

듀얼 모드 하이브리드 시스템의 성능 평가

김 남 옥^{*1)} · 양 시 우¹⁾ · 양 호 립¹⁾ · 조 성 태²⁾ · 박 영 일³⁾ · 차 석 원¹⁾

서울대학교 기계항공공학부¹⁾ · NGV(주)²⁾ · 서울산업대학교 기계설계 자동차공학부²⁾

Performance Test of the Dual Mode Hybrid Systems

Namwook Kim^{*1)} · Siu Yang¹⁾ · Horim Yang¹⁾ · Sungtae Cho²⁾ · Yeong-il Park³⁾ · Suk Won Cha¹⁾

¹⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-741, Korea

²⁾Next Generation Vehicle Technology Co., 314 dong, Sinrim 9-dong, Gwanak-gu, Seoul 151-741, Korea

³⁾School of Mechanical Design and Automation Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received 9 April 2007 / Accepted 10 July 2007)

Abstract : It is complicate to analysis the systems, dual mode hybrid systems, because they are composed of many planetary gear sets. For the performance test, it needs to define the systems with representative parameters. In this paper, system parameters, α , β , ξ , are introduced to define the systems, and an arbitrary system like E-IVT developed by Renault Motors is converted to the general system having equivalent parameters, such as β' , R'_b . Pontryagin principle and Kuhn-Tucker condition method are applied to solve the constrained problems, by which the methodology for accelerating test is generalized, and the results of the simulation are reported. In addition, the effects of alternative strategies are mentioned. The method of fuel economy test at engine mode is also introduced. The results of test at engine mode is different from the results of optimal trajectory, but the fuel economy of the engine mode is related to the highway driving and optimized operating of the system.

Key words : Dual mode hybrid(듀얼 모드 하이브리드), HEV(하이브리드 자동차), Efficiency(효율), Planetary gear sets(유성 기어)

1. 서 론

기존 하이브리드 시스템이 가지고 있는 약점을 보완하고자 개발된 듀얼 모드 하이브리드 시스템은 다수의 유성 기어열로 구성됨으로써 특정 변속비 영역에서 모터의 동력 재순환을 줄일 수 있는 모드를 선택하여 주행할 수 있는 이점을 가지고 있다. THS(Toyota Hybrid System)와 같이 두 개의 모터로 작동하는 하이브리드의 경우 특정 변속비에서 동력 전환 시 손실되는 에너지로 시스템의 효율이 저하

되는 단점이 발생하는데 이를 극복하여 효율이 좋은 모드를 선택함으로써 효율을 향상시킬 수 있다. 본 논문은 듀얼 모드 하이브리드 시스템의 작동 상수를 일반적으로 정의하고 시스템의 가속 성능 및 연비 성능을 평가하는 방법론을 서술하였다.

2. 듀얼 모드 하이브리드 시스템의 구성

듀얼 모드 하이브리드 시스템을 구성하는 기본적인 구성 요소인 복합 유성 기어 시스템은 Fig. 1과 같은 4개의 작동점을 가지고 있다. 이를 통해 무단 변속기의 역할을 수행하면서 출력 축에 동력을 전달

*Corresponding author, E-mail: alde1@snu.ac.kr

하게 된다. 일반적으로 Fig. 2처럼 각기 다른 작동 상수를 가지는 시스템이 각각의 모드를 구성하며, 클러치를 통해 모드 간의 전환을 제어한다.

2.1 복합 유성 기어 시스템

Fig. 1과 같은 복합 유성 기어 시스템은 각각 출력축, 엔진, 모터 A, 모터 B의 상대적인 위치를 의미하는 0, 1, α , β 의 작동 상수가 존재한다.³⁾ 이러한 등가 위치를 정의함으로써 쉽게 동적 거동을 해석할 수 있게 된다.

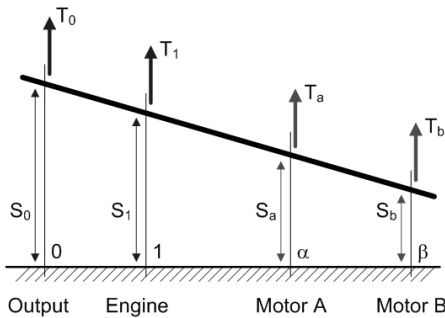


Fig. 1 Lever system with four operating point

Lever analogy에 의해 Fig. 1과 같이 구성된 시스템의 속도 구속 조건은 다음과 같다.

$$(\alpha - 1)S_0 - \alpha S_1 + S_a = 0 \tag{1}$$

$$(\beta - 1)S_0 - \beta S_1 + S_b = 0 \tag{2}$$

이를 통해 시스템의 Jacobian은 다음 식 (3)과 같이 얻을 수 있다.

$$J = \begin{bmatrix} \alpha - 1 & -\alpha & 1 & 0 \\ \beta - 1 & -\beta & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

식 (3)의 Jacobian을 이용하여 시스템의 지배 방정식을 구성하고 관성이 없는 시스템을 가정하면 시스템의 토크 평형 및 모멘트 평형 식 (4), (5)를 얻을 수 있다.

$$T_0 + T_1 + T_a + T_b = 0 \tag{4}$$

$$T_1 + \alpha T_a + \beta T_b = 0 \tag{5}$$

만일 각 동력원과 출력축의 감속비가 존재할 경우 감속비를 다음 식 (6)과 같이 정의 하면,

$$R = \frac{\text{real speed of resources}}{\text{reduced speed at lever system}} \tag{6}$$

Jacobian은 다음과 같이 변형된다.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\alpha - 1}{R_0} & -\frac{\alpha}{R_1} & \frac{1}{R_a} & 0 \\ \frac{\beta - 1}{R_0} & -\frac{\beta}{R_1} & 0 & \frac{1}{R_b} \end{bmatrix} \tag{7}$$

2.2 듀얼 모드의 동작

복합 유성 기어 시스템의 구조에 따라 다양한 형태의 듀얼 모드가 존재할 수 있으며 그 예로 Fig. 2와 같은 구성으로 듀얼 모드 하이브리드 시스템이 동작할 수 있다.

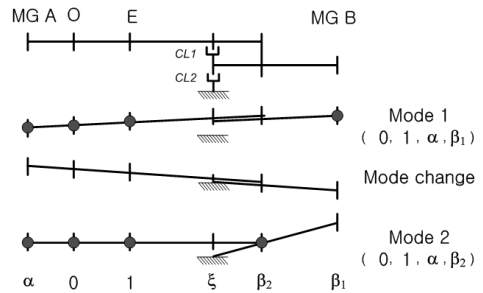


Fig. 2 An example of dual mode operating

CL1, CL2는 각각 모드 전환에 필요한 클러치로, CL1이 결합되고 CL2가 해제되면 모드 1로 작동하며 이 때는 0, 1, α , β_1 의 작동 상수를 가진 모드로 작동한다. 반대의 경우에는 0, 1, α , β_2 와 모터 B의 감속비를 가진 모드 2로 동작하게 된다. 각각의 모드는 서로 다른 동력 전환 효율 특성을 가지는데 듀얼 모드 하이브리드 시스템은 작동 상태에 따라 유리한 모드를 선택하여 주행할 수 있다.

3. 시스템 작동 상수 정의

출력축과 동력원들의 상대 위치인 0, 1, α , β 와 클러치의 상대적인 위치 ξ 를 정의함으로써 시스템의 동작 상태를 구현할 수 있다.

3.1 시스템 일반화

유성 기어는 선기어, 캐리어 기어, 링기어로 구성되어 있으며 이는 다음 Fig. 3과 같이 레버로 표현될 수 있다. Fig. 3의 유성 기어열은 다음 식 (8)과 같은 구속 조건을 가지게 된다.

$$(1+R)\omega_r = \omega_s + R\omega_c \quad (8)$$

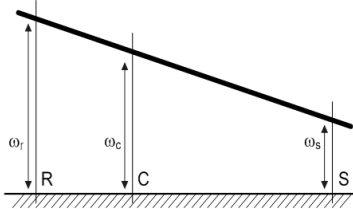


Fig. 3 The relations among the gears

시스템을 일반화하기 위해 다음의 조건 두 가지가 필요하다.

첫 번째 조건으로, 식 (8)과 같이 유성 기어열의 각 기어의 속도는 선형적인 관계를 이루므로 다수의 유성 기어가 조합되어도 조합된 모든 기어의 속도는 언제나 선형적인 관계를 유지하게 된다. 두 번째 조건으로, 일반적으로 두 개의 모터로 무단 변속기를 구현하는 경우 동력 전달계는 2자유도 시스템으로 구성되므로 엔진의 속도와 변속비를 제어하면 원하는 주행상태를 구현하게 된다. 따라서 복합 유성 기어 시스템이 3 자유도로 구성되는 경우는 제외할 때, S_0, S_1, S_a, S_b 의 변수로 표현되는 복합 유성 기어 시스템은 두 개의 구속 조건을 가지게 되어 다음의 관계식 (9), (10)을 얻을 수 있다.

$$S_a = f_a(S_0, S_1) \quad (9)$$

$$S_b = f_b(S_0, S_1) \quad (10)$$

앞서 설명한 두 개의 조건에 의해 다수의 유성 기어열로 구성된 복합 유성 기어 시스템의 경우라 하더라도 다음과 같은 Jacobian 을 얻을 수 있다.

$$J = \begin{bmatrix} -A_0 & -A_1 & 1 & 0 \\ -B_0 & -B_1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

이를 식 (7)과 비교하면 복합 유성 기어 시스템이

등가의 파라미터 $\alpha', \beta', R'a, R'b$ 로 표현될 수 있음을 의미한다. 즉, 복잡하게 구성된 복합 유성 기어 시스템도 결과적으로 모터 A,B의 등가 위치와 등가 감속비로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \alpha' & R'_a \\ \beta' & R'_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{A_1}{A_0 + A_1} & A_0 + A_1 \\ \frac{B_1}{B_0 + B_1} & B_0 + B_1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

다음 Fig. 4는 Renault 사의 E-IVT 시스템으로 식 (12)를 통해 단순 시스템으로 등가화된다. E-IVT 시스템은 클러치 1이 결합될 때 모드 1로 작동한다.

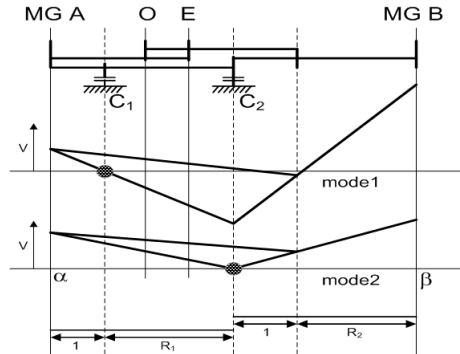


Fig. 4 Schematic of E-IVT system

모드 1일 경우의 작동 상수를 구하기 위해 각 모터의 원래 위치를 α, β 라 하고, 각 작동점의 속도 S_0, S_1, S_a, S_b 간의 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$S_a = (S_1 - S_0)\alpha + S_0 \quad (13)$$

$$\frac{S_b}{(1+R_2) + R_1R_2} = (S_1 - S_0) \left\{ \frac{R_1R_2\alpha + (1+R_2)\beta}{(1+R_2) + R_1R_2} \right\} + S_0 \quad (14)$$

이를 바탕으로 Jacobian 을 구하고 이를 식 (11)과 (12)를 이용하여 등가의 작동 상수를 구하면 다음과 같이 얻어진다.

$$\beta' = \frac{R_1R_2\alpha + (1+R_2)\beta}{1+R_2 + R_1R_2} \quad (15)$$

$$R'_b = 1+R_2 + R_1R_2 \quad (16)$$

식 (15), (16)의 결과는 기하적인 방법을 통해 얻어진 결과와 동일하다.²⁾

3.2 시스템을 대표할 수 있는 상수 설정

복잡하게 구성된 복합 유성 기어 시스템이라 하더라도 4개의 작동점과 등가의 작동 상수를 가진 단순 시스템으로 등가화할 수 있으므로 시스템의 성능을 평가하는데 있어 최소한의 작동 상수로 시스템을 표현하여 해석을 수행할 수 있게 된다. 결론적으로 대부분의 듀얼 모드 시스템은 Fig. 2와 같은 시스템으로 등가화 할 수 있다.

Fig. 2에서 모터 B의 상대 위치 변화와 감속비만을 고려하였는데 이는 모드 전환을 수행할 때 모터 A, B 모두의 상대 위치와 감속비를 변경하는 것은 다수의 클러치를 작동해야 하는 문제가 발생하고, 일반적으로 각 모드의 전환 변속비 중 하나는 서로 공유하는 것이 모드 전환시에 유리하다고 할 때, 하나의 모터는 모드 전환 시에도 그 위치나 감속비가 변화하지 않는 것이 유리하기 때문이다.¹⁾ 또한 모터 A, B의 물리적인 구분이 없으므로 모드 전환 시 상대 위치가 변화하는 모터를 B로 정의하였다. 단, 등가 시스템을 단순하게 하기 위해 모터 A의 감속비를 1로 가정하였으므로 실제 감속비가 존재한다면 해석 시에 이를 고려해야 한다.

모드 전환 클러치의 상대 위치를 나타내는 시스템 상수 ξ 를 추가함으로써 모드 2로 전환 시에 발생하는 모터 B의 감속비 R_{b2} 를 얻을 수 있다.

$$R_{b2} = \frac{\beta_1 - \xi}{\beta_2 - \xi} \quad (17)$$

또한, 클러치의 절대 속도가 모두 0이 되는 지점에서 모드 전환이 이루어진다고 할 때, 모드 전환 변속비를 ξ 에 관해 나타낼 수 있다.

$$\gamma_{change} = \frac{\xi - 1}{\xi} \quad (18)$$

결론적으로 일반적인 듀얼 모드 시스템을 해석하기 위해 필요한 작동 상수는 0, 1, α , β_1 , β_2 , ξ 로 정의될 수 있으며 향후 성능 평가를 통해 위의 작동 상수를 최적화함으로써 시스템의 최적 파라미터를 얻을 수 있다.

4. 시스템의 성능 평가

앞서 정의된 파라미터들을 이용하여 시스템을 모델링하고 그 성능을 평가할 수 있다. 본 논문에서는 듀얼 모드 하이브리드 시스템의 가속 성능 평가 방법과 엔진 모드로 주행할 때의 연비 평가 방법에 대해 논의하였다.

4.1 가속 성능 평가

Pontryagin principle 에 근거하여 매 순간 최대 토크를 내는 것이 최대 가속 성능을 구현할 수 있다는 결론을 얻을 수 있다. 이는 직관적인 결론과 동일하며 매 순간의 최대 토크를 얻기 위해 3개의 동력원인 엔진, 모터 A, 모터 B 가 어떠한 작동점을 얻어야 하는지를 결정하기 위해 Kuhn-Tucker condition 을 이용하여 최적화 문제를 해결하였다.⁴⁾

이를 위해 엔진, 모터 A, 모터 B의 토크 T_1, T_a, T_b 를 변수로 출력축 토크와 구속 조건이 다음과 같이 정의된다.

$$f(T_1, T_a, T_b) = (\alpha - 1)T_a + (\beta - 1)T_b \quad (19)$$

$$h(T_1, T_a, T_b) = T_1 + \alpha T_a + \beta T_b \quad (20)$$

또한, 각 토크 제한 조건이 다음과 같을 때,

$$\left. \begin{aligned} g_{i_{\min}}(-T_i + T_{i_{\min}}) &\leq 0 \\ g_{i_{\max}}(T_i - T_{i_{\max}}) &\leq 0 \end{aligned} \right\} (i = 1, \alpha, \beta) \quad (21)$$

경계 조건이 있는 최적화 문제를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\text{Minimize } f(x) \quad (22)$$

$$\text{Subject to } h(x) = 0, \quad g(x) \leq 0 \quad (23)$$

Kuhn-Tucker 문제로 얻어진 결과를 수학적 귀류법을 이용하여 해석하면 반드시 두 개 이상의 동력원에서 양의 최대 혹은 음의 최대 토크가 출력될 때 동력 전달계의 출력축의 토크가 최대가 된다는 결론을 얻을 수 있다.

Fig. 5는 각 동력원들의 속도가 정해졌을 때 가질 수 있는 토크의 범위를 도시한 그래프로 시스템은 Fig. 5의 내부에서만 동작할 수 있다. Fig. 5의 경우는

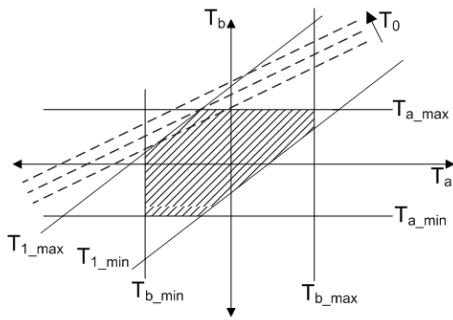


Fig. 5 The method of calculating for maximum T_0

엔진의 토크가 최대, 모터 A의 토크가 최대일 경우 최대의 출력 토크를 얻을 수 있음을 나타내고 있다. 추가적으로 배터리의 용량이 최대 가속 토크를 얻기 위한 제한 조건으로 작용할 수 있으며 이를 추가하기 위해서는 모터 파워의 합을 제한 조건으로 설정해야 한다. 같은 방법으로 매 출력 속도와 변속비에 따라 최대 출력 토크를 얻을 수 있고 이를 바탕으로 매 순간 최대 토크를 낼 수 있는 최적 변속비와 각 동력원들의 작동점을 얻을 수 있다.

추가적인 내용으로 Fig. 6은 그 결과를 나타내고 있다.

Fig. 6의 첫 번째 그래프는 모드 1로 출발하여 γ_{change} 에서 모드 2로 전환하면서 가속할 경우, 두 번째 그래프는 그 반대의 경우 그리고 세 번째는 항상 최대 토크가 나올 수 있도록 모드를 전환하도록 제어할 경우를 나타내고 있으며 굵게 나타난 점선은

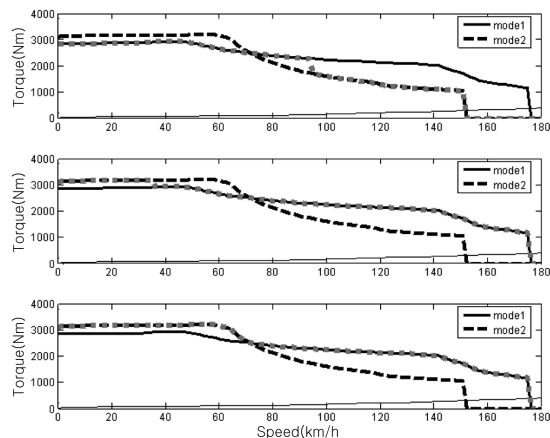


Fig. 6 Maximum torque of the systems

각 경우의 작동 토크이다. 각각 100km/h까지 도달하는데 다소 차이를 보이는데 Fig. 6은 두 번째 그래프 처럼 모드 2로 출발하면서 가속하는 것이 모드 1로 출발하는 것보다 유리하다는 결과를 보여준다. 일반화된 최대 가속 성능 평가 방법과 모드 전환 전략을 적용하여 비교 평가한 내용과 결과도 기존 연구를 통해 이루어졌다.⁴⁾

4.2 연비 성능 평가

연비 성능을 평가하기 위해 본 논문에서는 엔진 모드의 연비를 평가하였다. 엔진 모드의 연비 평가는 배터리의 동력 보조가 없는 상태에서 연비를 평가함으로써 하이브리드 주행 효과를 고려할 수 없으나 정속 주행 시 시스템의 동력 전달 효율을 평가할 수 있는 방법이다.

주행 중, 출력축에 특정 토크가 요구되면, 식 (1)-(5)를 이용하고 엔진 모드 주행이라는 가정 아래, 추가적인 구속 조건인 식 (24)를 적용할 수 있다.

$$\eta_a \times P_a + \eta_b \times P_b = 0 \tag{24}$$

구속 조건에 의해 출력축 속도에 대한 엔진 속도를 나타내는 변속비 γ 에 의해 시스템의 모든 작동점이 얻어진다.¹⁾ 따라서 엔진 속도에 따른 각 동력원의 작동점이 모두 결정이 되는데 이 때, 엔진의 연료 소모를 최소화 하는 점이 연비를 최소화 할 수 있는 작동점이라 할 수 있다. Fig. 7은 특정한 출력축 토크와 속도를 요구할 때 모드 1과 모드 2의 엔진 작동점을 나타낸 예이다. 이 경우 모드 2가 전반적으로 모드 1에 비해 주행 효율이 우수하며 모드 2의 작동점 중 연료 소모를 최소화 하는 점이 최적 운전점으로 선정되었다.

모드 1의 경우 굵게 표시되다가 가는 선으로 변화하는 지점이 있는데 이 경우는 모터의 경계 조건에 의해 엔진 작동점이 제한되는 경우로 작동점을 선정할 때 엔진의 작동 영역 및 각 모터의 속도 토크의 작동 영역을 만족하는지 확인해야 한다. 사이클을 주행하는 동안의 연비를 분석하기 위해 주행 중에는 엔진 모드를 사용하고 제동 시에는 회생 제동을 이용하며, 이를 저속에서 모터 모드로 주행하는 방법을 적용하였다. Fig. 8은 FTP72 모드에서 듀얼 모

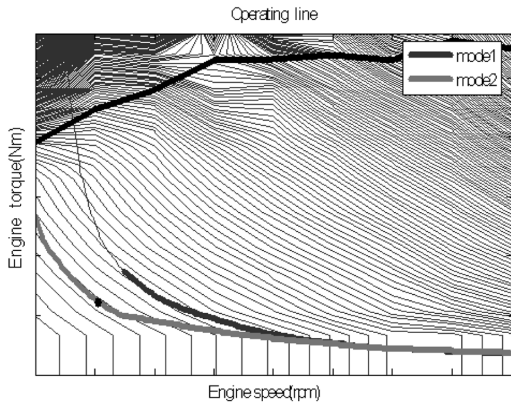


Fig. 7 SOOP(System Optimized Operating Point)

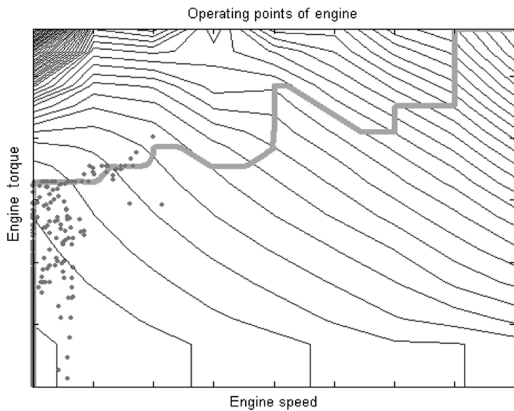


Fig. 8 The results of fuel economy test at FTP72

드 시스템을 주행 시뮬레이션한 결과를 나타내고 있으며 실제 최적 작동점과 노란색의 엔진 OOL은 다소 다르게 나타나는데 이는 동력 전달계의 효율을 고려한 시스템의 최적 운전점을 추종하고 있기 때문이다.

분명히 엔진 모드로 특정 사이클의 연비를 측정하는 것은 특정 사이클에서 다이내믹 프로그래밍과 같은 경로 최적화 방법을 이용하여 시스템의 최대 성능을 평가하는 것보다 좋지 않은 결과를 얻게 된다. 그러나 엔진 모드의 연비는 정속 주행 시의 시스템 동력 전달 효율을 평가할 수 있고 시스템의 기본적인 최적 효율점을 제시함으로써 추가적으로 하이브리드 효과를 적용할 수 있는 토대를 마련해 준다. 또한 경로 최적화에 비해 연산 시간을 단축시켜 다양한 시스템의 성능을 평가해 볼 수 있다. 향후 엔진

모드에서 얻은 시스템 최적점을 바탕으로 한 주행 전략 적용도 가능할 것으로 생각된다.

5. 결론 및 향후 과제

본 논문에서는 듀얼 모드 하이브리드 시스템을 모델링하고 그 성능을 평가할 수 있는 방법을 제시하였으며 결론과 함께 향후 과제를 간략히 정리하면 다음과 같다.

- 1) 듀얼 모드 시스템을 정의할 수 있는 작동 상수 $0, 1, \alpha, \beta_1, \beta_2, \xi$ 를 정의함으로써 시스템의 동작 특성을 나타내고 모드 전환 상수 ξ 를 이용하여 모드 전환 후의 모터 B의 감속비 Rb_2 및 모드 전환 변속비 γ_{change} 를 정의하였다.
- 2) 다수의 복합 유성 기어로 시스템이 구현되어 직관적으로 시스템 작동 상수 $0, 1, \alpha, \beta$ 를 정의하기 어려울 경우, 등가의 파라미터를 얻는 방법을 제시하였고, Renault 사의 E-IVT 시스템을 등가 시스템으로 표현함으로써 유용성을 입증하였다.
- 3) 듀얼 모드 시스템의 최대 가속 성능 평가 알고리즘을 제시하였으며 최대 가속을 할 때 어떤 모드를 선택하여 주행하는 것이 유리한가를 평가하는 방법을 소개하였다.
- 4) 듀얼 모드 시스템의 엔진 모드에서의 시스템 최적 운전점을 얻는 방법을 이용하여 특정 주행 사이클에서 연비를 평가하였다.
- 5) 듀얼 모드 시스템의 부가적인 클러치로 인해 발생하는 효율 저하를 포함한 시스템 효율을 기존 시스템과 비교 분석하여 그 영향을 평가해야 할 것으로 생각된다.

References

- 1) B. Conlon, "Comparative Analysis of Single and Combined Hybrid Electrically Variable Transmission Operating Modes," SAE 2005-01-1162, 2005.
- 2) S. T. Cho, K. H. Ahn and J. M. Lee, "Efficiency of the Planetary Gear Hybrid Powertrain," Automobile Engineering, IMechE, Vol.220, 2006.
- 3) N. W. Kim, H. R. Yang, K. H. Ahn, S. T. Cho,

- Y.-I. Park and S. W. Cha, "Parametric Design of a Two-Mode Hybrid Powertrain," EVS-22 Proceedings, pp.1151-1162, 2006.
- 4) N. W. Kim, H. R. Yang, S. T. Cho, Y. I. Park and S. W. Cha, "Control of the Hybrid System Composed of Compound Planetary Gear Systems," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.1611-1616, 2006.