

폐식용유를 이용한 소형 디젤기관의 성능 Performances of the Used Frying Oil on a Small Diesel Engine

| | | |
|-----------|-------------|-----------|
| 김성태 | 정형길 | 김영복 |
| 정회원 | 정회원 | 정회원 |
| S. T. Kim | H. K. Chung | Y. B. Kim |

SUMMARY

This study was carried out to investigate the usability of the used frying oil, which was extracted from soybean, as one of the alternative fuel of a small diesel engine. For the experiment, NO. 2 diesel oil [D], used frying oil [UF], and their volumetric blends were applied and analysis of the properties and compositions of the experimental fuels were conducted. A four cycle diesel engine with single cylinder, water cooling system, maximum output 8.1 kW/2,200 rpm was selected and a direct injection chamber and a precombustion chamber were attached alternately.

The results obtained were as follows:

1. Engine power (BHP) were increased from 4.13~4.27 kW to 9.08~9.15 kW for diesel oil, from 4.05~4.19 kW to 8.44~8.92 kW for UF, and from 4.01~4.48 kW to 8.69~9.16 kW for blend fuel, as the engine speed increased from 1,000 rpm to 2,200 rpm. The BHP in case of the direct combustion chamber were fluctuated higher than those of the pre-combustion chamber.
2. With the engine speed increased, torque of the engine were increased from 39.50~40.80 N·m to 42.89 N·m, then decreased to 39.44~39.77 N·m for diesel oil, and increased from 38.73~40.04 N·m to 40.12~40.82 N·m then decreased as 36.53~38.76 N·m for UF. Torque of the blend fuels were increased from 38.75~41.76 N·m to 40.47~42.89 N·m then decreased to 37.73~39.78 N·m. There is no significant difference of torque between the type of combustion chambers.
3. The specific fuel consumption of the UF was increased about 20 percent depending on the engine speed variations. And in case of direct injection chamber, about 12 percent lower fuel consumption was observed than that of precombustion chamber.
4. NO_x emission of the UF was higher than that of diesel oil at above 1,800 rpm of the engine speed. In case of the direct injection chamber, NO_x emission was revealed higher about 59 percent than that of the precombustion chamber. depending on the range of the engine speeds.
5. Smoke emission was decreased in case of UF compared with diesel oil on direct injection chamber. When using precombustion chamber smoke emission was a little higher than that of the direct injection chamber were showed at the engine speed range.

This article was submitted for publication in February 2001; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in June 2001. The authors are S. T. Kim, H. K. Chung and Y. B. Kim at Gyeongsang National University. Corresponding author is Sung Tae Kim, Professor, Major of Agricultural Machinery Engineering, Gyeongsang National University, 900 Gaja-dong, Jinju City, 660-701, Korea. E-mail: <kimsungat@nongae.gsnu.ac.kr>

* Gyeongsang National University

6. At all the engine speed range, exhaust gas temperatures were decreased 2~3°C for UF used engine compared with those of the diesel oil. The exhaust gas temperature of the direct injection chamber was higher than that of the precombustion chamber by 72°C.
7. Unburnt materials remained in the cylinder in case of the pre-combustion chamber was smaller and softer than that of the direct combustion chamber.
8. The feasibility of the blend fuel B-1 and B-2 were verified as a direct combustion chamber was attached to the diesel engine, with respect to the power performance of the engine.

Keywords : Alternative fuel, Used fried oil, Engine performance.

1. 서 론

농용기관의 경우 순수 화석연료에 대한 대체연료의 개발을 목적으로 화석연료를 基油로 하고 알코홀, 식물유 등의 혼합유를 기관에 사용하는 연구가 상당히 진행되고 있다. 대체연료를 사용한 기관의 실험에서 제 성능을 확인하기 위해서는 연료의 물성분석을 거쳐 이 결과를 기관에 적용하여 연료로써의 사용가능성을 확인하거나, 예측과 다르게 나타나는 문제점을 찾아내어 이의 개선 방향을 모색하는 것이 일반적이다.

본 연구에서는 시중에서 튀김용으로 사용된 후 폐기된 콩기름을 원료로 한 폐식용유를 디젤기관의 대체연료로 사용하기 위한 연구의 일환으로, 폐식용유, 디젤유 및 그 혼합유에 대한 물성분석과 기관실험을 실시하였다. 연구에는 단기통 4사이클 농용디젤기관의 연소실의 형태, 회전수의 변동에 따라 나타나는 기관의 출력, 축토크, 연료소비율 등의 출력특성과 질소산화물(NOx), 매연(smoke)의 배출량과 배기가스의 온도 등의 배기특성을 분석하여 폐식용유의 사용이 가능한 기관 개발의 자료로 활용코자 하였다.

2. 재료 및 방법

실험에는 NO.2 디젤유(D), 폐식용유(UF)와, 또 이들을 체적비로 혼합한 B-1, B-2, 및 B-3 등의 혼합유를 시험연료로 하였는데, 폐식용유는 체거름을 실시, 불순물을 제거하여 사용하였다. 표 1은 실험연료를 정리한 것이다. 본 연구에서는 ASAE EP552(1996)에 기초를 두고 실험연료의 세탄지수, 동판부식도, 조성, 발열량, 점도, 유동점, 인화점, 비중, 잔류탄소 및 회분, 전산가 등을 측정하였고,

Table 1 List of the experimental fuels

| Symbol | Experimental fuels |
|--------|---------------------|
| D | NO. 2 Diesel oil |
| UF | Used frying oil |
| B-1 | Diesel 2/3 + UF 1/3 |
| B-2 | Diesel 1/2 + UF 1/2 |
| B-3 | Diesel 1/3 + UF 2/3 |

Table 2 Specifications of the tested engine

| Items | Specifications | |
|----------------------|------------------|----------------|
| | Direct injection | Pre-combustion |
| Combustion chamber | | |
| Bore × stroke (mm) | 92 × 95 | |
| Displacement (cc) | 631 | |
| Rated power (kW/rpm) | 5.9/2200 | |
| Max. output (kW/rpm) | 8.1/2200 | |
| Compression ratio | 19 : 1 | 22 : 1 |

각 연료의 증류특성을 분석하였다. 항목별로 실시한 연료의 물성 측정치는 한국석유품질검사소에 의뢰하여 분석한 결과와 비교 검토하였다.

실험에 사용한 기관은 수냉식 4사이클 단기통 디젤기관으로 최대출력은 8.1 kW/2,200 rpm이었는데, 표 2는 공시기관의 제원을 정리한 것이다.

기관의 회전수는 1,000 rpm부터 정격회전수인 2,200 rpm까지의 구간을 200 rpm씩 7단계에 걸쳐 교차밸브에 의한 유량조절로 실시하였으며, 연소실의 형식은 직접분사실식과 예연소실식으로 구분하여 기관의 성능을 조사하였다.

측정항목은 출력력, 토크, 연료소비율, 엔진오일의 온도 등의 출력특성과 NOx와 매연의 양, 배기

가스의 온도 등의 배기성능이었으며, 30시간 가동 후 기관을 분해하여 실린더와 피스톤 헤드부의 퇴적물을 검사하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 연료의 물성

실험연료의 물성분석은 실험실에서 일부 실시한 것과 한국 석유품질검사소에 의뢰하여 실시한 것을 종합하였다. 표 3은 이를 정리한 것이다.

(1) 세탄지수와 인화점

본 시험에 사용한 연료의 세탄지수를 환산하기 위해서 ASTM D4737에 의거, 다음 식을 이용하여 산출하였다.

$$CI = 45.2 + (0.0892)(T10n) + [0.131 + (0.910)(B)] [T50n]^2 + [0.0523 - (0.420)(B)][T90n] + [0.00049] [(T10n)^2 - (T90n)^2] + (107)(B) + (60)(B)^2$$

여기에서

CI : 세탄지수

T10 : 10%유출온도(°C), T10n : T10-215

T50 : 50%유출온도(°C), T50n : T50-260

T90 : 90%유출온도(°C), T90n : T90-310

D : 비중(15°C), DN : D-0.85

B : $[e^{(-3.5DN)}] - 1$

실험연료의 환산된 세탄지수는 디젤유는 47.4로 기준치 45보다 높았으며, 폐식용유 36.3, 또 혼합유의 세탄지수는 37.7~43.3으로, 기준치에 다소 미달하는 것으로 나타났다. 문헌분석 결과 디젤유의 세탄가는 40.0~59.0, 콩기름 혼합유의 세탄가는 25.1~45.8로 그 범위가 매우 넓었다.

연료의 저장과 수송상의 안전문제 때문에 D-2 디젤유의 인화점은 50°C 이상으로 규정하고 있다. 실험연료의 인화점은 경유 74°C, 혼합유 82~94°C, 또 UF의 인화점은 244°C로 높게 나타났다. 문헌에 의하면 디젤유의 인화점은 51.7~80°C, 콩기름은

Table 3 Physical properties of the experimental fuels

| Item | Test Method | D | UF | B-1 | B-2 | B-3 | Limit | |
|--------------------------------|-------------------------|------------|--------|--------|--------|--------|---------|---|
| Cetane index | ASTM D4737 | 47.38 | 36.34 | 43.30 | 41.59 | 37.66 | 45 < | |
| Copper corrosion (100/3h) | KSM2018-97 (ASTM D130) | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 > | |
| Composition (%) | C | ASTM D5291 | 86.21 | 76.87 | 82.68 | 80.1 | 79.5 | - |
| | H | ASTM D5291 | 13.21 | 12.0 | 13.1 | 12.5 | 13.8 | - |
| | N | ASTM D5291 | 0.13 | 0.15 | 0.15 | 0.15 | 0.15 | - |
| Higher calorific value (kJ/kg) | KSM2057-97 (ASTM D240) | 45,585 | 39,222 | 43,492 | 42,446 | 41,483 | - | |
| Viscosity (40°C, cSt) | KSM2014-95 (ASTM D445) | 3.628 | 39.19 | 7.876 | 11.78 | 17.63 | 2.0~5.8 | |
| Pour point (°C) | KSM2016-95 (ASTM D97) | -15.0 | 5.0 | -10.0 | -6.5 | -2.5 | -5 > | |
| Flash point (pm, °C) | KSM2010-94 (ASTM D93) | 74 | 244 | 82 | 85 | 94 | 50°C < | |
| Specific gravity (15/4°C) | KSM2002-96 (ASTM D287) | 0.8515 | 0.9203 | 0.8733 | 0.8856 | 0.8974 | - | |
| Carbon residue (10%) | KSM2017-96 (ASTM D524) | 0.001 | 0.56 | 0.18 | 0.26 | 0.34 | 0.2% > | |
| Ash (%) | KSM2004-95 (ASTM D482) | 0.001 | 0.03 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01% > | |
| Distillation (90%, °C) | KSM2031-95 (ASTM D1160) | 346.7 | 293 | 305 | 331 | 343 | 360°C > | |
| Acid number, Total (mg KOH/g) | KSM2004-95 (ASTM D664) | 0.01 | 0.72 | 0.29 | 0.38 | 0.54 | 0.40 > | |

179~325℃로 그 범위가 넓었다.

(2) 조성과 발열량

연료의 성분원소 가운데 탄소와 수소의 비율은 연료의 연소성능과 배기성능에 영향을 주는 것으로, 디젤유의 C : H의 비율은 86:13이었는데 비해, 폐식용유의 경우 77 : 12이었으며, 폐식용유의 함량이 감소할수록 C : H의 비율은 디젤유의 조성과 근접하였다. 발열량은 연료의 조성상 디젤유가 가장 많았으며, 폐식용유의 함량이 증가할수록 발열량은 감소하였는데, 디젤유 45,585 kJ/kg, 폐식용유 39,222 kJ/kg, 또 혼합유의 발열량은 41,483~43,492 kJ/kg로 나타났다. 문헌분석 결과 디젤유의 C : H의 비율은 86.0~86.7 : 13.0~13.5, 콩기름의 C : H의 비율은 76.5~77.6 : 11.7~13.3이었다. 또 디젤유의 발열량은 42,613~45,894 kJ/kg, 콩기름은 37,326~40,763 kJ/kg로, 사용연료에 따라 다소간의 차이가 있었다.

(3) 점도와 비중

점도분석결과 디젤유의 점도는 3.6 cSt로 추천 범위 안에 있었으나 폐식용유의 경우에는 약 39 cSt로 디젤유의 점도에 비하여 매우 높았으므로 연소실에서 분포성의 감소로 인한 출력의 저하와 잔류분의 퇴적이 예측되었으며, 혼합유의 점도는 7.0~17.6 cSt으로, 폐식용유의 함량이 증가할수록 점도도 증가하였다.

연료에 고비등점 물질이 많이 포함될수록 비중이 증가하며, 비중의 변화는 발열량, 완전연소에 필요한 공기량, 연료의 분사율 등에 영향을 준다. 그런데 폐식용유는 비중이 0.92로 높았으므로 용적당 발열량의 상승으로 출력의 상승 요소로도 예상되었지만, 연소에 필요한 공기량은 경유에 비하여 낮고 매연 배출은 감소할 것으로 예측되었다. 혼합유의 비중은 0.87~0.89로, 폐식용유의 함량이 증가할수록 디젤유의 비중 0.85에 접근하였다.

(4) 10% 잔류탄소와 회분

10%잔류탄소량은 시료에 대한 무게비 0.2% 이하로 제한하는데 이는 잔류탄소가 많으면 연소실에 카본이 퇴적되는 원인이 될 수 있기 때문이다. 폐식용유와 혼합유의 경우 0.18~0.56%로 디젤유의 0.001%에 비하여 10% 잔류탄소의 양이 매우 높게

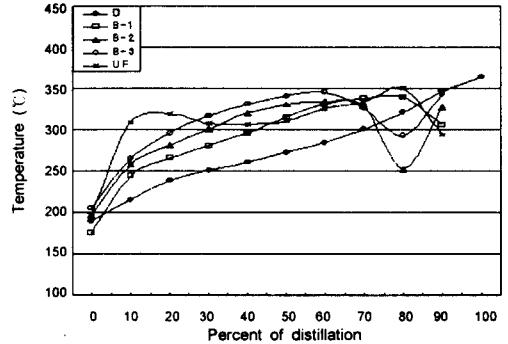


Fig. 1 Distillation curves of the experimental fuels.

나타나, 이들의 연소시 연소실내의 탄소 침전물 발생과 장기간 사용시 분사노즐 막힘현상의 발생이 예측되었다.

실험연료의 경우, 디젤유와 혼합유의 회분 함량은 0.01%로 양호하였으나 폐식용유의 경우에는 0.03%로 높게 나타났다.

(5) 증류곡선

그림 1은 본 연구에 사용된 연료의 증류곡선으로, 디젤유(D)의 초류점은 189.3℃, 10%점 215.2℃, 50%점 272.3℃ 또 90%점은 346.1℃로 점증하여 종점(end point, EP) 364℃에서 증류가 마감되었다. Schumacher 등(1995)의 연구에서는 디젤유의 초류점 190.0℃, 10%점 212.4℃, 50%점 258.9℃, 90%점은 313.9℃. 또 종점은 342.8℃로 나타났는데, 이 차이는 연료의 조성의 차이에서 기인한 것으로 사료된다.

폐식용유(UF)의 초류점은 196.5℃, 10%점 308.4℃, 50%점 310.2℃. 또 90%점은 293.1℃이었으며, 혼합유의 초류점은 174.2~204.5℃, 10%점 243.0~264.7℃, 50%점 314.7~340.3℃, 또 90%점은 305.4~343.0℃로, 폐식용유의 함량 증가에 따라 각개의 증류점은 상승하였다. 폐식용유의 경우, 20%점 318.6℃과 80%점 350.2℃을 정점으로 40%점 305.3℃, 90%점 293.1℃까지 내려가는 경향을 보였다. 이는 폐식용유에는 상당량의 유기물이 용해되어 있어 이들이 가열되면서 분해 등 흡열작용을 일으키므로 일시적으로 부분적인 온도강하의 현상으로 나타나는 것으로 판단된다. 이와 같은 부분적 증류온도 강하현상은 폐식용유를 함유한 모든 연료

에서도 나타났으며, Scholl 등¹⁸⁾의 연구 중 공기름의 경우에서도 10%점에서의 부분적인 온도강화 현상이 나타났다.

폐식용유와 이를 함유한 시험연료의 중점의 측정은 불가능하였다. 이는 고비등점 물질이 함유된 식물유의 경우 잔류분에 대한 증류 가열량이 과다해지기 때문으로 믿어지는데, Scholl 등의 공기름의 증류곡선에서도 80% 이상의 부분에 관해서는 증류점을 측정하지 못했고 또 식물유에 대한 증류 특성 분석을 수행한 대부분의 연구에서도 80~90% 증류점 이하의 측정치만 나타낸 것도 같은 이유였던 것으로 보인다.

폐식용유의 증류점이 공기름의 증류점보다 훨씬 낮았던 것은 폐식용유의 경우 수차례 가열로 인한 조성의 변화를 예상할 수 있으나 여기에 대해서는 보다 심층적인 연구를 필요로 한다.

나. 기관의 출력성능

(1) 기관의 출력

기관의 회전수 변화에 따른 기관의 출력을 연소실의 형식과 연료의 종류별로 측정하였다. 그림 2에서와 같이 출력은 연료의 종류나 연소실의 형식에 무관하게 회전수의 증가에 따라 거의 직선적으로

로 증가하는 경향을 나타냈다. 또 그 차이는 미소하였으나 폐식용유와 혼합유에서의 출력은 디젤유에 비해 낮게 나타났다.

직접분사실식의 경우 회전수가 1,000 rpm에서 2,200 rpm으로 증가함에 따른 출력의 변화를 살펴보면, 디젤유의 경우 4.27 kW에서 9.08 kW로, 폐식용유의 경우 4.19 kW에서 8.92 kW로 증가하였으며, 혼합유의 경우 4.05~4.48 kW에서 8.69~9.16 kW로 각각 증가하였다. 곧 혼합유 B-1의 경우는 디젤유에 비하여 출력이 0.4% 높게 나타났으나, B-2의 경우에는 2.4%, B-3의 경우 3.3%, 또 UF의 경우 3.2% 정도 디젤유의 출력보다 낮게 나타났다.

예연소실식에서는 디젤유의 경우 4.13 kW에서 9.15 kW로, 폐식용유의 경우 4.05 kW에서 8.44 kW로 증가하였으며, 혼합유의 경우 4.01~4.21 kW에서 8.78~8.89 kW로 각각 증가하였으며, 두 연소실식 모두에서 디젤유를 사용했을 때가 폐식용유 사용시보다 0.23~0.41 kW 만큼 높게 나타났다.

연료별로는 폐식용유 6.0%, B-1 1.8%, B-2 2.8%, B-3의 경우 4.1%만큼 디젤유의 출력에 비해 낮게 나타났다. 그러나 연료별 출력의 차이는 5% 미만으로 매우 작았는데, 이것은 폐식용유의 발열량은 디젤유의 86%에 불과하지만 비중과 전반적인 증류온도가 높은 高沸点溜分, 즉 무거운 탄화수소

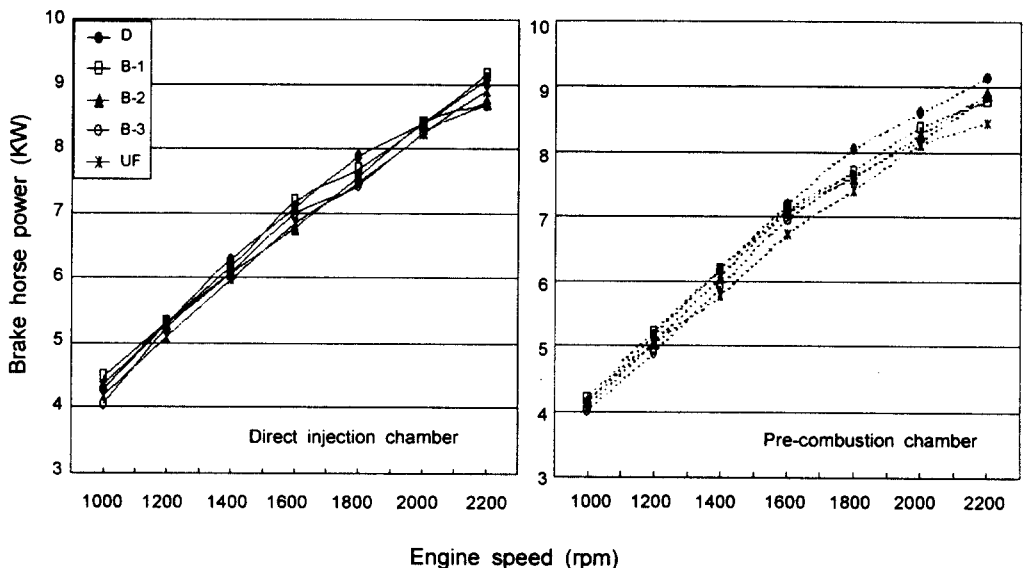


Fig. 2 Variations of the brake horse power (BHP).

성분을 많이 함유하여 기관출력을 증대시켜 디젤유를 사용했을 때의 출력과 비슷하게 나타난 것으로 판단된다.

본 실험의 경우 연소실간의 출력을 비교해 보면, 직접분사실식에서의 출력이 예연소실식의 경우에 비해 약간 높게 나타났으나 그 차이는 매우 작았다. 따라서 기관의 출력은 연소실의 종류보다는 연료의 조성에 좌우되는 것으로 판단된다.

(2) 축토크

그림 3은 기관회전수의 변화에 따른 축토크의 변화를 연소실별로 나타낸 것이다. 축토크는 일정 회전수까지는 증가하다가 감소하는 경향을 나타냈으며, 회전수에 따라 연료별, 연소실별 축토크의 차이가 증감되어 일반적인 비교는 어려웠다. 또 변화 경향이 일정하지는 않았으나 두 연소실식 모두에서 디젤유의 축토크가 가장 높았으며, 폐식용유의 함량이 증가하면 축토크는 점감되었다.

직접분사실식의 경우 대부분의 연료에서 회전수 1,400~1,600 rpm까지는 축토크가 증가하다가 그 이상으로 회전수가 증가하면 축토크는 감소하였는데, 디젤유는 40.80 N·m에서 42.89 N·m까지 증가하다가 39.33N·m로 감소하였으나, 폐식용유의 경우는 40.04N·m에서 40.82N·m까지 미량 증가하다가 38.76 N·m로 감소하였으며, 혼합유의 경우 38.75~41.76 N·m에서 41.69~42.25 N·m까지 증가

하다가 37.73~39.78 N·m로 감소하였다. 이는 디젤유 사용시의 축토크에 비해 UF는 95~99%, 혼합유는 95~102%로 나타났다.

예연소실식의 경우 직접분사실식의 경우에서와 비슷하게 회전수 1,600 rpm까지는 축토크가 증가하다가 그 이상의 회전수에서는 축토크가 감소하였다. 디젤유는 39.50 N·m에서 42.89 N·m까지 증가하다가 39.73 N·m로 감소하였으며, 폐식용유의 경우에는 38.73 N·m에서 40.12 N·m까지 증가하다가 36.53 N·m로, 디젤유보다 0.8~3.4 N·m 만큼 낮은 범위에서 감소하였다. 혼합유의 경우 38.35~40.21 N·m에서 40.47~42.89 N·m까지 증가하다가 38.12~38.46 N·m로 감소하였다. 이는 디젤유의 축토크에 비해 폐식용유는 91~98%, 혼합유는 95~102%이었던 것으로 나타났다.

변화 경향이나 연료간 차이가 일정하지는 않았으나 두 연소실식 모두에서 디젤유의 축토크가 가장 높았으며, 폐식용유의 함량이 증가하면 축토크는 점감되었다. 연소실간의 축토크를 비교해보면, 직접분사실식에서의 축토크가 예연소실식의 경우에 비해 0.5 N·m 정도 높게 나타났으나 그 차이는 크지 않았으며 회전수 1,600 rpm 이상의 중고속에서는 예연소실식-디젤유 경우의 축토크가 가장 높았고, 직접분사실식-디젤유, 예연소실식-폐식용유, 직접분사실식-폐식용유의 순서로 낮아졌다.

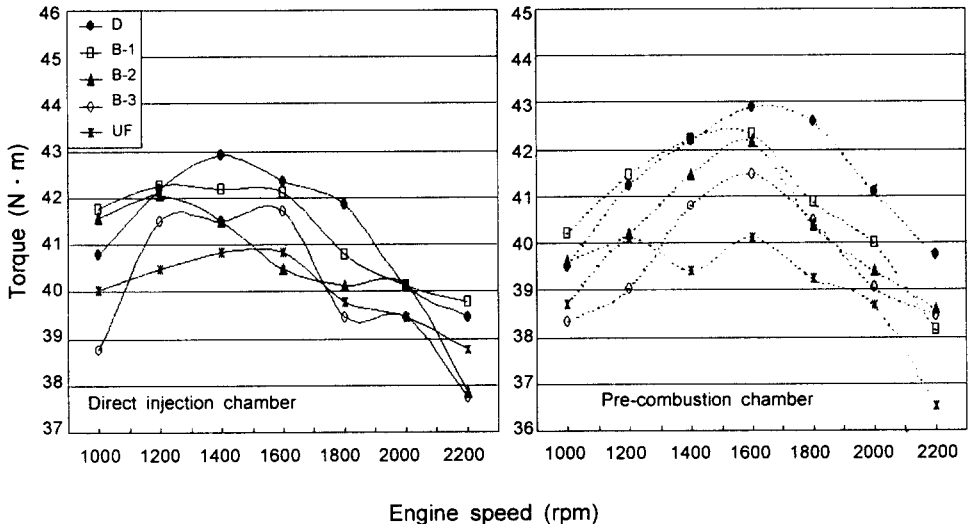


Fig. 3 Variations of the engine torque.

(3) 연료소비율

그림 4는 기관회전수의 변화에 따른 연료소비율의 변화를 연소실별로 나타낸 것이다. 기관의 회전수 변화에 따른 기관의 제동연료소비율(이하 연료소비율)의 변화는 회전수의 증가에 따라 어느 범위까지는 감소하다가 다시 증가하는 경향을 나타내었다.

직접분사실식의 경우 회전수의 증가에 따른 연료소비율의 변화를 살펴보면, 디젤유의 경우 348.4 g/kW·hr에서 316.7 g/kW·hr로 감소한 후 334.7 g/kW·hr까지 증가하였고, 폐식용유의 경우 442.4 g/kW·hr에서 381.0 g/kW·hr로 감소한 후 412.5 g/kW·hr까지 증가하였다. 또 혼합유의 경우에는 373.5~g/kW·hr에서 331.7~361.5 g/kW·hr로 감소한 후 359.8~395.6 g/kW·hr까지로 증가하였다. 연료별로 소비율이 가장 낮았던 회전수는 디젤유의 경우 1,400 rpm, 폐식용유의 경우 1,800 rpm이었으며, 혼합유의 경우는 1,600 rpm이었다.

디젤유를 사용했을 경우의 연료소비율에 비해, 폐식용유의 경우 21.7%, 혼합유 B-1의 경우 7.0%, B-2의 경우 7.8%, B-3의 경우 15.9% 만큼 디젤의 경우 보다 높게 나타났다.

예연소실식의 경우 연료소비율의 변화를 살펴보면, 디젤유의 경우 377.1 g/kW·hr에서 351.4 g/kW·hr로

감소한 후 376.5 g/kW·hr 까지 증가하였고, 폐식용유의 경우 450.5 g/kW·hr에서 42.3 g/kW·hr 로 감소한 후 448.4 g/kW·hr 까지 서서히 증가하였다. 또 혼합유 B-1의 경우에는 394.8~440.4 g/kW·hr에서 366.7~402.6 g/kW·hr 로 감소한 후 404.6~411.7 g/kW·hr 까지 증가하였다. 연료별로 소비율이 가장 낮았던 회전수는 디젤유의 경우 1,800 rpm, 폐식용유의 경우 1,200 rpm이었으며, 혼합유 B-1의 경우 1,600 rpm, B-2과 B-3의 경우 1,800 rpm이었다.

디젤유를 사용시의 연료소비율에 비해, 폐식용유의 경우 18.9%, 혼합유 B-1의 경우 5.3%, B-2의 경우 6.6%, B-3의 경우 14.0% 만큼 디젤의 경우 보다 각각 높게 나타났다.

전체적으로 예연소실식의 경우에 직접분사실식에서의 연료소비율보다 약 8.2% 높게 나타났으며, 식용유의 첨가 비율에 따른 연료소비율 상승효과가 높게 나타났다. 즉 식용유의 혼합비율이 높아짐에 따라 연료소비율은 증가하였는데 이것은 디젤유보다 식용유의 발열량이 낮고 비중이 높아 연소실 내에서의 분포성이 낮아지기 때문으로 믿어진다.

연소실간의 연료소비율을 비교해보면, 직접분사실식에서의 연료소비율이 예연소실식의 경우에 비해 낮게 나타났다. 따라서 연료소비율의 측면에서

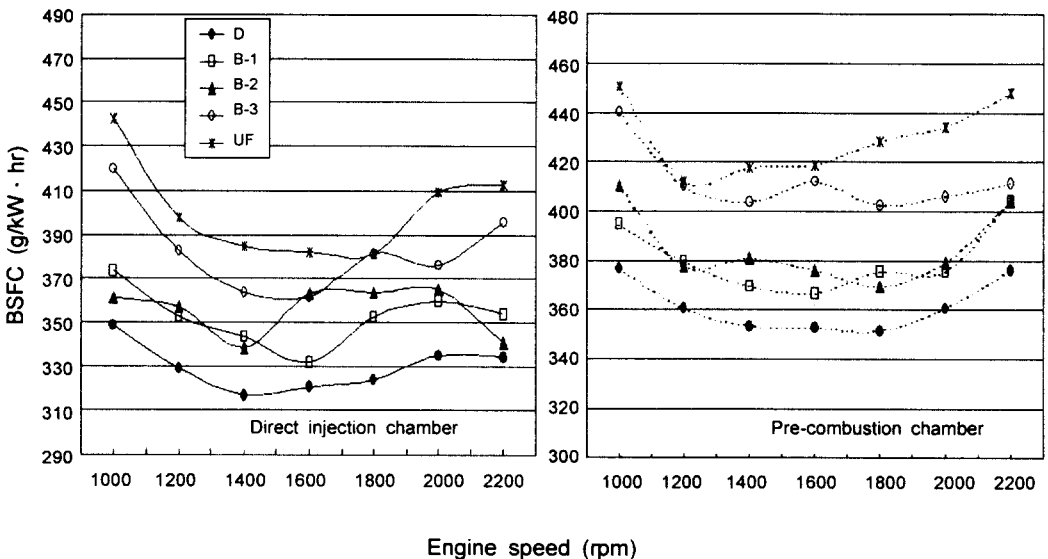


Fig. 4 Variations of the brake specific fuel consumption(BSFC).

는 연소실의 종류와 연료의 첨가 비율이 동시에 고려되어야 할 것으로 사료된다.

다. 기관의 배기성능

연료의 조성상 폐식용유와 혼합유에서의 탄소의 양은 경유에 비하여 적으나, 폐식용유는 含酸素物 이므로 일산화탄소의 배출량은 경유에 비하여 다소 높을 것이며, 배기가스의 탄화수소의 양은 감소할 것으로 예상하였다. 그리고 폐식용유는 경유에 비해 질소가 많고 산소를 함유하고 있으므로 NOx의 다량 발생을 예측할 수 있었으며, 상대적으로 폐식용유에서의 산소 때문에 기관의 고속회전시 매연의 배출이 경유에 비하여 적을 것으로 예상되었다.

(1) 질소산화물

그림 5는 기관의 회전수 변화에 따른 질소산화물(이하 NOx) 배출특성을 나타낸 것인데, 중저속에서는 다소 높아지다가 감소하는 경향을 나타냈으며, 직접분사실식의 경우 약 450~650 ppm, 예연소실식의 경우 약 230~410 ppm의 범위에 분포하였으며, 전체 부하범위에서 200~885 ppm으로 높게 나타났다.

연료의 성분분석에서 폐식용유는 질소성분을 포함하고 있고 점도가 높아 폐식용유와 그 혼합유의 경우 저속에서는 연소기간이 길었고, 고속에서는 흡입공기량의 부족으로 인해 NOx 배출량이 감소하였으나, 중속에서는 연소기간이 짧고 미연소분이 많았기 때문에 NOx 배출량이 증가한 것으로 판단된다.

직접분사실식의 경우 예연소실식에 비하여 회전수 변화에 따른 NOx 배출량이 약 59% 높았는데, 직접분사실식은 예연소실식에 비하여 연소실 내부 온도가 높고 반응시간이 길어 NOx의 발생이 많았던 것으로 믿어진다.

(2) 매 연

그림 6은 기관의 회전수 변화에 따른 매연의 배출 경향을 분사실별로 나타낸 것이다. 직접분사실식에서의 기관회전수의 증가에 따른 매연 발생량은 60~90% 범위에서 증가하였다. 디젤유의 경우 72~90%로, 폐식용유의 경우 61~80%로, 혼합유의 경우 66~70%에서 80~90%로 매연 배출량이 증가하였다. 디젤유를 사용했을 때의 매연 발생량에 비해, 폐식용유의 경우 15.3%, 혼합유의 경우 0.7~9.3% 만큼 적게 나타났으며, 폐식용유의 혼합율이 높을수록 매연 발생량은 감소하는 경향을

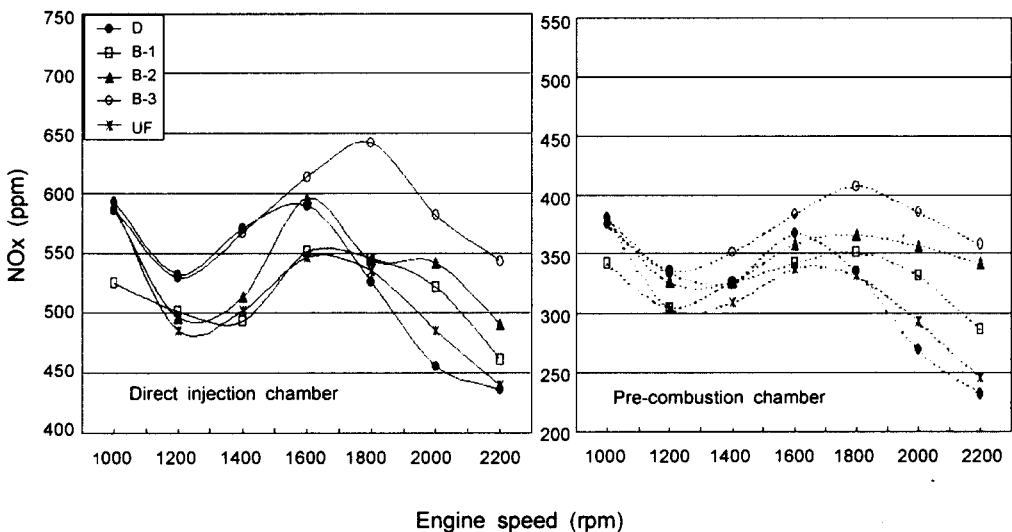


Fig. 5 Variations of the NOx emission.

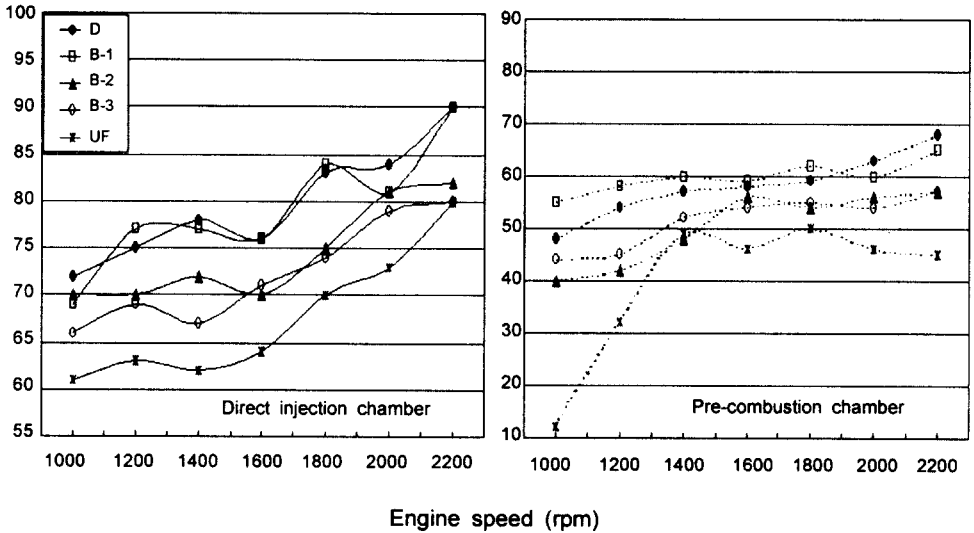


Fig. 6 Variations of the smoke emission.

보였다.

예연소실식에서의 매연배출량은 10~70% 범위에서 발생하고 있었으며, 앞에서 분석한 바와 같이 출력면에서는 직접분사실식에 비해 불리하지만 매연이나 NOx의 측면에서는 예연소실식이 유리함을 확인할 수 있었다.

(3) 배기가스 온도

그림 7은 기관의 회전수 변화에 따른 배기가스 온도의 변화를 나타낸 것으로, 모든 연료의 종류나 연소실의 형식에서 회전수가 증가함에 따라 배기가스의 온도는 거의 직선적으로 증가하는 경향을 나타냈다. 직접분사실식의 경우 연료별로 450~620℃의 높은 배기온도를 나타냈으며, 예연소실식에서는 381~550℃의 상대적으로 낮은 배기온도를 나타냈다. 디젤유를 기준으로 회전수 변화에 따른 연료별 배기온도의 차이는 ±20℃, 폐식용유와 혼합유에서의 배기온도 차이는 디젤유 대비 ±5%로 그리 크지 않았으며 혼합유의 함량에 따른 어떤 일정한 현상을 찾아볼 수 없었다.

(4) 탄소잔류물

연소 후 탄소잔류물질을 확인하기 위하여 기관을 30시간 가동후 실린더와 피스톤 헤드에 부착된

찌꺼기의 부착상태를 검사하였다. 그림 8의 (A)는 직접분사실식의 실린더헤드와 피스톤헤드를, 또 (B)는 예연소실식의 실린더헤드와 피스톤헤드를 촬영한 것이다.

연료의 증류시 90%점이나 종점이 높으면 고비등점 유분이 많음을 의미한다. 그리고 무거운 탄화수소의 성분이 많을수록 단위체적당 열에너지가 크기 때문에 출력면에서는 유리하나, 연소속도가 늦어 분사노즐 주위에 탄소분이 부착되고 미연소 탄소나 매연의 발생으로 실린더 내부가 汚損되는 것으로 알려져 있다. 따라서 최적 증류성상을 유지하기 위해 90% 증류점을 규정하여 디젤유의 휘발성을 규제하는 바, 일반적으로 330~360℃ 이하로 제한하고 있다(ASTM D4737-90). 그런데 UF의 90%점은 디젤유의 유출온도보다 53℃ 낮게 나타났으며 폐식용유의 혼합 비율이 높은 B-2와 B-3의 90%까지도 디젤유의 90% 점과 유사하거나 오히려 낮게 나타났으나, 이들의 변화추세로 보아 폐식용유나 그 혼합유의 종점은 매우 높아 일반적인 제한 범위를 초과할 것으로 추정되었다. 따라서 폐식용유나 그 혼합유를 연료로 사용했을 때 미연소물질의 발생이나 실린더내의 슬러지 누적 등, 문제발생이 예상되었던 것이며 따라서 기관의 장시간 운전은 어려울 것으로 판단되었다.

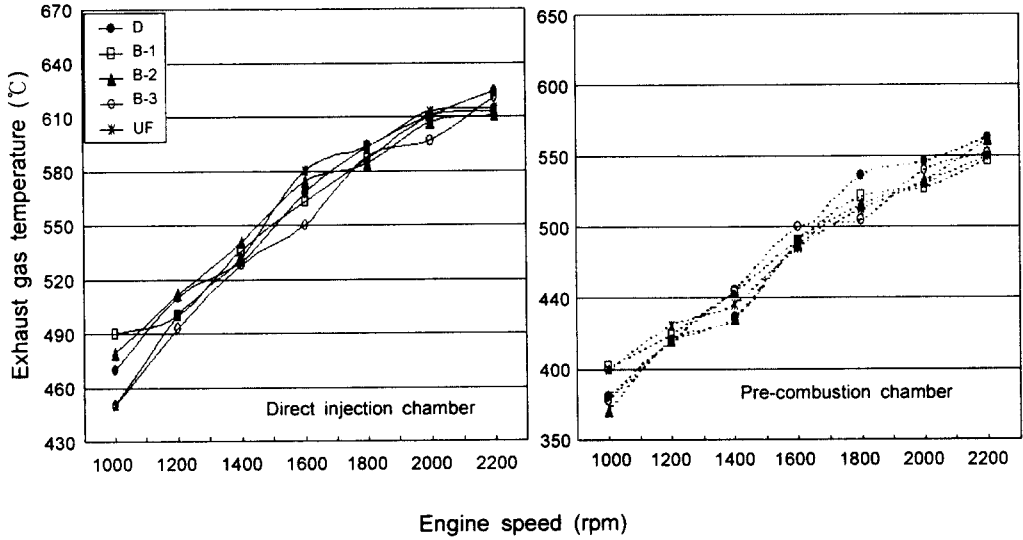


Fig. 7 Variations of the exhaust gas temperature.

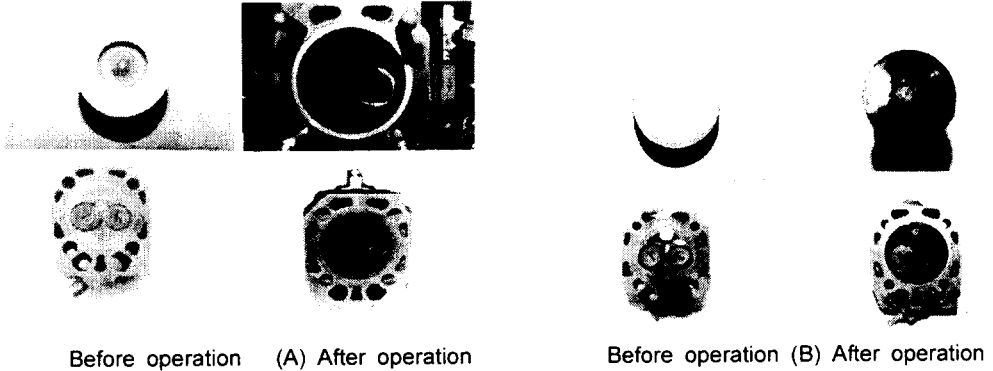


Fig. 8 Sludge on the cylinder head and piston head of the direct injection chamber type (A) and the pre-combustion type (B).

4. 요약 및 결론

디젤기관 대체연료로써 폐식용유의 사용 가능성을 구명하기 위해 NO. 2 디젤유, 폐식용유 및 이들의 혼합유의 물성을 분석하고 이들을 연료로 하여 단기동 4사이클 디젤기관 연소실의 형태별 성능을 분석하였던 바, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 기관의 회전수가 1,000 rpm에서 2,200 rpm으로 증가함에 따라 기관의 출력은, 디젤유의 경우 4.13~4.27 kW에서 9.08~9.15 kW로, 폐식용유의 경우 4.05~4.19 kW에서 8.44~8.92 kW로 각각 증가하였으며, 혼합유의 경우 4.01~4.48 kW에서 8.69~9.16 kW로 증가하였다. 또 직접분사실식에서의 출력이 예연소실식의 경우에 비해 다소 높게 나타났다.

2) 기관의 축토크는, 디젤유의 경우 39.50~

40.80 N·m에서 42.89 N·m로 증가하다가 39.44~39.77 N·m로 감소하였으며, 폐식용유의 경우 38.73~40.04 N·m에서 40.12~40.82 N·m로 증가하다가 36.53~38.76 N·m로 감소하였다. 혼합유의 경우에는 38.75~41.76 N·m에서 40.47~42.89 N·m로 증가하다가 37.73~39.78 N·m으로 감소하였으며 연소실의 형식간 축토크의 차이는 나타나지 않았다.

3) 폐식용유 함량의 증가에 따라 혼합유의 연료소비율은 증가 하였으며, 디젤유의 경우에 비해 직접분사실식에서 21.7%, 예연소실식의 경우에는 18.9% 만큼 폐식용유에서의 연료소비율이 높게 나타났으며, 예연소실식의 경우 직접분사실식 보다 전체적으로 12% 정도 높게 나타났다.

4) 폐식용유 사용시의 NOx 발생량은 1,800 rpm 이상에서 디젤유의 경우에 비하여 높게 나타났으며 혼합유의 폐식용유 함량이 증가함에 따라 NOx 발생량도 증가하였다. 직접분사실식이 예연소실식에 비하여 59% 높게 나타났다.

5) 직접분사실식에서 매연의 농도는 디젤유의 경우에 비해 폐식용유에서 14~75% 감소하였으며, 폐식용유의 혼합비율이 높을수록 낮게 나타났다. 또 예연소실식의 경우에는 직접분사실식에 비하여 매연 농도가 다소 높게 나타났다.

6) 폐식용유 사용시의 배기온도는 디젤유의 경우에 비해 2~3℃ 낮았으며, 예연소실식에 비해 직접분사실식에서의 배기온도가 약 72℃ 높게 나타났다.

7) 예연소실식의 경우 실린더와 피스톤헤드의 잔류 미연소물은 직접분사실식의 경우에 비해 부드럽고 퇴적량이 적었다.

8) 기관의 출력성능을 기준으로 직접분사실식 디젤기관의 대체연료로서 혼합유 B-1과 B-2에 대한 사용 가능성을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. ASAE. 1996. Reporting of fuel properties when testing diesel engines with alternative fuels derived from biological materials. ASAE EP552, Agricultural engineers yearbook.
2. ASTM. 1990. Standard test method for calculated cetane index by four variable equation. ASTM D4737-90.
3. Borgelt, S. C., T. S. Kolb and L. G. Schumacher. 1994. Biodiesel: World status. Liquid fuels, lubricants and additives from biomass, 67-76. ASAE.
4. Dunn, Robert O. and Marvin O. Bagby. 1996. Low-temperature filterability properties of alternative diesel fuels from vegetable oils. Liquid fuels and industrial products from renewable resources, 95-103. ASAE.
5. Goering, C. E., A. W. Schwab, M. J. Daugherty, E. H. Pryde and A. J. Heakin. 1982. Fuel properties of eleven vegetable oils. J. of the ASAE 25(6):1472-1477, 1483.
6. Ishii, Y. and R. Takeuchi. 1987. Vegetable oils and their effect on farm engine performance. J. of the ASAE 30(1):1-6.
7. Kim, S. T., Y. B. Kim, T. S. Chung, D. B. Song and K. H. Cho. 1998. A review on alternative fuels of the agricultural engine (1), (2). J. of the IARU., Gyeongsang Nat'l. Univ. 32:81-90, 91-100 (In Korean).
8. Korean Petroleum Quality Inspection Institution. 1994. Quality characteristics of the D-2 oil(In Korean).
9. La, W. J. and K. H. Cho. 2000. Performance and emissions characteristics of a diesel engine with some bio-oil fuels. J. of the KSAM 25(6) : 471-480.
10. Lee, K. M. 1976. A study on the operation performance of diesel engine by using of the soybean fuel. J. of the KSAE. 18(4):51-56(In Korean).
11. Nouredini, H., D. Harkey and V. Medikonduru. 1996. A continuous process for the conversion of vegetable oils into biodiesel. Liquid fuels and industrial products from renewable resources, 83-94. ASAE.
12. Peterson, Charles L. 1986. Vegetable oil as a diesel fuel: Status and research priorities. J. of the ASAE 29(5):1413-1422.
13. Pryor, Randy W., Milford A. Hanna, Jack L. Schinstock and Leonard L. Bashford. 1983. Soybean oil fuel in a small diesel engine. J. of

- the ASAE 26(2):333-337.
14. Scholl, Kyle W. and Spencer C. Sorenson. 1993. Combustion of soybean oil methyl ester in a direct injection diesel engine. SAE paper 930934.
 15. Schumacher, L. G., S. C. Borgelt and W. G. Hires. 1995. Fueling a diesel engine with methyl-ester soybean oil. J. of the AEA 11(1): 37-42. ASAE.
 16. Schumacher, L. G., D. Fosseen, W. Goetz, S. C. Borgelt and W. G. Hires. 1994. Fueling heavy duty diesel engines with blends of soydiesel and low sulfur diesel fuel. Liquid fuels, lubricants and additives from biomass, 166-174. ASAE.
 17. Suh, S. R. and F. D. Harris. 1984. Rheological properties of soybean oil ester of the oil and their mixtures with diesel fuel and additives. J. of the KSAM 9(2):58-64.
 18. Tamura, H. 1937. Operation of a diesel engine using soybean oil. J. of the JSAM 1(1):3-6(In Japan).