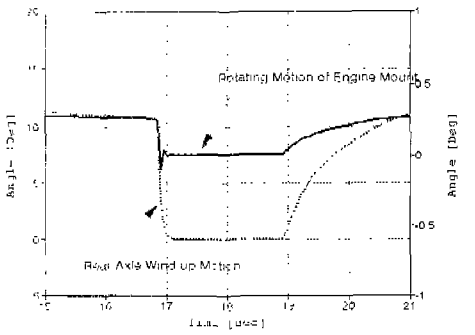
Fig.17 Simulation results - fore-and-aft motion of suspension, body and engine mount (3→4 shift)



(a) conventional vehicle



(b) hybrid vehicle (hybrid mode)



(c) hybrid vehicle (motor mode)

Fig.18 Simulation results - rotating motion of engine mount and real axle wind-up motion (3→4 shift)

병렬형 하이브리드 동력전달계 전체에 대한 상세한 수학적 모델링을 수행하고 이를 해석할 수 있는 기법을 제시하였다. 이를 이용하여 대상 동력전달계에 대한 동적 해석과 변속시 과도 특성을 분석하였고, 이를 실차 구현시 차량 승차감 개선에 적용할 수 있도록 하였다.

본 연구의 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

① 5개의 부시스템으로 나뉘어져 각각 모델링된 하이브리드 동력전달계의 변속 특성 해석 결과는 동력계 실험결과와 잘 일치하였다. 따라서 본 연구를 통해 개발된 하이브리드 동력전달계의 수학적 모델링은 변속 과도 현상 등의 동적 거동을 잘 예측할 수 있음을 확인하였다.

② 운전자가 직접 변속의 걸음 느끼는 차량 진후방 가속도에 대하여 변속 특성을 해석함으로써, 객관적으로 자동화 변속기를 포함한 하이브리드 동력전달계의 동적 주행 성능 특히 변속시의 변속질(Shift Quality)에 대한 평가를 내릴 수 있는 근거를 제시할 수 있었다.

③ 차량의 전체 모델링을 이용하여 자동화 변속기를 장착한 하이브리드 차량 전체의 변속시 동적 과도 특성을 예측해 보았다. 또한 수동변속기를 장착한 순수 내연기관 차량의 특성을 동일 주행 조건 상에서 비교해 보았다. 그 결과로 3→4단 상단 변속시 하이브리드 모드에서 약 72%, 전동기 모드에서 약 80% 정도의 변속 승차감 개선이 기대되었다.

참고 문헌

1. J. R. Bumby, et al, "Computer Modelling of the Automotive Energy Requirements for Internal Combustion Engine and Battery Electric-powered Vehicles", IEEE Proceeding, Vol. 132, No. 5, pp.265~279, 1985.
2. J. Paterson, T. Lenoid and P. Drozd, "Hybrid Electric Vehicles - Final

- Reports", Efficiency and Alternative Energy Technology Branch, Natural Resources Canada, 1993.
3. 조한상, "하이브리드 차량 동력전달계의 설계와 주행 제어 알고리즘 개발", 서울대학교 공학박사 학위논문, 1998.
 4. 임원식, "토크 컨버터의 해석/설계와 자동변속장치의 동특성에 관한 연구", 서울대학교 공학박사 학위논문, 1995.
 5. 박진호, "승용차용 자동화 변속기의 동적 특성 및 변속 알고리즘에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문, 1996.
 - 6 J. I. Ha, E. S. Koo, H. D. Lee, J. S. Kim and S. K. Sul, "Advanced Control Strategy of Parallel Hybrid Low Emission Electric Vehicle", IEEE Workshop on Power Electronics in Transportation, Michigan, 1996.
 7. R. Mizon and R. M. Tuck, "Automatic and Powershift Transmission for Trucks", SAE Paper No. 912486, 1991
 8. R. C. Holmes, R. R. Smyth and D. Speranza, "Automated Mechanical Transmission Controls", SAE Paper No. 831776, 1983.
 9. H. Yoshimura and A. Hirako. "Automated Mechanical Transmission Controls", SAE Paper No. 861052, 1986.
 10. H. Morimura, et al., "Effects on Engine Output Torque and Driveline Nonlinear Characteristics on Vehicle Driveability", SAE Paper No. 865122, 1986.
 11. T. Yonekawa, A. Okada, et al., "Analysis of Driveability on Diesel Vehicles", SAE Paper No. 840257, 1984.
 12. Y. J. Wong, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons, NY, 1979.
 13. 田中 裕久, 和田 英幸, "電子空氣壓比例制御機構によるクラッチの締結制御", 日本自動車技術會學術講演會前刷集 924, pp.121~124, 1992.
 14. 服部 俊雄, "いすゞアスカ川イ-シ-ト-ライフ-システム(EDS)の制御ロジック", いすゞ技報, 第72号, pp.27-35.