

---

# 소형 직접분사식 디젤기관에 있어서 신·구 노즐의 분무 및 배기특성 비교연구

임상호\* · 고성정\*

A Study on the Comparison of Spray and Emission Characteristics  
new and used nozzles in a Small D. I. Diesel Engine

Sang-Woo Lim · Seoung-Jung Ko

## Abstract

A Diesel engine is widely used for power source of ship and industry owing to its high thermal efficiency and reliability and durability. However it leads to air pollution due to exhaust gas, and it is important to develop the diesel engine of lower air-pollution to decrease the hazardous exhaust gas emissions. In the latest of diesel engines more efforts have been made on the lower fuel consumption and the reduction of exhaust emission. Especially, in diesel engines, the atomization and injection conditions in related to the exhaust gas have to minimize its harmful components. The atomization characteristics of fuel injection nozzles of D.I. diesel engine have been the subject of intensive study over the last decade. Experience shows that the fuel injection nozzles may foul very rapidly in field service, and that this might have a significant effect on the performance of the engine with regard to emissions.

The purpose of this experiment is to predict the fuel injection conditions from new and used nozzles. From new and used nozzles we analyze the conditions of pressures in cylinder, exhaust gas, spray shape. On the basis of these data, the heat release rate, exhaust gas, spray and performance of this engine are analyzed. And then variation of new and used nozzle combustion characteristics are investigated from each test conditions.

---

\* 한국해양수산연수원 교수

## 1. 서 론

디젤기관은 다른 열기관에 비해 열효율이 높고 내구성 및 신뢰도가 높아 차량용, 선박용 및 산업용으로 널리 사용되고 있으나, 화석연료의 사용에 의한 환경오염물질이 배출됨에 따라 이들에 대한 규제를 규제를 한층 강화하고 있는 실정이다.

디젤기관으로부터 배출되는 환경오염물질 중 CO와 HC는 희박연소방식 이므로 기존의 가솔린기관에 비해 배출량은 적으나, 고온 고압의 공기 분위기 중에 고압연료 분사에 의한 분무의 확산연소인 디젤연소는 질소산화물( $\text{NO}_x$ )과 그을음(Soot)이 많이 배출되는 결점이 있다. 디젤기관의 성능은 디젤연소에 크게 영향을 받으며 디젤연소는 노즐에서 분사되는 분무특성에 크게 좌우되므로 디젤기관의 성능을 최적의 상태로 유지하기 위해서는 연료분사노즐의 정비가 필수적인 요건이다. 보통 디젤기관의 취급자는 기관의 성능이 불량하면 연료분사노즐을 새 것으로 교환하여 성능을 양호하게 한다. 그러나 교환되어지는 현 노즐에 의한 기관성능저하 원인을 규명하지는 못하였다. 따라서 본 연구에서는 현 노즐과 새 노즐의 분무거동을 조사하기

위하여 분무실험장치를 제작하여 양노즐의 분무거동을 조사하고, 이들을 소형직접분사 기관에 장착하여 각 실험조건하에서의 연소특성과 배기특성을 조사함으로서 현 노즐에 의한 디젤기관의 배기불량 및 성능 저하 원인 해명에 참고자료로 활용하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험 장치

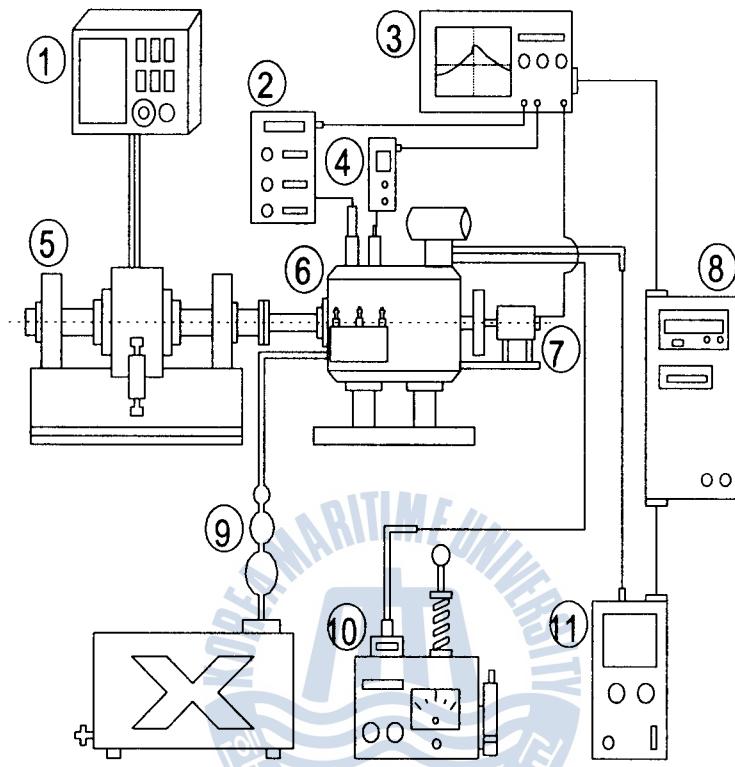
#### 2.1.1 실험 기관

본 실험에 사용된 직접 분사식 디젤기관은 국제종합기계(주)의 트랙터용 3기통 기관인 3D 100을 이용하였으며, Table 2-1은 실험용 기관의 주요 제원을 나타내고 있다.

Fig. 2-1은 실험에 사용된 기관과 부속장치 및 측정장치를 나타내었다. 그림의 ⑤는 와류식 동력계로 토크와 회전수를 제어하였고 ⑦은 엔코더로 기관운전중의 크랭크 각을 감지하여 ③의 오실로스코우프의 입력신호로 이용하였다. ④는 연소압력 센서이고 이 센서로 부터 출력된 신호는 2채널 디지털 실시간 오실로스코우프 ③으로 수집된다.

Table 2-1 Engine Specifications

Type	4 Stroke naturally-aspirated DI diesel engine, water cooled
Combustion chamber	Star shape deep bowl type
Number of cylinder	3
Bore × Stroke	100 × 110
Compression ratio	17.6
Injection nozzle	Multihole nozzles( $\phi 0.26\text{mm}$ , 5 hole)
Power	35kW(2,600rpm)
Injection pressure	190kgf/cm <sup>2</sup>



① Dynamometer controller ② Computer ③ Oscilloscope ④ Cylinder pressure signal  
 ⑤ Dynamometer ⑥ Test engine ⑦ Rotary encoder ⑧ Data recorder ⑨ Fuel flow  
 meter ⑩ Soot meter ⑪ Exhaust gas Analyzer

Fig. 2-1 Schematic diagram of experimental apparatus

### 2.1.2 분무실험 장치

각노즐의 분무상태를 파악하기 위하여 분무 실험장치를 제작하였다. 연료는 풀런저 펌프에 의해 연료압력이 상승하여 설정된 개별압에 이르렀을 때 분사되고, 풀런저가 스필포트와 만나는 순간 분사가 완료된다. 분사기간 중의 연료 분사는 분사시작 순간, 분사진행중 그리고 분사 종료 순간에 각기 상이한 특성을 갖고 있다. 이를 각 순간의 분무형상을 알기 위해서는 분사기간 중에 원하는 시점(時點)에서 분무의 상태를 파악할 수 있어야 한다. 이를 위한 한 가지 방법

이 스트로보 광에 의한 순간정지 화상을 촬영하는 것이다. Fig. 2-2는 분무의 순간정지 화상을 촬영하기 위한 실험장치를 나타낸다.

분무실험 장치는 연료분사펌프와 분사펌프를 구동하는 캠축, 캠축을 구동하는 스프링으로 구성되어 있다. 노즐의 분사과정은 캠축을 스프링 작용력의 반대 방향 즉 캠축 회전의 역방향으로 회전시켜 스토퍼(stopper)로 고정시킨 후 스토퍼를 해제시키면 스프링의 작용력에 의해 캠축이 회전하고 연료분사펌프의 풀런저가 작동하여 1회 분사한다.

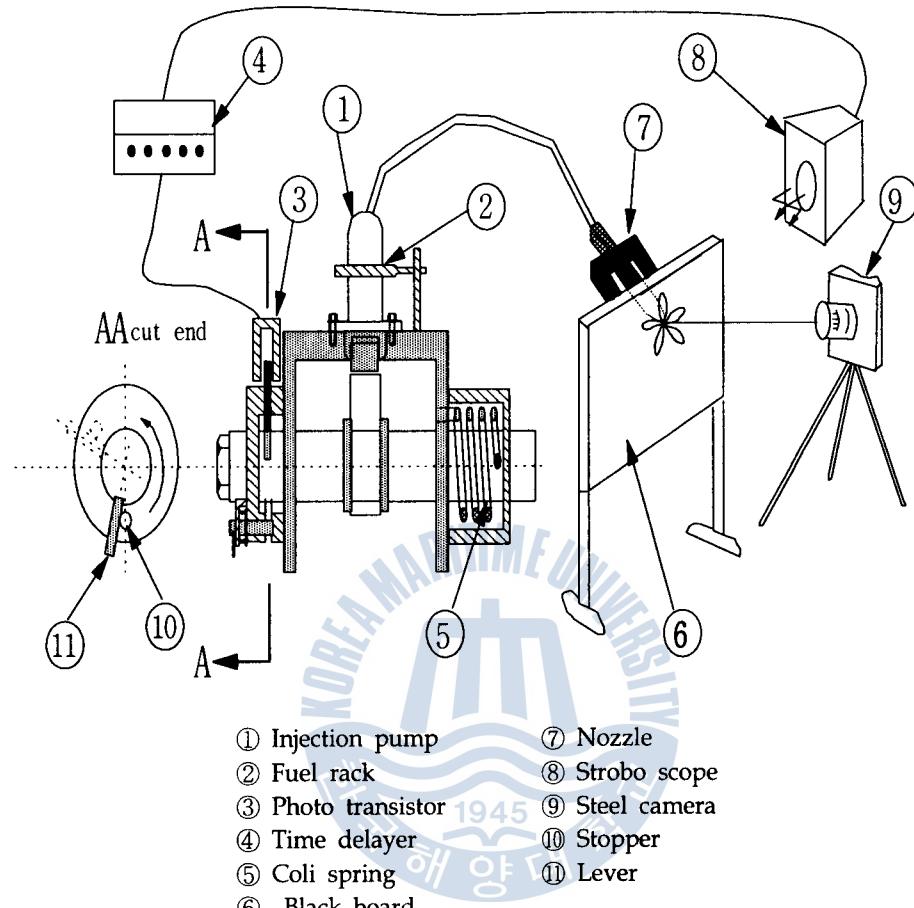


Fig. 2-2 Nozzle spray experimental apparatus

분무의 촬영은 광트랜지스터의 신호를 트리거로 하여 자연회로를 거쳐 분무개시로부터 임의 시간에 스트로보를 발광시켜, 노즐의 분무형상을 B셔터 모우드 기법으로 촬영하였다. 촬영 조건은 스트로보를 노즐홀 중심에 최대한 근접하고, 각도는  $0^\circ$ 를 유지하고 조리개 노출(f)은 7을 사용하여 노즐에 최대한 근접해서 각 노즐의 분무형상을 촬영하였다.

### 2.1.3 배기ガス 분석기

실험에 사용된 기관의 배기ガス 농도를 분석하기 위해 배기ガ스 분석기를 사용하였다.

배기ガス 분석 방법은 실험기관의 1번 배기통로에 연소가스프로브를 연결하고 응축트랩을 통해 계측기에 연결된다. 계측기에서  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$  등을 측정하여 컴퓨터를 통해 데이터레코더(data recorder)로 수집된다. 또한 시료채취 라인의 드레인 밸브를 이용하여 샘플링하기 전에 불순물을 제거하였고, 측정된 배기ガス 성분 중  $O_2$ 와  $CO_2$ 는 백분율(%)로,  $CO$ ,  $NO_x$ 는 백만분율(ppm)로 표시하였으며, Table 2-2에 계측기(Testo 350)의 주요 성능을 나타내고 있다.

데이터는 각 실험조건의 안정된 운전상태에서 10회를 채취하여 평균값을 취했다.

Table 2-2 Specifications of Detectors

	Measuring Method	Measuring Range	Accuracy
NO	Electro Chemical cell	0~3000ppm	±5%
NO <sub>2</sub>	Electro Chemical cell	0~500ppm	±10ppm
CO <sub>2</sub>	Digital calculation from O <sub>2</sub>	0~CO <sub>2</sub> max	
CO		0~10000ppm	±20ppm
O <sub>2</sub>	Electro Chemical cell	0~21%	±0.2 vol %
SO	Electro Chemical cell	0~5000ppm	±20ppm
T		-40~1200 °C	±0.5%

#### 2.1.4 배기 그을음 측정기

실험에 사용된 기관의 배기 그을음(Smoke) 농도를 측정하기 위해 디젤배기 그을음 측정기(ST-100N)을 사용하였으며 배기 그을음 측정은 엔진의 1번 배기통로에서 샘플링 하도록 설치하였다.

측정기 그을음의 흡입시간은  $1.4 \pm 0.2$ 초, 흡입 용량은  $330 \pm 15$ cc 이다. 데이터는 각각의 운전 조건에서 4회 채취하여 평균하였다.

#### 2.2 실험 방법

실험조건은 Table 2-3과 같이 하였다.

Table 2-3 Engine Test Conditions

Engine Speed (rpm)	Torque(kgf-m)
1400	0, 5, 10, 13
1800	0, 5, 10, 13
2200	0, 5, 10, 13

실험은 각노즐을 교대로 사용하여 운전조건에 따라 연소압력, 배기가스 성분을 측정하고 연소압력에 의해 열발생율을 구하였다.

기관회전수와 토크의 조절은 와전류식 동력계를 이용하였으며 실험조건에 따른 분사시기는 BTDC 17°로 일정하게 유지하였다.

각각의 측정방법에 대해서는 각 절에서 설명하기로 한다.

#### 2.2.1 연소압력의 측정방법

연소압력이란 기관의 내부에서 피스톤이 상하 왕복운동으로 인한 압력과 연료의 연소에 의한 연소실내 압력을 말한다. 연소압력은 피에조 압력센스를 사용하여 측정하였으며 측정은 크랭크축 끝에 로터리 엔코더(720pulses/rev)의 Z 펄스를 이용하여 크랭크 각도 1도당 한개의 데이터를 실시간 오실로스코우프로서 측정하였으며 10 cycle 받아 평균하였다.

연소실의 변동압력은 피에조식 압력변환기로, 압력검정은 분동식 표준압력계의 압력  $10\text{kgf/cm}^2$  을 0.5V로 정밀하게 조정하였다.

#### 2.2.2 열발생율 계산방법

운전중인 기관에서 각각의 크랭크 각도에 대한 실린더 내의 압력신호와 실린더 체적과 체적 변화율로 근사적인 정미열발생율을 구할 수 있다. 디젤기관의 연소과정을 통해 발생되는 크랭크 각도당 정미열발생율은 다음과 같다.

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{(\gamma - 1)} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.1)$$

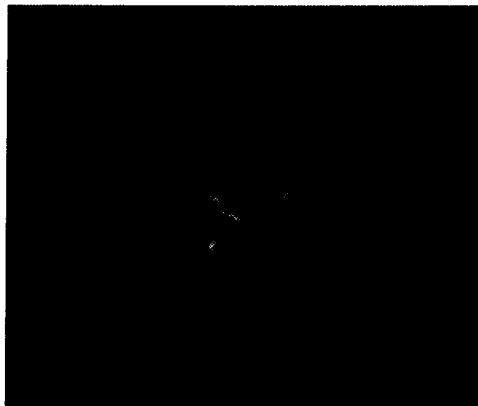
여기서 비열비  $\gamma$ 의 영향은 적으므로  $\gamma$ 가 일정하다고 가정할 때 실린더 내에서 수집한 압력데이터와 압력상승율 및 기관의 제원에 따라 정해지는 실린더 체적과 체적변화율로서 근사

적인 겉보기 정미열발생율을 계산하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

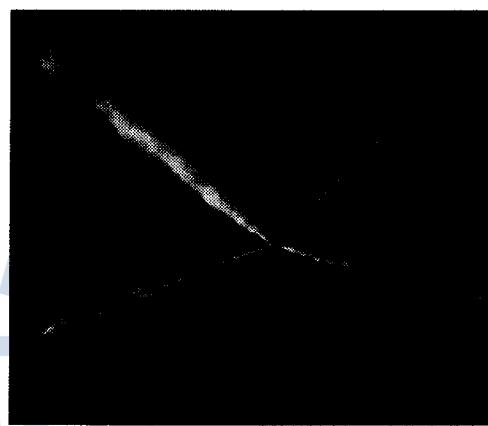
#### 3.1 분무형상 비교

Fig 3-1, Fig 3-2 및 Fig 3-3은 분무실험장치를 이용하여 각 노즐의 분사초기, 분사중기, 분사말기의 분무형태를 촬영한 화상을 보여준다.

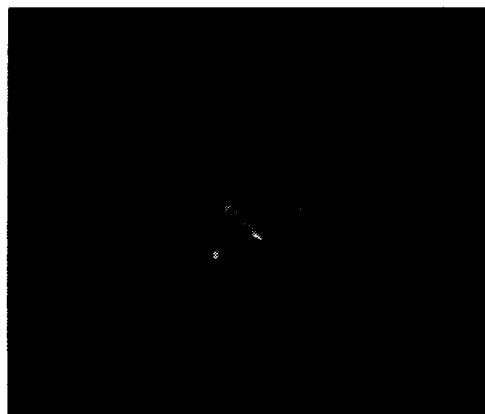


(a) new nozzle

Fig 3-1은 분사초기의 분무형상으로 각 노즐의 5공으로부터 분사되는 분무 각각의 모양은 동일하지 않고, 분무각과 관통거리가 각각 다름을 알 수 있다. 그러나 분사초기에는 새 노즐과 헌 노즐의 분무형상이 대체로 유사하고 양호한 분무형상을 하고 있음을 알 수 있다.

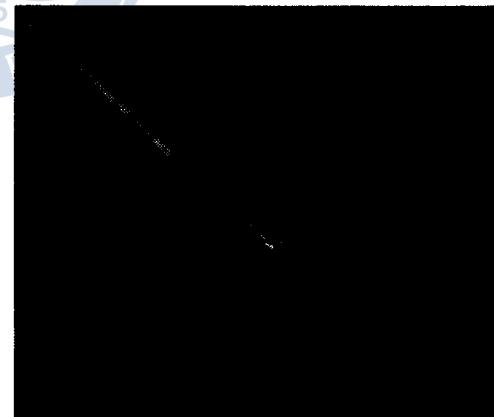


(a) new nozzle



(b) used nozzle

Fig. 3-1 Photograph of the initial spray shape (0.5 ms later after injection)

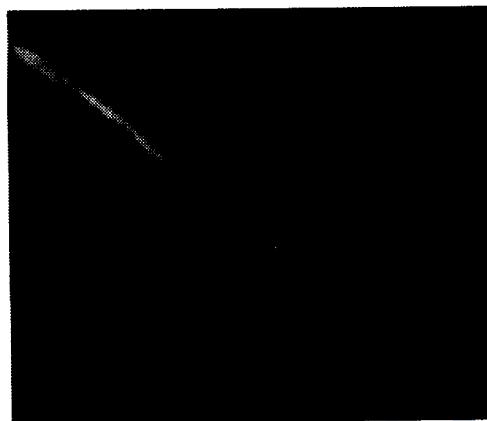


(b) used nozzle

Fig. 3-2 Photograph of the intermediate spray shape (1.5 ms later after injection)

Fig 3-2는 분사중기의 분무형상으로 각 노즐의 분무 각각의 모양이 동일하지 않고, 분무각

과 관통거리가 각각 다름을 알 수 있다. 그러나 분사중기에는 새 노즐이 현 노즐보다 분무각이 더 크며, 관통거리가 짧음을 알 수 있다. 이는 새 노즐이 현 노즐보다 미립화가 더 좋음을 알 수 있다.



(a) new nozzle



(b) used nozzle

Fig. 3-3 Photograph of the end spray shape (2.5 ms later after injection)

Fig 3-3은 분사말기의 분무형상으로 새 노즐이 현 노즐보다 분무의 폭이 넓고, 또 분사가 끝나는 순간 현 노즐 분공 주위에는 분무되지 않

고 흘러내리는 연료 즉 후적이 보이지만 새 노즐 주위에는 보이지 않는다. 이는 현 노즐이 분사가 끝나는 순간의 미립화가 새 노즐 보다 불량하다는 것을 보여준다.

### 3.2 연소특성 비교

Fig 3-4는 분사시기 17° BTDC, 2200 rpm, 토크 13kgf-m으로 했을 때의 한 예로서 각 노즐의 개폐시기, 착화지연, 실린더 압력, 열발생율 및 누적열발생율 선도를 동시에 나타내었다. 노즐 니들이 열리는 시기는 각 노즐 모두 열발생율의 기울기가 음(-)이 되는 점 즉 10° BTDC와 대략 일치한다. 착화지연은 가연혼합기에 의해 착화되어 다시 양(+)으로 되는 점을 착화점(2° BTDC)이라 하면 착화지연기간은 8CA(3ms)임을 알 수 있다.

예혼합 연소기간은 착화점으로부터 열발생율이 증가하여 (3° ATDC)에서 최대 열발생율(새 노즐 : 0.125kJ/deg, 현 노즐 : 0.115kJ/deg)을 나타낸 후 열발생율이 점차 감소하다가 다시 증가하는 점까지라 할 수 있으며, 예혼합 연소 종료점은 새노즐은 6° ATDC 현노즐은 약 7° ATDC이다.

확산연소 기간은 예혼합 연소 후 열발생율이 증가하기 시작하는 점부터 다시 음(-)으로 떨어지는 점까지이다.

그러므로 전체 연소기간은 새 노즐이 약 42° CA(0.32ms) 현 노즐이 약 38° CA(0.28ms)정도 가 된다. 각 노즐 모두 분사개시 후 착화까지는 약 8° CA(0.6ms), 확산연소 개시 때까지는 새 노즐은 13° CA(0.98ms) 현 노즐은 15° CA(0.11ms) 시간이 걸리며, 확산연소 개시점은 예혼합연소에 의한 최대 열발생점과 대체로 일치하고 있다는 것을 알 수 있다. 그리고 연소의 종료는 열발생율과 누적열발생으로 알 수 있으

며, 최고압력 값을 나타내는 점은 누적열발생율 50% 부근인 8° ATDC 였다.

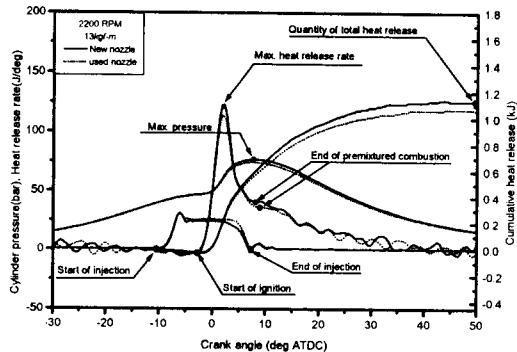


Fig. 3-4 Example of combustion characteristic of new and used nozzles(17° BTDC, 2200rpm, 13kgf-m)

### 3.2.1 착화지연

Fig 3-5는 각 노즐의 부하 및 회전속도 변화에 따른 착화지연 값을 나타낸 결과이다. 착화지연 값은 각 노즐 모두 회전속도 1400rpm 에서는 0.8ms~0.85ms, 1800rpm에서 0.65~0.75ms, 2200rpm에서 0.6ms이며 회전속도가 빠를 수록 착화지연 기간은 짧아짐을 알 수 있다.

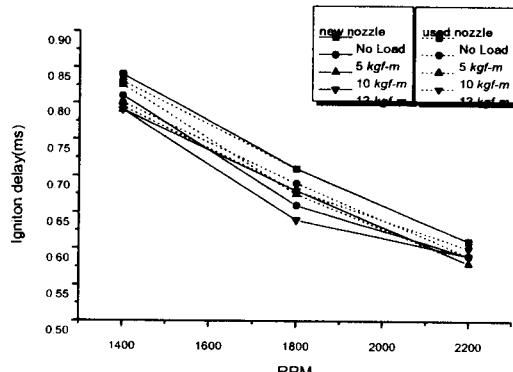


Fig. 3-5 Correlation of ignition delay with variation of torque and engine speed for new and used nozzles

### 3.2.2 최고 압력값

Fig 3-6은 각 노즐의 부하에 따른 실린더 내의 최고압력 값을 나타낸 결과이다. 실린더 내의 최고압력 값은 모든 조건에서 새 노즐이 현 노즐에 비해 높게 나타나고 회전속도가 증가할수록 최고압력 값이 조금씩 낮아지는 경향은 고부하로 갈수록 크다.

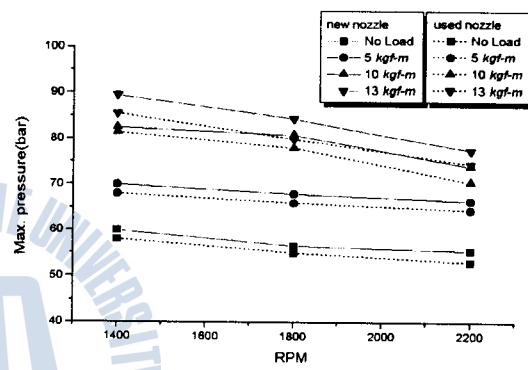


Fig. 3-6 Correlation of maximum pressure with variation of engine speed and torque for new and used nozzles

### 3.2.3 사이클당 총누적 열발생량

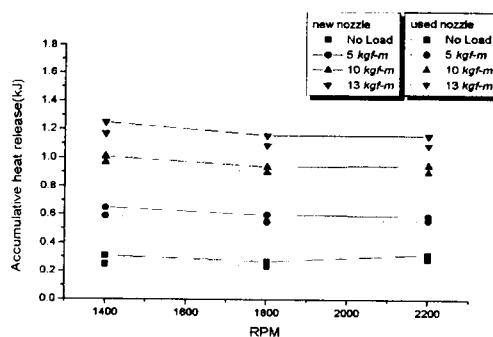


Fig. 3-7 Correlation of accumulative heat release with variation engine speed and torque for new and used nozzles

Fig 3-7은 각 노즐의 회전속도 및 부하에 따른 실린더 내의 사이클당 총 누적 열발생량을 나타낸 결과이다.

사이클당 총누적 열발생량은 모든 조건에서 새 노즐이 헌 노즐 보다 많고, 그 차는 회전속도와 부하에 관계 없이 비슷한 경향이다. 특히 동 일 부하에서 회전속도 변화에 따른 사이클당 총 누적 열발생량 값의 변화는 적다.

#### 3.2.4 최대 열발생율

Fig 3-8은 각 노즐의 회전속도 및 부하에 따른 실린더 내의 최대 열발생율을 나타낸 결과이다.

무부하에서는 새 노즐이 헌 노즐보다 최대 열발생율이 높게 나타났다. 그러나 부하를 증가한 경우에는 낮은 회전속도에서 새 노즐 보다 헌 노즐의 최대 열발생율이 높게 나타나는 경우도 있었으며, 각각의 부하에서 각 노즐 모두 회전 속도가 증가할수록 최대 열발생율은 낮게 나타나는 경향을 갖고 있다. 특히 부하 10kgf-m, 13kgf-m에서는 각 노즐 모두 각각의 회전속도에서의 최대 열발생율은 유사하다.

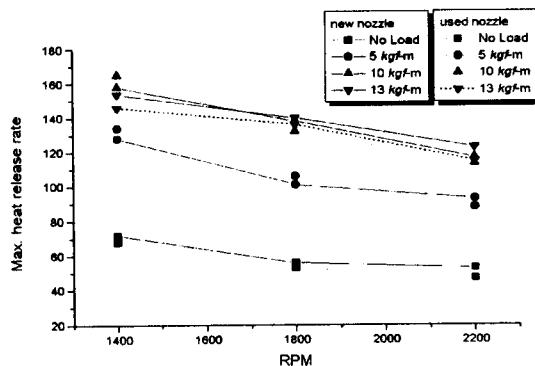


Fig. 3-8 Correlation of maximum heat release rate with variation of engine speed and torque for new and used nozzles

#### 3.2.5 예혼합 연소량

Fig 3-9는 각 노즐의 회전속도 및 부하에 따른 실린더 내의 예혼합 연소량을 나타낸 결과이다. 예혼합 연소량은 모든 조건에서 새 노즐이 헌 노즐보다 많고, 회전수 변화에 의한 예혼합 연소량의 차는 미미하였다. 특히 부하가 높을수록 각 노즐 모두 예혼합 연소량이 증가하였으나 1400rpm의 경우 토크 13kgf-m가 토크 10kgf-m 보다 낮게 나타난 경우도 있었다.

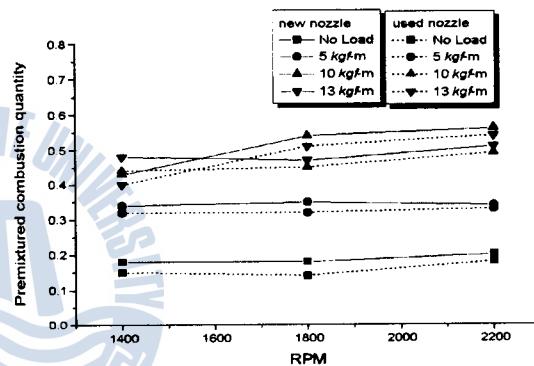


Fig. 3-9 Correlation of premixed combustion quantity with variation of torque and engine speed for new and used nozzles

#### 3.2.6 예혼합 연소분율

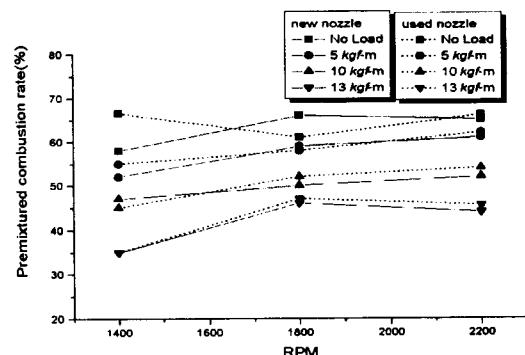


Fig. 3-10 Correlation of premixed combustion rate with variation of torque and engine speed for new and used nozzles

예혼합 연소분율은 총열발생량에 대한 예혼합 열발생량의 비이며, Fig 3-10은 각 노즐의 예혼합 연소분율을 나타낸 결과이다.

예혼합 연소분율은 무부하와 2200rpm 영역에서 새 노즐보다 현 노즐이 높게 나타난 반면 저회전수 영역에서는 대체로 일관성이 없었다.

### 3.3 배기ガス분석 비교

Fig 3-11에서 Fig 3-14은 각 노즐의 O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, NOx의 배출을 보여준다.

Fig 3-11은 실험기관의 O<sub>2</sub>의 농도변화를 보여준다. 각 노즐의 O<sub>2</sub>농도변화 특성은 부하증가에 따라 직선적으로 감소하는 경향이 있다.

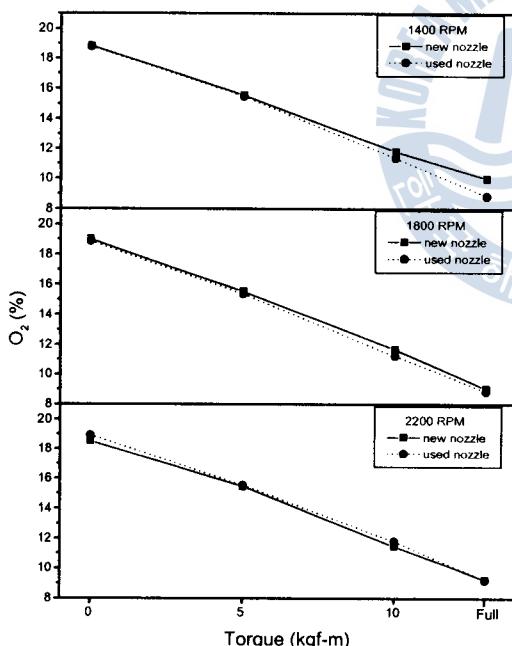


Fig. 3-11 Variation O<sub>2</sub> concentration in case of new and used nozzle

Fig 3-12에서는 실험기관의 CO 배출특성을 보여준다. CO의 배출특성은 각 노즐 모두 부하의 변화에 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있

다. 회전속도 1400rpm에서는 부하증가에 따라 미연분 생성이 현 노즐이 많고, 부하 1800rpm 및 2200rpm에서는 저부하에서 새 노즐이 많으며, 부하증가에 따라 현 노즐이 새 노즐보다 미연분 생성이 많음을 알 수 있다. CO의 배출농도는 연료-공기혼합비에 크게 좌우되는데, 부하증가에 따라 현 노즐의 혼합기 농후함이 새 노즐보다 높아 미연분 생성이 증가한다고 생각된다.

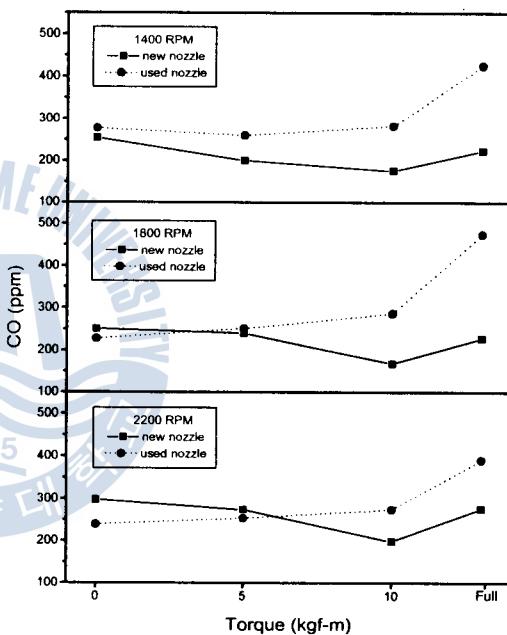


Fig 3-12 Variation CO concentration in case of new and used nozzle

Fig 3-13에서는 실험기관의 CO<sub>2</sub>의 배출특성을 보여준다. 부하 증가에 따라 CO<sub>2</sub>의 배출량은 각 노즐 모두 직선적으로 증가하는 경향이 있다. 특히 1400rpm, 1800rpm의 고부하에서는 현 노즐이 새 노즐 보다 CO<sub>2</sub> 배출량이 다소 많다. 이는 탄화수소계 연료가 연소시 완전연소에 의한 미연분 생성량과 그을음 생성이 상대적으로 적기 때문에 이 실험조건에서는 현 노즐이 새 노즐보다 연소상태가 다소 좋다고 생각된다.

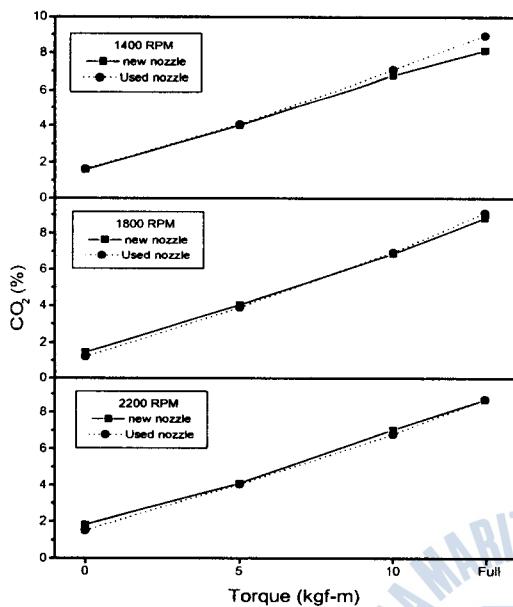


Fig. 3-13 Variation CO<sub>2</sub> concentration in case of new and used nozzle

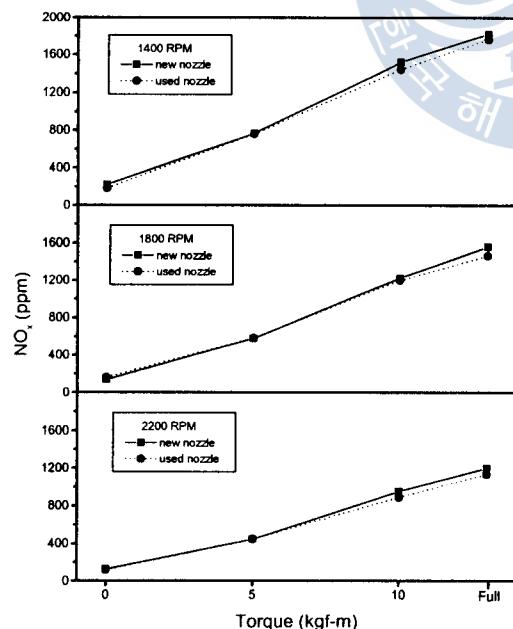


Fig. 3-14 Variation NO<sub>x</sub> concentration in case of new and used nozzle

Fig. 3-14 에서는 실험기관의 NO<sub>x</sub>의 배출특성을 보여준다. 회전속도 1400rpm 및 2200rpm에서의 각 노즐의 NO<sub>x</sub> 배출특성은 모든 부하에서 대체로 선형적으로 증가하며, 고부하로 갈수록 새 노즐이 현 노즐 보다 NO<sub>x</sub> 배출량이 많음을 알 수 있다. 이는 부하가 증가할수록 실린더 내의 연소온도가 높아져 연료와 반응하지 않은 산소량이 증가하여 NO<sub>x</sub>의 배출을 증가시킨다. 부하증가에 따라 새 노즐이 현 노즐 보다 NO<sub>x</sub> 배출량이 많은 것은 새 노즐이 현 노즐에 비해 열효율이 높고, 연료공기 혼합비가 농후하여 연소가 잘되었기 때문이라고 생각된다.

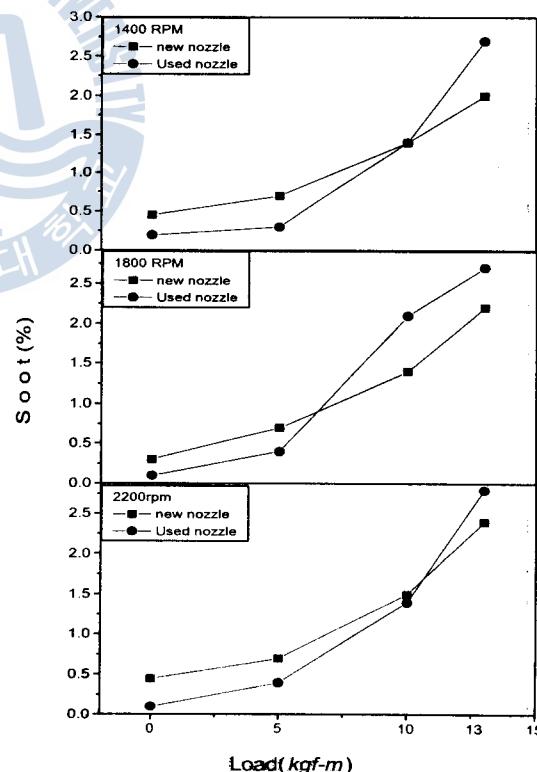


Fig. 3-15 Variation Soot concentration in case of new and used nozzle

Fig 3-15에서는 실험기관의 그을음 배출특성을 보여준다. 그을음의 배출특성은 저부하에서는 새 노즐 그을음 배출량이 많고, 부하증가에 따라 현 노즐의 그을음 배출량 상승폭이 커짐을 알 수 있다. 그 원인은 현 노즐 경우, 실린더내의 연소가스 온도 및 벽면 온도가 새 노즐 보다 낮던가 또는 고온에 노출된 HC가 열분해를 일으킨 뒤 탄소가 많은 중간 생성물의 생장 및 응집이 많이 발생된다고 생각된다. 따라서 현 노즐이 부하증가에 따라 탄소가 많은 중간 생성물이 새 노즐 보다 많이 생성됨을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

소형 직분식 디젤기관의 회전수 및 토크를 변화시켜서 새 노즐과 현 노즐이 기관성능에 미치는 영향을 고찰하고 분무실험장치를 이용하여 분무형상을 촬영 비교한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 분무실험 결과 분사초기에는 각 노즐의 분무형상은 대체로 양호하나, 분사중기 및 분사말기로 갈수록 새 노즐은 현 노즐 보다 분무각이 크고 관통거리가 짧음을 알 수 있었다. 특히 분사가 끝나는 순간 현 노즐 주위에 후적이 보여 미립화를 저해시킴을 알 수 있었다.
- (2) 연소특성에서는 각 노즐 모두 분사시작과 끝점, 착화점 및 착화지연은 대체로 비슷한 경향이나, 최고압력값, 예혼합연소량, 사이클당 누적열발생량은 새 노즐이 현 노즐에 비해 많음을 알 수 있다. 따라서 연소특성에서는 새 노즐이 현 노즐에 비해 양호하다고 생각된다.

- (3) 배기가스를 분석한 결과 CO 발생과 그을음 배출은 부하증가에 따라 현 노즐이 새 노즐 보다 많음을 알 수 있었고, NO<sub>x</sub> 배출은 반대로 새 노즐이 현 노즐보다 많음을 알 수 있었다.

#### 참고문헌

- 1) John B. Heywood, " Internal Combustion Engine Fundamentals", pp. 491-566
- 2) Toshiyuki Yoda and Tomoyuki Tsuda, "Influence of Injection Nozzle Improvement on DI Diesel Engine," SAE. NO. 970356, 1997
- 3) Samuel C. Homsy and Arvind Arvind Atreya, "An Experimental Heat Release Rate Analysis of a Diesel Engine Operating Under Steady State Conditions," SAE. NO. 970889, 1977
- 4) Haruyuki Yokota, Yugo Kudo, Hiroshi Nakajima, " A New Concept for Low Emission Diesel Combustion," SAE NO. 970891, 1997.
- 5) Durnholz M., Helmut E., and Frisse P., " Preinjection A Measure to Optimize the Emission Behavior of Diesel Engine," SAE Paper 940674, 1994.
- 6) F Payri, J. M. Desantes, and J. Arregle., "Characterization of D. I. Diesel Sprays in High Density Conditions", SAE NO. 960774, 1996
- 7) Montagne X, Herrier D. and Guibet J.C, "Fouling of automotive diesel injector, test procedure, influence of composition of

- diesel oil and additives," SAE Paper. NO. 872118, 1987
- 8) co-ordinating european council, " Procedure for diesel engine injector nozzle coking test," PF-26 CEC, 1990
- 9) Virk K., Herbstman S. and Rawdon M, " Development of Direct injection Diesel Engine injector Keep Clean and Clean up Tests," SAE Paper NO. 912329, 1991
- 10) 조권희, " 선박용 디젤기관의 배기배출물에 관한 실험연구", 부경대학교 석사논문, 1999
- 11) 안수길, 채재우, 홍명석 편저, " 연소공학", pp. 157-174, 1995
- 12) 유광택, "엔진 NOx 저감 SCR SYSTEM 소개" pp. 85-86
- 13) 大久保義雄 著, "燃料噴射裝置入門" pp. 287-343, 1997
- 14) 김병권, " 소형 직분식 디젤기관의 분사시기가 기관성능에 미치는 영향과 연소모델링에 관한 연구", 부경대학교 석사 논문, 1999
- 15) 廣安博之, " 壓縮着火機關의 NOx의 生成", pp. 41-49



