

Cylinder Deactivation 엔진의 동작모드 전환 시 과도상태 공연비 제어

권민수¹⁾ · 이민광²⁾ · 김준수²⁾ · 선우명호^{*3)}

만도 시스템 1팀¹⁾ · 한양대학교 자동차공학과 대학원²⁾ · 한양대학교 자동차공학과³⁾

Transient Air-fuel Ratio Control of the Cylinder Deactivation Engine during Mode Transition

Minsu Kwon¹⁾ · Minkwang Lee²⁾ · Junsoo Kim²⁾ · Myoungho Sunwoo^{*3)}

¹⁾System 1 Team, Mando, 413-5 Gomae-dong, Giheung-gu, Yongin-si, Gyeonggi 446-901, Korea

²⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

³⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 22 February 2010 / Accepted 14 September 2010)

Abstract : Hybrid powertrain systems have been developed to improve the fuel efficiency of internal combustion engines. In the case of a parallel hybrid powertrain system, an engine and a motor are directly coupled. Because of the hardware configuration of the parallel hybrid system, friction and the pumping losses of internal combustion engines always exists. Such losses are the primary factors that result in the deterioration of fuel efficiency in the parallel-type hybrid powertrain system. In particular, the engine operates as a power consumption device during the fuel-cut condition. In order to improve the fuel efficiency for the parallel-type hybrid system, cylinder deactivation (CDA) technology was developed. Cylinder deactivation technology can improve fuel efficiency by reducing pumping losses during the fuel-cut driving condition. In a CDA engine, there are two operating modes: a CDA mode and an SI mode according to the vehicle operating condition. However, during the mode change from CDA to SI, a serious fluctuation of the air-fuel ratio can occur without adequate control. In this study, an air-fuel ratio control algorithm during the mode transition from CDA to SI was proposed. The control algorithm was developed based on the mean value CDA engine model. Finally, the performance of the control algorithm was validated by various engine experiments.

Key words : Air fuel ratio(공연비), Cylinder deactivation(실린더 비활성화), Mode change(모드 전환), Engine modeling(엔진 모델링), Air fuel ration control(공연비 제어)

Nomenclature

P	: pressure, N/m ²	n	: engine speed, rpm · 1000
T	: temperature, K	τ	: time constant, s
V	: volume, m ³	η	: efficiency
m	: mass, kg	C	: mode factor
\dot{m}	: mass flow rate, kg/s	S_m	: 1 st order coefficient of normalized air charge equation
N	: engine speed, rpm	y_m	: 0 nd order coefficient of normalized air charge equation
		t	: coefficients of indicated torque at MBT model

*Corresponding author, E-mail: msunwoo@hanyang.ac.kr

l : coefficients of air-fuel ratio efficiency on torque model
 s : coefficients of spark timing efficiency on torque model

Subscripts

man : intake manifold
 at : air through a throttle
 ap : air through a port
 vol : volumetric
 fc : fuel into cylinder
 fv : fuel vapor
 ff : fuel film
 fi : fuel injected
 mc : multi-cylinder
 CDA : cylinder deactivation

1. 서론

지구 온난화의 주원인인 CO₂의 배출량을 줄이고 연비를 개선하기 위하여 하이브리드 동력시스템에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. 하이브리드 시스템은 직렬형과 병렬형의 두 가지 구조로 나뉘는데, 직렬형 하이브리드 시스템은 모든 동력이 전기 에너지로 전환되어 차량을 구동시키므로 모터의 크기가 크고 전환효율이 떨어지는 단점이 있다. 반면 병렬형 하이브리드 시스템은 엔진과 모터의 동력분배가 가능하기 때문에 모터의 크기를 줄일 수 있고 동력 전환 효율이 높다는 장점이 있지만 엔진과 모터의 기계적인 연결로 인하여 에너지 손실이 발생한다.^{1,2)} 특히, 모터에 의해 엔진이 회전하는 저부하 영역에서는 펌핑손실이 20% 이상 발생된다(Fig. 1).³⁾ 이러한 펌핑손실을 최소화하기 위하여 실린더 비활성화(Cylinder deactivation, CDA) 기술이 적용되고 있다.⁴⁾

CDA 엔진은 부하 조건에 따라 불꽃 점화모드(이하 SI 모드)와 비활성모드(이하 CDA 모드)로 동작한다. SI 모드에서는 기존의 SI 엔진과 동일하게 동작하지만, CDA 모드에서는 흡배기 밸브를 모두 닫힌 상태로 유지시켜 공기와 연료의 출입을 막는다. 그 결과 CDA 모드의 경우 실린더와 흡·배기 매니폴드간의 공기흐름이 차단되어 펌핑손실이 감소된다.

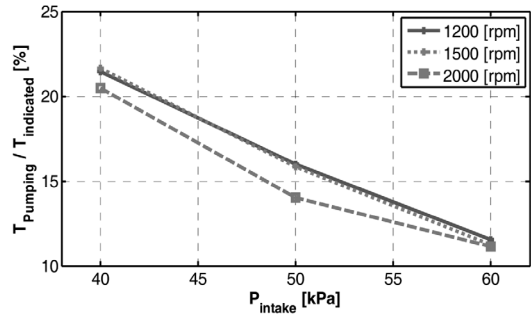


Fig. 1 Pumping torque/indicated torque ratio

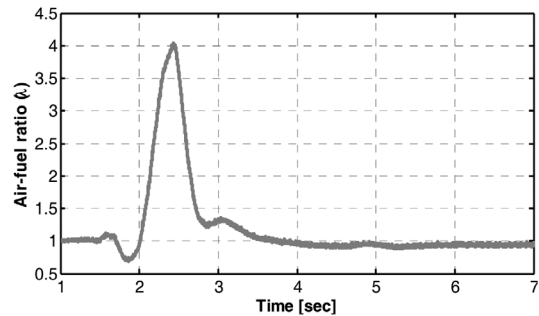


Fig. 2 Transient air-fuel ratio (CDA → SI mode)

그러나, 엔진이 CDA 에서 SI 모드로 전환될 때, 순간적으로 실린더 내부로 공기가 유입된다. 이러한 급격한 공기량 변화는 적절한 모드 전환제어 알고리즘이 없을 경우, Fig. 2와 같이 과도상태 공연비를 크게 변동시키는 주요 원인이다. 그 결과, 삼원촉매의 변환 효율이 급격하게 떨어지고 유해 배기가스의 배출이 순간적으로 증가된다. 그러므로 CDA 기술이 적용된 엔진에서는 SI 모드와 CDA 모드의 전환이 발생하는 과도 구간 공연비 제어가 추가로 요구된다. 이 연구에서는 엔진 실험과 특성 모델링을 통하여 CDA 엔진의 모드 전환 시 공연비 제어의 문제점을 파악하고, 과도상태 공연비 제어 기법을 제안하였다.

2. 공연비 제어의 문제점

CDA 엔진의 모드 전환 시, 과도상태 흡입 공기량 특성을 파악하기 위하여 엔진의 특성실험 및 모드 전환 실험을 수행하였다. 실험 결과 분석과 엔진의 수학적 모델링과정을 통하여 찾아낸 과도상태의 공연비 특성을 결정하는 주요인은 공연비 제어의 시간지연과 이벤트기반의 모드전환 특성이다.

2.1 시간지연

공연비 제어의 시간지연은 제어기로부터 연료 분사 신호가 발생하는 시점부터 분사된 연료가 연소된 후 센서를 통해 측정된 공연비가 제어기로 전달되는 데 까지 소요되는 시간을 의미하며 그 양상에 따라 크게 혼합지연, 전달지연, 센서지연으로 나눌 수 있다.⁵⁾ 첫째로 혼합지연은 연료가 분사되어 실린더로 유입된 후 연소 사이클이 끝나고 배기가 될 때까지 소요되는 시간을 뜻한다. 둘째로 전달지연은 배기가스가 배기포트부터 센서의 위치까지 이동하는데 걸리는 시간이며, 마지막 센서지연은 센서가 배기가스의 공연비를 측정하고 제어기가 인식하기까지의 시간을 의미한다. 혼합지연과 전달지연은 엔진속도에 따라 변화되며, 1500 rpm에서 각 시간지연은 Table 1과 같다. 1500 rpm에서 4행정 엔진의 1 사이클이 80 ms이므로, 분사된 연료가 실제 공연비에 반영되어 계측되기까지는 1사이클 이상의 시간이 필요함을 알 수 있다. 따라서 기존의 피드백 방식의 과도상태 공연비 제어 방법으로는 CDA에서 SI 모드 전환 시 공연비 제어는 불가능하다.

2.2 이벤트 기반의 모드 전환 특성 분석

엔진의 모드 전환 시, 분사 연료량을 임의로 증가시켜보아도 과도상태 회복구간을 없앨 수 없다(Fig. 2의 2-3초 구간). 오히려 증가된 연료분사에 의한 과도한 연료막 형성으로 인하여, 농후한 구간으로 변동을 보이며 정상상태로 수렴하였다. 이는 단순한 연료 분사량 증감 제어만으로는 공연비 제어가 불가능함을 알려준다. 따라서 모드 전환 시, 엔진에서 발생하는 거동을 이해하기 위하여 Fig. 3과 같은 이벤트 기반의 엔진제어 타이밍 맵을 분석하였다.

SI 모드에서 정상적으로 연소가 발생될 경우, 시점 (1)은 스로틀을 통과하는 공기량과 흡기 매니폴드 압력을 측정하여 필요 연료량을 계산하는 시점이다. 이후 흡입과정을 마치고 시점 (2)에서 시점 (1)

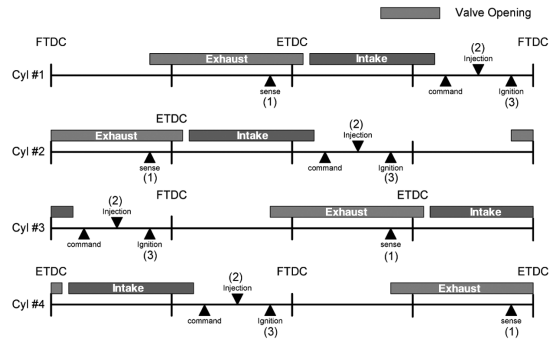


Fig. 3 4-cylinder engine events timing diagram

에서 계산된 연료가 흡기포트로 분사된다. 시점 (3)에서는 흡입된 혼합기에 의해 실린더 내부에서 점화가 발생한다. 한편, 분사된 연료의 일부는 바로 증발하여 다음 사이클에 실린더로 들어가게 되지만, 나머지는 연료막을 형성하여 수 사이클 동안 실린더로 들어가게 된다.

위와 같이 사이클이 반복되는 가운데 하이브리드 제어기의 요구에 의하여 SI 에서 CDA 모드로 전환 신호가 발생된다. CDA 모드로의 전환신호가 발생되면 연료분사가 취소되며 흡배기밸브의 움직임도 없어진다. 따라서 CDA 모드가 유지되는 동안, 실린더 내부에는 이전 사이클에서 연소된 배기가스가 갇혀있고, 흡기 및 배기 포트를 통한 가스 교환이 멈추게 된다.

CDA 모드에서 다시 SI 모드로 전환신호가 발생되면, 엔진상태를 센서를 통하여 확인하고 연료를 다시 분사하는 프로세스가 시작된다. 그러나 Fig. 3의 시점 (1)은 흡기밸브가 작동하기 이전이므로 스로틀을 통과하는 공기량은 0이며, 그 결과 연료 분사량도 0으로 계산된다. 또한, 모드 전환 초기의 과도상태에서는 흡입공기량의 변화가 급격할 뿐만 아니라 혼합지연으로 인하여 Fig. 3의 시점 (1)에서 계산된 흡입 공기량이 실제 실린더로 흡입되는 공기량과는 차이를 가질 수밖에 없다. 따라서 SI 모드와 동일한 제어 알고리즘으로는 SI에서 CDA 모드로 전환되는 과도상태의 공연비 제어가 불가능하다.

3. 공연비 제어

CDA 모드에서 SI 모드로 전환되는 과도상태 공

Table 1 Time delay of air-fuel ration control at 1500 rpm

구분	시간
혼합지연	56 ms
전달지연	20 ms
센서지연	70 ms

연비 제어를 위해서는 순차적인 프로세스를 고려하면 연료를 미리 분사하는 것이 이상적이나, 외부의 모드 전환 신호를 예측하는 것이 불가능하기 때문에 사전분사가 어렵다. 따라서 이 연구에서는 외부의 전환신호와 실제 실린더의 활성화 타이밍을 분리한 후, 외부 전환신호 입력 시 연료 분사를 수행하고, 2 사이클의 시간지연 이후에 실린더를 활성화 하였다. 흡·배기 밸브가 열리고 공기의 흐름이 발생하는 시점에 유입공기량에 상응하는 연료가 실린더로 들어갈 수 있기 때문에, 과도상태 초기의 희박상태 제어가 가능하다. 이 방법은 2 사이클의 지연을 수반하지만, 하이브리드 파워트레인에서 120 ms 미만의 동력전달지연은 공연비 제어효과에 비해 무시할 수 있다.

모드 전환 신호와 실린더활성화 타이밍의 분리로 인하여 제어를 위한 시간을 확보하였지만, 연료량을 계산하는 시점은 Fig. 4와 같이 실제 엔진에서는 공기의 흐름이 발생하지 않은 시점이기 때문에 과도상태에서 실린더로 들어가는 공기량을 예측해야 한다. 이를 위하여 식 (2)와 같은 공기량 예측 모델이 사용되었다.

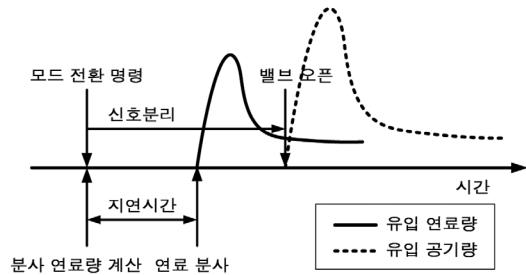


Fig. 4 Control signal separation

3.1 실험환경

Fig. 5는 CDA 시스템이 장착된 1.6 L 직렬 4 기통 가솔린 엔진, 엔진 동력계, 엔진 제어 유닛 그리고 데이터 수집 장치의 구성을 나타낸다. 엔진 및 시험 환경의 자세한 사양은 Table 2에서 확인할 수 있다.

3.2 흡입 공기량 예측 모델

실린더로 들어가는 공기량을 예측하기 위하여 평균값 엔진 모델(Mean value engine model, MVEM)기

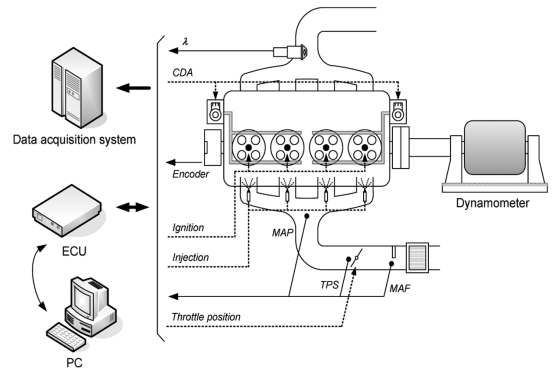


Fig. 5 Schematic diagram of the experimental setup

Table 2 Specification of the test engine

항목	설명
엔진 타입	직렬형 DOHC
실린더 수	4
보어 크기	77 mm
행정 길이	85 mm
배기량	1.591 L
점화 순서	1-3-4-2
압축비	10.5
CDA actuator type	Solenoid actuator
다이내미터	Direct current 타입
엔진 제어 유닛	dSPACE MicroAutoBox
데이터 수집 장치	NI PXI, SCXI

법이 사용되었다.⁶⁻¹⁰⁾ 흡기 매니폴드의 평균값 모델을 유도하는데 있어서 아래와 같은 가정을 하였다.

- 흡기 매니폴드를 통과하는 공기는 이상기체이다.
- 흡기 매니폴드를 통과하는 공기의 온도는 대기 온도와 같다.
- 흡기 매니폴드의 벽을 통하여 질량 및 열의 이동은 없다.
- 흡기 매니폴드 내부의 어떠한 지점에서든 공기는 동일한 상태를 갖는다.

위의 가정에 따라 질량 보존법칙을 이용하면 식 (1)과 같은 압력에 대한 1차 미분방정식을 얻을 수 있으며, 실린더로 들어가는 공기량은 식 (2)와 같이 속도-밀도 관계식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{P}_{man} = \frac{R \cdot T_{man}}{V_{man}} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (1)$$

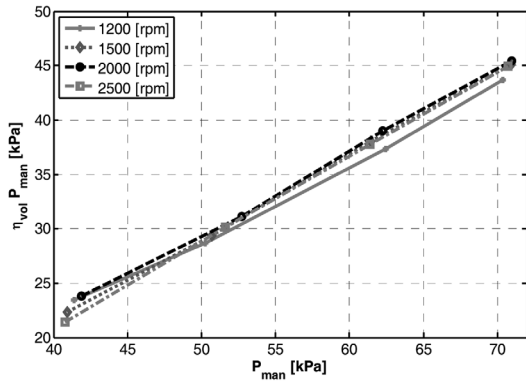


Fig. 6 Volumetric efficiency characteristics

$$\dot{m}_{ap} = \frac{V_D}{120 \cdot R \cdot T_{man}} \eta_{vol} P_{man} N \quad (2)$$

체적효율은 물리적 관계식을 통하여 계산 할 수 없기 때문에, Fig. 6과 같이 정상상태 실험을 통하여 얻은 값과 압력, 엔진속도의 관계를 비교하였다. 각 엔진속도에서, 압력과 행정당 충전량($\eta_{vol} \cdot P_{man}$)의 관계를 1차로 선형화하여, 식 (3)과 같이 표현하였다.¹¹⁾

$$\eta_{vol} P_{man} = s_m(n) P_{man} - y_m(n) \quad (3)$$

3.3 연료막 모델

흡기포트에 연료를 분사하는 시스템에 있어서 분사된 연료의 일부는 실린더로 직접 들어가지 않고 흡기 포트에 연료막을 형성한다. Fig. 7에서와 같이 분사된 연료 중 일정량(X)은 분사 직후 증발하여 흡기 밸브가 열리는 시기에 실린더 내로 바로 흡입된다. 반면, 나머지 연료($1-X$)는 흡기포트에 연료막을 형성하게 된다. 이렇게 형성된 연료막은 증발되어 실린더로 들어가기까지 τ_{ff} 만큼의 시간을 필요로 하기 때문에, 특정시간에 실린더로 들어가는 공기량을 추정하기 위해서는 연료막 모델이 반드시 고려되어야 한다.^{12,13)} 연료막 모델은 식 (4)~(6)과 같이 1차 시스템으로 표현할 수 있다. 식 (4)~(6)에서 X 와 τ_{ff} 는 연료 분사 실험을 통해서 정의할 수 있다.

$$\dot{m}_{fc} = \dot{m}_{fv} + \frac{1}{\tau_{ff}} m_{ff} \quad (4)$$

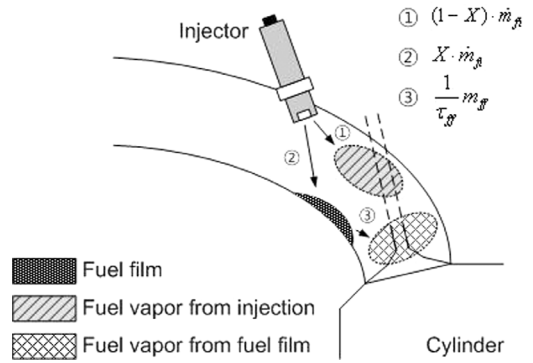


Fig. 7 Schematics of fuel film behavior

$$\dot{m}_{fv} = (1 - X) \dot{m}_{fi} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{ff} = -\frac{1}{\tau_{ff}} m_{ff} + X \dot{m}_{fi} \quad (6)$$

엔진에서 발생되는 토크는 엔진 속도, 행정당 충전 공기량, 점화시기 그리고 공연비에 의하여 결정된다. 따라서 임의의 운전 조건에서 도시 토크 T_{ind} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{ind}(n, m_{ap}, \theta, \lambda) = \frac{T_{ind_MBT_}\lambda_1(n, m_{ap}) \eta(\Delta\theta) \eta(\lambda)}{\quad} \quad (7)$$

여기서 $T_{ind_MBT_}\lambda_1(n, m_{ac})$ 는 이론 공연비 및 MBT(Minimum spark advance for Best Torque) 조건 하에 발생하는 도시 토크를 나타내며 식 (8)과 Fig. 8과 같이 엔진 속도와 행정당 공기 충전량에 의하여 결정된다.

$$T_{ind_MBT_}\lambda_1(n, m_{ap}) = \frac{\quad}{(t_0 + t_1 n + t_2 n^2) + (t_3 + t_4 n) m_{ap}} \quad (8)$$

도시 토크에 있어 공연비에 의한 영향은 공연비 효율 ($\eta(\lambda)$)로 나타낼 수 있다. 이 영향은 이론 공연비 기준 하에 도시 토크가 발생하는 정도를 0에서 1 사이 값으로 표준화한 것이다. Fig. 9는 공연비 효율의 실험 결과이며, 식 (9)와 같은 근사식으로 모델링하였다.

$$\eta(\lambda) = l_0 + l_1 \lambda + l_2 \lambda^2 \quad (9)$$

점화시기에 의한 도시토크의 변화는 점화시기 효

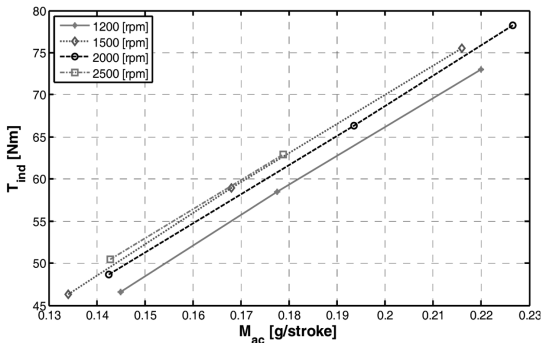


Fig. 8 Indicated torque at MBT timing and $\lambda=1$

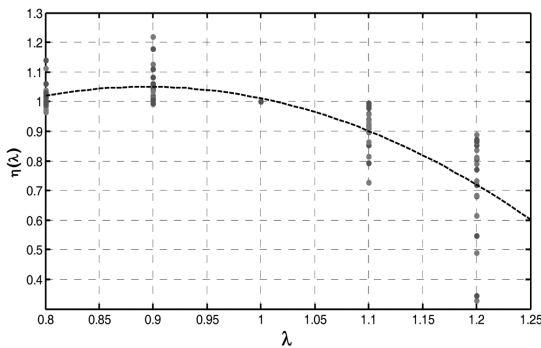


Fig. 9 Air-fuel ratio efficiency

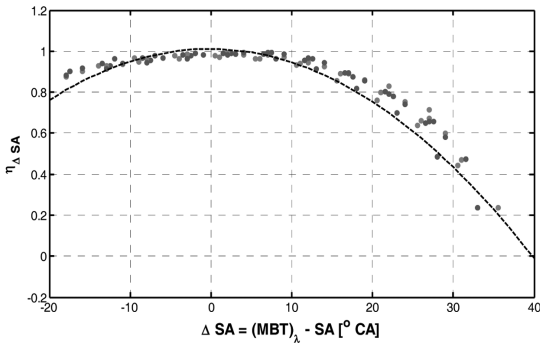


Fig. 10 Spark advance efficiency at $\lambda=1$

율($\eta(\Delta\theta)$)로 나타낼 수 있다. 점화시기 효율은 도시토크가 최대 발생하는 MBT를 기준으로 점화시기의 변화 정도($\Delta\theta$)에 따라 계산할 수 있다. 점화시기 효율은 Fig. 10의 관계를 가지며 커브피팅 방법을 통하여 식 (10)과 같은 근사식으로 모델링하였다.

$$\eta(\Delta\theta) = s_0 + s_1\Delta\theta + s_2\Delta\theta^2 \quad (10)$$

where, $\Delta\theta = MBT_\lambda - \theta$

3.4 다기통 효과

일반적으로 평균값 모델은 기통간 변동은 고려하지 않는다. 그러나 CDA 모드 전환 시 흡입공기량의 변화가 초기의 한 사이클 동안 매우 급격하게 일어나기 때문에, 모드변환 시점의 과도상태 변동을 가능한 정확하게 예측하기 위해서는 기통간 변동을 고려해야 한다.

실린더 내부로의 공기의 유입에 필요한 시간은 모드 전환이 첫 번째 실린더에서 발생한 이후, 마지막 실린더에서 완료되기까지의 시간으로 가정하였으며, 이를 전달지연이라 칭한다. 이러한 전달지연 (τ)은 엔진의 구조적인 특징으로 인하여 4기통 엔진의 경우 540도 크랭크 각으로 가정할 수 있다. 따라서 SI에서 CDA로 전환되는 과도상태의 엔진 거동은 기존의 평균값 모델과 식 (11)과 같은 1차 시스템의 조합으로 모델링하였다.

$$C_{mc} = \frac{1}{\tau s + 1} C_{CDA} \quad (11)$$

계산된 다기통에 의한 영향계수(C_{mc})를 식 (2)에 적용하여 과도상태 공기유입량을 추정할 결과, 과도 구간에서 측정값과 추정값의 평균오차가 4% 미만으로 나타났다(Fig. 11).

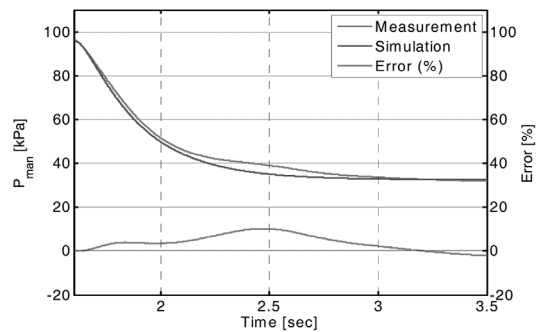


Fig. 11 Error of intake manifold pressure model

3.5 공연비 제어

흡기 매니폴드의 압력에 대한 모델은 미분방정식으로 표현되었기 때문에 일정 시점의 압력을 알아내기 위해서는 초기 압력값이 필요하다. 이 연구에서는 CDA 모드에서는 흡기 매니폴드의 압력은 대기 압력과 동일하게 유지된다고 가정하여, 모드 변

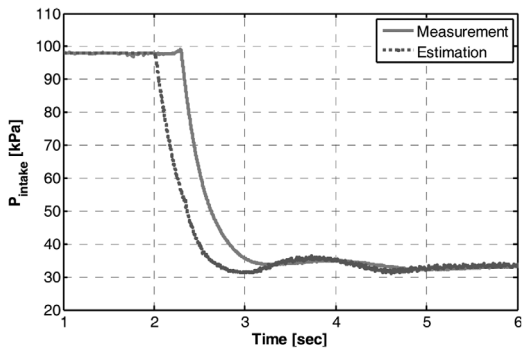


Fig. 12 Prediction of intake manifold pressure

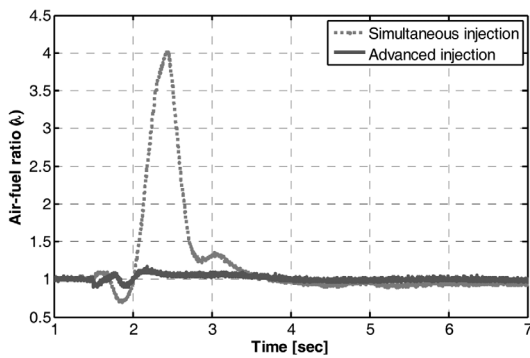


Fig. 13 Air-fuel ratio control with advanced injection

환 시 초기 압력을 대기압으로 결정하였다. 또한, 모드 전환 신호를 실린더 활성화 타이밍과 분리하여 정확히 2사이클 이후를 예측하기 위해서 공기량 예측모델을 동작시키는 시점을 실린더 활성화 타이밍과 같은 크랭크 각으로 맞추었다. 따라서 실제 모드 전환 신호의 발생과 실린더 활성화 간의 시간지연은 2-3사이클로 정해진다.

Fig. 12는 CDA에서 SI로 모드 전환 시(1500 rpm BMEP 200 kPa), 흡기 매니폴드의 실제 압력 측정값과 2 사이클 이전에 예측한 값을 보여준다. 예측한 공기량을 이용하여 2 사이클 이전에 연료를 분사시켰을 때, Fig. 13과 같이 공연비가 제어되는 것을 볼 수 있었다. 1.4-1.5 초 사이에 밸브가 열리기 시작해서 1.5 초에서 센서에 감지되기 시작하였다. 모드 전환 초기에는(1.5-2.2 초) 공연비 값이 0.9-1.15 정도로 공연비 변동이 발생되었으나 2.5 초 이후부터는 공연비가 안정되었다. 이는 공연비 변동을 기존 분사 방법에 비하여 약 94%정도 감소시킨 결과이다.

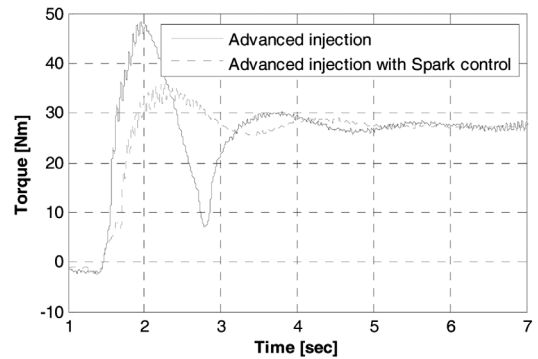


Fig. 14 Torque fluctuation during mode transition

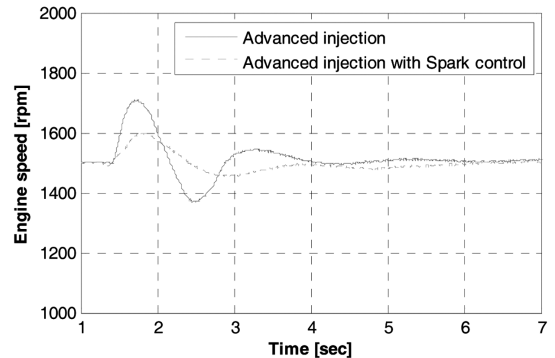


Fig. 15 Engine speed fluctuation during mode transition

그러나 모드 전환 시 엔진에서 발생하는 토크는 Fig. 14에서 보는 바와 같이, 모드 전환 후 정상상태 기준으로 ± 20 Nm의 변동을 보인다. 이러한 토크 변동은 차량의 운전성에 불이익을 가져올 수 있으며, Fig. 15의 Advanced injection과 같이 엔진속도의 불안정을 야기해 공연비 제어에 영향을 악영향을 미친다.

이를 보상하기 위해서 CDA에서 SI로 전환되는 과도상태에서 발생하는 급격한 토크 변화를 점화시기 제어를 통해 완화시켰다. 모드 전환 전후의 정상상태 엔진 토크 값을 예측하고, 시상수 0.5 초인 1차 필터를 통과시켜 토크 프로파일을 생성하였다. 생성된 토크 프로파일은 Fig. 16(a)와 같으며, 식 (10)으로 표현되는 점화 효율을 이용하여 Fig. 16의(b)와 같이 점화시기를 지각시켰다. 그 결과, 엔진속도 변동이 Fig. 15의 Advanced injection with spark control과 같이 50% 이상 안정화되었다. 또한, Fig. 17에서

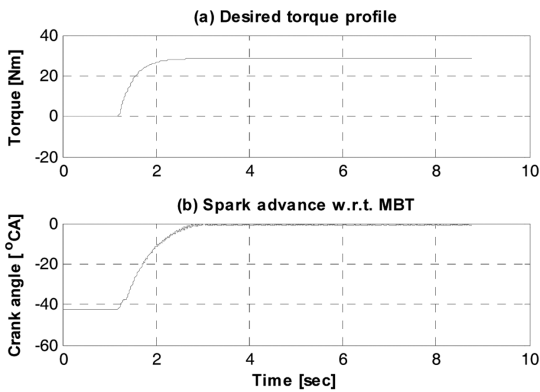


Fig. 16 Torque profile and spark advance

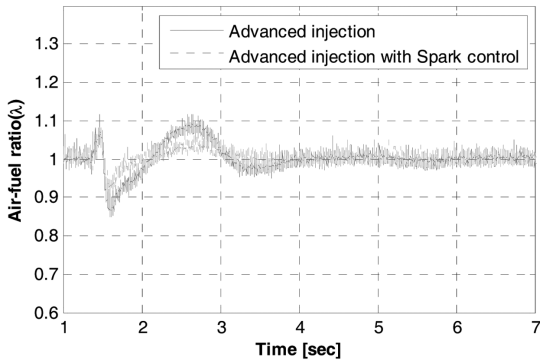


Fig. 17 Air-fuel ratio with additional torque compensation

볼 수 있듯이 공연비 변동 최대, 최소값이 30% 이상 감소하였으며, 공연비 안정시간이 700-1000 ms 가량 줄어들었다.

4. 결론

이 연구에서는 CDA 엔진의 모드 전환 시 과도상태에서의 공연비 제어 알고리즘을 제안하였다. 이 연구를 통해 얻어진 결론은 아래와 같다.

- 1) 모드변경 신호를 밸브 전환 신호와 분리하여 최소한의 연료제어 시간(2 사이클)을 확보하였다. 그리고 평균값 엔진모델을 이용하여 실린더 흡입공기 및 연료량을 예측함으로써 모드전환 시 과도상태 공연비 변동에 보다 능동적인 대응이 가능하였다.
- 2) 예측된 모드 전환 시 과도상태 흡입 공기량을 이용하여 2사이클 이전에 연료를 분사함으로써 공

연비의 변동을 94% 이상 줄일 수 있었다.

- 3) 모드 전환 시 발생하는 급격한 토크 변동을 점화 시기 제어를 통해 완화시켰다. 그 결과 토크 변동 폭이 50% 이상 개선되었으며, 이는 엔진 회전속도 안정으로 연결되어 추가로 공연비 변동폭을 30%, 안정시간을 700-1000 ms 감소시켰다.

후 기

이 연구는 지식경제부와 한국산업기술재단 주관의 “전략기술인력양성”사업의 일부로 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

References

- 1) M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay and A. Emadi, Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, CRC PRESS, Boca Raton, 2005.
- 2) J. M. Miller, Propulsion System for Hybrid Vehicle, The Institution of Electrical Engineers, London, 2004.
- 3) J. Turner, R. Pearson and S. Kenchington, “Concepts for Improved Fuel Economy from Gasoline Engines,” Int. J. of Engine Research, Vol.6, No.2, pp.137-157, 2005.
- 4) M. Knowling, Cylinder Deactivation Reborn, AutoSpeed Web Magazine, August 2005.
- 5) A. Chevalier, C. W. Vigild and E. Hendricks, “Predicting the Port Air Mass Flow of SI Engines in Air/Fuel Ratio Control Applications,” SAE2000-01-0260, 2000.
- 6) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Newyork, 1988.
- 7) C. R. Ferguson, Internal Combustion Engines, John Wiley & Sons, Hoboken, 1986.
- 8) E. Hendricks and S. C. Sorenson, “Mean Value Modeling of Spark Ignition Engine,” SAE 900616, 1990.
- 9) P. J. Yoon and M. H. Sunwoo, “A Nonlinear Dynamic Modeling of SI Engines for Controller Design,” Int. J. of Vehicle Design, Vol.26, No.2/3, pp.277-297, 2001.
- 10) L. Guzzlla and C. H. Onder, Introduction to

Modeling and Control of Internal Combustion Engine System, Springer, Berlin, 2004.

- 11) E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson, D. Trumpy and J. Asik, "Modeling of the Intake Manifold Filling Dynamics," SAE960037, 1996.
- 12) C. F. Aquino, "Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine," SAE810494, 1981.
- 13) S. H. Hwang, Y. S. Cho and J. H. Lee, "A Study on Fuel Transport Characteristics in a Port Fuel Injected SI Engine during Transient Condition," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.20-27, 2003.