

공학석사 학위논문

2단 연소 개념의 연소실을 갖는 디젤기관의
NO 저감에 관한 연구

Reduction of NO Emission with Combustion Chamber based
on 2-Stage Combustion Concept on Diesel Engine

지도교수 배종욱

2002年 2月

한국해양대학교 대학원

기관공학과 진선호

本 論 文 을 陳 善 昊 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함.

위 원 장 崔 在 星 (인)

위 원 趙 權 回 (인)

위 원 裴 鍾 旭 (인)

2 0 0 1 年 1 2 月 1 2 日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

機 關 工 學 科 陳 善 昊

목 차

List of nomenclature	ii
Abstract	iii
1. 서론	1
2. 실험장치 및 방법	4
2. 1 2단 연소를 위한 피스톤 형상 설계	4
2. 2 기관의 제원	9
2. 3 실험장치의 구성	9
2. 4 최대 토크곡선 비교	15
3. 실험 결과 및 고찰	17
3. 1 배출가스 특성 비교	17
3. 2 분사압력 상승시의 배출가스 특성	27
3. 3 배출가스 및 연료소비율에 대한 상반관계 곡선 비교	35
3. 4 고와류형 기관에 대한 NO, CO 및 BSFC의 상대값 비교	37
3. 5 연소실 압력 및 열 발생률	39
4. 결 론	42
참고문헌	44

List of nomenclature

L_{st}	stoichiometric air fuel ratio
c	flow coefficient
ρ_f	density of fuel
ρ_a	density of air
d	nozzle hole diameter
τ	mixing time
$D_{\lambda=0.8}$	diameter of cylinder which λ equals 0.8
λ	excess air ratio
V_g	amount of burnt gas
V_{ast}	amount of stoichiometric air

Reduction of NO Emission with Combustion Chamber based on 2-Stage Combustion Concept on Diesel Engine

Sun-ho, Jin

*Department of Marine Engineering
The Graduate School of Korea Maritime University*

Abstract

The Nitric monoxide(NO) emission from the combustion of hydro-carbon fuel peaks at stoichiometric condition and becomes a little at either condition of lean or rich combustion. There are lots of studies on 2-stage combustion which making rich condition in the early combustion period and lean condition late period.

But it is difficult to realize 2-stage combustion in diesel engine due to its nature of combustion process such as being closed system. So far, most studies on NO emission control from diesel engine were focussed on exhaust aftertreatment using catalytic method, exhaust gas recirculation(EGR), water injection etc.. But these methods invite either high cost or additional system to control. If it is possible to realize 2-stage combustion in diesel engine combustion chamber without power loss and increase of another emissions like CO or smoke, it might become a better way to control the emission.

In this study, devised was a uniquely shaped combustion chamber with reformed piston crown intended to keep fuel-rich condition during early stage of combustion and fuel-lean condition during next stage. The engine for experiment was direct injection type single cylinder small diesel engine, which has displacement of 631cc. Each spray from 4 hole nozzle is directed to narrow and long cavity and keeps rich condition, and after that unburned fuels are mixed with air in big cavity to make lean combustion. The strong squish and reverse squish from and to top flat position of piston were used to help mixing fuel and air.

It was found that the NO emission decreased significantly at various condition of operation with the 2-stage combustion type diesel engine, but CO and smoke emission and specific fuel consumption increased. It was suggested as conclusion that 2-stage combustion concept could be a potential way to control emissions and fuel consumption in diesel engine.

1. 서론

기관의 배기에 포함된 NO_x는 대기 중에서 광화학 스모그를 일으켜 두통과 각종 질병을 유발시키는 유해성분으로서 과잉산소가 있는 고온, 고압의 환경에서 발생률이 크기 때문에 이러한 조건이 잘 갖추어져 있는 디젤기관에서 많이 배출이 되고 있다. 이런 유해 가스의 발생으로 인한 대기오염을 감소시키기 위하여 국제해사기구(International Maritime Organization)에서는 해상에서도 기관으로부터 배출되는 NO_x의 최대 허용량을 규제하기 시작하였으며 앞으로 더욱 강화될 전망이다.

디젤기관의 운전 시 발생하는 NO_x의 양을 저감시키기 위한 기술은 지금까지 많은 발전을 이루어왔으나 주로 분사시기 조정, 수유화유의 사용 또는 물 분사 등 연소방식의 개선에 의존하거나 배기의 후처리 방법에 초점이 맞추어져 있다. 배기 후처리 방법을 포함한 현재 실용화된 방법들은 제작 및 운용유지에 많은 비용이 들어가고 기관에 별도의 시스템이 추가되어야 하는 등의 단점이 지적되고 있다. 디젤기관에서 연소실의 기하학적 형상에 따른 연소기구를 개선함으로써 NO_x의 발생량을 연소단계에서부터 원천적으로 감소시킬 수 있다면 전술한 후처리 방법의 단점을 개선할 수 있을 뿐만 아니라 현장에서의 적용 또한 간편하게 할 수 있는 바람직한 방법이라 할 수 있으며 그에 대한 다양한 연구가 진행되고 있다^{[1][2][3]}

지금까지 알려진 바와 같이 NO_x의 발생은 이론공연비 부근에서 그 발생률이 최대로 되며, 농후하거나 희박한 연소조건에서는 현저히 감소한다^[4]. 따라서 연소과정 중에 NO_x의 발생을 근본적으로 줄이기 위한

방법으로 연료의 연소초기에는 과농 상태로, 연소후기에는 희박한 상태로 연소를 진행시키는 2단연소 방법이 연구되고 있다.^{[1][5]}

내연기관에서 NO_x를 발생시키는 가장 큰 요인은 연소실의 높은 온도이며 1800K이상의 고온에서는 그 발생률이 급격히 증가한다. 또한 연료와 공기의 혼합 비율로 볼 때에는 이론공연비 즉 공기과잉률 $\lambda=1.0$ 부근에서 그 발생률이 최대로 되고, $\lambda=0.8$ 이하의 과농한 연소상태 또는 $\lambda=1.4$ 이상의 희박한 연소상태에서는 그 발생률이 현저히 감소한다.^[4] 2단 연소는 연소의 전체과정을 2단계로 나누어 전반에는 과농한 상태로 후반에는 희박한 상태로 연소하여 전체적인 공기과잉율을 적정하게 유지하는 방법이다. 이 방법을 통하여 공기과잉율을 조절함과 동시에 폭발적인 연소를 억제하여 연소 최고온도를 낮추는 효과를 기대할 수 있으며 이로 인해 NO_x의 발생률을 감소시킬 수 있음이 실험적으로 확인되고 있다.^[1]

Takemi^[1] 등은 그의 연구에서 피스톤 상부 크라운 부분의 형상을 개조하여 초기에 분사된 연료를 특정한 형상의 공간(cavity) 안에 가둠으로써 초기의 과농연소를 진행시키고, 피스톤이 하강하는 팽창행정 동안 미연의 연료를 연소시킴으로써 희박연소를 진행하며, CCD (Combustion Chamber for Disturbance)분사를 이용하여 강한 난류를 형성함으로써 완전연소를 도울 수 있도록 하였다. 그 결과 NO_x 발생량이 1/2 이하로 감소되는 결과를 얻었다. 하지만 매연과 BSFC는 개선 전의 피스톤 사용 시에 비해 높게 나타났으며 개선 요인으로 지적되었다.

본 연구에서는 피스톤 상부의 형상을 개조하여 4공 노즐의 각 분무를 독립적으로 유도하고 각각의 분무에 대하여 초기 과농 및 후기 희박연소

의 2단연소를 실현하여 NOx 발생을 저감시킬 수 있는 방법을 실험을 통하여 연구하였다. 실험용 기관은 수냉식 단기통 직접분사식 디젤기관을 이용하였으며 피스톤 크라운 부분의 형상을 개조하여 노즐에서 분사된 연료를, 초기에는 과농한 상태로 연소를 진행시키고 연소 후반부에는 희박한 상태로 진행되도록 하였다. 실험 결과 기존의 피스톤 사용시에 비해 NOx는 현저하게 저감되었다. 그러나 동일한 부하조건에서 연소실 내의 최고압력이 상당히 감소하고 따라서 연료소비율이 증가하며, CO 및 매연의 발생률이 증가한 것이 개선되어야 할 문제로 나타났다.

2. 실험장치

2.1 2단연소를 위한 피스톤 형상 설계

본 실험에서는 노즐에서 분사되는 4 줄기의 연료 분무가 각각 독립적으로 유도되도록 피스톤의 크라운 부분의 표면 형상을 개조하였다. Fig. 1은 제어된 공기비의 과농 혼합기를 형성하기 위한 연소실의 기본 개념도를 나타낸다.

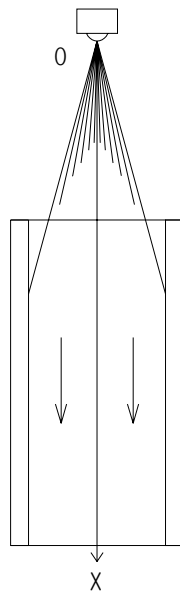


Fig. 1 Model of spray passing through cylindrical glass tube^[6]

외부 공기의 흡입이 없는 상태의 원통형 연소실에 연료가 분사되면 분무의 단면적이 증가하여 감에 따라 단면 내의 평균 공기과잉률은 증가하지만, 일단 원통의 내면에 접촉한 후에는 일정한 공기과잉률을 유지하면서 진행하게되며 이 때의 공기과잉률은 원통형 연소실의 단면적에 의해 결정된다^[6]. 가령 평균 공기과잉률 0.8이 되는 분무의 단면 직경을 $D_{\lambda=0.8}$ 이라 하면

$$D_{\lambda=0.8} \doteq 0.8 L_{st} \left\{ \frac{c \rho_f}{\rho_a} \right\}^{0.5} d \quad (1)$$

위 식에서 L_{st} 는 14.44, c 는 0.7, ρ_f 는 834kg/m^3 , ρ_a 는 23.27kg/m^3 , d 는 0.26mm를 사용하였으며, 계산 결과 공기과잉률이 0.8로 되는 원통의 내경은 약 15mm로 산출되었다. 그러나 실제 피스톤 크라운을 제작할 때는 밀폐된 원통형이 아닌 위 부분이 트인 반원형 통로 형상이며, 또한 실험용 피스톤의 실제 크기 등을 고려하여 피스톤 크라운 부분의 흡의 직경을 일단은 8mm로 설계하여 제작하였다.

Fig. 2는 기존의 고와류형 피스톤과 2단 연소를 달성하기 위해 개선된 피스톤의 크라운 부분을 나타내고 있다. 기존 피스톤은 4개의 분무가 깊은 원형의 공간에서 강한 와류에 의하여 스퀴시 흐름의 복합적인 유동장에서 신속히 혼합되는 연소실을 형성한다. 2단연소형 피스톤을 갖는 기관의 연소실은 3개의 연소위치(combustion site)를 갖는다. Fig. 2 (b)도의 (a),(b),(c)는 각각의 연소위치를 나타낸다. 4개의 분무는 (a) 위치로 분사되면서 과농 혼합기를 형성하면서 연소하게 된다. (a) 위치에서 연소한 분무는 온도의 상승에 따라 팽창하면서 (a) (b) 위치의 사이에 있는 턱을 넘어서 (b) 위치로 분출하게 되고, 거기에서 다량의 공기와 혼합하면서 희박 연소하게되며, 한 편 분무의 축 방향으로 팽창한 연소

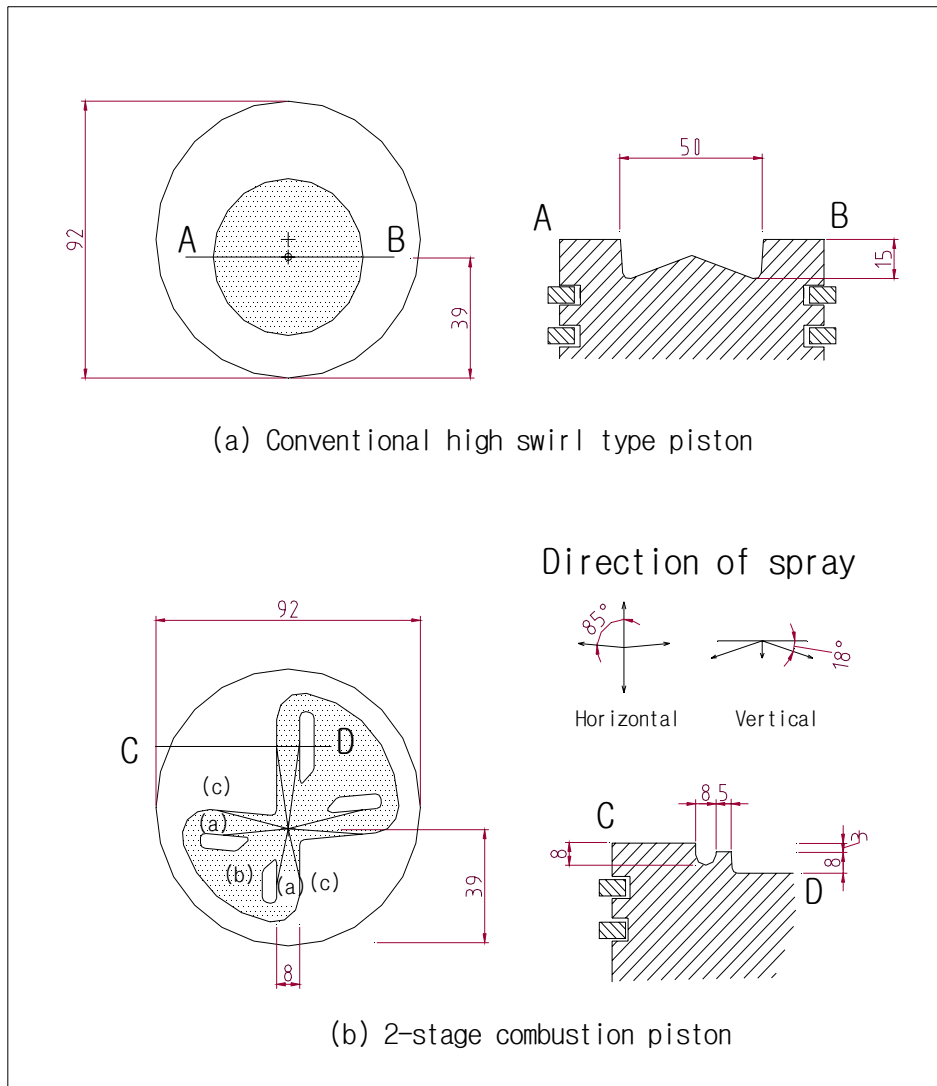


Fig. 2 Conventional high swirl type piston and 2-stage combustion piston

가스는 통로를 따라 (b) 위치로 들어가면서 역시 희박 연소를 하게 된다. (a) 위치에 남은 과농 연소가스는 팽창행정 초반에 역 스퀴시 흐름에 의하여 (c) 위치로 유동하게 되고, 이 때 (a)와 (b) 위치의 잔존산소도 함께 흘러들어가서 혼합 연소하게 된다. (a) 위치 과농연소에서 (b) 위치의 희박 연소로 전환될 때는 NO_x 발생률이 최대로 되는 이론 공기과잉률에서의 체류시간을 최소화 할 수 있을 것으로 기대되며 (a) 위치에서 (c) 위치로 전환되는 시간도 수 ms 이내가 될 것으로 보인다. Takemi^[1] 등의 계산에 의하면 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 초기의 공기과잉률 $\lambda_0=0.5\sim 2.0$ 의 상태에서 $\lambda_\infty=2.0$ 의 희박 연소로 전환되는 혼합기간이 짧을수록 NO_x의 생성량은 현저히 감소한다고 하였다.

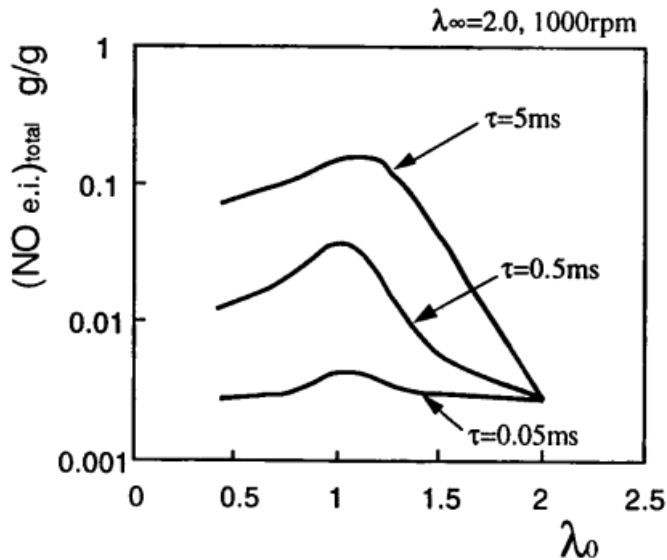


Fig. 3 Effect of mixing time-scale, τ , and initial excess air ratio, λ_0 , in two-stage combustion^[1]

본 연구의 2단연소형 피스톤은 이 혼합 기간을 단축시키기 위해서 전술한 강한 스퀴시와 연소팽창에 의한 유동, 그리고 역 스퀴시 흐름을 효과적으로 이용하는 것을 목표로 한다. Fig. 4은 기존의 고와류형 피스톤과 2단연소 피스톤의 사진이다.



a) Conventional high swirl piston b) 2-stage combustion piston

Fig. 4 Conventional high swirl type piston and 2-stage combustion type piston

2.2 기관의 제원

실험용 공시 기관의 제원은 Table 1과 같다. 기존 기관은 압축비 19의 고와류형 기관이었으나, 개조된 2단 연소형 피스톤이 제작 시 오차로 압축비 18로 감소하였으므로 기존 피스톤에 대하여 운전할 때에도 압축비 18로 조정하여 동일하게 하였다.

Table 1 Engine specifications

Item	Value	
Model	ND80DI	
Company(nation)	DAEDONG (Korea)	
Type of Engine	single cylinder water-cooled 4 Stroke diesel Engine	
Combustion Chamber	direct injection	4 hole nozzle
Displacement Volume (cc)	631 cc	
Cylinder bore ×Stroke(mm)	92 × 95	
Continuous Maximum Power (ps/rpm)	8 / 2200	
Compression Ratio	19	reformed 18
Fuel Injection Pressure	18 MPa	18 MPa 21 MPa
Fuel Injection Timing	btdc 22.	

2.3 실험장치의 구성

Fig. 5는 실험장치 구성의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 공시 기관, 동력계, 연료유량계, 배기 샘플링 및 분석계, 배기 온도계, 그리고 실린더 압력 측정장치로 구성된다. 연료는 저장탱크에서 중력에 의해 유량계를 거친 후 기관에 공급된다. 기관의 냉각수는 60℃에서 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ 정도로 일정하게 유지하였으며 샘플가스 채취시의 맥동을 감소시키기 위해서 서지탱크를 설치하였다. Fig. 6은 실험장치의 사진이다.

실험에 사용한 연료의 특성은 Table 2과 같다.

Table 2 Specifications of diesel oil

Item	Value
Calorific value	42.8 kJ / kg
Stoichiometric ratio	14.44 kg/kg
Viscosity	2.67 cSt, 40℃
Specific gravity	0.8342, 4℃

기관 운전 및 동력 측정에 사용된 동력계의 제원은 Table 3과 같다. 직류 발전기식 동력계의 출력 측에는 기관에 부하를 가하기 위하여 전기 저항을 설치하였으며, 로드 센서는 kgf 단위로 측정되는 저울이 설치되었다.

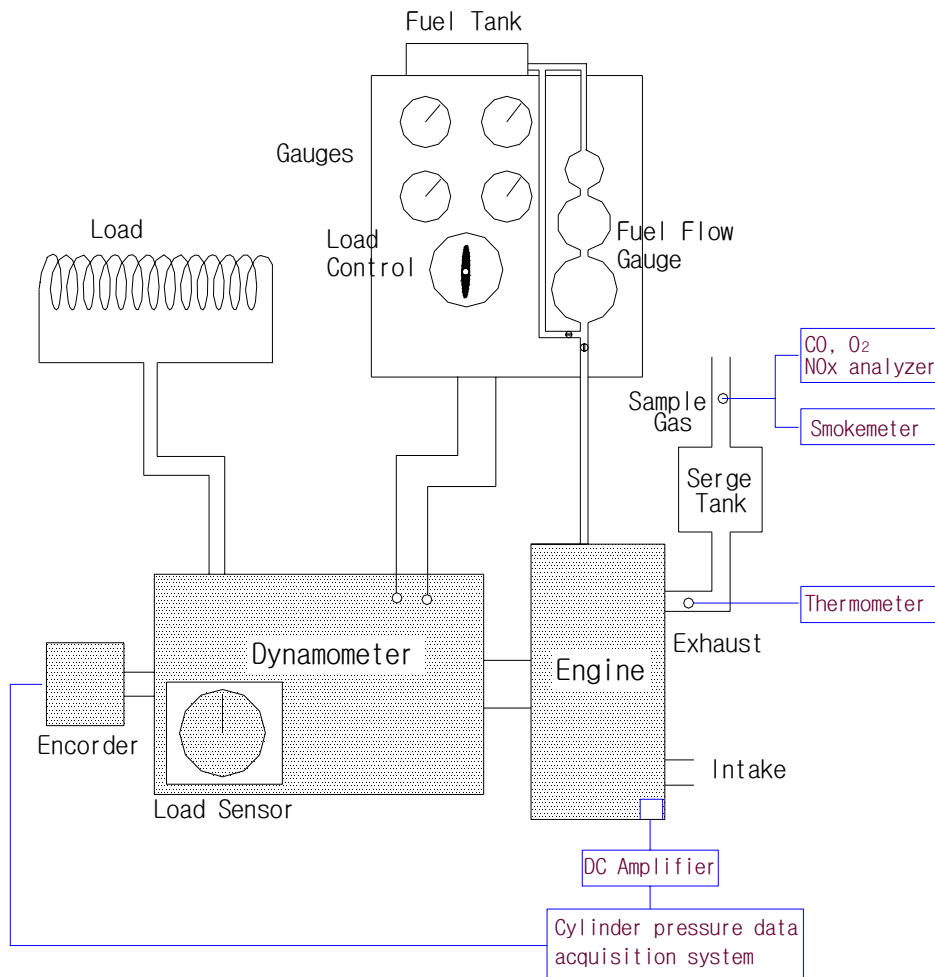
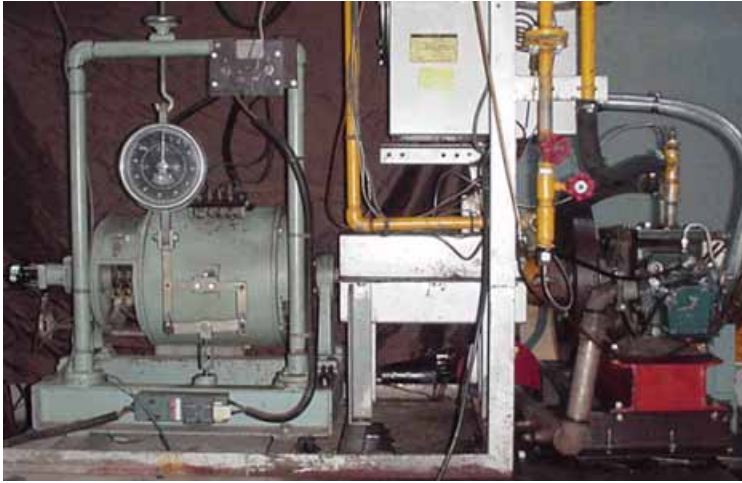


Fig.5 Schematic of system



a) Model diesel engine and dynamometer



b) Control panel

Fig. 6 System for experiment

Table 3 Specifications of dynamometer

Model	D-10A (Japan)
Max. Capacity	7.36kW (10 ps)
Max. Speed	2200 rpm
Max. Measuring Torque	49 N · m

배기의 측정은 NO를 포함한 기타의 배출가스의 성분을 분석할 수 있는 KANE-MAY의 QUINTOX 연소분석기 Table 4와 Smoke의 양을 % 단위로 측정할 수 있는 Smoke Meter를 사용하였다. [Table 5]

Table 4 Specifications of combustion analyzer

Model	KANE-MAY QUINTOX 9006
Measuring Object	Range (accuracy)
O ₂	0 ~ 25 % (±0.2)
CO	0 ~ 4000ppm (±20)
NO	0 ~ 5000ppm (±5%)
NO ₂	0 ~ 800ppm (±5%)

Table 5 Specifications of smoke meter

Model, Company(nation)	P8340, G Cussions (England)
range	0~100 %

측정된 배기가스 농도는 다음의 식을 이용하여 kW 시간 당 배출량으로 환산하였다^{[7][8]}.

탄소, 수소, 산소, 질소, 유황 및 수분의 질량비가 c, h, o, n, s 및 w 인 탄화수소 연료 1kgf가 완전연소할 때의 발생 연소가스량 V_g [Nm^3]는

$$V_g = \lambda V_{ast} + 0.7(8h + o + \frac{16}{9}w) \quad (2)$$

여기서, λ 는 공기과잉률, V_{ast} 는 이론 공기량으로서 식 (3)에 의하여 계산된다.

$$V_{ast} = 3.335(8h + \frac{8}{3}c + s - o) \quad (3)$$

실제의 계산에서는 식 (2) 중의 h 로서 0.125, c 로서 0.875, o, n, s 및 w 는 모두 다 0.0을 사용하였다.

연료 소비율이 g [$\text{kg}/\text{kW} \cdot \text{hr}$]일 때 kW당 시간당 연소가스량 v_g [$\text{Nm}^3/\text{kW} \cdot \text{hr}$]는

$$v_g = V_g \cdot g \quad (4)$$

이며, 이 가스의 kmol수는 $v_g/22.4$ 가 된다. 따라서 배출농도 x ppm이며 분자량 M 인 배출가스의 단위 kW당 시간당의 배출량 e [kg/kW·hr]는

$$e = \frac{x v_g M}{22.4 \times 10^6} \quad [\text{kg/kW} \cdot \text{hr}] \quad (5)$$

이 계산에서는 CO, HC 및 NOx 등 미연소분의 존재에 의하여 계산에 의한 연소가스량에 있어서 오차가 생기겠으나, 실험 결과에 의하면 CO는 6,000 ppm 미만, NOx는 1200 ppm 미만의 값을 나타내었다. 따라서 이들에 의한 계산 오차는 HC 배출량을 무시한다면 최대 1% 미만이므로 식 중의 V_g 는 완전연소된 것으로 가정한 가스량을 사용하여도 충분한 정밀도를 가진다.

NOx 성분 중 QUINTOX 연소분석기로 측정 가능한 NO와 NO₂에서 NO₂는 전체 NOx 배출량의 최대 8%미만의 값을 나타내었으므로 본 연구에서는 NO에 대한 결과만을 나타내었다.

2.4 최대토크곡선 비교

기존 고와류형 피스톤 사용시의 배기 성분과 개조된 2단연소형 피스톤을 사용시의 배기를 측정한 후 비교 분석하였다. 측정은 각 피스톤에 대하여 1000rpm, 1400rpm, 1800rpm의 속도별로 5N·m 단위로 부하를 증가시켜가며 행하였다. 2단연소형 피스톤에서는 원래의 분사위치인 btdc 22°를 기준하여 전후 CA 2.5도씩 분사시기를 변경하여 btdc 24.5도 및

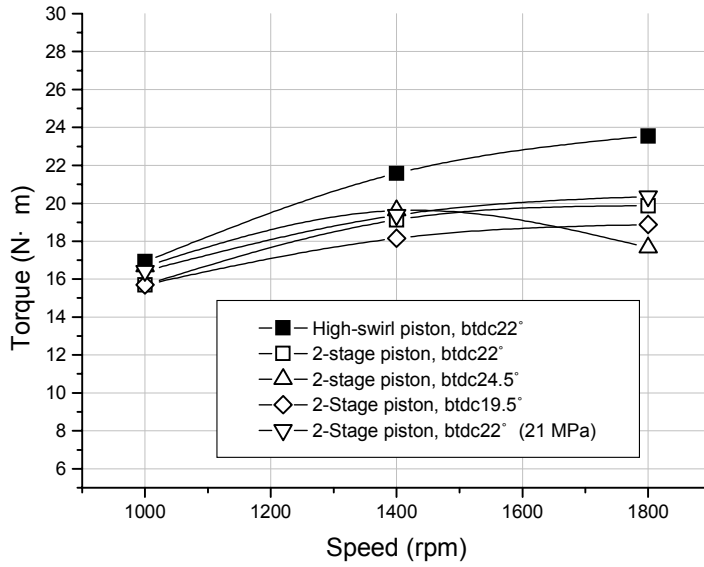


Fig. 7 Max. torque curve with conventional high-swirl type and 2-stage combustion type

bt dc 19.5도에서 분사했을 경우도 같이 측정하였다. 그리고 그 중 출력 및 배기특성이 좋은 bt dc 22도에서 연료분사 압력을 21MPa로 증가시킨 후 배기 특성을 재차 측정하였다. Fig.7은 기존 피스톤과 2단연소형 피스톤을 이용한 기관에서의 rpm별, 분사시기별, 연료분사 압력별 최대토크를 측정한 결과이다. 2단연소형 피스톤 사용시 최대토크는 감소하였으며 1000rpm의 저속에서는 큰 차이가 나지 않았으나 고속으로 갈수록 감소폭이 커지는 것으로 나타났다. 2단연소형 피스톤 사용 시 2.5도 분사시기를 전각시켰을 때에는 1400rpm 이상의 고속으로 갈수록 기관의 노킹 현상이 관찰되었으며 출력도 현저히 감소하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 배출가스 특성 비교

Fig. 8~Fig. 10은 기존 고와류형 피스톤과 2단연소형 피스톤을 이용하여 분사압력 18MPa에서 측정한 NO 배출률을 비교하여 나타낸다.

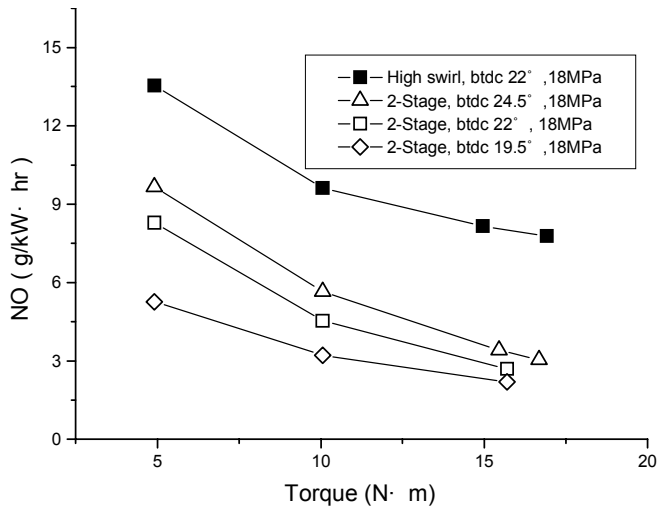


Fig. 8 NO emission at 1000rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

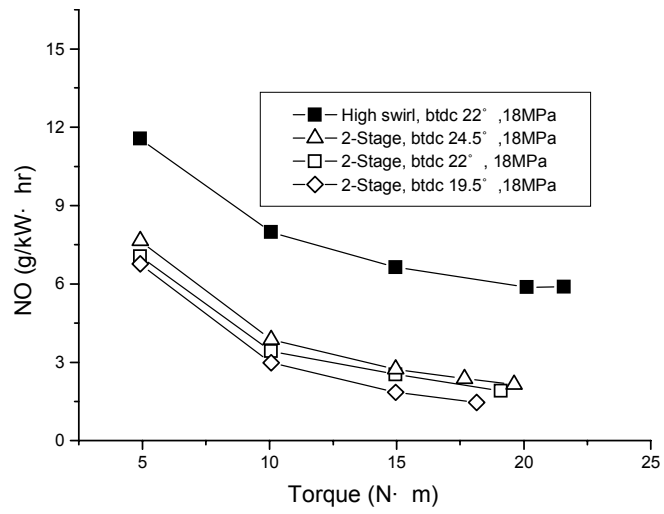


Fig. 9 NO emission at 1400rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

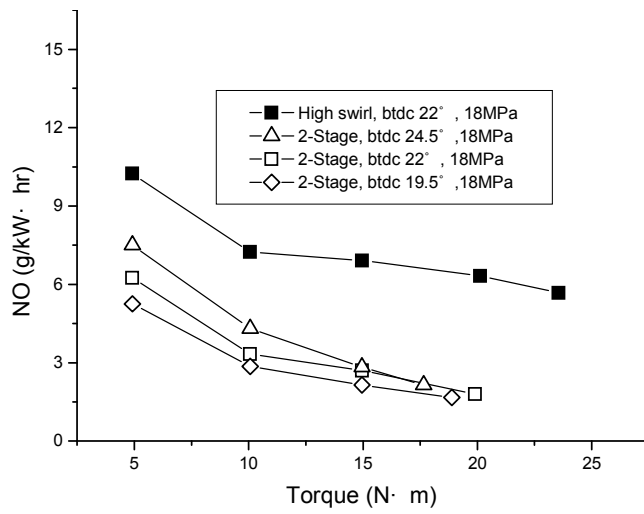


Fig. 10 NO emission at 1800rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

2단연소형 피스톤은 기존의 피스톤과 비교하여 NO배출률이 매우 큰 비율로 감소하는 것으로 나타났으며 분사시기를 늦추어 btdc 19.5도에서 분사를 했을 경우의 NO 감소가 가장 크게 나타났다. 분사시기 조정을 하지 않은 경우 두 실험기관의 NO 배출률을 비교하면 저 토크 운전 시에는 30~40% 정도, 높은 토크 운전 시에는 60~65% 정도 저감되고 있는 것을 나타낸다.

Fig.11~13은 기존 고와류형 피스톤과 2단연소형 피스톤에서의 CO 배출률 측정결과를 나타낸다. 각 속도별로 10N·m 이하의 저부하에서 CO는 기존 고와류형 피스톤과 유사하거나 더 낮은 배출률을 나타내고 있다. 하지만 토크가 대략 8N·m를 넘어가면서 CO 배출률은 급격히 증가하였다. 이는 분사량이 적은 때에는 총 공기량이 많으므로 스퀴시와

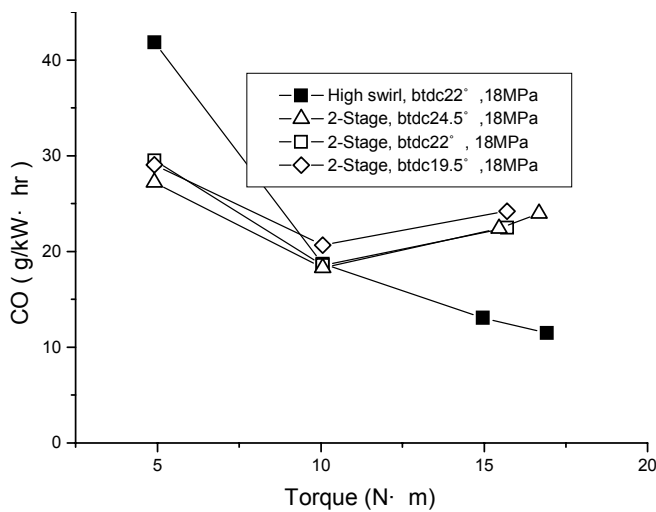


Fig. 11 CO emission at 1000rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

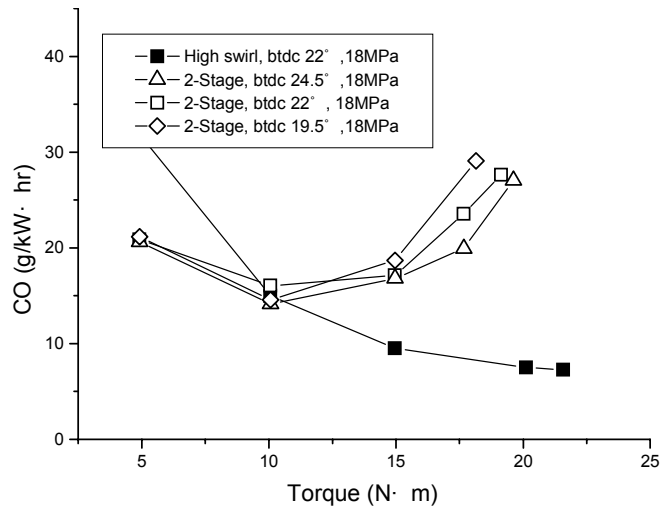


Fig. 12 CO emission at 1400rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

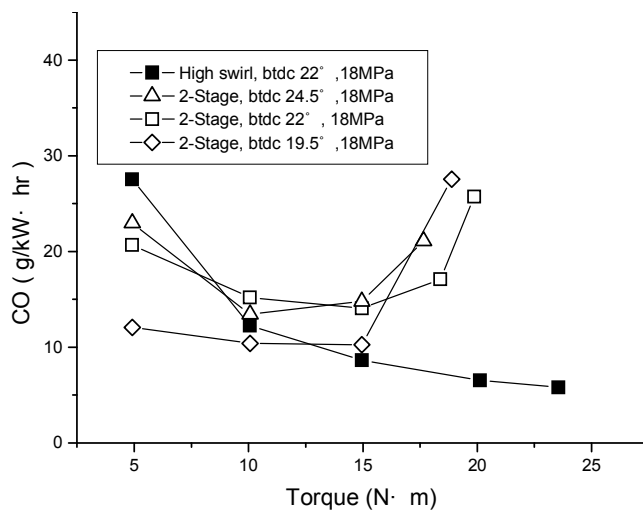


Fig. 13 CO emission at 1800rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

역 스퀴시 만에 의하여서도 오히려 원활하게 혼합기를 형성하지만 분사량이 많아지면 공기이용율이 현저히 떨어지고 있음을 나타낸다. 특히 고속운전 시에는 강한 와류를 이용할 수 없기 때문에 더욱 그러한 현상이 두드러지게 나타난다. 이는 피스톤 정부의 공간을 잘 개선하여 공기이용률을 높이는 방법에 의하여 2단연소형 피스톤 기관의 CO 배출률 증가를 극복할 수 있음을 암시한다.

Fig. 14~16는 매연 배출량을 비교하여 나타낸다. 모든 속도와 부하조건에서 2단 연소형 피스톤 기관의 매연 배출량은 높게 나타난다. 이는 2단 연소형 피스톤은 정부의 구조가 복잡하고 표면적이 넓기 때문에 표면에서 냉각된 매연이 침착하기 쉽고 예혼합 연소기에 연소되는 연료량이 적어지는 만큼 후연소의 분량이 상대적으로 많아져서 후기 연소에서

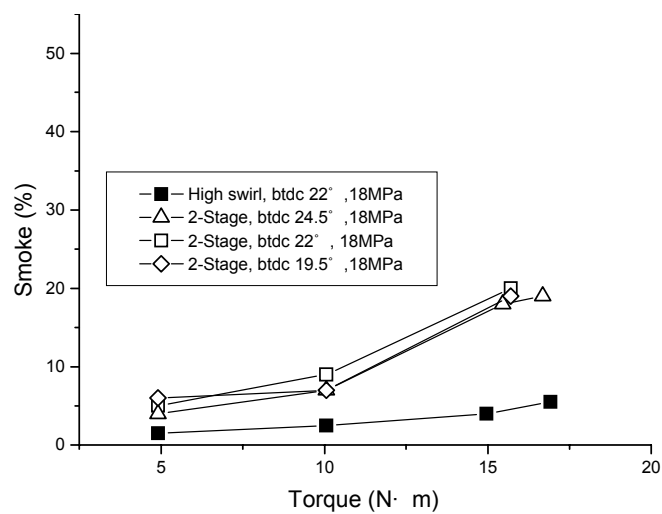


Fig. 14 Smoke emission at 1000rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

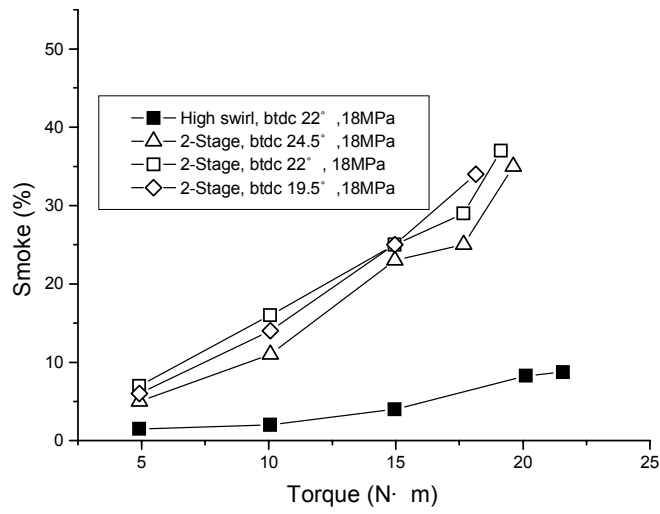


Fig. 15 Smoke emission at 1400rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

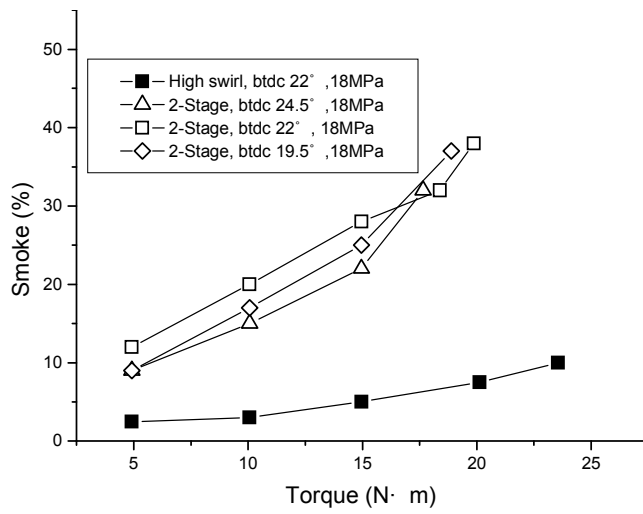
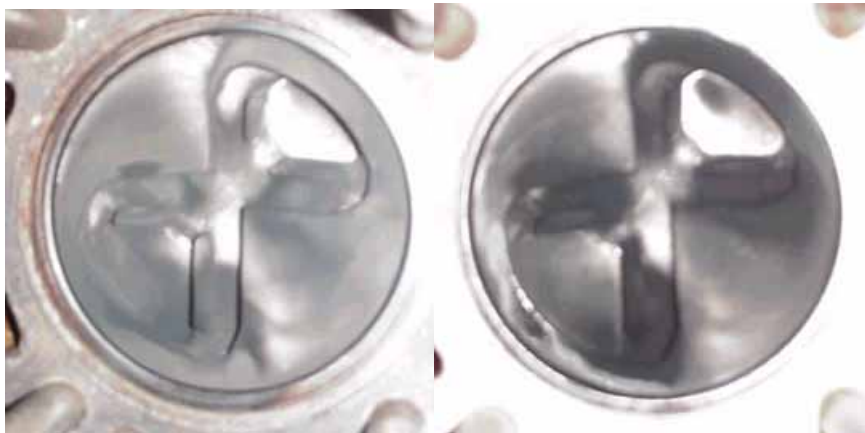


Fig. 16 Smoke emission at 1800rpm of 2-stage combustion type compared with conventional high-swirl type

매연의 산화 소멸되지 않은 부분이 많아지기 때문이라 생각된다. Fig. 17은 2단연소형 피스톤을 이용하여 초기 운전후 피스톤의 표면을 촬영한 사진이며, 분무가 처음 접촉하는 위치에서 미연의 연료가 응고되어 있는 모양은 상술한 검토를 뒷받침한다. 회전수가 낮은 1000rpm의 경우에는 매연증가 현상이 그 중에서도 가장 적게 나타난다. 이는 와류를 이용하지 않는 중, 대형기관에서는 2단연소형 피스톤에 의한 매연증가가 완화될 것을 암시한다.

Fig. 18~20은 기존 고와류형 피스톤과 2단연소형 피스톤의 연료소비율을 비교하여 나타낸다. 2단연소형 피스톤에서 전반적으로 연료소비량이 높게 나타나고 있으며 분사시기를 변경하지 않은 경우에 대하여 비교하면 저 토크에서는 8~12% 정도이고 고 토크에서는 25~35% 정도 증가되는 것을 나타낸다.



a) 10-minute operation b) 30-minute operation

Fig. 17 2-stage combustion Piston surfaces after initial operation

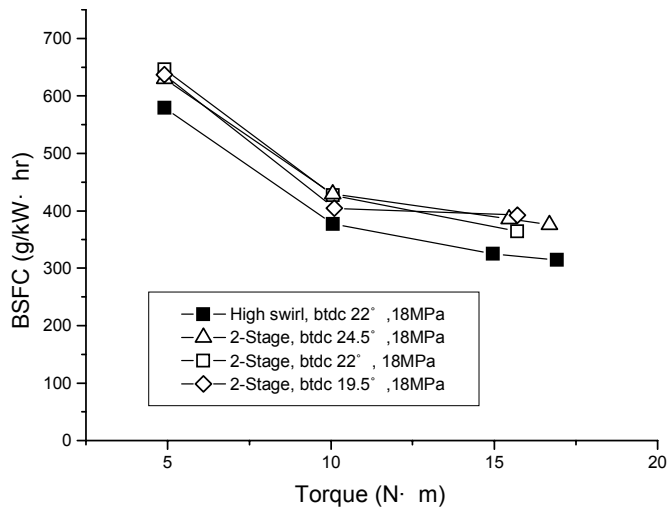


Fig. 18 BSFC at 1000rpm of 2-stage combustion type compared with convent. high-swirl type

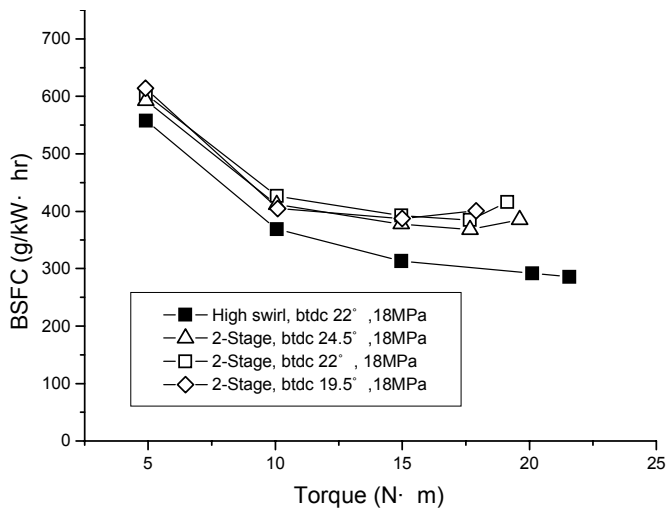


Fig. 19 BSFC at 1400rpm of 2-stage combustion type compared with convent. high-swirl type

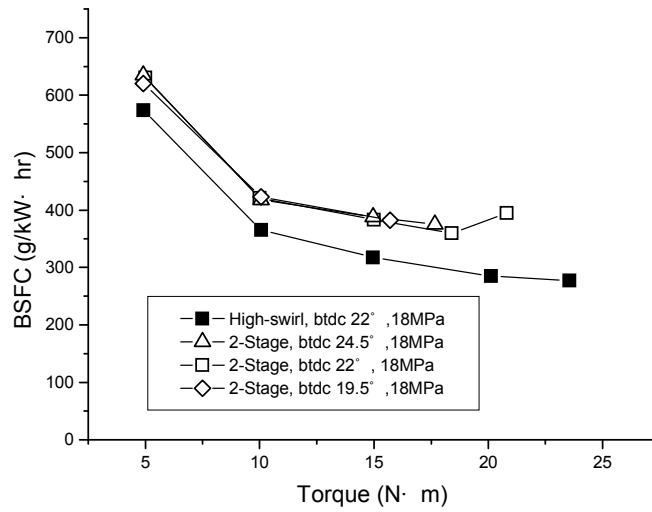


Fig. 20 BSFC at 1800rpm of 2-stage combustion type compared with convent. high-swirl type

Fig. 21~23은 배기온도를 비교하여 나타낸다. 2단연소형 피스톤에서 전반적으로 배기온도가 높게 나타나고 있는데 이는 연소기간이 길어짐으로써 후반부에 연소가 편중되어 연소열이 피스톤의 일로 충분히 회수되지 못하고 배기밸브를 통해 빠져나간 것으로 추정된다.

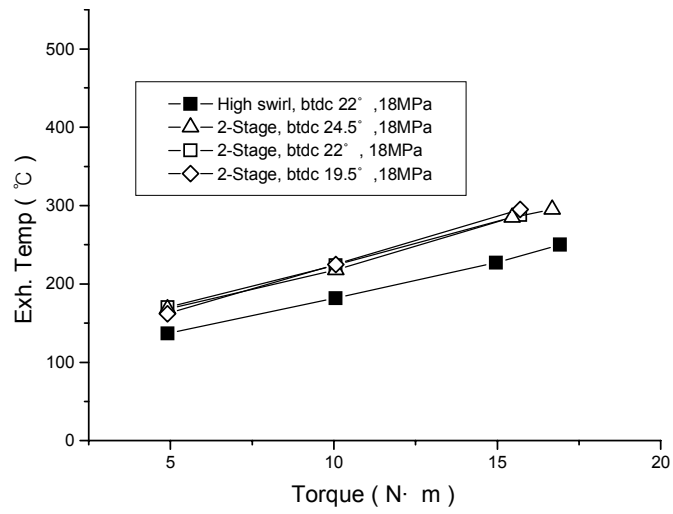


Fig. 21 Exh. Temp at 1000rpm of 2-stage combustion type compared with convent. high swirl type

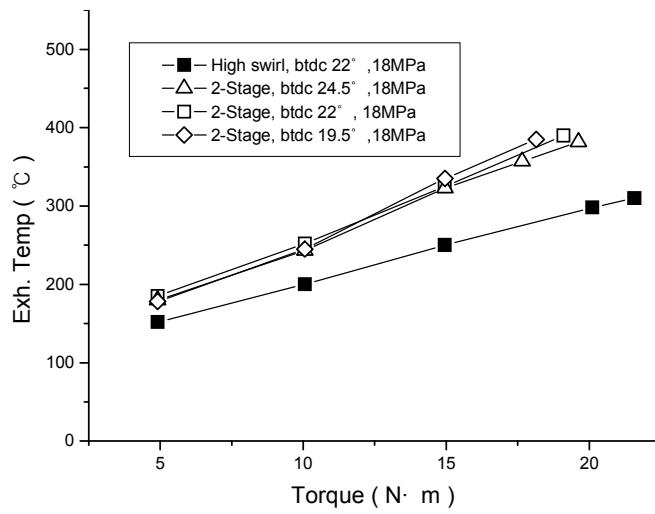


Fig. 22 Exh.Temp. at 1400rpm of 2-stage combustion type compare with convent. high-swirl type

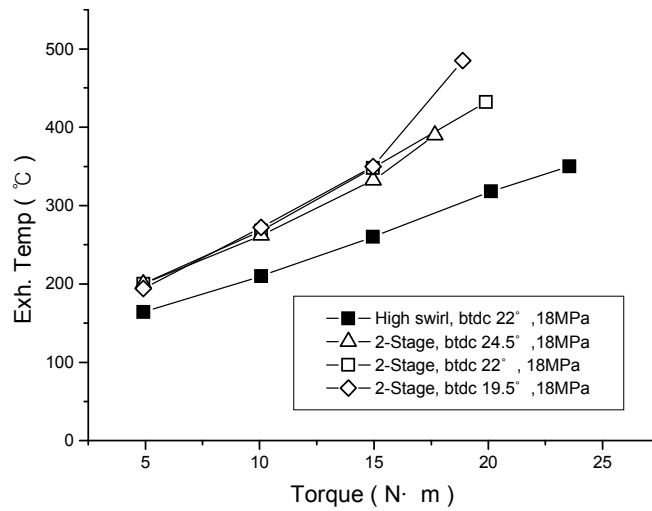


Fig. 23 Exh. Temp. at 1800rpm of 2-stage combustion type compared with convent. high-swirl type

3.2 분사압력 상승시의 배출가스 특성

분사압력 18MPa에서의 지금까지의 실험 결과 2단연소 피스톤에서의 기관 성능 및 배출가스의 특성은 분사시기의 조절이 없는 btdc 22°에서 가장 양호한 것으로 나타났다. 분사압력을 기존 18MPa에서 21MPa로 상승하여 동일한 실험을 진행하였다. 분사압력 조정 후 분사시기를 조정하여 실험 결과 이른 분사 및 늦은 분사 조건에서는 공회 출력의 저하가 여전히 나타나므로 실험에서 제외하였다.

Fig. 24~26에서는 분사압력을 18MPa에서 21MPa로 상승시켜 운전한 경우와 18MPa로 운전한 경우의 2단연소형 피스톤기관과 기존 고와류형 피스톤 기관의 NO배출률을 비교하여 나타낸다. 분사압력 상승 시에 NO는 전반적으로 근소하게 증가하는 경향으로 나타났으며 이는 분무미립화가 좋아짐에 따라 연소상태가 다소 개선된 것에 기인하는 것으로 추정된다.

Fig. 27~29에는 분사압력을 18MPa에서 21MPa로 상승시키어 운전한 경우와 18MPa로 분사하여 운전한 경우의 2단연소형 피스톤기관과 기존 고와류형 피스톤 기관의 CO 배출률을 비교하여 나타낸다.

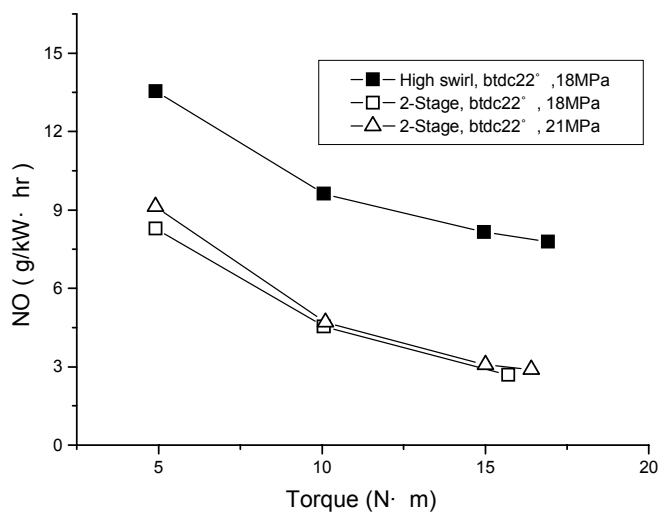


Fig. 24 NO emission at 1000rpm of 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

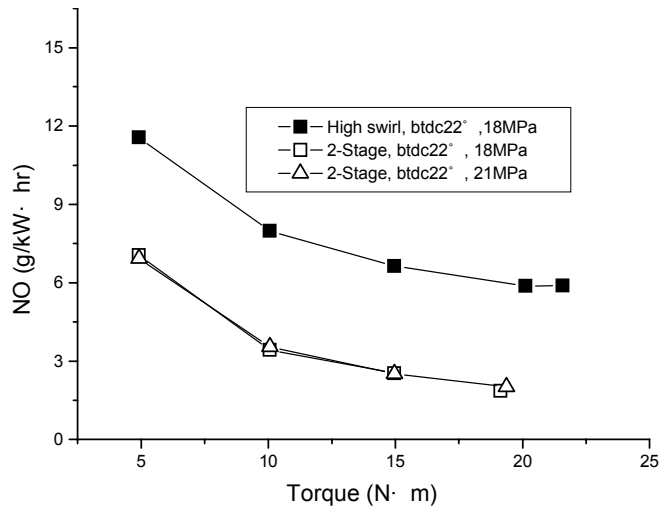


Fig. 25 NO emission at 1400rpm of 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

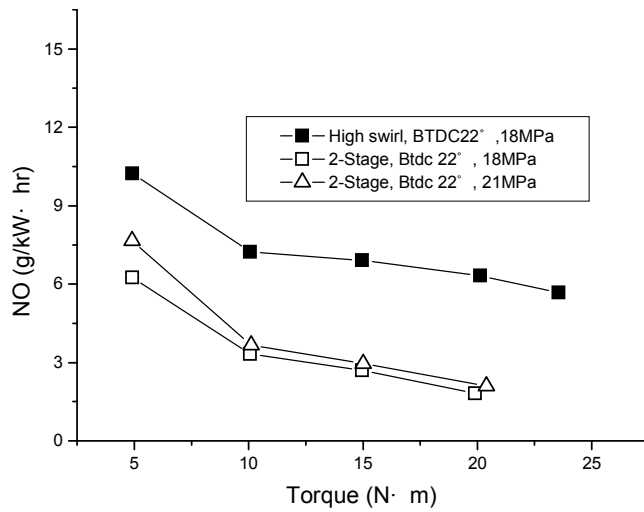


Fig. 26 NO emission at 1800rpm of 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

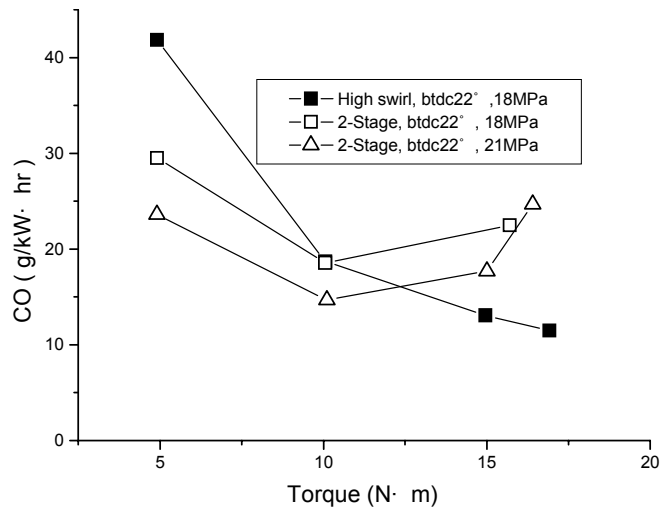


Fig. 27 CO emission at 1000rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

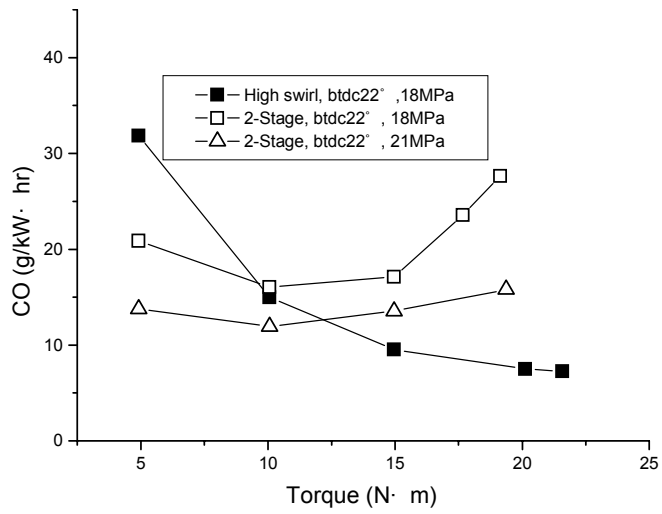


Fig. 28 CO emission at 1400rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

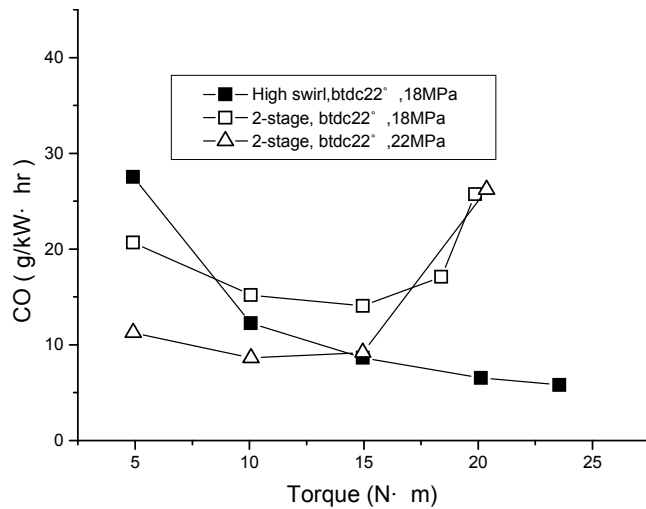


Fig. 29 CO emission at 1800rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

2단연소형 피스톤기관의 분사압력을 상승시킨 경우의 CO 배출률은 18MPa 분사시 보다 큰 폭으로 감소되었다. 이 또한 분무의 미립화와 혼합이 개선되어서 연소상태가 개선된 것으로 보이며, 고속으로 갈수록 그리고 저부하로 갈수록 큰 폭으로 감소되었다. 중 부하 이상의 영역에서는 그 배출률이 여전히 큰 폭으로 증가하는데 이는 분사량이 많을 때 분무의 공기이용율이 여전히 낮아져서 최대토크 지점 부근에 이미 도달하게 된 것으로 보인다. 중, 저부하 영역에서는 앞에서 본 NO의 증가 정도에 비해서 큰 폭으로 감소되었는데, 이는 피스톤 크라운 부분의 형상과 분사압력의 적절한 조절을 통해서 NO와 CO를 동시에 저감할 수 있는 가능성을 보인다고 하겠다.

Fig. 30~32은 매연 측정결과를 비교하여 나타낸다. 매연 또한 분무의 미립화와 관련하여 피스톤 표면에서의 응고현상이 감소하여 그 배출량이 상당히 개선되는 경향을 보였다.

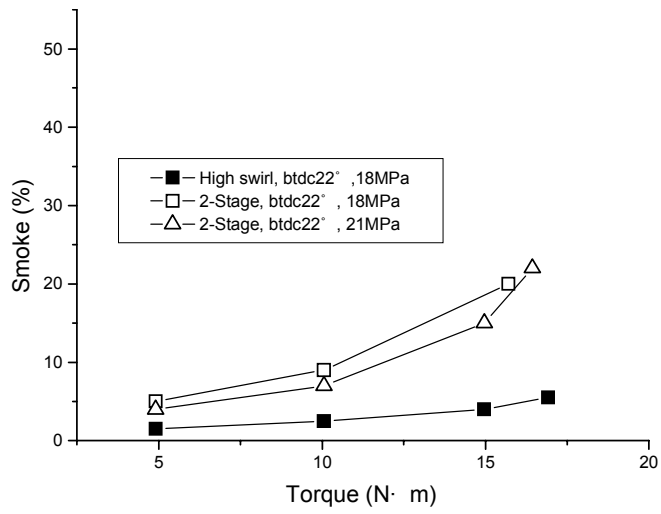


Fig. 30 Smoke at 1000rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

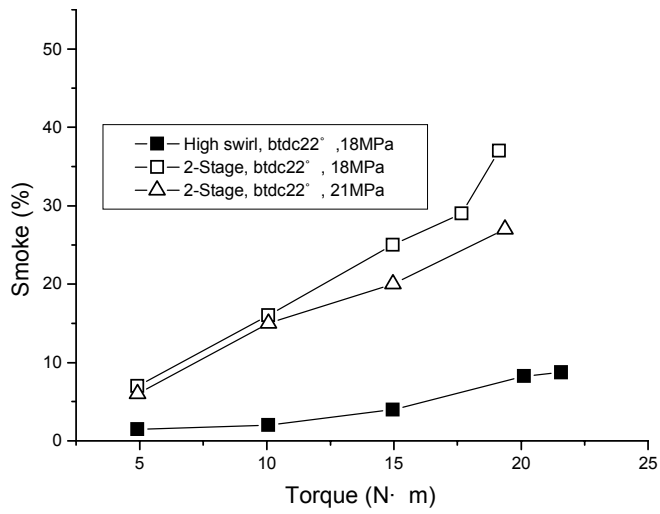


Fig. 31 Smoke at 1400rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

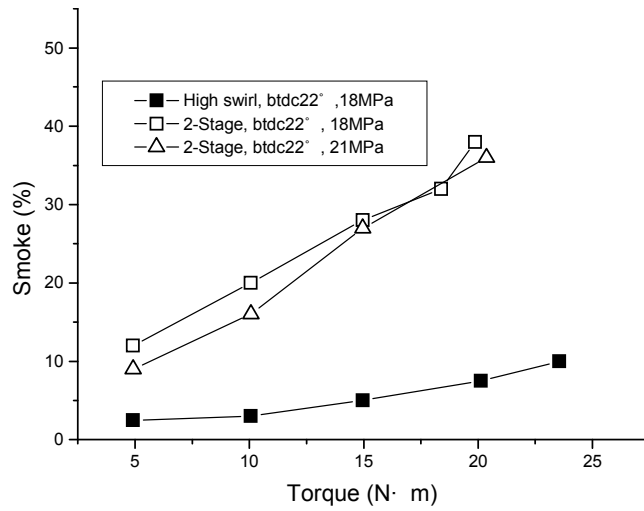


Fig. 32 Smoke at 1800rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

Fig 33~35에서는 18MPa에서 21MPa로 상승시키어 운전한 경우와 18MPa로 운전한 경우의 2단연소형 피스톤 기관과 기존 고와류형 기관의 연료소비율을 비교하여 나타낸다. 연료소비율은 근소하지만 분사압력을 상승시킨 경우에 모든 조건에서 감소하는 것으로 나타난다. 이 또한 전술한 분무특성의 개선효과로 분석된다. 1000rpm의 부하 5Nm의 저속 저부하 운전조건에서는 2단연소형 피스톤 기관 기존 고와류형 피스톤 기관의 연료소비율은 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

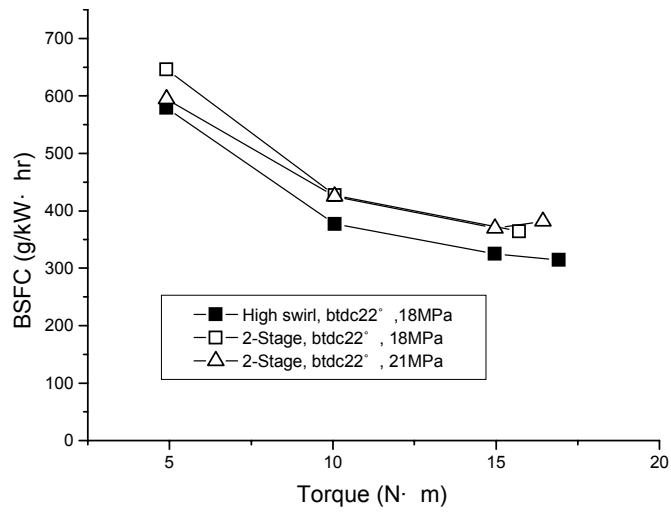


Fig. 33 BSFC at 1000rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

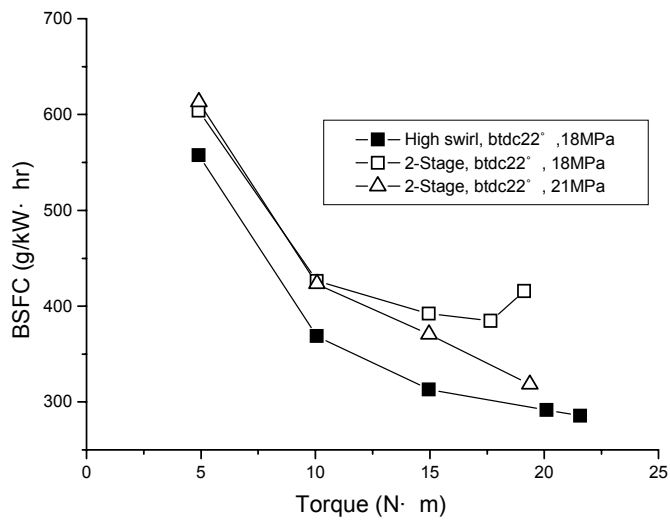


Fig. 34 BSFC at 1400rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

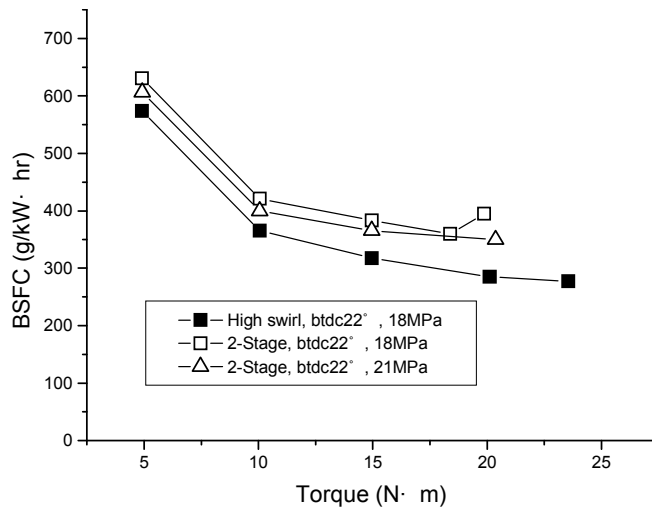


Fig. 35 BSFC at 1800rpm from 2-stage combustion piston, injection press. 21MPa

3.3 배출가스 및 연료소비율에 대한 상반관계 곡선 비교

NO의 배출률과 CO, 매연등 불완전 연소분의 배출률과의 관계는 NO의 배출률과 연료소비율과의 관계와 함께 상반관계(trade-off)를 가지고 있기 때문에 그 둘을 동시에 저감하는 것은 어려운 것으로 보고되고 있다.^[1] 본 실험에서 측정된 결과를 이용하여 NO와 CO 그리고 NO와 BSFC에 대한 상반관계를 검토하였다. Fig. 36은 NO와 CO에 대한 상반관계를 나타낸다.

2단연소형 피스톤 기관의 NO 배출률과 CO 배출률의 평면상에 나타난 점들은 기존의 고와류형 기관에 비하여 원점에 상당히 가까운 영역에 분포한다. 이 사실은 CO의 배출률이 큰 폭으로 증가하였음에도 불구하고 전체적으로는 개선된 상황을 표시한다.

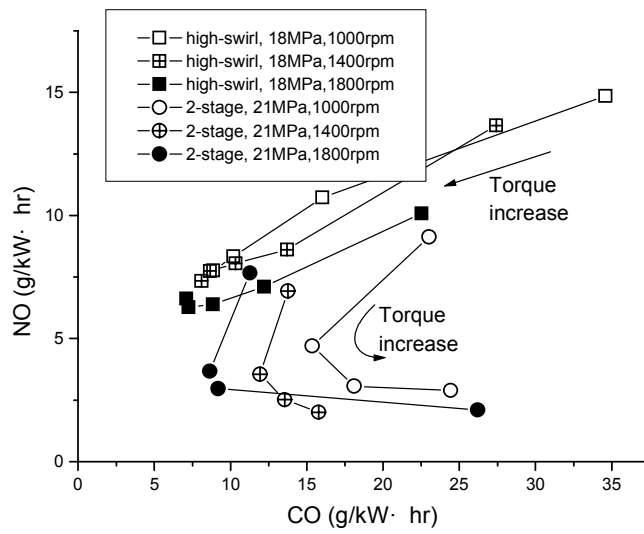


Fig. 36 Trade-off of NO and CO of high-swirl type and 2-stage combustion type piston

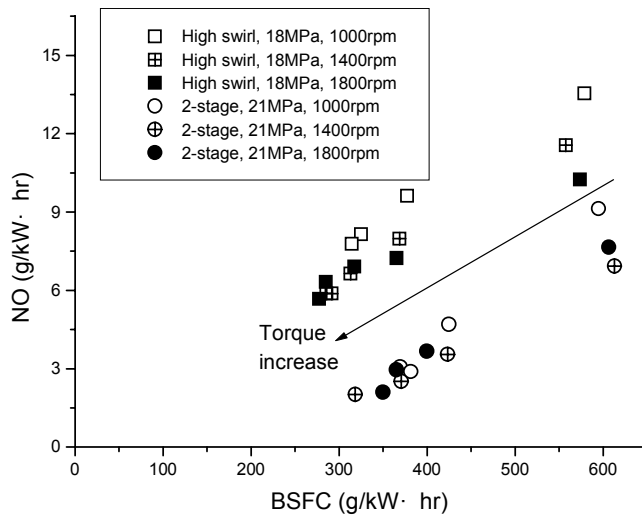


Fig. 37 Trade-off of NO emission and BSFC of high-swirl type and 2-stage combustion type piston

Fig. 37은 NO와 BSFC의 상반관계를 나타낸다. 이 경우에도 2단연소형 피스톤 기관의 NO 배출량과 BSFC 평면상에서 나타난 점들은 기존 고와류형 기관에 비하여 원점에 상당히 가까운 영역에 분포하고 있다.

3.4 고와류형 기관에 대한 NO, CO 및 BSFC의 상대값 비교

Fig. 38~40은 기존 고와류형 피스톤기관의 NO, CO 배출률 및 BSFC를 기준으로 하여 2단연소형 피스톤기관에서의 NO, CO 배출률 및 BSFC를 상대적인 비율로 환산하여 나타낸다. 2단연소형 피스톤기관의 NO는 기존 고와류형 피스톤기관에 비해서 전 부하와 전 rpm 조건에서

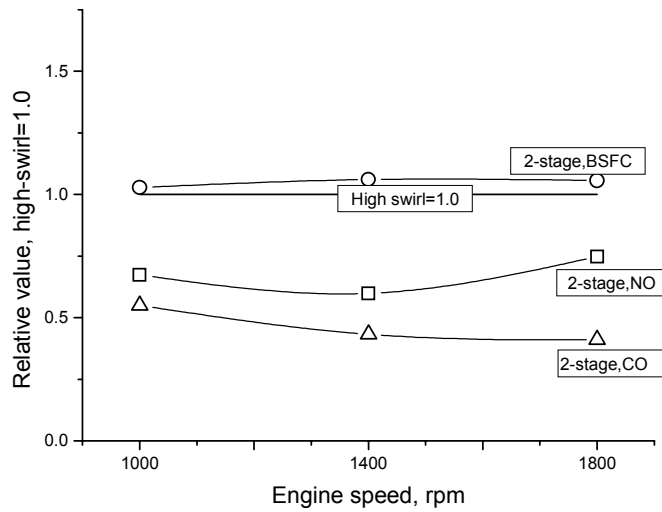


Fig. 38 Relative values from 2-stage combustion piston compared with high-swirl at 5N · m

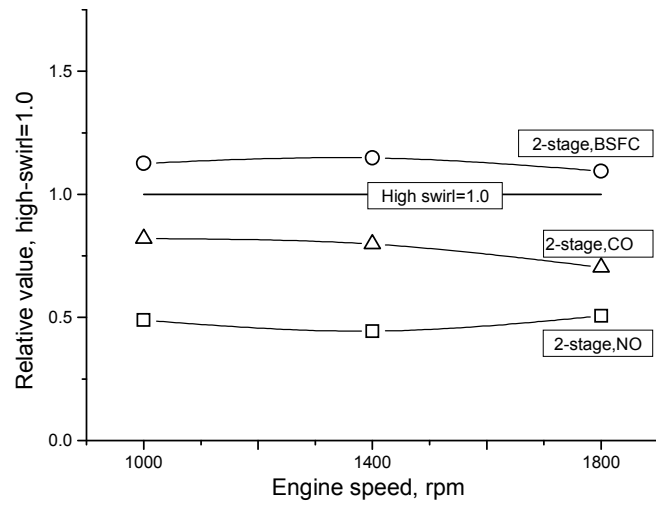


Fig. 39 Relative values from 2-stage combustion piston compared with high-swirl at 10N · m

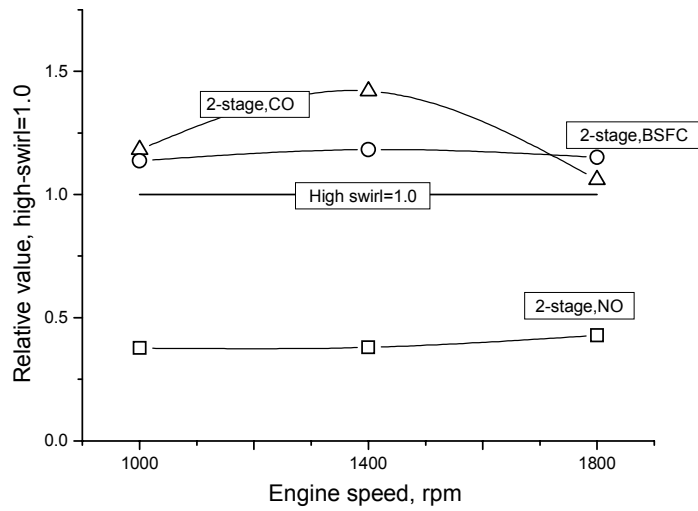


Fig. 40 Relative values from 2-stage combustion piston compared with high-swirl at 15N · m

공히 큰 폭으로 저감되었으며, 특히 $5\text{N}\cdot\text{m}$ 와 $10\text{N}\cdot\text{m}$ 의 중,저부하 조건에서 NO와 CO가 동시에 저감되는 것으로 나타난다. 이는 전술한 바와 같이 2단연소형 피스톤의 과농연소 영역의 크기와 형상을 적절히 조절하면 NO와 CO를 효과적으로 동시에 저감할 수 있음을 암시한다.

3.5 연소실 압력 및 열발생률

Fig. 41은 기존 고와류형 피스톤기관과 2단연소형 피스톤기관을 동일한 속도와 부하조건에서 운전했을 때의 실린더 압력을 나타낸다. 2단연소형 피스톤 기관에서는 연소실의 최고압력이 상당히 낮게 나타난다. 이는

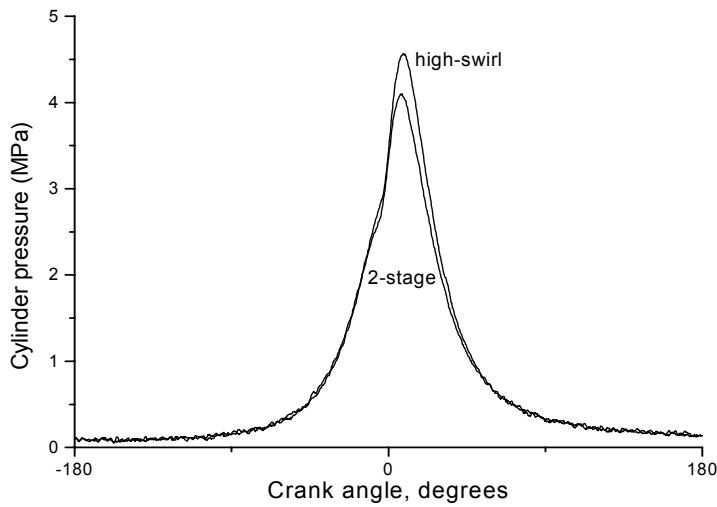


Fig. 41 Cylinder pressure curves of high-swirl and 2-stage combustion piston, 1000rpm, $12\text{N}\cdot\text{m}$

연료가 피스톤 형상에 의한 일정한 경로를 따라 유동하며 연소하므로 기존 고와류형 피스톤기관과 같은 폭발적인 연소가 상당히 완화되고 있는 것으로 판단된다. 2단연소형 피스톤 기관의 압력곡선에서 최고압력 지점에 도달하기 직전인 상사점 부근에서 압력곡선이 더 이상 상승하지 못하고 있는 모양은 전술한 폭발적 연소의 억제에 의한 것으로 판단된다.

Fig. 42는 기존 고와류형 피스톤 기관과 2단연소형 피스톤 기관을 동일한 속도와 부하 조건에서 운전했을 때의 열발생률을 나타낸다.^{[8][9]}

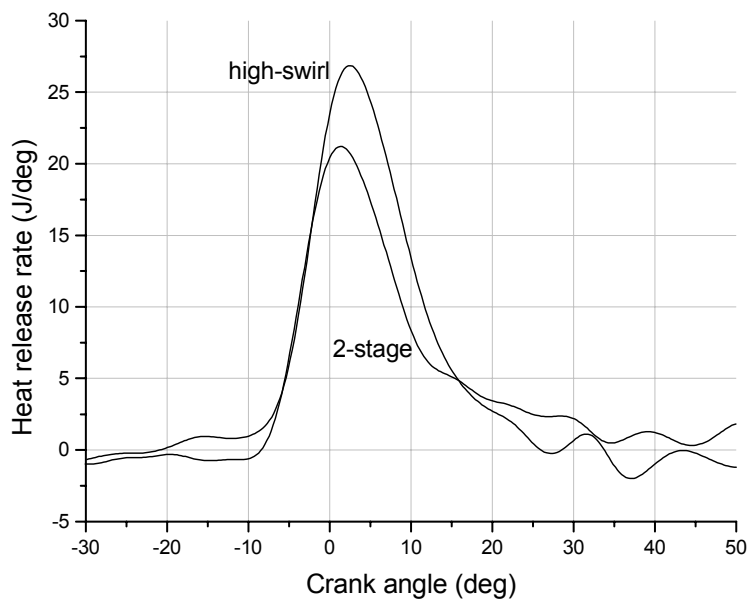


Fig. 42 Heat release rate of high-swirl and 2-stage combustion piston, 1000rpm, 12N · m

기존 고와류형 피스톤 기관에서는 대부분의 열발생이 전술한 폭발적 연소에 의해서 이루어지고 있으며 이는 상사점후 약 20도 부근을 넘어가면서 열 발생률이 거의 0에 가까운 값으로 낮아진다. 그러나 2단연소형 피스톤 기관에서는 상사점 부근에서의 폭발적 연소에 의한 열발생이 기존 고와류형 피스톤 기관보다 현저히 낮으며 상사점후 약 15도 부근을 통과하면서 열발생률이 고와류형 피스톤 기관보다 더 크게 나타난다. 이는 2단연소에는 연소에 소요되는 시간이 길어지기 때문에 초기의 과농한 연소기간동안 연소하지 못한 잔여 혼합기가 팽창행정 동안 피스톤의 하강에 의해 발생하는 역 스퀴시 현상에 의해 연소되고 있는 것으로 판단된다. 따라서 Fig. 2의 (a) (b) 위치의 연소가 상사점 부근에서 이루어지고 (c) 위치의 연소는 상사점 후 약 10° 이후부터 이루어지는 것으로 추정할 수 있으며 이 후의 연구에서는 (a) (b) 위치의 연소에 의한 열발생률을 증대시키는 방향으로 연소실의 형상을 개선해 나아갈 것이 필요하다고 판단된다.

4. 결론

디젤기관의 연소실 내에서 2단연소를 실현하기 위하여 피스톤 크라운 부분의 형상을 개조하였다. 1000, 1400, 1800rpm에서의 각각의 회전수 별로 5N·m 단위로 최대부하까지 단계별로 증가시키면서 배기 배출물 농도를 측정하였으며 2단 연소형으로 개조된 피스톤에 대해서는 분사시기를 기존 btdc 22°를 기준으로 전,후 2.5°씩 조정하여, 그리고 분사압력을 증가하면서 실험하여 검토를 한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 2단연소형 피스톤 사용시에 최대토크는 전반적으로 감소하였으며 특히 고속 영역에서 심하였다. 저속 운전으로 갈수록 최대토크 저하는 작게 나타났으며 1000rpm의 속도에서는 큰 차이가 나지 않았다.

2. 2단연소형 피스톤에서 NO 배출률은 전반적으로 30~65%의 큰 저감 효과를 보였으며 저속 운전시 및 각 rpm에서 중,고부하 부근에서 그 감소폭은 크게 나타났다.

3. CO 배출률은 기존 고와류형 피스톤에 비해서 전반적으로 높게 나타났으나 각 rpm에서 저부하로 갈수록 그 배출률은 감소하였으며 5~10 N·m의 조건에서는 기존 고와류형 피스톤보다 더 낮은 값을 나타냈다. 15N·m 이상의 고부하에서는 그 배출률이 급격히 증가하였다.

4. 매연 배출량은 기존 고와류형 피스톤에 비해서 현저히 높게 나타났으며 저속 운전 시에는 그 정도가 작아졌다.

5. 연료소비율은 기존 고와류형 피스톤에 비하여 전반적으로 높으며 고 부하 영역에서 심하여진다. 운전조건에 따라 연료소비율은 비슷하거나 약 30% 증가까지를 나타내었다.

본 연구에서는 명확한 2단연소에 의한 NO 저감을 확인할 수는 없었지만, 디젤기관에서의 NO 저감을 위한 새로운 방법의 단서를 제공하는 초기 연구로서의 유용한 자료를 얻었다. 이 후 계속되는 연구를 통해 효과적인 2단연소를 실현할 수 있는 최적의 연소실 형상과 분사압력, 분사시기 등의 운전조건을 구현하고 연소실 내의 공기이용율을 더욱 증대시키면 질소산화물의 저감과 동시에 불완전 연소분의 증가를 완화시키고 연료소비율 또한 감소시키는 것이 가능할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Takemi Chikahisa and Takashi Arai, In-Cylinder Control of Smoke and NOx by High Turbulent Two-Stage Combustion in Diesel Engines, SAE paper 962113, 1996.
2. Herbert Heitland and Gerhart Rinne, Michael William and Robin Vanhaelst, Krzysztof Wislocki., IC Engines for 100 Miles/Gallon Cars, SAE paper 2001-01-0258, 2001.
3. S.Goto, Reduction of NO in reheat combustor of compound engine. COMODIA 90, September 3-5, pp. 645~649, 1990.
4. Irvine Glassman, Combustion, Academic press, pp. 362~373, 1996.
5. G.Sybon and W.Leuckel, Experimental studies on formation and reduction of Nitric and Nitrous oxide in Advanced Combustion Systems, Clean combustion technology, pp. 49~65, 1999.
6. Jong-uk Bae, Behavior of Diesel Sprays Passing Through a Cylindrical tube in high pressure Air Circumstance, contributions of the research institute of maritime industry, Korea maritime University, pp. 103~114, 1994.
7. 채재우, 안수길, 홍명석, 연소공학, 원창출판사, pp. 32~36, 1994.

8. 全孝重, 內燃機關講義 曉星出版社, pp. 72~74, pp. 288~290, 2000.
9. John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, pp. 509~514, 1988.