

압축비 변경에 따른 CNG 기관의 특성 연구

김진영^{*1)} · 하종률²⁾

동아대학교 기계공학과¹⁾ · 동아대학교²⁾

Performance Characteristics of CNG Engine at Various Compression Ratios

Jin-young Kim^{*1)} · Jong-yul Ha²⁾

^{1,2)}Department of Mechanical Engineering Donga University, Busan 607-714, Korea
(Received 7 January 2005 / Accepted 15 April 2005)

Abstract : Natural gas is one of clean fuels that can replace petroleum-based fuels, because it has low exhaust emission, comparatively high thermal efficiency and abundant deposits. In this addition, owing to high octane number and wide lean flammability limit, it has a strong point to increase the compression ratio. For this reason, the research is being actively executed to increase the generating power and thermal efficiency of the engine by raising the compression ratio through utilization of high octane number relevant to development of CNG engine.

In this study, 0.63L single cylinder diesel engine has been used to alter easily compression ratio. Compression ratio has gotten under control by modifying the thickness of gasket between cylinder head and block without major structural modifications.

As the result, as compression ratio has increased, generating power and fuel consumption ratio have been improved. As for emission concentration, as compression ratio has increased, THC concentration has been decreased while exhaust concentration of NOx increased. In case compression ratio has excessively increased, brake output decrease and cycle variation have been increased. As the result acquired by analyzing brake output, fuel consumption ratio, cycle variation and exhaust, the engine driving condition has acquired $\epsilon=13$ as the optimal compression ratio in this study.

Key words : Compressed natural gas(CNG, 압축천연가스), Compression ratio(압축비), Emission gas(배기가스), Specific fuel consumption(연료소비율), Excess air ratio(공기과잉률)

1. 서론

미래의 에너지원 중에서 천연가스가 크게 부각되고 있다. 천연가스가 가지고 있는 환경 친화적인 특성과 이용의 편리함에 때문이다. 천연가스는 황산화물(SOx), 질소산화물(NOx), 미세 분진(PM)과 지역환경 오염물질과 이산화탄소(CO₂)와 같은 지구환경 오염물질을 동시에 만족시킬 수 있는 청정연

료이다.¹⁻³⁾

천연가스를 자동차에 적용할 경우, 가스상태로 분사되기 때문에 공기와 혼합이 용이하여 액상의 연료에 비하여 시동성이 양호하고 균질혼합기를 형성할 수 있다. 또한 가연한계가 넓고 자발화 온도도 높기 때문에 다른 연료에 비해 안정성도 높은 장점을 가지고 있다. 그러나 천연가스를 기존 SI기관에 적용하는 경우 천연가스의 흡입으로 인한 체적효율의 저하로 엔진출력이 감소되고, 가스상태로 저자하므로 에너지 밀도가 가솔린이 약 1/4정도로 낮아

*To whom correspondence should be addressed.
sunof21@hanmail.net

1회 충전당 주행거리가 감소하는 단점이 있다.^{4,5)}

천연가스는 옥탄가가 130정도로 높기 때문에 안티노크특성이 우수한 특성을 가지고 있다. 따라서 CNG전용기관의 개발에 있어서는 천연가스의 높은 옥탄가를 활용하여, 압축비를 높여서 엔진출력과 열효율을 증대시키는 연구들이 활발히 수행되어지고 있다.⁶⁻⁸⁾

가솔린엔진을 이용하여 압축비를 변경할 경우 구조상 압축비 범위에 한계가 있고, 연소실 형상을 크게 변형해야하는 단점이 있다. 반면 디젤엔진을 이용할 경우는 엔진제어장치, 스톱를 바디 및 점화장치를 추가 설치가 필요하지만 넓은 범위에서의 ($\epsilon=9\sim 21$) 압축비 변경이 가능하다. 실린더헤드와 실린더 블록 사이의 캐스킷의 두께를 조절하여 연소실 형상을 크게 변형시키지 않고 압축비를 변경시킬 수 있다.

따라서 본 연구에서는 압축비를 변경하면서 당량비, 부하조건 및 점화시기에 따른 엔진제반 성능특성(토크, 출력, 연소압력, 배기가스 온도 등) 및 배기가스 특성을 파악하였다. 이런 결과의 분석을 통해 CNG엔진의 적절한 압축비를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험 장치의 개략도를 나타낸 것이다. 연소실험장치는 CNG전소엔진, 동

력계(HE-130KW, Hwan woong. CO.), 압력데이터 채취장치, 배기가스 분석장치로 구성된다. 실험 엔진은 직분식 단기통 디젤엔진(ND8DE, Daedong)을 CNG엔진으로 개조한 것이다. 디젤연료분사장치를 탈거하고 CNG연료장치, 점화장치 및 냉각수 제어 장치를 추가 설치하였다. 실험엔진의 주요 제원은 Table 1에 나타내었다. 그리고 연료분사시간, 연료 분사시기, 점화시기를 제어하기 위하여 전자 제어 시스템을 구축하였다. 12bit A/D와 8KB EEPROM이 내장된 Micom (PIC16C74)을 사용하였고, PC와의 인터페이스는 RS-232 포트를 사용하였다.

크랭크축의 회전각도 검출, 제어를 위하여 캠축에 엔코더를 연결하여, 그 출력을 기준 신호로 사용하였고, 연소압력을 취득하기 위하여 1번 실린더에

Table 1 Specifications of test engine

Description	Specifications
Type	Single cylinder, SOHC 4 Cycle CNG Engine (Diesel engine Base)
Bore & Stroke(mm)	92×95
Displacement(cc)	632
Compression ratio	9.5~19
Intake valve open close	BTDC 20° ATDC 224°
Exhaust valve open close	ATDC 136° ATDC 20°

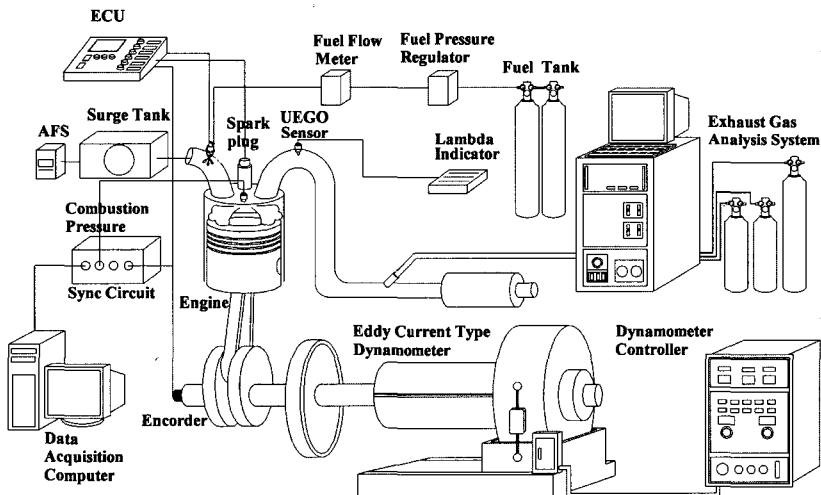


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

압력센서(Strain gage Type, Kyoya)를 설치하였다.

배기 다기관에 광역산소센서(UEGO Sensor, NGK Spark Plug. Co.)를 설치하여 배기가스 중의 산소농도에 따른 공연비를 구하였다. 측정가능범위는 공기과잉률 $\lambda=0.7\sim 1.4$ 범위로 본 연구에는 $\lambda=0.9\sim 1.4$ 으로 0.1간격으로 측정하였다. 배출가스의 계측을 위하여 배기가스 분석기(EXSA-1500 Horiba Co.)를 배기관에 설치하여 촉매변환전의 배기가스 조성을 분석한다. 배기가스 농도의 계측은 배기가스 샘플시작부터 2분 경과후의 결과를 기록하였다.

CNG의 연료분사는 체적효율을 고려하여 분사압력은 0.7MPa로, MPI 방식으로 흡기밸브에서 50mm 떨어진 곳에서 분사되도록 하였고, 엔진의 작동상태를 일정하게 유지하기 위하여 순환펌프를 설치하여 냉각수 온도를 353K로 일정하게 유지하였다.

2.2 실험방법 및 변수

엔진 구동 후 냉각수 온도가 설정온도 353K로 안정된 후 실험을 행하였다. 점화시기에 따른 제동토크를 측정하여 MBT를 구한 후에 각 조건에서 이를 적용하였다. 본 연구의 실험변수는 Table 2에 나타내었다.

예비실험으로 CNG엔진을 사용하여 압축비를 $\epsilon=9\sim 21$ 이 범위에서 연소실험 한 결과, 압축비 20이상에서 노킹현상을 발견하였다. 그리고 압축비 17이상에서는 사이클 변동이 심하고 안정된 연소를 기대할 수 없었다.

Table 2 Experimental conditions

Parameters	Conditions
Engine speed	1900±50 rpm
Torque[Nm]	9.8, 14.7, 19.6, 24.5
Excess air ratio	0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4
Compression ratio	9.5, 12, 13, 14, 15
Coolant temp.	353K

2.3 CNG 연료공급장치

Fig. 2는 압축천연가스 연료공급시스템의 전경을 나타낸 것이다. 22MPa의 고압으로 충전된 실린더에서 압력 레귤레이터(Regulator)에 의해 설정압력으로 감압되고 MPI용 인젝터(MESA injector)를 통

해 분사된다. 고압연료라인에는 수동으로 작동되는 비상차단밸브, 엔진전원 OFF시에 자동으로 연료가 차단되는 고압솔레노이드 밸브와 연료라인의 파손 등에 의해 일정량 이상의 연료가 급격히 방출되는 경우에 연료를 차단하는 연료 과류방지밸브(Excess flow valve)를 설치하였다.

압력 레귤레이터는 고압가스 팽창으로 인한 급격한 냉각이 일어나지 않도록 내부에 온수를 순환시킨다. 감압된 연료는 압력계를 이용하여 레귤레이터의 출구 압력을 확인한 후 연료 공급파이프로 유입되고, CNG인젝터를 통해 실린더의 흡기포트 내로 분사된다.

인젝터 분사압력은 체적효율의 저하를 최소화하면서 흡기유동에 영향을 미치는 않는 범위를 고려하여 0.71MPa로 설정하여 분사하였다.^{1,6)}

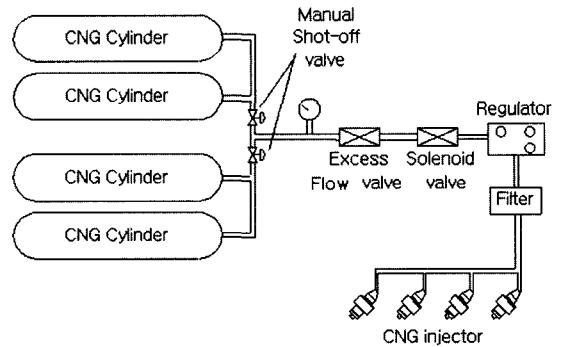


Fig. 2 CNG fuel system of experimental apparatus

3. 연구결과 및 분석

Fig. 3은 압축비 변경에 따른 연소압력과 열발생률을 나타낸 것이다. 기관회전수 1950 ± 50rpm, 제동토크 14.7Nm로 일정하게 유지한 상태에서의 연소압력과 열해석을 통한 열발생률을 나타낸 것이다. 점화시기는 MBT를 구하여 적용하였다. 연소압력은 40회의 연소압력을 앙상블 평균한 값을 나타내었다.

압축비 상승으로 최고 연소압력이 높아지고 급속 연소가 일어나 연소기간의 단축을 가져왔다. 이는 압축비 증가에 따라 혼합기의 온도상승과 연소실내의 난류강도의 증가에 기인한 것으로 판단된다.

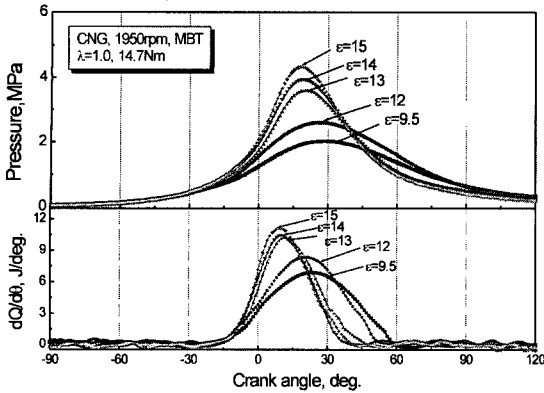


Fig. 3 Comparison of cylinder pressure and heat release at each compression ratio

Fig. 4는 압축비와 공기과잉률에 따른 제동출력을 나타낸 것이다. CNG엔진의 운전조건은 $\lambda=1.0$, 1950rpm, 제동평균 유효압력을 298kPa로 설정한 후, 이때의 제동평균 유효압력과 스로틀 개도를 그대로 유지한 상태에서 공기과잉률에 따른 엔진출력을 분석하였다.

이론공연비 조건에서 제동출력을 동일하게 설정한 관계로 이론공연비 부근에서는 압축비에 대한 제동출력은 비슷하지만 $\epsilon=15$ 가 제일 높았다. 그러나 혼합기가 lean할수록 제동출력은 감소하였고, 감소폭은 압축비에 반비례하지 않았다. 오히려 $\epsilon=15$ 일 경우가 $\epsilon=13,14$ 에 비해 제동출력은 감소하였다.

Fig. 5는 Fig. 4와 동일한 조건의 사이클 변동을 확인하기 위하여 도시평균유효압력(imep; indicate

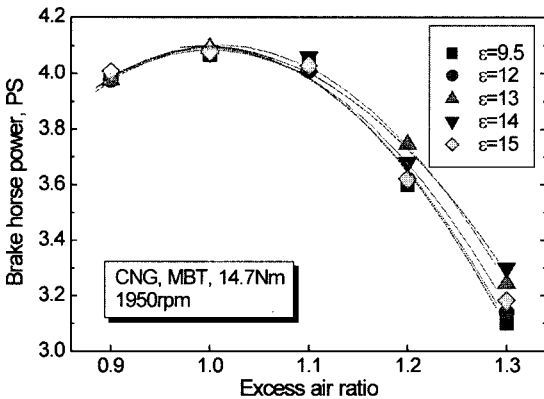


Fig. 4 Comparison of brake horse power by each excess air ratio and each compression ratio

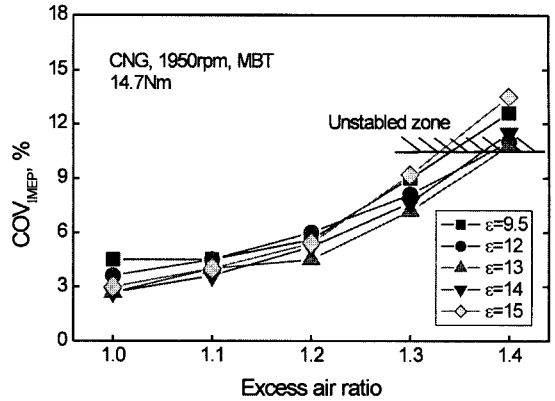


Fig. 5 Results of coefficient of variation in imep for excess air ratio

mean effective pressure)의 사이클 변동계수를 나타낸 것이다. 혼합기가 lean해질수록 변동계수는 증가함을 볼 수 있다. $\lambda=1.4$ 조건에서는 변동계수가 10%를 초과할 정도가 되어 엔진운전의 안정성에 문제가 발생할 정도로 증가하였다. $\epsilon=12\sim14$ 의 연소조건에서 전반적으로 안정된 연소를 보였다. 그러나 $\epsilon=15$ 인 경우에는 이론공연비 부근에서는 비교적 양호한 운전을 보였으나 희박영역에서는 COV가 급격하게 증가하였다.

Fig. 6은 압축비 변화에 따른 연소기간을 나타낸 것이다. 압축비가 증가함에 따라 점화지연기간과 총합연소기간이 단축됨을 알 수 있다. 이는 압축비가 증가함에 따라 혼합기의 압축온도의 상승과 연소실내의 난류증가 등으로 인해 급속연소가 진행되는

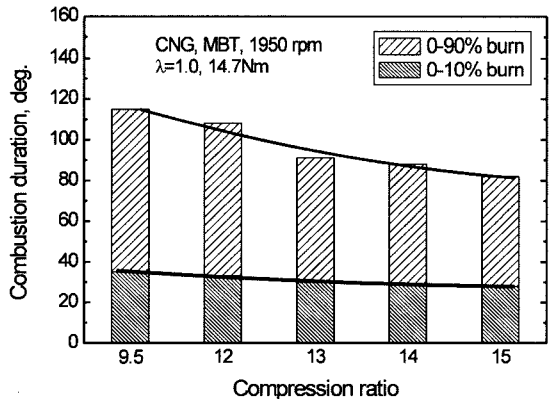


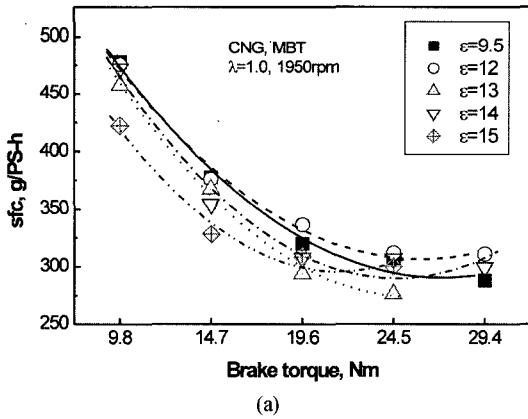
Fig. 6 Results of combustion duration for each compression ratio

결과이다.

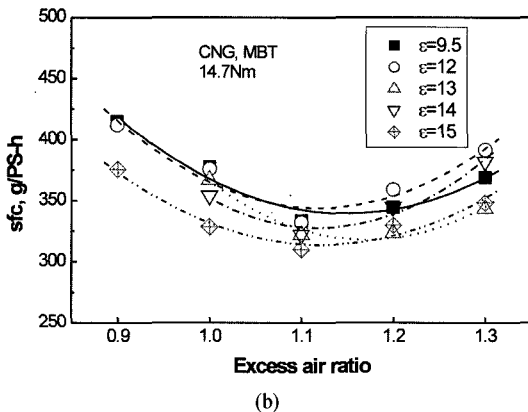
압축비가 증가함에 따라 종합연소기간은 단축되었지만 점화지연구간은 거의 일정함을 볼 수 있다. 이를 다르게 표현하면 총합연소기간에 대한 점화지연기간의 비율이 압축비가 증가함에 따라 높아짐을 볼 수 있다.

사이클 변동의 주요 원인은 사이클마다의 공기연료비의 변동, 잔류가스의 영향, 점화 지연기간의 변동 등이 지적되고 있다.

일정 압축비 이상으로 증가될 경우 연소실내의 난류의 증가로 인해 점화플러그 주변의 혼합기의 변동이 심해지고, 스파크플러그의 전극부근의 혼합기의 유동의 증가 등으로 점화원 생성과 초기화염전파 과정에 있어서 장애로 작용하는 것으로 추측된다. 그로 인해 사이클 변동이 증가하고 제동출력이 감소하는 것으로 판단된다.



(a)



(b)

Fig. 7 Comparison between sfc and brake torque or excess air ratio at each compression ratio

Fig. 7은 압축비 변화에 따른 연료소비율을 공기과잉률과 부하조건에 따라 나타낸 것이다. Fig. 7(a)에서 볼 수 있듯이 부하가 증가할수록 연료소비율이 감소하는 경향을 보이고 있다. Fig. 7(b)에서와 같이 공기과잉률이 증가할수록 연료소비율은 감소하다가 $\lambda=1.1$ 영역에서 최소치를 보인다. 더 희박한 영역에서 다시 증가하는 경향을 보이고 있다. 저부하, 이론공연비 부근에서는 $\epsilon=15$ 가 낮은 연료소비율을 보이고 있으며, 고부하, 희박혼합기 조건에서는 $\epsilon=13$ 인 조건이 낮은 연료소비율을 보이는 것이 특징이다.

Fig. 8은 부하조건에 따른 배출가스의 농도를 나타낸 것이다.

CO의 배출농도는 부하조건에 영향을 없이 대체로 일정한 값을 보이고 있다. 압축비가 증가함에 따라 10~15% 증가함을 알 수 있다. 부하 및 압축비가 증가함에 따라 혼합기의 압축압력의 증가와 연소온도의 상승으로 NOx의 배출농도는 증가하는 반면 THC의 배출농도는 감소함을 알 수 있다.

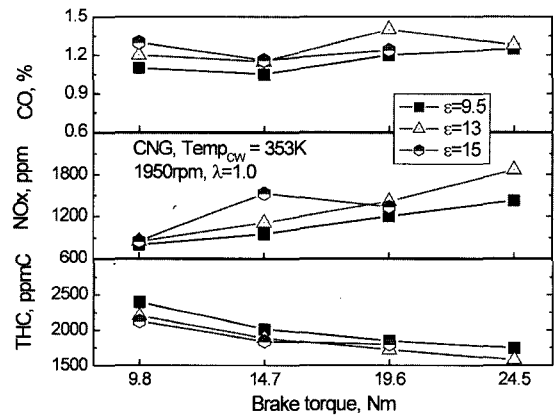


Fig. 8 Comparison between exhaust gas and brake torque at each compression ratio

Fig. 9는 압축비 변화와 공기과잉률에 따른 배출가스의 배출농도를 나타낸 것이다. CO의 배출농도 경향은 $\lambda < 1$ 인 농후 혼합기 영역으로 갈수록 급격히 증가하고, $\lambda > 1$ 인 희박혼합기 측에서는 500~600ppm 이하의 낮은 배출농도를 보였다. 부하조건에서와 마찬가지로 압축비에 대한 영향은 적음을 알 수 있다.

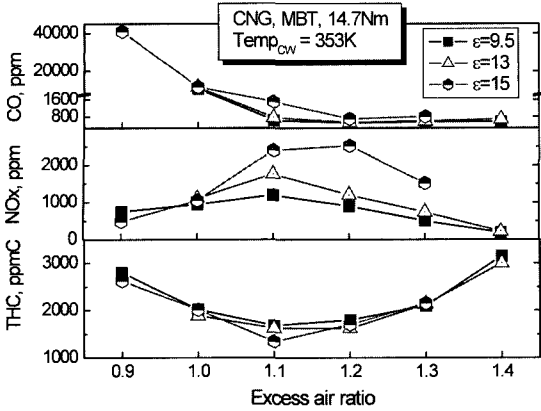


Fig. 9 Effect of excess air ratio on emissions for compression ratio

NOx의 배출가스의 농도는 $\lambda=1.1$ 의 다소 희박한 혼합기 조건에서 최대치를 보이면서, 그보다 희박한 혼합기나 농후한 혼합기 측으로 갈수록 감소하는 경향을 보여주고 있다. $\epsilon=15$ 인 경우는 희박한 영역임에도 불구하고 NOx의 배출농도가 높게 나타났다.

THC의 배출농도 경향은 $\lambda=1.1$ 에서 최소치를 보이고 이보다 농후하거나 희박한 영역으로 갈수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 압축비가 증가할수록 200~500ppm 정도 감소함을 확인하였다.

압축비의 증가는 급속연소와 연소기간의 단축으로 NOx의 증가를 초래하였다. 압축비가 증가함에 따라 오일막(oil layer), 소염층(quench layer), 틈새체적 내로 유입되는 HC 밀도 증가로 HC의 배출농도의 증가를 예상하였으나 압축비에 비례한 난류강도의 증가와 연소온도의 상승으로 인해 THC는 감소하는 것으로 판단한다.

CNG의 최적의 압축비 도출을 위하여 $\epsilon=9.5 \sim 15$ 범위 내에서 압축비를 변경한 결과, 압축비 상승으로 최고 연소압력이 높아지고 급속 연소가 일어나 연소기간의 단축되었다. 이는 압축비 증가에 따라 혼합기의 온도상승과 연소실내의 난류강도의 증가에 기인한 것으로 판단한다.

그러나 일정 압축비 이상일 경우 총합연소기간에 대한 점화지연기간의 비율이 증가함을 보였다. 이는 연소실내의 난류의 증가로 인해 점화플러그 주변의 혼합기의 변동이 심해지고, 스파크플러그의

전극부근의 혼합기의 유동의 증가 등으로 점화원 생성과 초기화염전파 과정에 있어서 장애로 작용하는 것으로 추측된다. 그로 인해 사이클 변동이 증가하고 제동출력이 감소하는 것으로 판단된다.

배출가스는 압축비가 증가할수록 압축압력의 증가로 혼합기 온도의 상승과 급속 연소로 NOx는 증가하는 반면 THC는 감소하였다. CO는 압축비의 영향을 거의 받지 않았다.

제동출력, 연료소비율, 사이클 변동 그리고 배기가스 결과를 분석한 결과, 이론공연비 부근에서는 $\epsilon=15$ 일 경우가 우수한 반면, 희박영역에서는 $\epsilon=13 \sim 14$ 정도가 우수하였다. 따라서 본 연구의 CNG 엔진구동조건에 있어서는 최적의 압축비 $\epsilon=13$ 을 얻었다.

4. 결론

- 1) 압축비 상승으로 최고 연소압력이 높아지고 급속연소가 일어나 연소기간의 단축을 가져왔다. 이는 압축비 증가에 따라 혼합기의 온도상승과 연소실내의 난류강도의 증가에 기인한 것으로 판단된다.
- 2) 압축비의 증가는 급속연소와 연소기간의 단축으로 NOx의 증가를 초래하였으나, 압축비에 비례한 난류강도의 증가와 연소온도의 상승으로 인해 THC는 감소하였다. CO는 압축비의 영향을 거의 받지 않았다.
- 3) 제동출력, 연료소비율, 사이클 변동 그리고 배기가스 결과를 분석한 결과, 본 연구의 엔진구동조건에 있어서는 최적의 압축비 $\epsilon=13$ 을 얻었다.

References

- 1) H. J. Han, "Study of Diffusion Activation Plan for Low Emission Fuel Vehicle," KEI, 1996.
- 2) G. E. Hundley, "Low Emissions Approaches for Heavy-Duty Gas-Powered Urban Vehicles," SAE 892134, 1989.
- 3) A. Unich, Istotuto and D. W. Lyons, "Natural Gas: A Promising Fuel for I.C. Engine," SAE 930929, 1993.
- 4) G. J. Waldron and R. G. Allen, "Natural Gas of

- Vehicles (NGV),” SAE 912558, 1991.
- 5) Y. J. Lee, C. J. Go, Y. D. Pyo, K. C. Kim, O. S. Kwon, “Development of Conversion Technology of Small Van to High Efficiency CNG Sole Vehicle,” KIER-991404, 1999.
 - 6) Automotive LP Gas 3rd Edition, World LP Gas Association, 1998.
 - 7) 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.
 - 8) 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.