

〈논 문〉 SAE NO. 933748

水素 混燒 디젤 機關의 性能 및 微粒子狀 物質의 排出 特性에 關한 研究

A Study on the Performance and Particulate Emission Characteristics
for the Hydrogen-Premixed Diesel Engine

채 재 우,* 한 동 성,** 이 상 만,** 전 영 남,** 정 영 식**
J. O. Chae, D. S. Han, S. M. Lee, Y. N. Chun, Y. S. Jeong

ABSTRACT

In order to reduce harmful substances such as particulates and nitric oxides emitted from diesel engine, many kinds of methodology like high pressure spray of diesel fuel oil, exhaust gas recirculation, emulsified fuel usage and dual fuelling have been studied.

Dual fuelling of a diesel engine with hydrogen which is well-known as the clean fuel and has excellent combustibility is expected to be effective in reducing harmful substances from diesel engine.

This experimental study was conducted to investigate the effect of premixed hydrogen with intake air on the performance and particulate emission characteristics using a single cylinder, prechamber type diesel engine.

As a result, it was clarified that a hydrogen-premixed diesel engine can be operated in the state of lower particulate emission and slightly aggravated fuel economy, compared with the conventional diesel engine.

주요기술용어 : Hydrogen-premixed Diesel Engine(수소 혼소 디젤기관), Particulate Concentration(농축 특성), Dual Fuelling(이중연료), Specific Energy Consumption(비에너지 소비량), Fractional Hydrogen Energy Input(에너지 대체율)

1. 서 론

디젤 기관은 운전 중 배출되는 유해 성분에 있어서 가솔린 기관과 비교할 때 탄화수소(HC)와 일산화탄소(CO)의 배출은 적지만 Soot를 주 성분으로 하는 미립자상 배출물질(Particulates)과 질소산화물(NOx)이 많기 때문에 이들에 의한

대기 오염으로 인하여 환경오염 방지의 측면에서 오늘날 중대한 관심사로 부각되고 있다.

이와같은 디젤 기관의 유해물질 배출량을 감소시키기 위한 방법으로서 연료유의 고압분사,¹⁾ 배기 재순환(EGR),²⁾ 유화연료(Emulsified Fuel),³⁾ ⁴⁾ 혹은 이중연료의 사용(Dual Fuelling)⁵⁻⁷⁾ 등이 연구되어 왔다.

* 인하대학교 기계공학과, 정회원

** 인하대학교 대학원 기계공학과

본 연구는 이중연료 사용의 견지에서, 청정연료로 알려져 있는 수소를 흡기와 예혼합하여 디젤 기관의 실린더내에 흡입한 후 기관의 분사 노즐로부터 분사되는 디젤유에 의해 착화하여 디젤유와 혼소시킬 때, 수소의 물리·화학적 성질이 디젤 기관의 비에너지소비율(Specific Energy Consumption : kcal/psh), 공기과잉율, 배기온도 등의 기관성과, 미립자상 배출물질(Particulates)을 중심으로 한 질소산화물(NOx) 등의 배출 특성에 미치는 영향을 기관의 회전속도(rpm), 기관의 부하(Load) 및 수소에 의한 에너지대체율(Fractional Hydrogen Energy Input : %) 등의 실험변수에 의해 실험적으로 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

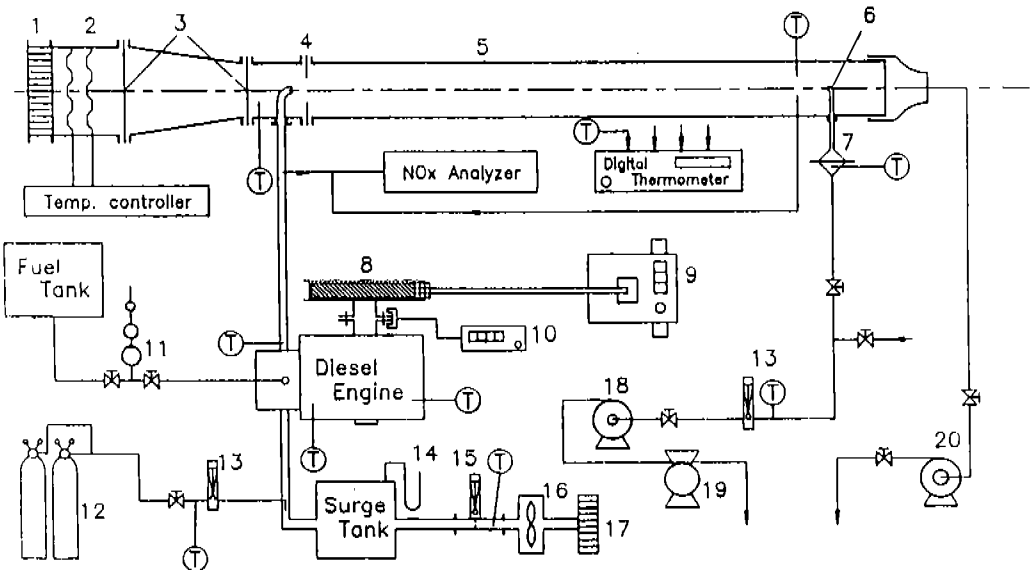
2.1 실험 장치

Fig.1은 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 수냉식 단기통 4 사이클 디젤

기관(Table 1), 기관의 부하조절을 위한 마찰동력계(Prony Dynamometer), 디젤유와 수소의 공급 및 소비량 측정장치, 연소용 공기의 공급 및 공기량 측정장치, 미립자상 물질의 배출농도

Table 1. Specification of Experimental Engine

Description	Specification
Type	4 Cycle Water Cooled Precombustion Chamber Diesel Engine
No. of Cylinder	1
Piston Displacement	0.358 liter
Bore × Stroke	78 × 75 [mm]
Compression Ratio	24.9
Rated Power	5/2200 [PS/rpm]
Maximum Power	6/2400 [PS/rpm]
Injection Timing	BTDC 10°
Fuel Injection Pressure	13.73 MPa
Injection Nozzle	Pintle Nozzle [1×φ1mm]



1. Dilution Air Filter 2. Heater 3. Mixing Mesh 4. Mixing Orifice 5. Dilution Tunnel 6. Particulate Sampling Probe 7. Filter Holder 8. Prony Dynamometer 9. Digital Balance 10. Digital Tachometer 11. Fuel Metering Device 12. Hydrogen Bomb 13. Flowmeter 14. Manometer 15. Orifice Type Flowmeter 16. Suction Air Blower 17. Suction Air Filter 18. Suction Pump 19. Gas Meter 20. Dilution Tunnel Blower

Fig.1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

(mg/m³)를 측정하기 위한 Dilution Tunnel, Tunnel 내에서 배기가스의 희석비(Dilution Ratio) 결정을 위한 NOx 농도(ppm) 측정장치, 온도 측정을 위한 Digital Thermometer 등으로 구성된다.

2.2 실험 장치

디젤 기관은 시동후 약 1시간 정도 운전하여 윤활유 온도의 변화를 기준으로 정상 운전상태임을 확인한 후 실험을 시작하였다. 연료는 기관의 회전속도 및 출력이 일정한 상태에서 수소의 공급량을 단계적으로 증가시킴에 따라 디젤유의 공급량을 감소시켰으며, 이때 수소공급량의 변화에 따른 영향을 측정하였다.

기관의 흡기량은 오리피스 유량계에 의해 측정하였고 Surge Tank를 거쳐 기관에 공급되었으며 유량계의 설치로 인한 충전효율의 감소를 방지하기 위하여 유량계 입구측에 Blower를 설치하였다. 흡기관으로 공급되는 수소는 흡기의 역방향으로 분입시켜 흡기와 혼합을 양호하게 하였다. 디젤유는 용적식 유량계에 의해, 수소는 Bubble Meter로 보정한 면적식 유량계에 의해 각각 연료소비량을 계측한 후 열량으로 환산하고 합산하여 비에너지소비율(kcal/psh)을 구하였다. 그리고 에너지대체율(Fractional Hydrogen Energy Input)은 기관이 소정의 회전속도 및 부하에서 소비하는 디젤유 및 수소에 의한 총 공급 에너지 중 수소에 의해 공급되는 에너지의 비로 정의하여 구하였다. 즉,

에너지대체율 =

$$\frac{\text{수소에 의한 공급 에너지}}{\text{디젤유 및 수소에 의한 총 공급 에너지}} \times 100(\%)$$

기관으로부터의 배기는 EPA 규정⁸⁾에 준하여 내면이 매끄러운 내경 212mm의 배관용 Stainless Steel 304 Pipe로 제작된 혼합길이 3.2m의 Dilution Tunnel 내에 전량 분출된 후, Dilution Tunnel Blower에 의해 Tunnel 내에 흡인된 희석공기와 희석되어 대기중에 방출된 상태를 재현시키고, Gas Sampling Position에서 Isokinetic Particulate Samp-

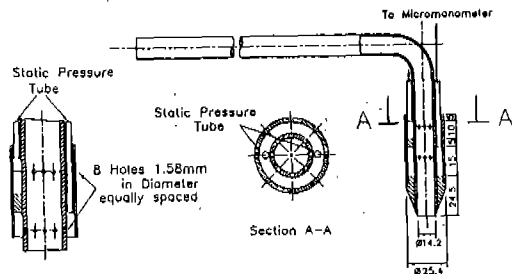


Fig.2 Particulate Sampling Probe

ling Probe(Fig2)에 의해 Filter Paper Holder로 흡인하여 미립자를 포집하였다.

이때 배기와 희석공기와의 혼합을 양호하게 하기 위해 2개의 Mixing Mesh와 Co-Current Mixing Orifice를 설치하였으며, 희석공기 가열용 Heater(4kW)의 Temperature Controller를 사용하여 희석배기의 온도를 39~42°C 범위에서 일정하게 유지하였다.

NOx Analyzer(Chemiluminizer, Columbia Scientific)를 이용하여 기관으로부터의 배기 및 Tunnel내의 희석배기 중의 NOx 농도를 측정 후 배기의 희석비를 구하였으며, Particulate Sampling Probe에 의해 흡인한 희석배기의 유량을 측정하고 이때 Filter Paper(90×90, Micro-glass Fiber Filter)에 포집된 미립자의 중량(수분에 의한 영향을 없애기 위해 포집 전후 90°C로 24시간 건조)을 미량천칭(Shimadzu, Readability 0.1mg)으로 측정하여 다음식에 의하여 기관 배기 중의 미립자상 물질의 배출농도(mg/m³)를 산출하였다.

$$\text{희석비(Dilution Ratio) DR} = \frac{C_{exh} - C_{air}}{C_{mix} - C_{air}}$$

C_{exh} : 배기중의 NOx농도(ppm)

C_{mix} : 희석배기중의 NOx농도(ppm)

C_{air} : 공기중의 NOx농도(ppm)

미립자 배출 중량농도

$$C_p = \frac{M_s}{V_s} \cdot DR \cdot (273 + T_m) / 293 \text{ (mg/m}^3\text{)}$$

- M_s : 포집된 미립자 중량(mg)
- V_s : 샘플링한 희석배기 체적(m^3)
- DR : 희석비
- T_m : 혼합온도

이때 희석비는 Dilution Tunnel Blower의 입출구 밸브를 조정하여 14~16 범위에서 일정하게 유지하였다.

각부의 온도는 K-type의 열전대를 설치하고 Digital Thermometer에 의하여 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 공기과잉율 및 배기온도의 변화

Fig.3은 1700rpm에서 에너지대체율(Fractional Hydrogen Energy Input)의 증가에 따른 공기과잉율(Excess Air Ratio) 및 배기온도(Exhaust Gas Temperature)의 변화를 각 부하별로 나타낸 것이다. 공기과잉율은 에너지대체율의 증가에 따라 각 부하에서 모두 감소하였는데 이것은 수소공급량이 증가함으로써 실린더내 흡기량의 감소와 함께 수소의 단위 중량당의 연소에 필요한 공기량이 디젤유보다 많기 때문이다. 배기온도는 에너지대체율의 증가에 따라 각 부하에서 모두 상승하였는데 이는 공기과잉율의 감소로 인한 공기 잠열 손실의 저감 및 수소의 단열 화염 온도가 디젤유보다 높기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.4는 75% 부하에서 에너지대체율의 증가에 따른 공기과잉율 및 배기온도의 변화를 각 rpm 별로 나타낸 것으로 공기과잉율은 그 변화 경향이 각 rpm에서 모두 유사하였고 배기온도는 rpm의 증가에 따라 상승하였다.

3.2 미립자상 물질의 배출농도 변화

Fig.5는 1700rpm에서 에너지대체율의 변화에 따른 기관으로부터의 미립자상 물질의 배출농도(Particulate Concentration) 변화를 각 부하별로 나타낸 것으로서, 각 부하에서 모두 에너지대체율의 증가에 따라 미립자상 물질의 배출농도가 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보였는데, 이

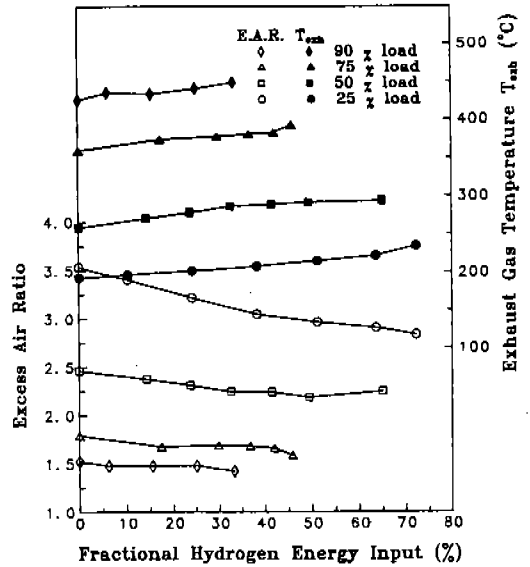


Fig.3 Variation of Excess Air Ratio and Exhaust Gas Temperature According to Fractional Hydrogen Energy Input at 1700rpm.

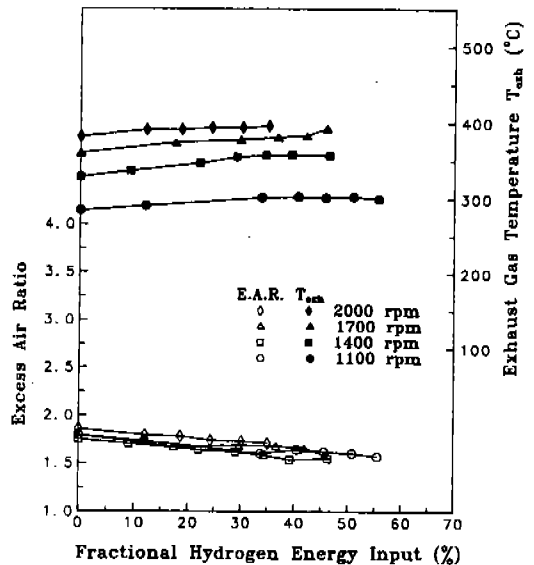


Fig.4 Variation of Excess Air Ratio and Exhaust Gas Temperature According to Fractional Hydrogen Energy Input at 75% Load.

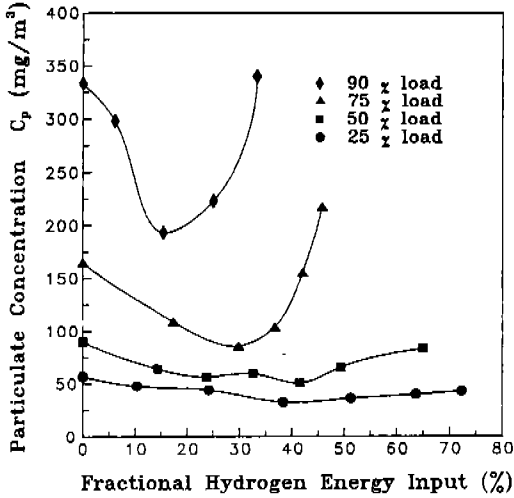


Fig.5 Variation of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 1700rpm.

것은 각 부하마다 미립자 배출농도를 최소로 하기 위한 최적의 에너지대체율이 존재한다는 것을 의미한다. 이와 같은 경향은, 연소실 내에서 디젤유와의 혼소에 참여하는 수소량이 적당량일 때는 수소에 의한 실린더내 혼합연료의 연소성 향상과 함께 디젤 연료분자가 산화 및 열분해 과정을 경과하면서 출현하는 중간생성물의 탈수소 축·중합반응이 억제됨으로써⁹⁾ Soot의 생성량이 감소되지만, 디젤유와의 혼소에 참여하는 수소량이 너무 많아지면 분사된 초기 디젤유가 자발화온도가 수소보다 낮기 때문에 먼저 착화된 후 연소속도가 빠른 수소의 급속한 후속 예혼합 연소로 인하여 연소실내 산소가 일차적으로 먼저 소비되므로 이후 분사되는 디젤유의 연소반응에 필요한 산소량의 감소로 오히려 디젤유의 연소가 불리하게 되어 Soot의 생성량이 증가하기 때문인 것으로 생각된다.

3.3 미립자상 물질의 상대배출농도 및 비에너지소비율의 변화

Fig.6은 1100rpm에서 에너지대체율 0%일 때의 미립자상 물질의 배출농도를 기준으로 한 미립자상 물질의 상대배출농도(Relative Value of Particulate Concentration)와 비에너지소비율(Specific

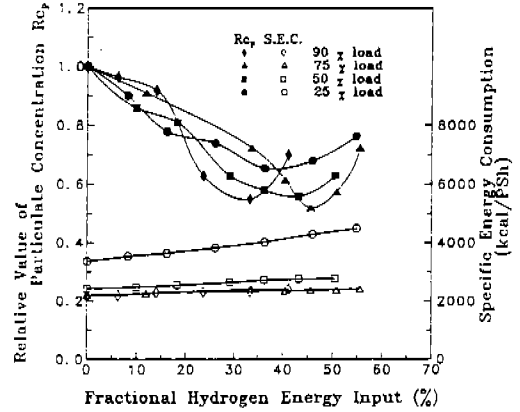


Fig.6 Variation of Specific Energy Consumption and Relative Value of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 1100rpm.

Energy Consumption)의 변화를 에너지대체율의 변화에 따라 각 부하별로 나타낸 것이다. 미립자상 물질의 상대배출농도는 25, 50, 75, 90% 부하에서 각각 0.65, 0.56, 0.52, 0.55가 최소치였다. 비에너지소비율은 각 부하에서 모두 에너지대체율이 증가함에 따라 증가하였는데, 이것은 디젤유보다 자발화온도가 높은 수소의 유입에 의해 착화시연기간이 길어짐으로써¹⁰⁾ 착화성이 불량해진 상태에서, 착화시 수소의 빠른 연소속도 영향으로 일시에 급격히 폭발하여 노킹이 발생했기 때문인 것으로 생각된다. 수소의 공급 초기부터 경미한 노킹음 및 기관 진동이 발생한 것이 이를 뒷받침해 주며, 따라서 수소 혼소 디젤 기관의 경우 노킹 방지 및 비에너지소비율의 개선을 위해서는 디젤유의 분사시기 및 기관의 압축비등도 조정하여야 할 필요가 있음을 알 수 있다. 미립자상 물질의 상대배출농도가 최소일 때의 최적 에너지대체율은 그 범위가 33~46%였다.

Fig.7, Fig.8, Fig.9는 각각 1400, 1700, 2000rpm에서 에너지대체율의 변화에 따른 미립자상 물질의 상대배출농도 및 비에너지소비율의 변화를 각 부하별로 나타낸 것으로서 모두 1100rpm의 경우와 유사한 경향을 나타냈으나, 최적 에너지

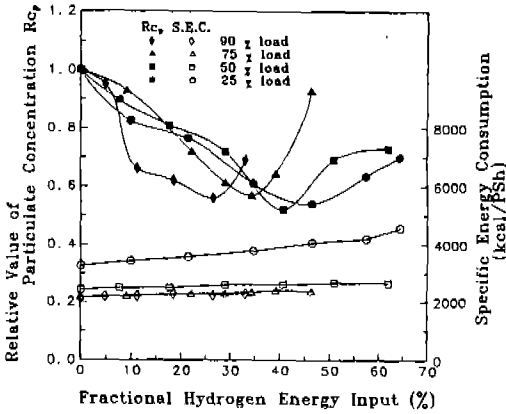


Fig.7 Variation of Specific Energy Consumption and Relative Value of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 1400rpm.

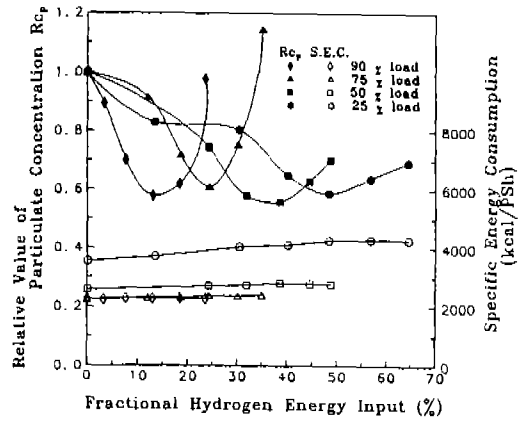


Fig.9 Variation of Specific Energy Consumption and Relative Value of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 2000rpm.

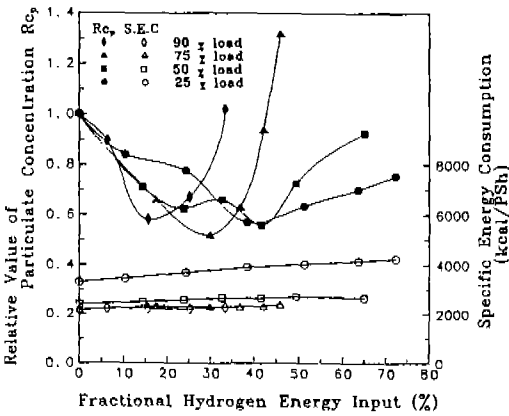


Fig.8 Variation of Specific Energy Consumption and Relative Value of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 1700rpm.

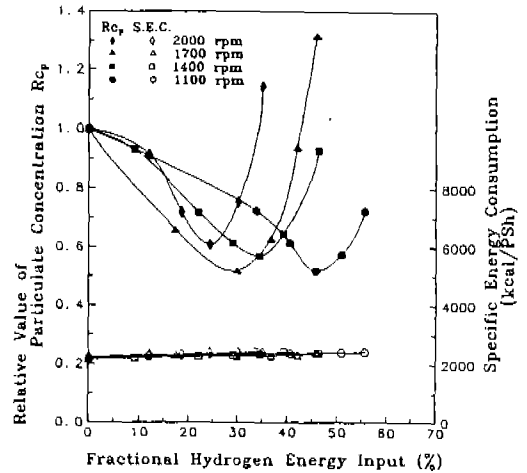


Fig.10 Variation of Specific Energy Consumption and Relative Value of Particulate Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input at 75% Load.

대체율은 1400, 1700, 2000rpm에서 그 범위가 각각 27~46%, 15~41%, 13~48%로서 rpm이 증가할 수록 그 범위가 확장되었다. 미립자상 물질의 상대배출농도는 최소치가 0.52~0.61 범위였다.

Fig.10은 75% 부하에서 미립자상 물질의 상대 배출농도 및 비에너지소비율의 변화를 각 rpm 별로 나타낸 것으로서, 동일 부하에서 rpm의 증가에 따라 최적 에너지대체율이 감소하는 것을

볼 수 있으며, 비에너지소비율의 변화 경향은 rpm이 변하여도 거의 변화가 없었다.

3.4 미립자상 물질의 배출농도가 최소시의 최적 에너지대체율의 변화

Fig.11은 기관 회전속도(rpm)의 변화에 따라 미립자 배출농도가 최소가 되는 최적 에너지대

체율의 변화를 각 부하별로 나타낸 것이다. 25% 부하에서는 rpm의 변화에 따라 최적 에너지대체율의 변화가 경향성은 없으나 대략 36~48% 범위였고, 50% 부하에서는 다소 감소하는 경향으로 39~43% 범위였다. 75% 및 90% 부하에서는 rpm의 증가에 따라 최적 에너지대체율의

감소경향이 현저하였고 그 최소치는 75% 및 90% 부하에서 각각 24%, 13%를 나타내었다. 즉 최적 에너지대체율은 회전수 및 부하의 증가에 따라 감소하는 경향을 보였다.

3.5 NOx 배출경향

Fig.12는 1700rpm에서 에너지대체율의 증가에 따른 NOx 배출농도의 변화를 각 부하별로 나타낸 것으로서 25% 및 50% 부하에서는 NOx의 배출농도가 에너지대체율의 증가에 따라 감소하였으나 75% 및 90% 부하에서는 증가하였다.

에너지대체율의 증가 즉 연소실내 수소 유입량의 증가에 따라 배기가스가 온도가 상승하는 것(Fig.3)으로 볼 때 수소 유입에 의해 연소실내의 온도도 상승하는 것으로 판단된다. 그런데 저부하(25%, 50%)에서는 수소 유입에 의한 연소실내의 온도상승이 Thermal NOx의 생성에 큰 영향을 미칠 만큼은 아니기 때문에 온도에 의한 Thermal NOx의 생성량은 무시할 수 있지만, 수소의 유입에 따라 디젤유 분사량이 감소하므로 Fuel NOx가 감소하며 또한 실린더내 산소농도도 감소하므로 이것의 영향을 지배적으로 받기 때문에 엔진으로부터의 NOx 배출농도는 감소하는 것으로 생각된다.

그러나, 고부하(75%, 90%)에서는 수소 유입량의 증가에 따라 연소실내의 온도가 Thermal NOx의 생성이 활발해지는 온도까지 상승하여 이의 영향을 지배적으로 받기 때문에 디젤유 분사량의 감소로 인한 Fuel NOx의 감소와 실린더내 산소농도의 감소에도 불구하고 기관으로부터의 NOx 배출농도는 증가하는 것으로 생각된다. 그리고 90% 부하시가 75% 부하시보다 NOx 배출농도가 낮은 것은 본 실험에 사용된 디젤 기관의 연소실이 예연소실식이기 때문에 고부하영역에서 부하의 증가 즉 디젤유 분사량의 증가로 예연소실내에 연료과농부가 형성되어 이의 영향을 받기 때문인 것으로 생각된다.

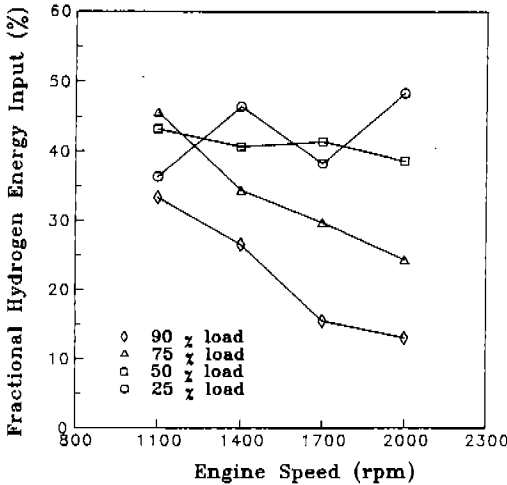


Fig.11 Variation of Optimum Fractional Hydrogen Energy Input for the Lowest Particulate Concentration According to Engine Speed(rpm) and Load.

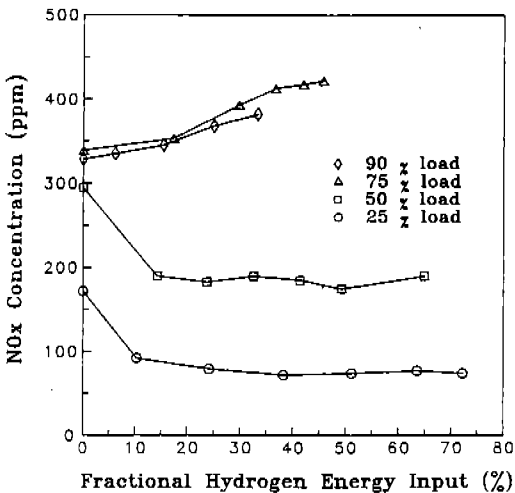


Fig.12 Variation of NOx Concentration According to Fractional Hydrogen Energy Input and Load at 1700rpm.

4. 결 론

본 연구는 예연소실식 4 행정사이클 디젤 기

관의 실린더내에 수소를 흡기와 예혼합하여 흡입한 후 디젤유와 혼소시킬 때 기관의 회전속도 (rpm), 기관의 부하 및 수소에 의한 에너지대체율 등의 실험변수가 기관의 공기과잉율, 배기온도, 에너지소비율 등의 기관성능과 미립자상 배출물질을 중심으로 한 NOx 등의 배출특성에 미치는 영향을 실험적으로 규명한 것으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

참 고 문 헌

- 1) 공기과잉율은 에너지대체율의 증가에 따라 기관의 각 실험운전조건에서 모두 감소하였고 배기온도는 상승하였다.
- 2) 수소의 혼소에 의해 기관의 각 실험운전조건에서 모두 경미한 노킹이 발생하였고 이로 인하여 비에너지소비율이 증가하였다.
- 3) 기관의 각 실험운전조건마다 미립자상 물질의 배출농도를 최소로 하기 위한 최적의 에너지대체율이 존재하며, 그 값은 25% 부하에서는 기관회전속도의 변화에 따라 변화의 경향성은 없었으나 36~48% 범위였고, 50% 부하에서는 다소 감소하는 경향으로서 39~43% 범위였으며, 75% 및 90% 부하에서는 기관의 회전속도 및 부하의 증가에 따라 감소하였고, 각각 24~46%, 13~33% 범위였다.
- 4) 미립자상 물질의 최소 배출농도는 최적의 에너지대체율에서 디젤유만에 의한 운전시의 배출농도를 기준으로 할 때 그 범위가 0.52~0.65였다.
- 5) NOx 배출농도는 에너지대체율의 증가에 따라 저부하(25%, 50%)에서는 감소하였으나 고부하(75%, 90%)에서는 증가하였다.
- 6) 이상에서 디젤기관에서의 수소 혼소가 미립자상 물질의 배출저감에는 상당한 효과가 있으나 비에너지소비율, 노킹 발생, 고부하시 NOx 배출량 등의 면에 있어서는 오히려 불리하므로 기관의 압축비, 디젤유 분사시기 등의 변수를 추가하여 보다 복합적인 실험을 행할 경우 그 단점을 개선할 수 있으리라 생각된다.

1. 志賀聖一外 2人, “噴射壓力履歷の非定常性がデトール噴霧の特性に及ぼす影響(噴射壓力の高壓化に伴う大氣ふ圍氣中の噴霧學動).” 日本機械學會論文集(B編), 53卷 488號, pp.1443-1451, 1987.
2. S. L. Plee, T. Ahmad, and J. P. Myers, “Flame Temperature Correlation for the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Particulate and NOx Emissions.” SAE Paper 811195, 1981.
3. Bertrand D. Hsu, “Combustion of Water-in-Diesel Emulsion in an Experimental Medium Speed Diesel Engine.” SAE Paper 860300, 1986.
4. Angelo De Vita, “Multi-cylinder D.I. Diesel Engine Tests with Unstabilized Emulsion of Water and Ethanol in Diesel Fuel.” SAE Paper 890450, 1989.
5. 趙康來, 金良均 外 5名, “LPG 混合燃焼에 의한 市内버스 煤煙低減研究.” 國立環境研究院, 1988.
6. Hill P. G. and Ding, Xianhua, “Emissions and Fuel Economy of a Prechamber Diesel Engine with Natural Gas Dual Fuelling.” SAE Paper 890069, 1989.
7. 米谷宏明, 福谷 格, “ハイブリッド燃焼エンジンに關するの研究, 一豫混合ガソリン吸入・デター燃料噴射高壓縮エンジン”, 内燃機關, Vol. 31 NO.393, July, 1992.
8. Environmental Protection Agency, “Standard for Emission of Particulate Regulation for Diesel-Fueled Light-Duty Vehicles and Light-Duty Trucks”, Federal Register Vol.45, pp. 14509-14515, 1980.
9. John B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals.” pp.626-647, McGraw-Hill, 1989.
10. Ole Bjorn Nielsen, Bjorn Qvale and Spencer Sorenson, “Ignition Delay in the Dual Fuel Engine.” SAE Paper 870589, 1987.