

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0112

폐회로 디젤엔진의 연소특성에 관한 고찰

An Investigation on Combustion Characteristics of The Closed Cycle Diesel Engine

박 신 배*
Shinbae Park

ABSTRACT

In order to obtain underwater or underground power sources, the closed cycle diesel engine is operated in the non air-breathing circuit system where the major species of the working fluid include oxygen, argon, and recycled exhaust gas. In the present study, the closed cycle diesel engine is designed to operate at the intake pressure between 2 and 3 bar. For operating in the open-cycle and closed-cycle situations, experimental apparatus using this diesel engine is made with ACAP as data acquisition system. In open, semi-open, and closed cycle modes, the predicted $P-\theta$ and $P-V$ are compared with load bank power. Computations have been performed for wide range of major experimental parameters such as the specific fuel and oxygen concentrations, fuel conversion efficiency and polytropic exponent, IMEP and maximum cylinder pressure.

주요기술용어 : Air independent system(공기 불요시스템), Recycle system(리사이클 시스템), Closed cycle(폐회로), Ignition delay(점화지연), 비연료 소비율(Specific fuel consumption), 산소농도(Oxygen concentration), IMEP(지시평균유효압력)

1. 폐회로 디젤엔진

일반 디젤엔진은 열기관 중에서 가장 높은 열 효율을 얻을 수 있기 때문에 연료경제성이 중요시되는 차량 및 선박 등 교통수단의 원동기 뿐만

아니라 산업용 원동기로서 폭넓게 이용되고 있으며 모두 대기중의 공기를 이용하여 운전된다. 그러나 수중 또는 지하 같은 공기의 공급이 불가능한 환경에서 동력원을 얻기 위해서는 엔진에서 나온 배기가스의 이산화탄소를 흡수 제거한 후 산소와 아르곤을 첨가하여 유사한 인공공기를 작동유체로 사용하는 폐회로 사이클을 갖는 디젤엔진이 요구된다. 이와 같은 폐회로 디젤엔진¹⁾은 21세기 세계자원의 고갈에 대비한 해양탐사에 필수적인 해저잠수정 등에 실용될 수 있다.

* 회원, 국방과학연구소 제2체계개발본부

수적인 해저잠수정 등에 실용될 수 있다.

Zheng²⁾ 등은 직접분사식 디젤엔진을 이용하여 사이클별로 혼합기의 영향에 따른 연소실내의 압력특성을 실험적으로 조사하였다. 리사이클 엔진의 혼합기 중에 포함된 이산화탄소 농도의 증감에 따른 사이클변화에 미치는 영향을 분석하였다. Asada³⁾ 등은 리사이클 및 폐회로 사이클 디젤엔진에 관한 연구를 수행하였으며 직접분사식 2600cc, 4기통 4행정 디젤엔진을 이용하여 재순환되는 작동유체의 수증기, 이산화탄소, 온도 및 산소량에 따른 연소특성을 조사하였다.

Uchida⁴⁾ 등은 단기통 4 행정사이클 직접분사식 디젤엔진을 사용하여 연료소비율의 증가 없이 배기오염물질의 저감을 위해 EGR과 흡기과급을 병행하여 연구를 수행하였으며 Mitchell⁵⁾ 등은 레이저를 이용한 광학적 해석이 가능한 직접분사식 디젤엔진을 제작하여 모의 EGR시험을 하였다. Shen⁶⁾은 높은 고지대에서 디젤엔진의 연소에 관한 연구를 수행하였다. 고지대에서는 대기압이 낮기 때문에 공기의 밀도가 낮아 흡입공기량이 줄어든다. 해발 2000m 정도의 고지대에서 디젤엔진의 출력은 일반평지보다 24% 정도가 낮고, 연료소비율은 5% 정도 증가하며, 뿐만 아니라 디젤엔진으로 들어가는 공기과잉률이 낮아 엔진의 열부하가 매우 높게되고, 배기가스중의 Soot가 증가한다는 사실을 언급하였다.

폐회로 디젤엔진은 대기상태에서 공기를 이용하여 운전하는 상용 디젤엔진과는 달리 여러 가지 해결해야 할 문제점을 가지고 있다. 즉 폐회로 디젤엔진의 작동유체 조성과 그 조성들이 엔진성능에 미치는 영향, 재순환되는 배기가스의 냉각, 재순환가스와 산소와 혼합, 연소에 의해 발생하는 이산화탄소의 효과적인 흡수 제거 등이다.

본 연구에서는 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 디젤엔진(MTU8V183TE52)을 이용하여 폐회로 사이클 운전이 가능하도록 폐회로 시스템을 구성하고, ACAP (Advanced Combustion Analysis Program) 데이터 계측장비를 설치하여 실린더내압력, 비연료소비율 및 산소농도, 엔

진효율 및 비열비, 지시평균유효압력 및 실린더내 최고압력 등 여러 가지 실험데이터를 계측하여 폐회로 디젤엔진에 대한 연소특성을 조사하였다. 또한 전산수치해석을 통하여 연소실압력과 열발생율의 실험데이터와 비교하여 흡기조성에 따른 연소특성을 예측하기 위한 수학적 연소모델을 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

폐회로 디젤엔진의 연소특성을 분석하기 위하여 폐회로 시스템을 구성하였으며 Fig. 1에서 본바와 같이 디젤엔진, 배기냉각기, 흡수기, 해수처리장치, 가스혼합기 및 기타장치 등으로 이루어져 있다. 디젤엔진에서 배출되는 배기가스는 약 350 ~ 400°C 정도의 고온이기 때문에 곧바로 들어가면 흡수기 내부회전체가 손상되므로 배기냉각기를 통하여 약 80°C 이하로 제한한다. 흡수기에서는 해수처리장치를 통하여 공급된 해수에 의하여 배기가스중 일부 CO₂ 가스를 흡수 제거하고 나머지는 다시 재순환되며 가스혼합기에서 산소와 아르곤이 첨가되어 혼합기로서 공기대신 작동유체로 공급된다. 이와 같은 과정을 제어계측장치를 통하여 반복함으로써 폐회로 운전이 가능하게 된다. 본 연구에서 사용한 디젤엔진은 독일 MTU사(MTU8V183TE52) 제품으로써 주요 제원 및 특성은 Table 1과 같다.

실린더내의 연소실 압력은 실린더헤드에 Kistler사의 압력센서(6125A11)를 장착하여 계측하였으며 압력센서로부터 나온 전기적 신호를 증폭하기 위해 동일사의 범용증폭기(Type 5011B)를 사용하였다. 크랭크 회전수를 측정하기 위해 엔진에 부착된 엔코더는 AVL364 모델을 이용하였다. 폐회로 디젤엔진으로부터 크랭크각도에 대한 실린더내 연소압력, 열발생률, 평균유효압력 및 연료소비율 등 엔진의 성능을 평가하는 여러 가지 데이터를 실시간으로 획득하여 이들 데이터를 디지털 신호처리, 일시저장, 엔진성능 파라메타들의 계산, 컴퓨터로의 전송, 그리고

모니터상의 디스플레이 등 모든 기능을 한꺼번에 수행할 수 있는 미국 DSP Technology사의 ACAP System 장비를 설치하였다.

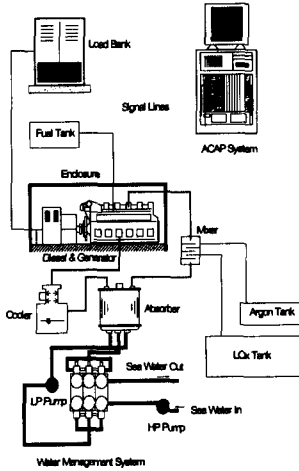


Fig. 1 Schematic diagram for closed cycle diesel system and experimental apparatus

Table 1 Specifications of test diesel engine for closed cycle system

NO	Description	Specifications
1	Model	MTU 8V 183 TE52
2	General Specifications	4-Stroke Diesel
3	Number of cylinders	8
4	Bore	128.0 mm
5	Stroke	142.0 mm
6	Connecting Rod Length	257.0 mm
7	Compression Ratio	14.25
8	Mean Piston Speed	8.1 m/s
9	Displacement Volume	14,618 Cm ³
10	Maximum Power	360/1800 kW/rpm
11	Injection Timing	14° BTDC
12	Fuel Injection Pressure	200 Bar
13	Ignition Order	1-5-7-2-6-3-4-8

폐회로 시스템의 엔진흡기로 들어가는 흡기 조

성은 공기대신 CO₂, O₂, H₂O, N₂, Ar 등으로 혼합되어 있으며 가스혼합기에 들어가는 O₂, Ar 유량은 O₂ 및 Ar 공급라인에 유량계를 설치하여 계측하였으며 흡수기의 가스라인 입출구에 CO₂ 센서를 설치하여 CO₂ 량을 측정하였다. 또한 엔진 흡배기 라인에 온도, 압력 및 유량계를 설치하여 엔진 흡기압력 및 배기온도 등을 계측하였다.

이와 같이 구성된 폐회로 시스템과 계측장비를 이용하여 사이클변환 및 출력변환실험 등을 수행하였다. 사이클변환실험은 폐회로 디젤엔진이 개회로, 반개회로, 그리고 폐회로 상태로 운전할 때 연소특성을 분석하는 것이다. 개회로 운전은 엔진의 흡배기계통이 대기에 노출되어 있으며 일반적인 공기를 이용한 운전상태와 동일하며 반개회로 운전은 엔진흡기는 개회로 운전상태와 동일하게 대기의 공기를 사용하고 엔진배기기는 배기 냉각기와 흡수기를 통하여 대기중으로 배출한다. 폐회로 운전은 대기의 공기를 사용하지 않고 재순환가스와 산소 및 아르곤이 첨가된 혼합기를 사용하여 완전히 폐사이클로 운전한다. 따라서 각 사이클별 운전특성을 비교하는 것이 중요하며 동일출력에서 개회로, 반개회로 및 폐회로 운전일 때 각각 성능실험을 수행하여 실린더내의 연소특성을 비교하였다. 출력변환실험은 각 운전회로별로 출력시험을 수행하여 폐회로 디젤엔진의 연소특성을 분석하는 실험이며 로드뱅크 출력을 0~240 kW까지 단계별로 변화시켜 각 단계에서 연소특성을 비교하였다.

3. 연소특성 해석

압축 및 팽창과정에서 발생한 실린더내의 압력은 연소특성을 파악하는데 중요한 정보가 된다. 이러한 정보를 통하여 연료의 화학적인 에너지 발생률 즉 열발생률과 연소하는데 필요한 연료의 질량비를 구할 수 있다. 복잡한 디젤연소인 경우 그 연소과정의 메커니즘을 정확히 묘사할 수 있는 유효 적절한 3차원모델이 제시된 적이 없고, 특히 흡기조성이 공기가 아닌 다성분의 작동유체

를 사용하는 경우 연소모델은 더 한층 복잡하다.

본 연구에서는 일부 실험적 데이터를 이용하여 엔진성능 및 연소생성물을 예측하기 위하여 단일 영역모델을 사용하였으며, 디젤엔진의 실린더내 연소실을 준정적평형과정이라 가정하고, 열역학 제1법칙을 적용하면 다음과 같은 식이 된다.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (1)$$

여기서 dQ/dt 는 연소에 의한 열발생율과 시스템 경계를 통해 전달되는 열전달량의 합이며 dW/dt 은 시스템이 한 일을, \dot{m}_i 는 시스템 내로 유입 또는 유출되는 질량 유량비, h_i 는 \dot{m}_i 의 엔탈피, 그리고 $U = \sum_{i=1}^n x_i \cdot u_i$ 는 시스템내의 총 내부에너지이다.

본 연구에서 적용하는 직접분사식 폐회로 디젤 엔진은 예연소실이 없으므로 단일 개회로 시스템으로 단순화시킬 수 있다. 시스템의 경계로 유입 또는 유출하는 유동의 연료분사에 의해 연료가 유입되어 흡기와 혼합되는 유동과 실린더와 피스톤 사이의 틈새로 혼합물이 흘러들어 가는 유동의 두 가지 유동이 있다. 여기서 틈새로 들어가는 유동을 무시하고, 식(1)를 직접분사식 폐회로 디젤엔진에 적용하기 위하여 시간미분 대신에 크랭크각도로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{x-1}{V} \left[-\frac{x}{x-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} \right] \quad (2)$$

여기서 x 는 비열비, Q 는 연소에 의한 열발생량 Q_H 와 실린더 벽면을 통하여 손실되는 열전달량 Q_W 로 나타낸다. 크랭크각도의 함수로서 실린더내의 체적을 나타내면

$$V = V_s \left[\frac{\epsilon}{\epsilon-1} - \frac{1-\cos\theta}{2} + \frac{L}{S} \right]$$

$$- \frac{1}{2} \sqrt{\left(\left(\frac{2L}{S} \right)^2 - \sin^2\theta \right)} \quad (3)$$

으로 표현된다. 여기서 ϵ 은 압축비, S 는 피스톤 행정, L 은 컨넥팅로드 길이이다. 기하학적 형상이 주어진 내연기관의 크랭크각도에 따른 실린더 체적을 구할 수 있다.

실린더내의 압력을 계산하기 위하여 열발생률에 대한 수학적 모델은 실린더내의 혼합가스가 이상기체로서 흡입, 압축, 폭발 및 팽창과정의 진행정에 대해서 균일하게 혼합된 상태로 분포된다고 가정하는 단일영역모델을 사용하였으며, 연소과정 중에 혼합가스는 완전히 연소한다고 가정하였다. 따라서 단일영역모델에서 계산의 정확도는 열발생률 Q_H 의 정확한 수학적 모델링에 좌우된다. 본 연구에서 열발생률은 Miyamoto⁷⁾ 등이 제시한 다음과 같은 Double Wiebe의 연소함수를 사용하여 계산하였다.

$$\begin{aligned} \frac{dQ_H}{d\theta} = & \beta \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{M_p} \\ & \exp \left[-\beta \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{M_p + 1} \right] \\ & + \beta \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{M_d} \\ & \exp \left[-\beta \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{M_d + 1} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 β 는 실험적으로 주어진 상수이며, Q_p 와 Q_d 는 각각 열발생량, θ_p 와 θ_d 는 각각의 연소기간 그리고 M_p 와 M_d 는 형상계수로서 3.0과 0.9이다. 한편, 실린더 벽면을 통하여 손실되는 열전달량 Q_W 를 계산하기 위하여 Annand⁸⁾ 등의 열전달모델을 사용하였다. Annand 등은 연소실내에서 열전달은 대류열전달과 복사열전달이 동시에 일어난다고 가정하여 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$\frac{dQ_w}{dt} = A \left[ak \frac{Re^b}{D} (T_g - T_w) + c(T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (5)$$

여기서 A 는 실린더내의 연소실에 있는 연소혼합가스가 접촉하고 있는 실린더 벽면의 면적이며, T_g 와 T_w 는 각각 연소실내의 혼합가스와 실린더 벽면의 온도이다. 그리고 a, b, c 는 상수로서 각각 0.26, 0.75, 3.88×10^{-8} 이다.

실린더내의 압력을 정확하게 계산하기 위해서는 연소과정의 연소특성을 잘 모델링해야 한다. 특히 연료의 연소특성과 관련하여 연료의 점화지연시간은 폐회로 사이클 해석에 중요한 인자가 된다. 본 연구에서는 연료의 점화지연시간을 예측하기 위하여 다음과 같은 Stringer⁹⁾의 점화지연모델을 적용하였다.

$$\tau_{id} = A P_{\max}^{-n} \exp \left[\frac{E_A}{RT_{\max}} \right] \quad (6)$$

여기서 P_{\max} 및 T_{\max} 는 각각 실린더내의 최고압력과 온도이며 E_A 는 활동에너지이다.

4. 폐회로 디젤엔진의 연소특성 고찰

폐회로 디젤엔진의 연소특성은 사이클 운전상태에 따라 해석하는 것이 중요하다. 개회로, 반개회로 및 폐회로 운전일 때 각각 실린더내의 압력을 비교한 것이 Fig. 2에 주어져 있다. 그림에서 본 바와 같이 개회로 운전이나 반개회로 운전에서 실린더내의 압력변화는 거의 없으나 폐회로 운전에서는 상당히 차이가 있다. 특히 최고폭발압력은 약 28bar 정도의 차이가 있음을 보여주고 있다. 따라서 폐회로 상태로 운전할 때는 실린더내의 각종 부속품이 보다 견고한 것으로 설계되어야 한다는 것을 의미한다. 실린더내의 연소 시작점은 폐회로 운전일 때에 개회로 또는 반개회

로 운전일 때 보다 상사점에 근접해 있으며 점화지연기간도 줄어들었다. 또한 P-V선도를 보면 폐회로 운전일 때 흡기압력과 배기압력은 개회로 및 반개회로 운전일 때 보다 높음을 알 수 있다. 또한 압축과정에서의 비열비는 로그 스케일의 P-V선도에서 압축과정 그래프의 기울기로 나타난다. 각 회로의 압축과정 그래프의 기울기를 보면 폐회로 운전일 때 개회로나 반개회로보다 작게 나타나고 있다. 이는 폐회로 운전에서 흡입하는 흡기가 대기의 공기보다 비열비가 작은 상태임을 알 수 있다.

Fig. 3은 폐회로 디젤엔진을 대기 중의 공기를 이용하여 정상적으로 운전한 개회로 운전일 때 출력변화에 따른 실린더내의 압력을 비교한 것이다. 크랭크각도 당 실린더내의 압력분포를 보면 압축과정에서 실린더내의 압축은 출력에 관계없이 거의 일정하며 이것은 출력의 증감에 관계없이 흡배기 조건이 동일하기 때문이다. 그러나 팽창과정에서 확산연소기간 및 후기연소기간이 조금씩 길어지는 경향을 보이고 있다. P- θ 선도에서 보면 실린더내의 연료가 분사되어 점화가 된 후 확산연소기간에서 출력이 증가할수록 실린더내의 압력이 상승하였다. 즉 상사점전의 압축과정에서 압력상승이 상사점까지 지속적으로 되다가 상사점을 지나서 압력이 감소하고 있다. 이것은 연소의 시작이 상사점을 상당히 지나서 이루어진다는 것을 알 수 있으며 압력의 감소는 팽창과정이기 때문이다. 개회로 운전일 때 이러한 점화지연기간은 출력이 올라갈수록 짧아지는 경향을 보였다.

Fig. 4는 개회로 및 반개회로 운전일 때 출력 100 과 120kW에서 실린더내의 압력분포를 비교한 것이다. 반개회로 운전일 때 엔진흡기는 대기 중에서 이루어지고 배기가스는 폐회로 시스템의 배기냉각기 및 흡수기 등을 통과하여 대기 중으로 배출되며 폐회로 운전으로 변환되기 전의 과도기적인 운전상태이다. P- θ 선도를 보면 연료가 분사되기 전까지의 압력은 변화가 없으며 이는 흡기조건이 동일하기 때문이다. 그리고 연료가

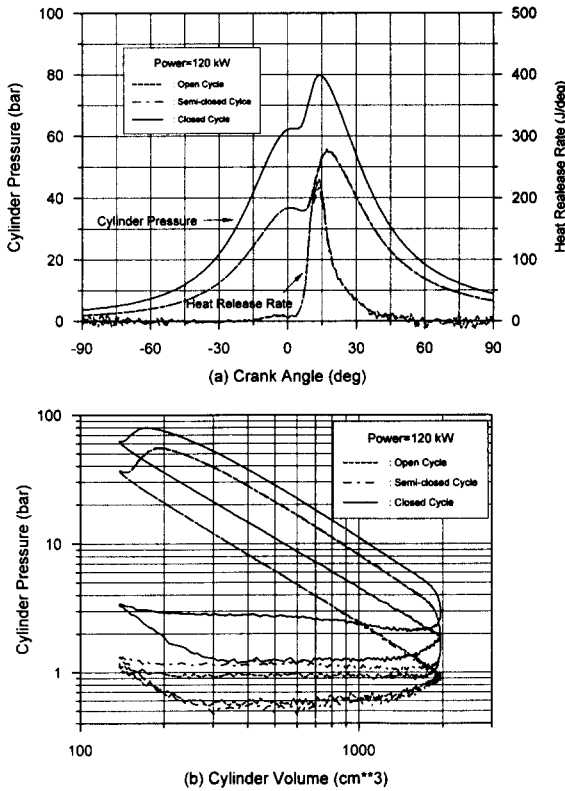


Fig. 2 The comparison of the cylinder pressure curves for open, semi-open and closed cycle operations at power 120kW

분사되어 점화가 이루어진 후 압축과정에서 압력상승은 반개회로나 개회로 운전일 때 동일출력에서 비슷한 압력값 분포를 나타내고 있으며 열발생률 곡선의 경향도 유사함을 보여주고 있다. 그러나 반개회로 운전일 때는 배기가스가 냉각기와 흡수기를 지나서 대기중으로 배출되기 때문에 약간의 배기압력 상승을 가져오며 배기압력이 높으면 비연료소비율의 상승과 엔진효율의 저하를 초래하게 된다.

Fig. 5는 폐회로 운전일 때 출력 증가에 따른 P-θ 및 P-V선도를 나타낸 것이다. 실린더내의 연료분사는 출력에 상관없이 상사점 근처에서 시작됨을 알 수 있다. 이는 점화지연기간이 개회로나 반개회로 운전보다 짧다는 것을 보여주고 있

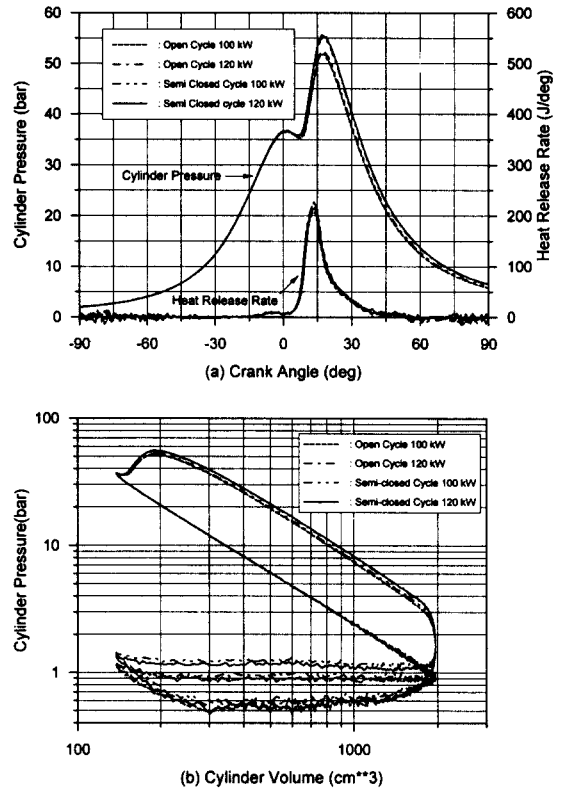


Fig. 3 The cylinder pressure curves for open cycle operation at power 40, 80 and 120kW

다. 또한 폐회로 운전일 때 실린더내의 최고압력은 동일 출력의 개회로나 반개회로 운전일 때 보다 매우 높게 나타나고 있으며 이것은 흡기압력이 대기압보다 높기 때문이다. 출력이 상승할수록 팽창과정 중의 압력이 전반적으로 상승하는 이유는 흡기압력이 시간이 지남에 따라 상승하였기 때문이다. 열발생률은 팽창과정에서 개회로 운전이나 반개회로 운전일 때 보다 완만히 감소하고 있다. 이는 연료의 분사량이 많고 점화지연기간이 짧아짐에 따라 확산연소부분이 증가하게 되어 연소가 완만하게 이루어지기 때문이라 생각된다.

Fig. 6은 개회로, 반개회로 및 폐회로 운전일 때 출력별로 비연료소비율과 산소농도분포를 나타낸 것이다. 출력이 증가할수록 비연료소비율은

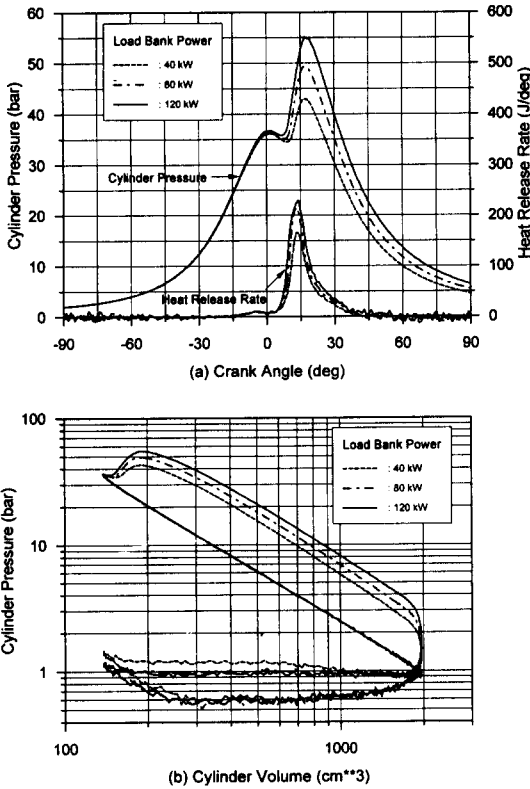


Fig. 4 The comparison of the cylinder pressure curves between open and semi-closed cycle operations at power 100 and 120kW

감소하였으나 출력 120 kW에서 개회로나 폐회로 운전일 때가 개회로 및 반개회로 일 때 보다 약간 높게 나타났으며 개회로와 반개회로 운전일 때도 비연료소비율은 약간의 차가 있는데 이는 반개회로 운전에서 배기압력이 더 높기 때문이다. 배기압력이 증가하면 연소과정 중에 피스톤이 배기가스를 밖으로 보내는 일량이 많아짐을 의미하며 그만큼 손실이 일어난다. 그림(b)는 폐회로 운전일 때 산소농도분포를 출력별로 나타내고 있으며 엔진혼합기로 사용되는 산소의 농도는 체적비로 약 21 ~ 24% 사이에서 증가하였다.

Fig. 7은 출력에 따른 엔진효율(Fuel Conversion Efficiency)과 비열비를 나타내고 있다. 엔진효율곡선은 앞에서 설명한 비연료소비

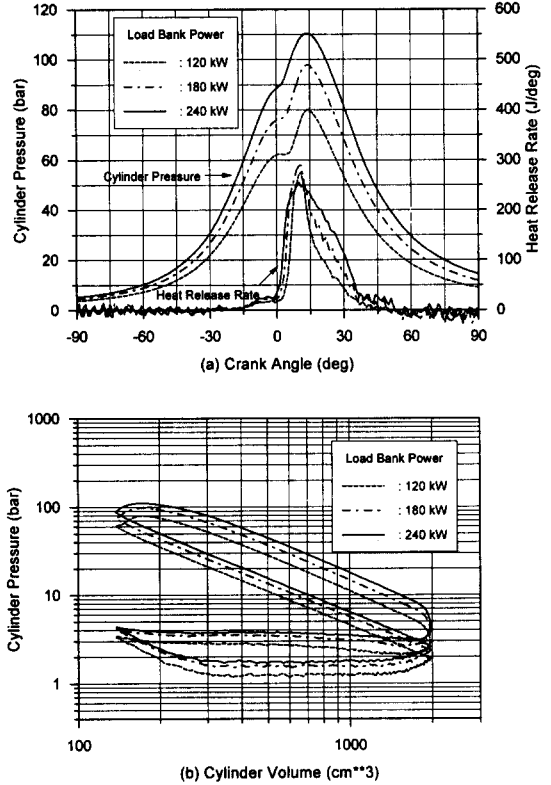


Fig. 5 The cylinder pressure curves for closed cycle operation at power 120, 180 and 240 kW

율 과 연계되어 비연료소비율이 최소일 때 엔진 효율은 최대가 된다. 본 실험에서 사용된 MTU 8V183SE52 엔진은 과급기가 부착된 전상적인 운전조건하에서 출력이 250kW 부근에서 비연료 소비율이 최소이고 엔진효율이 가장 높게 나오도록 되어 있으며 약 40%의 최대 엔진효율이 얻을 수 있다. 본 실험에서 약 240 kW 폐회로 운전 상태에서 엔진효율이 약 35% 정도로 약 5%의 손실이 있음을 보여주고 있다. 이러한 주요 원인은 흡기가스 조성이 의한 작은 비열비 값과 배기압력 손실 때문으로 생각된다.

비열비는 개회로와 반개회로 운전일 때는 1.33 ~ 1.37사이의 분포를 보이고 있으며 폐회로 운전일 때는 1.27 ~ 1.33사이의 분포를 보이고 있다. 폐회로 운전일 때 비열비가 낮은 이유는 과도

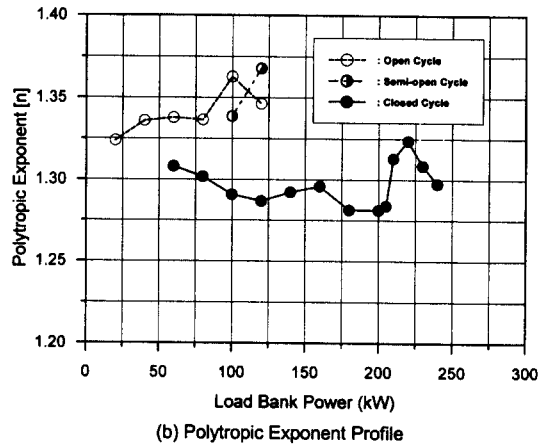
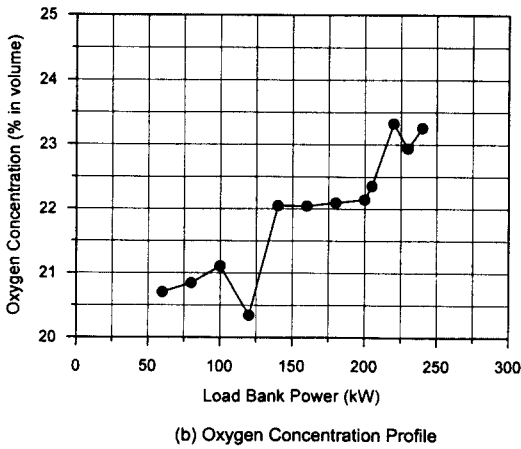
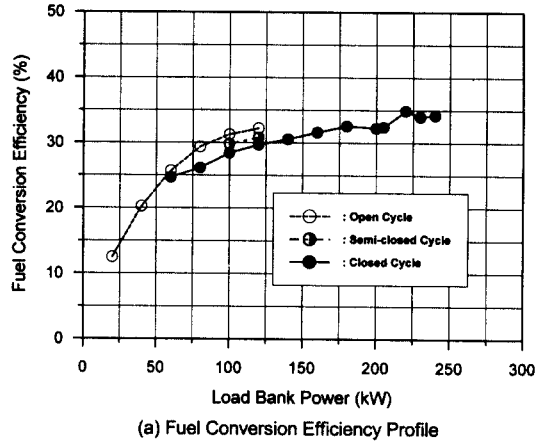
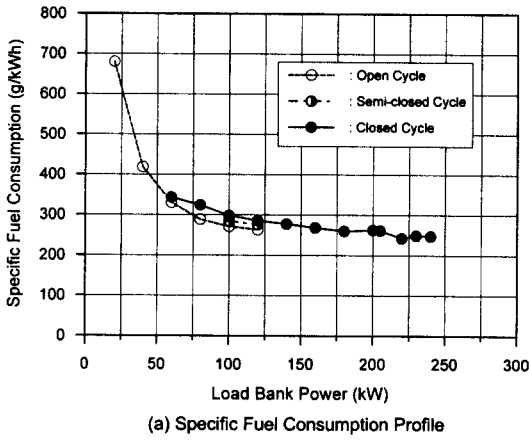


Fig. 6 Specific fuel consumption profile for each cycle operation and oxygen concentration profile for closed cycle operation

Fig. 7 Fuel conversion efficiency and polytropic exponent profiles for each cycle operation

한 이산화탄소의 발생으로 이산화탄소의 농도가 높기 때문이며 이는 비열비를 제어하기 위해 공급된 아르곤량이 부족한 것으로 판단된다.

Fig. 8은 지시평균유효압력(Indicated Mean Effective Pressure : IMEP)과 실린더내의 최고 압력 분포를 나타낸 것이다. 대체적으로 폐회로 운전에서 높게 나타나고 있다. 이러한 주된 이유는 폐회로 운전에서 흡기압력이 대기압보다 높기 때문이라 생각되며 또한 개회로나 폐회로 운전일 때 보다 많이 분사된 연료가 점화지연기간이 짧아진 만큼 확산연소기간동안 충분히 연소되어 전체적인 실린더 압력을 높이기 때문이라고 생각된

다.

Fig. 9는 폐회로 디젤엔진 운전일 때 실린더내의 연소압력과 열발생률을 실험적으로 측정된 결과와 전산수치해석에 의한 시뮬레이션의 결과를 비교한 것이다. 계산결과는 출력 240kW에서 흡기압력이 2.52bar이고, 흡기조성이 CO₂ 25%, O₂ 21%, N₂ 35%, H₂O 3% 및 Ar 16% 인 경우를 비교한 것이다. 그림에서 본 바와 같이 실린더내의 최고압력은 약 110bar이며 시뮬레이션 결과 실험치와 잘 일치함을 보여주고 있다. 이것은 점화지연시간을 예측하는데 사용된 모델이 상당히 적절하다는 것을 나타내고 있다. 연료가 분

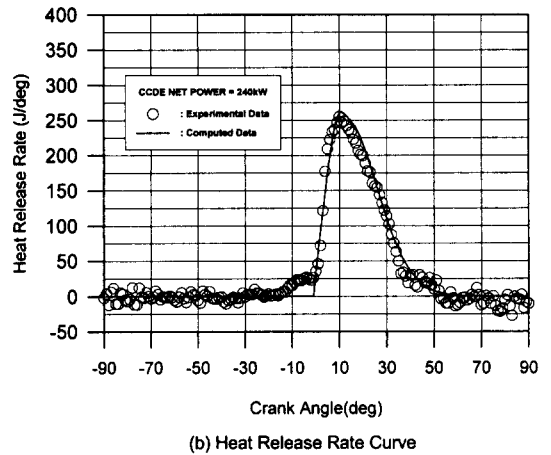
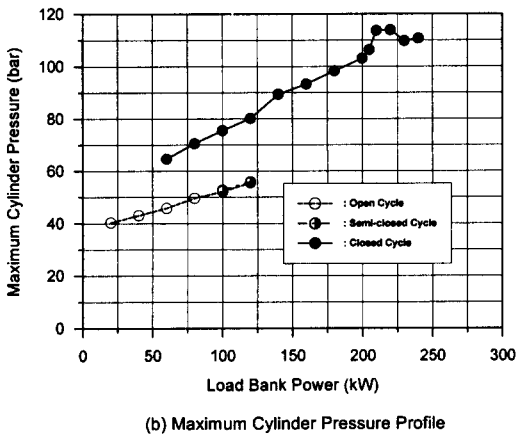
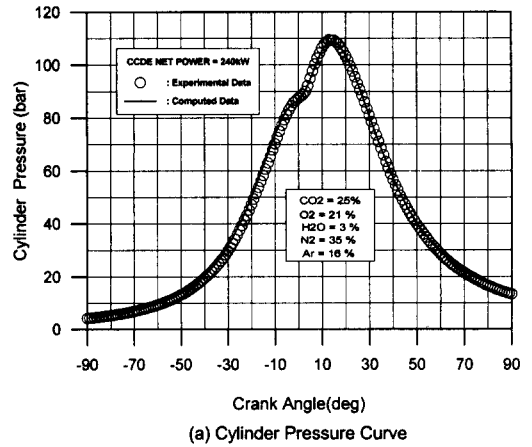
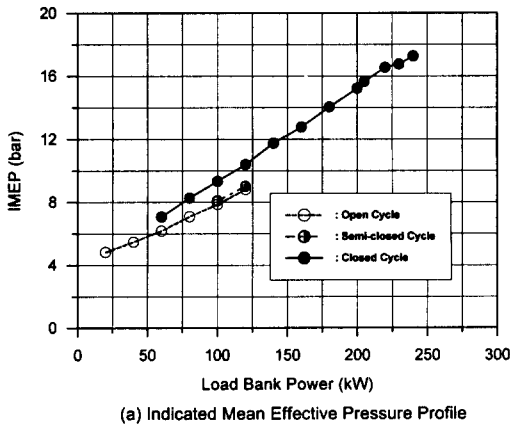


Fig. 8 IMEP and maximum cylinder pressure profiles for each cycle operation

Fig. 9 The comparison of cylinder pressure and heat release rate between experimental and numerical simulation data

사되어 연료의 점화가 일어날 때까지의 점화지연 시간은 약 8.9 degree 정도로 예측되었다. 점화지연기간에서 이론적인 열발생률은 0으로 하였으며 연소과정에서 열발생률은 실험치와 거의 일치함을 보여주고 있다. 본 연구에서 제시한 열발생률과 점화지연의 수학적 모델은 폐회로 디젤엔진의 연소과정을 잘 예측할 수 있음을 보여주고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 디젤엔진(MTU8V183TE52)을 이용하여 폐회로 시스템을 구성하고, ACAP 시

스템 계측장비를 설치하여 폐회로 디젤엔진의 연소특성실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다

1) 폐회로 운전일 때 실린더내의 연소압력은 개회로 및 반개회로 운전일 때 보다 높게 나타났으며 연소시작점은 폐회로 운전일 때가 개회로 및 반개회로 운전일 때 보다 상사점에 근접해 있다.

2) 비연료소비율은 폐회로 운전일 때 개회로 또는 반개회로 운전일 때 보다 각 출력별로 높은 경향을 보였으며 산소농도는 출력에 따라 체적비

로 21 ~ 24% 사이에서 분포되었다.

3) 출력 240 kW에서 폐회로 운전일 때 엔진 효율은 약 35% 정도였으며 정상운전상태보다 약 5%의 손실이 있었다. 또한 비열비는 개회로와 반개회로 운전일 때는 1.33~1.37사이의 분포되었으며 폐회로 운전일 때는 1.27 ~ 1.33사이의 분포를 나타냈다.

4) 폐회로 운전일 때 출력 120kW에서 실린더 내의 최고압력은 개회로 운전보다 25bar 정도 높게 측정되었으며 출력 240kW 일 때 최고압력은 약 110bar 정도였다. 또한 폐회로 운전일 때 점화지연기간이 개회로나 반개회로 운전보다 짧았다.

5) 폐회로 디젤엔진의 연소특성을 분석하기 위해 제시한 수학적 연소모델은 연소실압력과 열발생률을 잘 예측할 수 있으며 수치계산에 의한 시뮬레이션 결과는 실험치와 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- 1) Stan Zimmerman, "Submarine Technology for 21st Century", Pasha Publications Inc., pp.21-28, 1990.
- 2) Zheng M. and Reader G.T., "Preliminary Investigation of Cycle to Cycle Variations in Nonair-Breathing Diesel Engine", Transactions of the ASME, Vol.117, pp.24-28, 1995.
- 3) Noboru Uchida, Yasuhiro Daisho, Takeshi Saito and Hideaki Sugano, "Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emmisions", Hito Motor, LTD, Waseda University, SAE Technical Paper Series No.930601, 1993.
- 4) Tadataka Asada and Masashi Nagai, "Investigations on Recycle and Closed Cycle Diesel Engine", Hitachi Shipbuilding & Engineering Co., LTD, 75th SAE Technical Paper Series No.800964, 1980.
- 5) David L. Mitchell, John A Pinson, and Thomas A. Litzinger, "The Effects of Simulated EGR via Intake Air Dilution on Combustion in an Optically Accessible DI Diesel Engine", Pennsylvania State University, SAE Technical Paper Series No.932798, 1993.
- 6) Shen, Lizhong et al, "Combustion Process of Diesel Engines at Regions with Different Altitude", SAE Technical Paper Series No.950857, 1995.
- 7) Noboru Miyamoto, Takemi Chikahisa, Tadashi Murayama and Robert Sawyer, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions", SAE Technical Paper Series No.850107, 1985.
- 8) Annand, W. J. D., "Heat Transfer In the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", PIME, Vol.177 No.36, 1963.
- 9) Stringer F.W., Clarke A.E. and J.S. Clarke, "The Spontaneous Ignition of Hydrocarbon Fuels in a Flowing System", Procceding Institute Mechanical Engineers, Vol.184, PT.3J, 1969-1970.
- 10) Tadataka Asada and Masashi Nagai, "Investigations on Recycle and Closed Cycle Diesel Engine", Hitachi Shipbuilding & Engineering Co, LTD, 75th SAE Technical Paper Series No.800964, 1980.