

## 직분식 CNG 엔진에서 연료 분사시기의 변화가 연소 및 출력 특성에 미치는 영향

강 정 호<sup>1)</sup> · 윤 수 한<sup>2)</sup> · 이 중 순<sup>3)</sup> · 박 종 상<sup>1)</sup> · 하 종 룰<sup>\*4)</sup>

교토대학 에너지과학과<sup>1)</sup> · 동명대학교 메카트로닉스공학과<sup>2)</sup> · 동명대학교 자동차공학과<sup>3)</sup> · 동아대학교 기계공학부<sup>4)</sup>

### The Effect of Fuel Injection Timing on Combustion and Power Characteristics in a DI CNG Engine

Jeongho Kang<sup>1)</sup> · Soohan Yoon<sup>2)</sup> · Joongsoon Lee<sup>3)</sup> · Jongsang Park<sup>1)</sup> · Jongyul Ha<sup>\*4)</sup>

<sup>1)</sup>Graduate School of Energy Science, Kyoto University, Yoshida-Honmachi, Sakyo-ku, Kyoto 606-8501, Japan

<sup>2)</sup>Department of Mechatronics Engineering, Tongmyong University, Busan 608-711, Korea

<sup>3)</sup>Department of Automotive Engineering, Tongmyong University, Busan 608-711, Korea

<sup>4)</sup>Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

(Received 21 August 2006 / Accepted 15 November 2006)

**Abstract** : Natural gas is one of the most promising alternatives to gasoline and diesel fuels because of its lower harmful emissions, including CO<sub>2</sub>, and high thermal efficiency. In particular, natural gas is seen as an alternative fuel for heavy-duty Diesel Engines because of the lower resulting emissions of PM, CO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub>. Almost all CNG vehicles use the PFI-type Engine. However, PFI-type CNG Engines have a lower brake horse power, because of reduced volumetric efficiency and lower burning speed. This is a result of gaseous charge and the time losses increase as compared with the DI-type. This study was conducted to investigate the effect of injection conditions (early injection mode, late injection mode) on the combustion phenomena and performances in the DI CNG Engine. A DI Diesel Engine with the same specifications used in a previous study was modified to a DI CNG Engine, and injection pressure was constantly kept at 60bar by a two-stage pressure-reducing type regulator. In this study, excess air ratios were varied from 1.0 to the lean limit, at the load conditions 50% throttle open rate and 1700rpm. The combustion characteristics of the DI CNG Engine - such as in-cylinder pressure, indicated thermal efficiency, cycle-by-cycle variation, combustion duration and emissions - were investigated. Through this method, it was possible to verify that the combustion duration, the lean limit and the emissions were improved by control of injection timing and the stratified mixture conditions. And combustion duration is affected by not only excess air ratio, injection timing and position of piston but gas flow condition.

**Key words** : Direct injection(직접분사), CNG(압축천연가스), Homogeneous mixture(균질혼합기), Stratified charge(성층급기), Emission(배기배출물), Injection timing(분사시기)

### 1. 서 론

천연가스는 유해가스 저감과 높은 발열량으로 인

해 가장 유망한 대체연료 중 하나로 각광받고 있다. 특히 PM, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>의 배출이 적기 때문에 대형 디젤 엔진의 대체연료로도 크게 부각되고 있다. 그러나 현재 운행되고 있는 대부분의 CNG 엔진은 흡기포

\*Corresponding author, E-mail: hajy@dau.ac.kr

트분사(PFI) 방식이 적용되고 있고 PFI 방식의 CNG 엔진의 경우, 동일제원의 가솔린엔진에 비해 제적효율의 저하와 낮은 연소속도로 인한 제동출력이 감소하는 문제점이 있다. 이러한 문제를 해결하기 위한 선행연구에서는<sup>1)</sup> PFI CNG 엔진에서 CNG의 높은 옥탄가를 이용하여 압축비를 증가시킴으로써 출력 및 연료소비율을 향상시키는 연구를 수행하였다. 그러나 압축비 14 이상, 공기과잉률 1.3 이상의 경우, 출력 감소, 연료소비율의 악화, 사이클 변동 및 유해배출물의 증가와 같은 엔진 운전 특성이 나빠졌다. 그래서 PFI CNG 엔진에서 문제점으로 지적되던 출력저하 문제를 해결하고, 희박연소한계 확장 및 엔진 열효율 향상을 위하여 직접분사식 CNG 엔진에 관한 연구를 수행하였다.<sup>1-4)</sup>

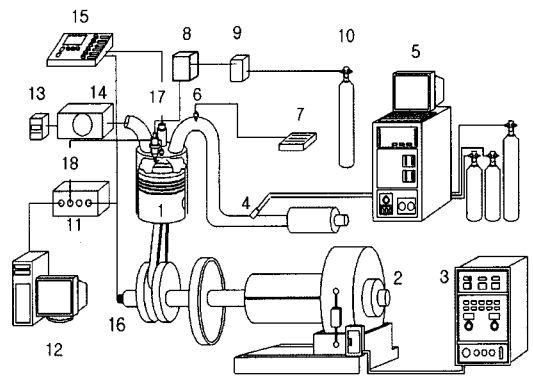
본 연구의 목적은 직분식 CNG 엔진에서 분사시기(이른 분사, 늦은 분사)의 변화가 연소와 출력특성에 미치는 영향에 대해 연구하는 것이다. 선행연구에서 사용된 것과 같은 동일 제원의 단기통 디젤엔진을 직분식 CNG 엔진으로 개조하고, 분사압력은 60기압으로 일정하게 유지하여 연료를 실린더 내부로 직접분사하고 전기점화를 하였다. 그리고 준비된 시험엔진에서 1700rpm 정속운전, 50%의 스로틀 개도율로 공기 과잉률을 1.0에서 희박연소한계까지 변경시킴으로써 연소압력, 사이클 변동, 연소속도, 배기 배출물 등과 같은 직분식 CNG 엔진의 연소특성을 연구하며, 본 연구의 결과는 앞으로 수행될 연료 공기 혼합과정의 가시화를 통한 최적 혼합기 조건을 구하기 위한 자료로 활용할 것이다.

## 2. 실험장치

시험용 엔진인 직분식 CNG 엔진과 엔진 전자제어장치, 연소 및 배기가스 분석 장치 등의 실험장치 개념도를 Fig. 1에 보인다.

시험용 CNG 엔진은 직접분사식 단기통 디젤엔진을 직접분사식 CNG 엔진으로 개조한 것이다. 디젤연료분사장치를 제거하고, CNG 연료분사장치, 점화장치 및 냉각수 제어장치를 추가로 설치하였다. 엔진으로부터 발생하는 토크와 회전수를 제어하는 와전류방식의 동력계(HE-130KW, Hwanwoong Co.)는 크랭크축에 직렬로 연결된다. 그리고 연료분

사시기, 연료분사기간, 점화시기를 제어하기 위하여 전자 제어 시스템을 구축하였다. 크랭크축의 회전각도 검출, 제어를 위하여 크랭크축에 엔코더를 연결하여, 그 출력 값을 기준신호로 사용하였고, 배기관에는 산소 센서를 설치하여 배기가스 중의 산소농도에 따른 공연비를 구하였다. 배출가스의 계측을 위해서 배기가스 분석기를 배기관에 설치하여 촉매변환 전의 배기가스 조성을 분석하였다. 연소압력 및 배기가스 데이터 취득은 LabVIEW 기반의 데이터 채취 시스템을 구축하여, 데이터 신호를 샘플링 하도록 하였다. 부하변동과 회전수의 변화에 따른 스로틀밸브의 열림 각을 제어하기 위해 수동 가속페달을 장착하여, 스로틀밸브의 열림 각을 제어할 수 있도록 하였고, 연소실 내부로 유입되는 공기의 양을 측정하기 위하여 공기유량계(Series 8000 MP/NH, Eldridge Products Inc.)를 흡기관 상단에 설치하였다. 분사되는 연료 유량을 측정하기 위하여 연료가 압력 레귤레이터에 의해 감압되어 인젝터로 연결되는 중간지점에 CH<sub>4</sub>용 연료유량계(9500 Flow meter, Thermal Instrument Co.)를 설치하여, 공기와



- |                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| 1. Test engine             | 10. Fuel tank       |
| 2. Dynamometer             | 11. Sync. circuit   |
| 3. Controller              | 12. Computer        |
| 4. Exhaust gas sampling    | 13. Air flow meter  |
| 5. Exhaust gas analyzer    | 14. Surge tank      |
| 6. O <sub>2</sub> sensor   | 15. ECU controller  |
| 7. Lambda indicator        | 16. Rotary encoder  |
| 8. Fuel flow meter         | 17. Injector        |
| 9. Fuel pressure regulator | 18. Pressure sensor |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

천연가스의 유량을 측정하였다.

### 2.1 시험용 CNG 엔진 및 제어

시험용 엔진은 디젤 직분식 단기통으로 배기량은 632cc이다. 압축비는 엔진본체와 엔진 헤드부 사이에 보어 크기와 동일한 개스킷을 끼워서 변경하였고, 선행연구에서의 PFI CNG 엔진에서의 최적 압축비 조건인  $\epsilon=13$  으로 고정하였다.<sup>5)</sup> 연료·공기의 성층화 유도를 쉽게 하기 위해 피스톤 형상은 toroidal type으로 하였다.

연료분사제어를 위하여 직분식(DI) 인젝터 드라이버를 자체로 설계, 제작하고 기존의 PFI 엔진의 제어시스템에 추가 장착하여 사용하였다.

Fig. 2는 연료분사시간 제어의 재현성을 확인하기 위하여 연료분사시간 신호의 입력값[PFI]과 인젝터 솔레노이드 밸브에 인가되는 출력전압[DI]을 오실로스코프로 측정하였다. 그래프에서 보는 바와 같이, DI의 경우 초기 2.5ms동안 피크 전압이 유지되고, 이후의 시간에서는 전압의 on-off가 반복되도록 하였다. 이는 고압솔레노이드에 공급되는 전력의 소모량을 줄이고, 연료분사시간이 길어짐에 따라 증가되는 인젝터의 발열을 억제하는 효과를 꾀한 것이다.

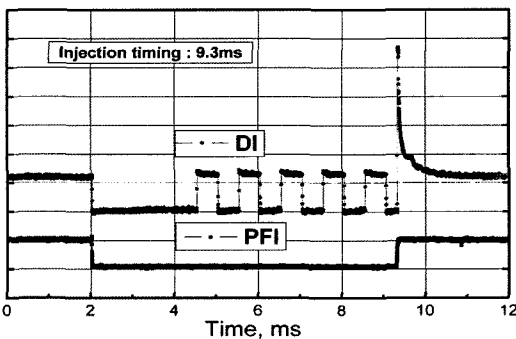


Fig. 2 Comparison of injection duration signals between DI and PFI type

### 2.2 연료공급 장치

Fig. 3은 실험에서 사용된 CNG 연료 공급시스템의 개념도를 나타낸 것이다. CNG 연료 시스템에서 연료는 22MPa로 고압 충전된 실린더에서 압력 레귤레이터에 의해 감압되어 인젝터로 공급되며, 안

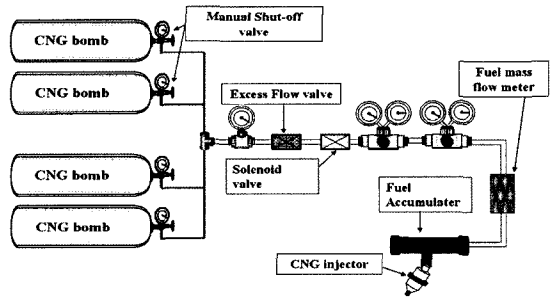


Fig. 3 CNG fuel supply system of experimental apparatus

전장치로서는 고압연료라인에 수동으로 작동되는 비상차단밸브, 엔진전원 OFF시 자동으로 연료가 차단되는 고압솔레노이드 밸브와 연료라인의 파손 시 연료를 차단하는 연료 과류방지밸브를 중간에 설치하였다.

연료 공급 시 맥동 현상을 최소화하고 연료유량의 안정성을 유지하기 위하여 동일 압력레귤레이터 2개를 설치하여 2단 감압을 하였으며, 인젝터의 유입구 부분에 200cc의 연료용 서지탱크를 설치하여 연료분사시의 연료유량변동을 최소화 할 수 있도록 하였다.

사용한 CNG의 조성은 CH<sub>4</sub> 86.8 %, C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 8.2%, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> 3.9%, C<sup>+</sup> 1.0% 이다.

## 3. 연구결과

본 연구의 연료공급 방법은, 고 부하 영역에서는 조기분사방식을 적용하여 흡입유동에 의한 균일 혼합기를 형성하도록 하였고, 저 부하 영역에서는 후기분사방식을 이용하여 성층혼합기를 형성시킴으로써 열효율을 상승시키고 희박가연한계의 확대를 꾀하였다.

### 3.1 공기과잉률에 따른 P-θ선도와 열발생률 선도

공기 과잉률에 따른 압력 이력 선도와 열 발생률은 100 사이클 동안 실시간 저장된 값을 앙상블평균으로 구하여 사용하였다.

Fig. 4는 50% 스톨 개도율, 1700rpm에서 공기과잉률  $\lambda=1.0\sim 2.2$ 까지의 변화에 대한 P-θ선도와 열 발생률을 나타낸 것이다. 분사 시기는 BTDC 170~60°범위로, 압축행정 중에 연료를 분사하는 늦은

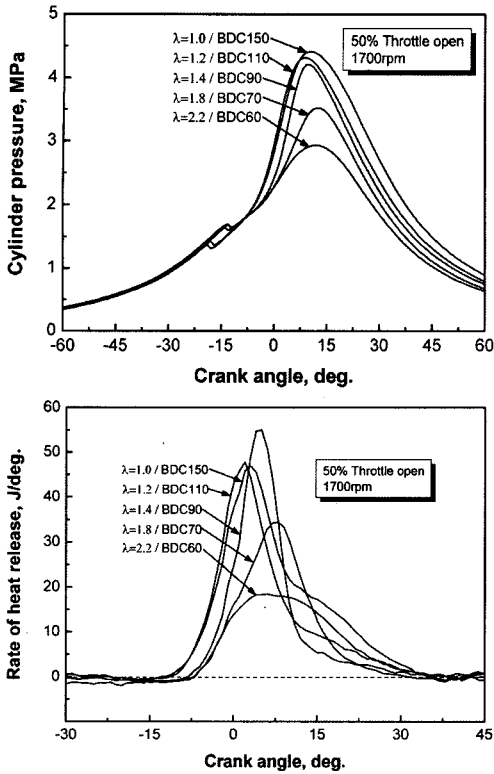


Fig. 4 Effects on cylinder pressure and rate of heat release with excess air ratio at 50% throttle, 1700rpm

분사방식이며 동일  $\lambda$ 에서 분사시기를 10 deg.씩 변경시키면서 연소와 출력 특성을 밝혀서 구한 최적 분사시기 조건이다.

연소압력의  $P_{max}$  값은  $\lambda$ 의 값에 반비례해서 순차적으로 감소하고,  $\lambda$ 가 증가함에 따라 분사시기가 지각되는 경향을 보이며 최적점화시기(MBT)도 약간의 변화를 보인다. 늦은 분사 방식의 특징으로는 고부하(이른 분사)조건과는 반대로  $\lambda$ 의 증가에 따른  $P_{max}$  감소율, 연소기간 증가 등의 문제가 크게 둔화된다.

열 발생률의 그림에서 주목할 것은  $\lambda$ 가 증가함에 도 열 발생 기간이 오히려 짧아지는데, 이는  $\lambda$ 값이 연소기간을 크게 지배하지 못함을 의미한다.

### 3.2 도시평균유효압력(imep)

Fig. 5는 각각의 분사시기에서의 도시평균유효압력(imep)을 나타낸 것이다.  $\lambda=1.0, 1.2, 1.4, 1.8, 2.2$ 에서의 결과를 비교하면, 동일 분사시기에서  $\lambda$ 값이 증

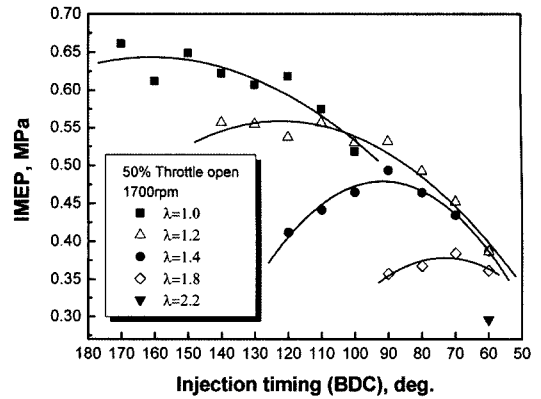


Fig. 5 Comparison of imep with injection timing at each excess air ratio

가할수록 imep는 감소한다. 이는  $\lambda$ 값의 증가에 따른 혼합기 농도의 감소에 의한 당연한 결과이다.  $\lambda$ 값이 증가함에 따라, 엔진의 안정적인 운전이 가능한 연료 분사 시기는 점점 지각된다. 특히  $\lambda=1.4$ 의 경우, 가장 높은 imep 값을 가지는 분사 시기가 BTDC 90°로 이 각도로부터 진각 또는 지각된 분사시기의 경우에는 imep가 감소한다. 반면,  $\lambda=1.0, 1.2$ 에서는 각각 BTDC 170°~120°, BTDC 140°~90°에서 거의 비슷한 imep 값을 보여 분사시기의 선택폭이 넓어진다. 반면에  $\lambda$ 가 증가함에 따라 imep의 최고 값이 발생하는 분사시기 구간이 점점 좁아지며 각각의 분사시기에서 imep 값의 변화폭도 커짐을 알 수 있다.  $\lambda$ 의 증가와 함께 최적 분사시기가 지연되는 이유는 피스톤이 TDC에 접근함에 따라, 피스톤 캐비티로 인해 연소실 중앙부의 좁은 영역에서 비교적 농후한 혼합기가 분포되어 초기 화염 생성 및 전파에 유리하기 때문이다. 그렇지만 과도한 분사시기 지각은 연료 공기 혼합시간의 단축으로 국소 영역에서 과농 혼합기 발생 등의 불균일 혼합으로 인해 연소 악화를 초래 한다. 통상적으로  $\lambda$ 가 증가하면, 혼합기가 희박해져서 화염전파속도가 낮아져 연소가 불안정해지고 연소지연이 증가하게 된다. 그러나 본 연구결과와 같이  $\lambda$ 에 따라 분사시기를 조절함으로써 희박가연한계 확대 및  $\lambda$ 의 증가에 따른 연소지연을 줄일 수 있을 것으로 생각된다.<sup>6)</sup>

### 3.3 연소기간과 질량 연소율

다음은 직분식 CNG 엔진의 구동 조건에 따른 연

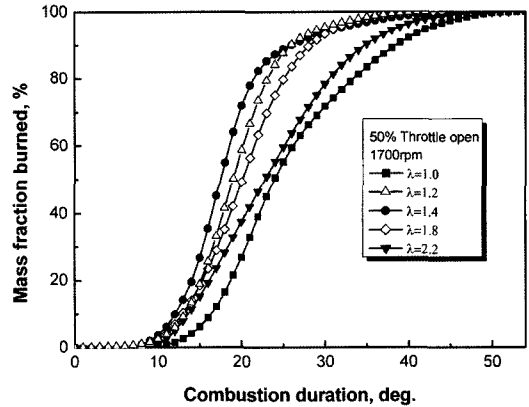
소특성을 밝히기 위하여 질량연소율과 연소기간을 나타낸다. 총 발생열량에 대한 임의시점까지의 발생열량의 비로 정의되는 질량연소율 곡선은 화염전파 속도 곡선과 상사하므로, 연소실 내에서의 화염전파 및 연소특성을 파악하는데 매우 유용한 정보라 할 수 있다. 특히 CNG 엔진에서 문제점으로 지적되고 있는 연소속도 저하와, 늦은 분사에서의 성층화 연소에 관한 특성을 파악할 수 있다.

그리고 연소기간은 열에너지 방출측면에서 본 질량연소율 곡선에서 스파크에너지 방출로부터 10% 질량연소까지의 화염발달기간과 혼합기의 대부분을 연소시키는데 요구되는 기간으로 화염발달기간의 끝에서 급속 화염전파과정의 후반 즉, 10~90% 질량연소까지인 급속연소기간으로 나누어 설명한다. 또 총합연소기간은 화염발달기간, 급속연소기간과 후 연소기간의 합으로 표현한다.<sup>7)</sup>

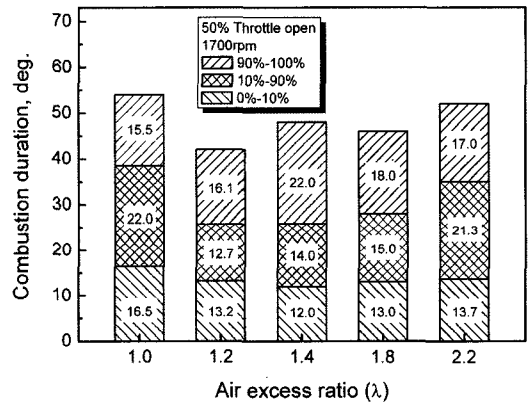
Fig. 6(a,b)는 1700rpm, 50%스로틀 개도율에서  $\lambda$ 에 대한 질량연소율과 이것을 이용하여 구한 연소기간을 나타낸 것이다. 분사 시기는 압축행정에서 해당하는 BTDC 150~60°이며, 늦은 분사방식이다. 그림 a에서 보는 바와 같이 PFI에서의 결과와는 질량연소율 곡선의 구배 변화가 다른 것을 알 수 있다.<sup>1)</sup>

압축행정 중에 연료가 분사되는 그림 b의 결과로부터, 약간 희박혼합기인  $\lambda$  1.2, 1.4에서 급속연소기간의 화염전파 기간이 짧고 다음은 1.8, 2.2의 순이며 경험상 가장 짧아야 하는 1.0에서 가장 느린 화염전파속도를 보이고 있다.

이는 연소기간이 연료분사시기에 영향을 받을 수 있고 또 부하가 낮을수록 연소기간이 짧아지는 경향을 보인다.<sup>8)</sup> 예를 들면 50% 스로틀 개도 시  $\lambda$  1.4에서 가장 짧은 연소기간을 나타내며  $\lambda$  2.2에서 보다 1.0의 조건에서 연소기간이 길어진다. 이는 연료분사시기가 늦고, 연료와 공기의 절대량이 적은 혼합기가 스파크 플러그로부터 가까운 위치에서 발화될수록 연소기간에 미치는  $\lambda$ 의 영향이 줄어들음을 의미한다. 또, 각  $\lambda$ 조건의 연소기간 중 급속연소기간의 변화가 총 연소기간에 영향을 미침을 알 수 있다. 그러나 초기 화염발달 기간에 미치는  $\lambda$ 의 영향은 미미하나 (CA 12deg.~16deg) 엔진의 부하가 증가하면 길어지는 경향이 있다.<sup>8)</sup>



(a)



(b)

Fig. 6 Mass fraction burned with excess air ratio and relationship between combustion durations and excess air ratios at 50% throttle, 1,700rpm

### 3.4 지시열효율과 사이클 변동계수

Fig. 7은 분사시기의 변화가 사이클 변동과 열효율에 미치는 영향을 알아보기 위하여 주어진  $\lambda$ 조건과 연료 분사시기를 변화시켰을 때의 지시평균유효압력의 사이클 변동계수(COV<sub>imep</sub>)와 지시열효율을 나타낸 것으로 동일조건에서 100사이클의 결과를 앙상블 평균하여 구한 것이다.

$\lambda=1.0$ 의 경우, 분사시기 BTDC 170°~110°에서 COV<sub>imep</sub>는 2~3% 정도로 매우 안정적인 값을 유지한다.  $\lambda=1.2$ 에서 3~7%의 상대적으로 높은 값을 나타내지만 imep의 절대 값이 상대적으로 감소하기 때문에 엔진의 진동에 미치는 에너지 변화의 크기는 미미한 것으로 볼 수 있다. 그러나  $\lambda=1.4$ 에서는 분사시기 BTDC 90°에서 낮은 값을 보이며, 그 외의

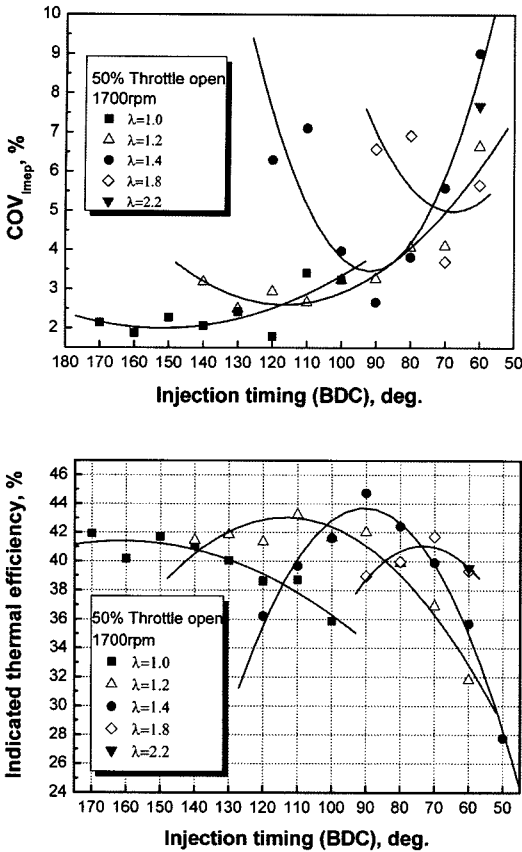


Fig. 7 Indicated thermal efficiencies and cycle variations with excess air ratio

진각 또는 지각조건에서 그 값이 증가한다. 분사시기의 진각이나 지각조건에서 사이클 변동계수 값이 증가하는 이유는 연료·공기의 혼합 조건, 화연전파 등 혼합기간이나, 연소실의 형상과 관계가 있을 것으로 판단되고 이 부분에 대해서는 연소실의 가시화를 통한 연료·공기혼합과 연소과정을 밝힐 필요가 있다.  $\lambda=2.2$ 의 경우에는  $COV_{imep}$  값이 7.5% 정도로 높게 나타나지만 낮은 imep 값 때문에 비교적 정속한 운전이 가능한 구간이다. 그러나 정상운전이 가능한 분사시기 구간은 BTDC 60° 뿐으로 제한적인데, 그림에서와 같이 희박혼합기 일수록  $COV_{imep}$  가 낮은 연료 분사시기의 구간이 좁아짐을 알 수 있다.

각  $\lambda$  조건의 Imep가 가장 높은 BTDC 150°, 110°, 90° 등에서 지시열효율도 가장 높은 값을 보이고, 사이클 변동계수의 변화와도 정성적으로 닮아있다.

$COV_{imep}$  값이 큰 경우에는 사이클 변동에 의한 연료 소비율의 악화에 의해 열효율이 감소하는 것으로 판단된다.

한편,  $\lambda$ 의 증가에 따라 열효율의 변동 폭은 커지지만, 열효율의 최대값은 분사시기 BTDC 110°, BTDC 90°, BTDC 70° 등의 희박조건에서 높은 값을 보인다. 이는 분사되는 연료의 양이 감소함으로써, 연소온도의 저하와 작동가스의 조성변화에 의한 냉각손실은 감소하고 열효율의 최대값은 증가되는 것으로 판단된다.

지시열효율은 최저 28%에서 최고 45%까지로, 상대적으로 높은 값을 유지하고 있다. 이는 CNG의 분사량을 측정하는 연료유량계가 메탄용이기 때문에, 메탄올을 제외한  $C_2H_6$ ,  $C_3H_8$  등의 성분에 대한 고려가 없었으므로 다소 높은 값을 나타내는 것으로 생각된다.

#### 4. 배기특성

Fig. 8은 연료 분사시기에 따른 CO, THC,  $NO_x$ 의 배출농도를 나타낸 것이다. CO의 배출농도는 주어진  $\lambda$ 의 조건에서 분사시기가 지각됨에 따라 빠르게 증가한다. 특히 각각의  $\lambda$ 에서 열효율이 높고  $COV_{imep}$ 가 가장 낮은 BTDC 150°, 110°, 90° 즉, 최적 연료분사시기 후부터 CO의 농도가 증가하기 시작한다.

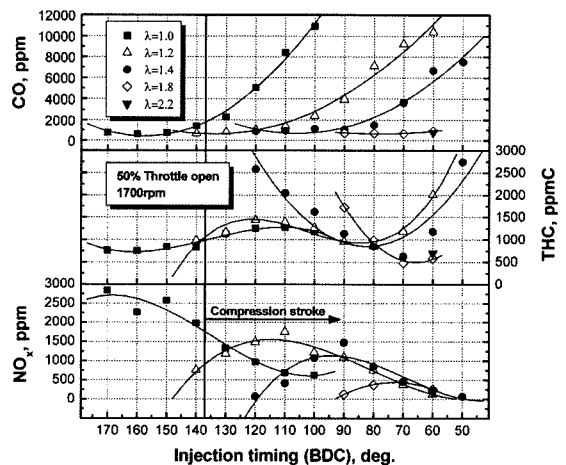


Fig. 8 Effects of injection timing on emissions at each excess air ratio

일반적으로 CO의 발생은 공기 부족에 의한 불완전연소 및 혼합기 불 균일에 의해 대량으로 발생하게 된다. 본 연구결과에서는 분사시기가 지각됨에 따라 CO가 크게 증가하는데, 이것은 분사시기가 지각됨으로써 연료의 불 균일 혼합영역이 크게 증가하기 때문으로 판단된다. 특히, 특정 분사시기 이후 CO농도가 증가하게 되는데 이는 각 조건에 따라 최적의 연료 분사시기가 존재한다고 볼 수 있다.

THC의 경우,  $\lambda$ 가 증가할수록 분사시기에 의한 배출농도의 변화가 더욱 뚜렷하게 나타난다.

$\lambda=1.0$ 의 엔진 운전이 정상적인 연료분사시기 조건에서는 비슷한 농도를 보이나  $\lambda=1.2$ ,  $\lambda=1.4$ 의 경우에는 열효율 등의 조건에서 구한 최적 분사시기 보다는 지연된 분사시기 각도에서 극소 농도 값을 보인다. 이는 연소실의 평균온도나 연소실 벽면에서의 소염 현상 만으로서는 설명이 되지 않고 다른 이유가 있을 것으로 추측된다.

$\text{NO}_x$ 의 경우, 열효율이 가장 높은 영역에서 가장 높은 배출농도를 보이며, 그보다 진각 또는 지각시킨 분사시기에서는 감소하는 경향을 보인다.  $\text{NO}_x$ 의 발생은 연소온도에 큰 영향을 받으므로, 연소실의 평균온도가 높을 것으로 판단되는 열효율이 가장 높은 분사시기에서  $\text{NO}_x$ 의 농도가 가장 높다.

최적 분사시기에서 진각 될수록  $\text{NO}_x$ 가 감소하는 것은 혼합기 형성기간이 길어짐으로써 상대적으로 균일 혼합기를 형성하기 쉬워지기 때문으로 생각된다. 반면에, 연료 분사시기를 지각시킬수록  $\text{NO}_x$  농도가 감소하는 것은 분사시기의 지연에 의해 국소적 농후·희박 혼합기의 증가 등으로 연소효율이 나빠져서 연소온도가 낮아지기 때문으로 생각된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 연료의 분사시기-이른 분사, 늦은 분사-를 공기 과잉률에 따라 변경시킴으로써, 직접 분사식 CNG 엔진에서의 성능과 연소 안정성 및 배출가스 특성 등을 분석하였고 향후 직분식 CNG 엔진 연구를 위한 기초정보를 얻을 수 있었다. 주요 연구 결과는 다음과 같다.

1) 독창적인 방법으로 직분식 CNG 엔진 및 제어장치를 구성하고 일정부하 및 회전수로 엔진을 구

동한 경우 연료분사시기의 변화에 따라 연소특성이 크게 변화하였다. 즉, 지시열효율, 연소기간과 희박연소한계가 개선되며, 유해가스배출을 줄일 수 있는 적정 분사시기가 있음을 밝혔다.

- 2) 주어진 엔진의 부하와 회전수에서 공기 과잉률이 증가할수록 최적 연료 분사 시기는 TDC 쪽으로 지각되는 늦은 분사방식의 경향을 보였다. 또, 연소기간은 공기 과잉률에만 영향을 받지 않고 연료분사시기와 그 때의 연소실 형상과 공기의 유동 조건에 크게 영향을 받는다.
- 3) 늦은 분사방식의 동일 부하 조건에서는, 공기 과잉률의 변화에도 불구하고, 화염발달기간은 CA 12deg.~16deg.의 범위로 큰 변화를 보이지 않는다.
- 4) 배출가스의 경우, THC와 CO의 배출농도는 공기 과잉률보다는 분사시기의 영향을 크게 받고,  $\text{NO}_x$ 는 공기 과잉률의 영향을 많이 받는 것으로 판단된다.

## 후 기

이 논문은 2004학년도 동아대학교 학술연구조성비(국외연구과건)에 의하여 연구되었음.

## References

- 1) J. Y. Kim, W. O. Park, S. S. Chung and J. Y. Ha, "The Comparison of Performance and Emission Characteristics between CNG Engine and Gasoline Engine," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.16-21, 2003.
- 2) J. Y. Kim, W. O. Park, T. W. Kong and J. Y. Ha, "Combustion and Emission Characteristics in CNG Engine with SCV," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.1-6, 2003.
- 3) D. D. Giodano and P. W. Peterson, "A Turbo-Charged Lean-Burn 4.3 Liter Natural Gas Engine," SAE 951939, 1995.
- 4) International Association for Natural Gas Vehicle(<http://www.iangv.com>) Statistical Data, 2005.
- 5) J. Y. Kim, "A Study on the Generating the Optimum Combustion Conditions for the CNG

- of Internal Combustion Engine,” Ph. D. Dissertation, Dong-A University, 2003.
- 6) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, p.811, 1988.
- 7) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, pp.371-394, 1988.
- 8) J. H. Kang, “The Effect of Fuel Supply Conditions on Combustion and Power Characteristics in a DI CNG Engine,” M. S. Thesis, Dong-A University, 2005.