

흡·배기를 고려한 고폽창 저속 디젤 기관의 이론 해석과 기관 성능에 대한 연구

장 태 익†

(원고접수일 : 2008년 10월 2일, 원고수정일 : 2008년 11월 6일, 심사완료일 : 2008년 11월 25일)

A Study on the Theory Analysis and Engine Test Performance by a High Expansion Diesel Engine into Intake-Exhaust Consideration

Tae-Ik Jang†

Abstract : One of the methods to increase the efficiency of an engine is to expand pressures obtained from combustions equal to the pressure of atmosphere as much as possible and then convert thermal energy into mechanical energy also as much as possible. In this research, the Diesel cycle was thermodynamically interpreted to evaluate the possibility of high efficiency by converting Diesel engines to the Atkinson cycle, and general cycle features were analyzed after comparing these two cycles.

In the case of fuel air the Diesel-Atkinson cycle considering intake and exhaust similar to real cycles, the value of thermal efficiency and average effective pressure increased, though their values were smaller than those of standard air amount cycle, when expansion compression ratio increased. When normal Diesel engines of which compression stroke and expansion stroke are all the same, was converted to the Atkinson cycle by changing the time of intake value close, combustion pressure reduced due to reduced expansion compression ratio and intake air amount due to decreased effective cycle volume.

Key words : Variable compression ratio(가변압축비), High expansion diesel cycle(고팽창 디젤사이클), Compression ratio(압축비), Expansion ratio(팽창비), Expansion-compression ratio(팽창-압축비)

Nomenclature

σ : cut off ratio

γ_c : compression ratio

γ_e : expansion ratio

κ : specific heat ratio

β : rate of the effective expansion ratio versus effective compression ratio

R_{ec} : expansion-compression ratio

† 교신저자(세명대학교 보건안전공학과, E-mail: jangti@senyung.ac.kr, Tel: 043)649-1423)

$P_{th(D-E)}$: theoretical effective pressure of the high expansion diesel cycle
 $\eta_{th(D-E)}$: theoretical thermal efficiency of the high expansion diesel cycle

1. 서 론

사이클로 작동하는 기관에서 열효율향상 방법 중의 하나로, 압축행정보다 팽창행정을 크게 하여 연소시 발생된 압력 에너지를 가능한 대기압과 동일한 압력까지 팽창시켜 열 에너지를 최대한 기계적 에너지의 일로 변환을 극대화한 고폽창 사이클 기관이 있다. 이러한 고폽창 사이클은 최근 통상의 기관에 큰 구조 변경 없이 밸브타이밍 변화에 의한 유효압축비의 감소로 압축비를 작게 하고 팽창비를 보다 크게 하는 개념이 밀러(Miller)에 의해 제시된 후 가솔린 기관에서 가변밸브타이밍(VVT) 장치에 의한 고폽창 사이클을 적용 열효율 증가의 유용성이 부각되었고 실용화 되고 있다.

본 연구는 상기의 점을 고려하여 디젤기관에서도 팽창비를 확장시켜 열 에너지의 일 에너지로의 변환을 극대화시킬 수 있다면 현저히 열효율 향상이 가능할 것으로 판단되어, 이에 대한 연구를 시작하게 되었다. 즉 디젤기관을 고폽창화를 실현한 앳킨슨사이클 기관으로 만들고, 이 기관을 좀더 실제 사이클에 접근된 흡배기가 고려된 디젤-앳킨슨사이클을 열역학적으로 해석하여 제반 특성을 분석하였다. 이렇게 이론적 해석의 결과로부터 S/B의 비를 약 3.33으로 하는 실험용 단기통 롱스트로크 디젤기관을 제작하였고, 여기에 가변압축비(VCR) 장치와 가변밸브 타이밍(VVT) 시스템을 구축, 저속 디젤기관을 고폽창 사이클화를 실현, 이에 따른 기관의 각종 기초 시험결과를 분석하였다.

2. 흡·배기를 고려한 고폽창 디젤사이클의 열역학적 해석

2.1 열효율 해석

Fig. 1은 이미 본 학회지에 연구결과를 보고한

바 있는 공기표준 고폽창 디젤사이클의 P-V선도이고, Fig. 2는 이 사이클의 T-S선도로 흡·배기과정을 고려하지 않은 밀폐 사이클이다. 이 사이클의 이론 열효율의 해석결과는 식 (1)과 같았다.

$$\eta_{th(D-E)} = 1 - \gamma_C^{1-\kappa} \cdot \frac{\sigma\beta^{1-\kappa} - 1}{\sigma - 1} \tag{1}$$

이 사이클은 모든 과정이 이상적인 거동에 관한 것이다. 이 경우 실제 사이클과는 해석결과에 차이가 존재하게 된다. 따라서 본 연구에서는 흡·배기과정과 실린더내의 행정체적에 의존하는 공급열량의 변화를 고려한 고폽창 디젤사이클에 대하여 Fig. 3과 같이 사이클을 구성하고 이 사이클에 대하여 다음과 같이 열효율을 해석하였다. 이때 각 과정은 이상적인 열역학적 해석으로 실제기관에 좀더 접근된 것이다.

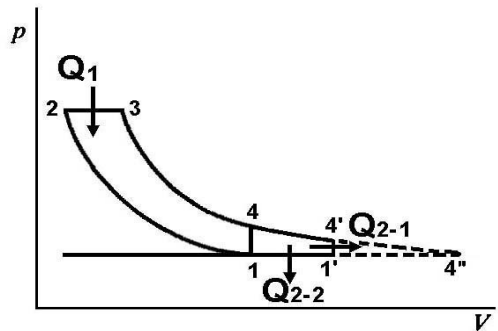


Fig. 1 P-V diagram of high expansion diesel cycle.

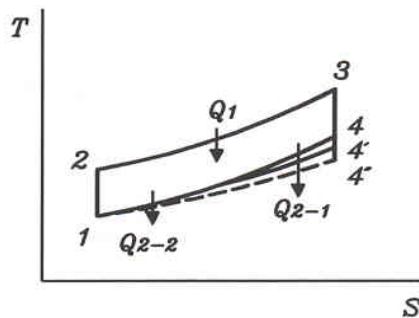


Fig. 2 T-S diagram of high expansion diesel cycle.

Fig. 3의 사이클을 살펴보면, 흡입이 자연흡기 상태이고 공기와 연료가 혼합된 작동유체로 가정한

통상의 표준 디젤사이클을 고폽창화한 P-V선도를 나타낸 것이다. 통상의 표준 디젤사이클을 수행하면 이 사이클은 그림에서 1-2-3-4-5-6-7-1의 과정을 수행한다. 이 사이클에 고폽창을 실현하면 4-4'-5'-5-4의 면적만큼 일이 증가되어 열효율이 증가하게 되는것이다. 따라서 흡배기과정을 고려한 고폽창 디젤사이클은 이러한 과정으로 사이클이 이루어지며, 열역학적 열효율 해석시 연료공급에 따른 실린더내 가스 온도상승에 따른 비열변화는 없는 것으로 가정하였고, 각 과정 중의 비열비도 일정한 것으로 가정하였다. 그리고 팽창-압축비의 비(R_{ec})는 통상의 기관에서 압축비에 대하여 팽창비의 비이며, 통상의 기관에서 압축과정의 단축으로 동일 팽창에 대하여 압축에 대한 팽창비는 증가한다. 이때 흡배기를 고려한 사이클의 경우에서 유

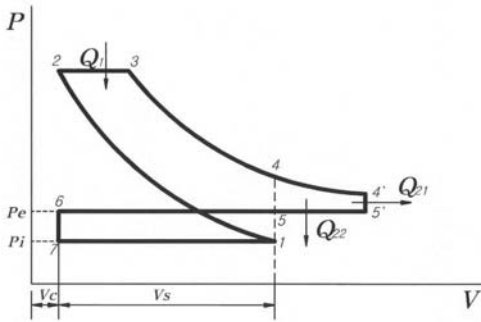


Fig. 3 P-V diagram of diesel-atkinson cycle in the intake and exhaust process considered.

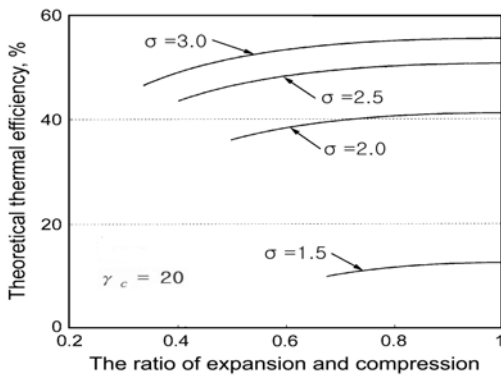


Fig. 4 Theoretical thermal efficiency as a function of the ratio of the expansion compression.

효팽창비(γ_e)에 대한 유효압축비(γ_c)의 비를 β 로 정의하였다. 즉, $\beta = \gamma_e / \gamma_c$ 으로 표현하고 실제 옛킨슨사이클 해석시 사용한다.

위의 가정으로부터 사이클을 해석한 결과 흡배기 과정이 고려된 경우 고폽창 연료공기 디젤사이클의 이론 열효율 $\eta'_{th(DA)}$ 은 다음 식 (2)의 일반식으로부터 다음 결과들을 얻었다. 즉, 이 사이클의 열효율 일반식은,

$$\eta'_{th(D-A)} = 1 - \frac{Q_{2-1} + Q_{2-2}}{Q_1} \quad (2)$$

이다. 이 식에 각 과정을 해석하여 적용하면, 최종 열효율 결과 식을 얻게 된다. 즉, 열 공급하는 과정 2-3의 해석 결과 공급 열량 Q_1 의 크기는 정압과정으로 다음 식 (3)과 같다.

$$Q_1 = m C_p T_1 \gamma_c^{\kappa-1} (\sigma - 1) \quad (3)$$

또한, 정적하에서 방출하는 과정 4' - 5'의 방출 열량 Q_{2-1} 은 내부에너지의 변화와 같고, 해석 결과 그 크기는 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} Q_{2-1} &= C_v (m_4 T_4 - m_5 T_5) \\ &= m C_v T_1 \sigma \left[\left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right)^{1-\kappa} - \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right) \left(\frac{P_e}{P_1} \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

다음, 등온정압의 배기상태인 과정 5' - 6에서 방출되는 열량 Q_{2-2} 의 크기는 정압과정으로 역시 엔탈피의 변화와 같고, 해석 결과 다음 식 (5)와 같이 된다. 즉,

$$\begin{aligned} Q_{2-2} &= C_p (m_5 T_5 - m_6 T_6) \\ &= m C_p T_1 \left(\frac{P_e}{P_1} \right) \left[\sigma \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right) - \gamma_c^{-1} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

이다. 식 (2)에 얻어진 식 (3), (4), (5)를 대입하여 흡배기과정이 고려된 고폽창 디젤사이클의 이론 열효율 $\eta'_{th(D-A)}$ 을 구할 수 있고, 그 결과는 다음 식 (6)과 같다.

$$\eta'_{th(D-A)} = 1 - \gamma_c^{1-\kappa} F'_{(D-A)} \quad (6)$$

여기서,

$$F'_{D-A} = \frac{\sigma[(\beta)^{1-\kappa} - (\frac{P_e}{P_i})(\beta)] + \kappa(\frac{P_e}{P_i})[(\beta)\sigma - \gamma_c^{-1}]}{\kappa(\sigma-1)}$$

식 (6)을 흡배기가 고려되지 않은 공기표준 고평창 디젤사이클의 이론 열효율의 식 (1)과 비교하면, 흡입관 내의 압력 P_i 와 P_e 의 인자에 의해 크기가 좌우되며, 마지막 항 γ_c^{-1} 도 차이가 있음을 알 수 있다.

만약, 위의 식 (6)의 결과에서 흡배기과정이 아주 느리게 진행된다고 가정하면 즉, $P_i \approx P_e$ 인 경우가 되고 열효율은 다음 식 (7)과 같이 정리된다.

$$\eta'_{th(D-A)} = 1 - \gamma_c^{1-\kappa} \cdot F'_{(D-A)id} \tag{7}$$

여기서,

$$F'_{(D-A)id} = \frac{\sigma\{(\beta)^{1-\kappa} - (\beta)\} + \kappa\{\sigma(\beta) - \gamma_c^{-1}\}}{\kappa(\sigma-1)}$$

식 (6)에서 배기압력과 흡기압력이 동일하고, 팽창후의 압력 P_4 가 정압방열 초기의 압력 P_5 와 같을 때 $P_e = P_1 = P_i$, $P_4 = P_5$ 이 되어 고평창 디젤사이클의 열효율은 최대가 되며 그 크기는 다음 식 (8)과 같이 정리된다.

$$\eta'_{th(D-A)max} = 1 - \gamma_c^{1-\kappa} \frac{(\sigma - \gamma_c^{-1})}{(\sigma - 1)} \tag{8}$$

2.2 이론 열효율 특성

Fig. 4는 앞의 흡배기과정을 고려한 고평창 디젤사이클의 해석된 열효율 결과식으로부터 차단비 σ 를 변화시키는 경우 이론 열효율을 팽창압축비 R_{ec} 의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 이때 압축비는 $\gamma_c = 20$ 으로 고정 한 경우이다. 그림에서 각 차단비에 따라서 팽창압축비가 증가함에 따라 이론 열효율 $\eta'_{th(D-A)}$ 는 전체적으로 증가하는 경향을 보였다. 또한 차단비가 증가할수록 열효율도 역시 증가하는 경향이다. 이것은 이 사이클이 팽창행정에는 제한받지 않는 고평창을 실현하여 팽창압축비가 최대로 증가하기 때문으로 보인다.

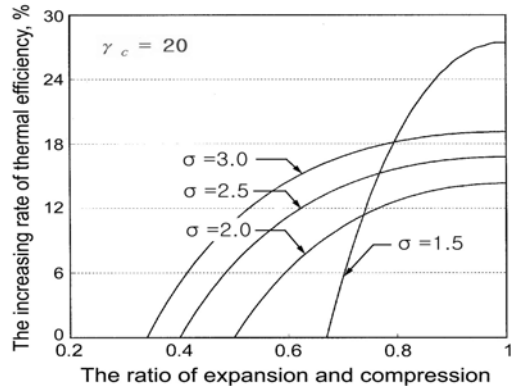


Fig. 5 The increasing rate of thermal efficiency as a function of the expansion-compression ratio.

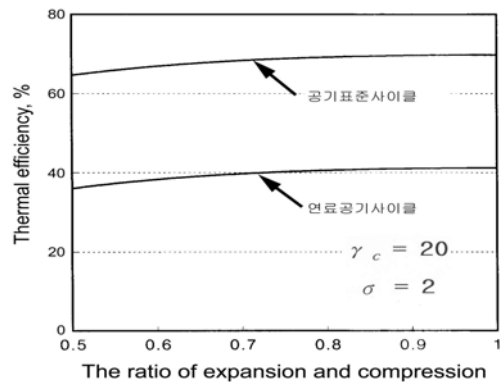


Fig. 6 Comparison of thermal efficiencies with and without intake process at the compression ratio($\gamma_c=20$) and cut-off ratio($\sigma=2$).

Fig. 5는 흡배기과정을 고려한 고평창 디젤사이클의 이론 열효율의 해석 결과로부터 팽창압축비가 증가하는 경우 이론 열효율 증가정도를 파악하기 위해 팽창압축비 변화에 따른 이론 열효율의 증가율을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 이론 열효율 향상율은 팽창압축비가 증가함에 따라 지수 함수적으로 점진적으로 증가됨을 알 수 있다. 이때 열효율의 최대향상은 팽창압축비가 $R_{ec} = 1$ 인 경우이며, 차단비 $\sigma = 1.5 \sim 3.0$ 일 때 약 14.3 ~ 27.4(%)의 범위를 나타내고 있다. 이결과는 통상의 공기표준 디젤사이클의 열효율 증가보다 큰 값으로, 흡배기과정이 고려된 사이클이 보다 더 고평창 사이클 효과가 효과적임을 의미하는 것이다. 즉, 공

기표준 디젤사이클보다 흡·배기 손실을 고려할 경우 이론 열효율이 작게 되겠지만, 흡·배기를 고려한 디젤사이클에서도 고폽창화에 따른 열효율 향상은 기대할 수 있음을 말해주는 것이다.

Fig. 6은 공기표준 디젤사이클과 흡·배기과정을 고려한 고폽창 디젤사이클을 팽창압축비 변화에 대해 이론열효율 증가를 나타낸 것이다. 그림에서 이론 열효율은 두 사이클 모두 팽창압축비가 증가할수록 완만히 증가하는 경향을 보이고 있다. 이때 이론 열효율의 증가는 흡·배기과정을 고려한 경우에서 공기표준 디젤사이클보다 약간 큰 것으로 나타났다. 따라서 흡·배기를 고려한 디젤사이클에서 고폽창 실현시 열효율 증가가 있음을 이론 해석으로부터 예측 확인할 수 있었다. 그림에서 공기표준사이클은 완전팽창하여 배기압력과 흡입압력이 같다는 조건의 이상 사이클이면 동일 기관에서 흡·배기를 고려한 연료공기사이클보다 효율이 높다.

3. 제작된 단기통 저속 디젤기관의 구성과 시험장치

3.1 실험장치 구성

본 연구를 위해 제작 완료된 기관은, 단기통 직접분사식(DI) 장-행정 저속 4사이클 디젤기관이며, 주요제원은 Table 1과 같고, Fig. 7은 실험을 위해 구성된 실험장치의 개략을 나타낸 것이다.

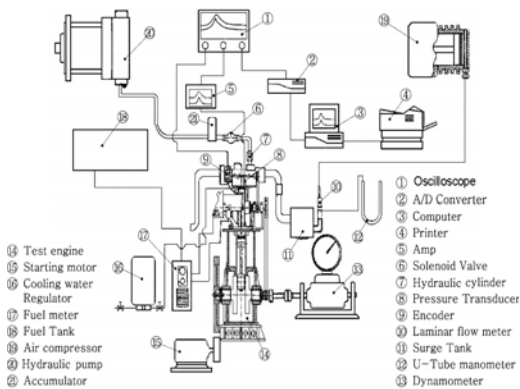


Fig. 7 Schematic diagram of experimental setup with single diesel engine.

실험장치는 크게 기관의 본체, 본체와 연결된 수동력계, 흡·배기를 위한 가변밸브 타이밍시스템 및 가변압축비 장치, 각 부의 압력과 온도를 측정하기 위한 데이터 취득부, 엔진을 시동하기 위한 시동부로 나눌 수 있다.

기관의 출력은 수동력계를 사용하여 산출하였으며, 특히 밸브구동 캠축에 연결된 엔코더로부터는 기관의 TDC위치 및 크랭크 각을 판독하도록 하였고, 실린더 내의 압력센서로부터는 압력 데이터를 취득하여 컴퓨터에서 지정된 사이클 수만큼 저장하여 데이터를 분석할 수 있도록 하였다. 흡입 공기량은 오리피스 유량계 및 차압계 그리고 U-관 마노미터에 디지털차압계를 연동하여 측정하였다. 연료는 연료분사 펌프로부터 공급되며, 기관의 연료소모량은 전자저울을 이용한 질량 측정법으로 측정하였다.

Table 2 Specification of test single engine.

Item	Specifications
Cylinder Number	Single cylinder(1)
Displacement Volume	2390(cc)
Bore × Stroke	97.1 (mm) × 323(mm)
S/B Ratio	3.326
CAM Type	DOHC(1)
Compression Ratio	15 ~ 40(Variable)
Injection Type	DI(VP37)
Low Idle Speed	100(rpm)
High Idle Speed	700(rpm)

3.2 실험방법

기관의 실험방법은, 흡입밸브 닫힘시기 지연에 따라 고폽창화하는 경우에 대한 모터링 및 발화운전 상태에서 유효압축비 감소와 압축일 및 기관의 제반특성 변화를 평가하였다. 모터링시 흡입밸브 닫힘시기 지연은 ABDC 30°~80° 까지 10°간격으로 지연시켜 실시하였고, 발화운전 실험은 흡입밸브 닫힘시기 ABDC 20°~80° 까지 20° 씩 단계적으로 지각시켰다. 이때 80°ABDC 시점은 제작된 기관에서 모터링 실험시 밸브닫힘 시기 지연에 의한 유효 압축비 감소로 인해 자기착화 되지 않는 흡기밸브 닫힘시기 최대 지연시점으로 나타난 경우이다. 각각의 실험에서 겉보기 압축비는 $\gamma_c = 19$, 기

관 회전수는 300rpm, 연료 분사시기 BTDC 12° 로 고정하였다.

4. 시험결과 및 분석

4.1 시험기관의 흡입밸브 닫힘시기 지연(LIVC)에 따른 기초시험

Fig. 8은 흡입밸브 닫힘시기 지연의 실험조건으로부터 VVT장치를 사용하였을 때 모터링 실험결과로부터 압축초기의 상태를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 흡기밸브 닫힘시기가 지연될수록 압축 시작점의 위치가 늦게 나타나게 됨을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 실제 고폽창 실현시 압축일의 감소로 이어지며 저압축 과정을 수행하게 됨을 말해주는 것이다.

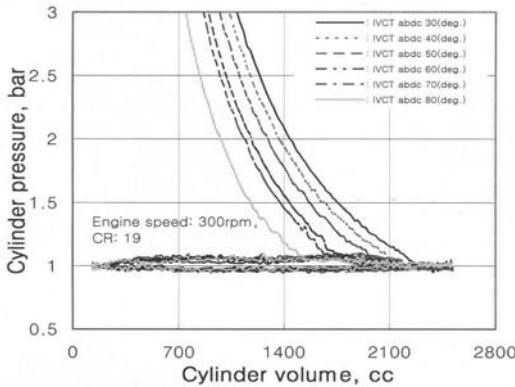


Fig. 8 Intake valve closing time at the LIVC in motoring.

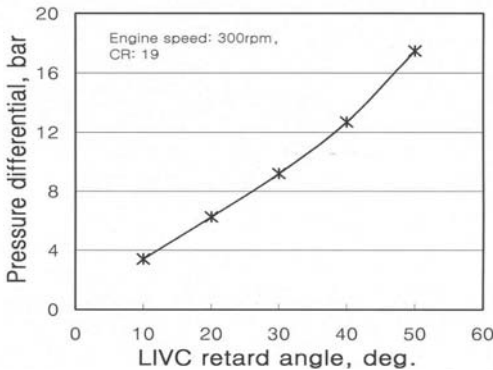


Fig. 9 In-cylinder pressure differential at the LIVC under motoring.

Fig. 9는 위의 실험결과로부터 흡기밸브 닫힘시기를 지연시켰을 때 최고 압축압력의 차이를 기본 흡기밸브 닫힘시기와 비교하여 나타낸 것이다. 기본 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 30° 에서 모터링 최고 압축압력은 약 43.9bar이고, 50° 로 지연시킨 경우는 약 26.4bar이다. 이것은 흡입밸브 닫힘시기를 지연시킬수록 흡입공기량의 충전효율 감소로 인해 공기량의 부족과 압축기간의 단축으로 압축압력이 급격히 낮아지게 된 결과이다. 따라서 이러한 압력차이는 압축비 변화로써 압력을 같게 해주어야 할 필요성을 보여주는 것으로, 가변 압축비 장치(VCR) 이용의 유용성을 보이는 것이다. 즉, LIVC 사용에 의해 기관의 운전시 기구적인 장치를 이용 가변적으로 압축비를 조절할 수 있을 때 VCR장치와 가변밸브 타이밍(VVT) 시스템의 연동에 의해 압축압력의 보상이 가능하고 따라서 고폽창 실현으로 최고 압축압력 동일조건에서 고폽창 효과를 기대할 수 있게 됨을 설명하는 것이다. 그러나 VCR과 VVT을 동시에 사용하여도 연소실 체적의 감소가 제한적이라 결국 과급장치를 동시에 사용할 때 목적을 달성할 수 있을 것으로 판단된다.

4.2 시험기관의 각 성능 특성

Fig. 10은 기관 회전수 300rpm, 겉보기 압축비는 $\gamma_c = 19$, 연료 분사시기 BTDC 12° 의 기관운전 조건일 때 LIVC 시스템을 사용 흡기밸브 닫힘시기 지연(LIVC)에 따른 100%부하와 50%부하의 기관 운전시 토크를 나타낸 것이다. 그림에서 100%부하의 경우, 흡기밸브 닫힘시기가 지연될수록 토크는 감소하는 경향이 크고, ABDC 70° 이후에는 그 감소폭이 크게 됨을 보여주고 있다. 50%부하의 경우도 전 구간에 걸쳐 토크 변동이 감소하는 경향을 보이고 있으나 그 폭이 크지 않음을 알 수 있다. 이것은 흡입밸브 닫힘시기(IVCT)가 지연 될수록 흡입공기의 역류로 체적효율은 감소하고 있음을 말해주는 것이다. 따라서 같은 분사량에 대하여 100%부하에서는 공기량 부족에 따른 토크 변동이 크게 나타나게 되나, 50%부하에서는 100%부하시 보다 흡입공기량 감소에 따른 영향을 적게 받게 된 것으로 예측된다. 이상의 결과, 고부하시보다 저부하일 때

LIVC에 따른 흡입공기량의 영향이 적게 되어 저압축 고폽창비를 갖는 사이클 실현시 고부하 운전시보다 저부하 운전시 열효율 향상이 기대 됨을 알 수가 있다.

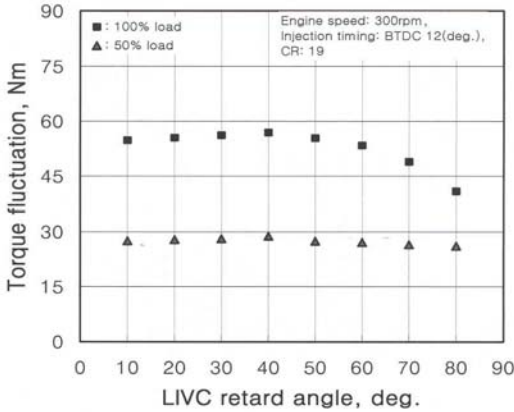


Fig. 10 Brake torque with the LIVC condition.

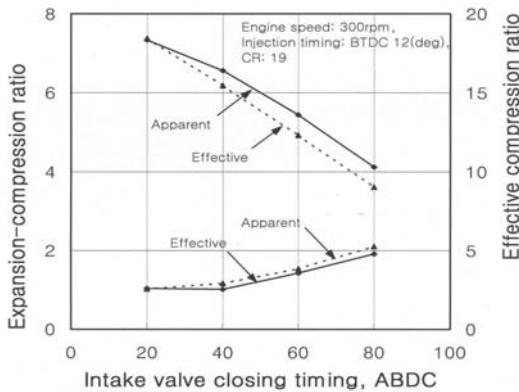


Fig. 11 Expansion-compression ratio and effective compression ratio with intake closing timing.

Fig.11은 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따른 고폽창 디젤기관의 팽창-압축비와 유효 압축비를 보여주는 것으로, 그림의 아래쪽 그래프는 팽창-압축비를, 위쪽의 그래프는 유효 압축비를 나타낸 것이다. 각각의 점선은 실험을 통해 얻어진 데이터 결과이고, 실선은 기관의 닫힘시점으로부터 기하학적인 계산결과이다. 그림에서 팽창-압축비는 흡기밸브 닫힘시기가 40°ABDC까지는 미세한 증가를 보이다가 이후 80°ABDC까지 점진적으로 증가하는 폭이 커지는 경향이다. 이것은 밸브 닫힘시기가 지

각 될수록 유효 압축비의 감소로 팽창-압축비가 증가하게 된 결과로 팽창효과가 있음을 말해준다. 따라서 이 방식에 의해서도 고폽창 실현이 가능함을 알 수 있고, 그림의 상단 그래프는 앞서 언급했듯이 유효 압축비를 나타낸것으로 흡기밸브 닫힘시기가 지각될수록 압축기간의 단축으로 유효 압축비도 감소하게 됨을 보여준다.

5. 결론

5.1 흡·배기를 고려한 공기표준 이론 사이클 해석 결과

디젤기관을 고폽창화한 흡배기를 고려한 실제 기관에 접근된 디젤-앳킨슨사이클 해석으로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 열효율과 평균 유효압력은 통상의 공기표준 사이클에 비해 그 값이 작지만 팽창압축비가 증가함에 따라 역시 증가하는 경향을 나타내었다. 따라서 통상의 디젤기관을 고폽창하는 경우 고효율기관 달성이 가능하고, 압축 및 팽창행정이 동일한 실제 디젤기관을 고폽창화 방법의 하나인 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의해서 실현가능함을 알 수 있었다. 이 경우 유효 행정체적 감소에 의한 유효압축비 및 흡입공기량의 감소로 연소압력이 감소되어 이에 대한 대책이 필요하게 됨을 알 수 있었다. 추후 이에 대한 연구를 진행하여 보고하고자 한다.

5.2 고폽창 사이클 구현의 기관으로부터 기초실험 결과

모터링 실험을 통하여 흡기밸브 닫힘시기의 지연가능한 가변밸브 타이밍 시스템과 가변압축비 장치를 동시에 이용하면 극간체적의 감소로 압축비 보상이 가능하고 저압축에 대한 팽창비가 증가되어 열효율 증가를 가져올 수 있음이 확인되었다.

연소실험에서는 흡기밸브 닫힘시기가 지연될수록 압축일 감소는 보여지나, 연소시 연소압력의 감소로 팽창기간이 단축되고 압축에 대한 팽창비의 비가 통상의 기관보다 감소하여 결국 토크도 감소됨을 보였다. 또 일정한 연료 분사량에 대하여 흡

입공기량의 충전효율의 감소로 열효율도 감소하였다. 따라서 통상기관에서 단지 압축기간의 단축으로는 고폭창 실현에 의해 열효율 향상을 도모할 수 없음이 확인 되었고, 차후 저압축에 따른 압축압력 보상장치와 연소시 동일 연소압력을 유지하기 위한 과급대책이 강구 되어야 저압축에 대한 팽창비의 비를 크게 하여 열효율을 높일 수 있게 될 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] Naoharu Ueda Hiroshi Sakai, Junso Sasaki Naohide Iso, "The Miller Cycle Gasoline Engine for a Light Duty Truck", JSAE 9633027.
- [2] C. M. Chung, J. T. Lee, J. W. Cho, "Trends in Technical & Development of Miller Cycle for Gasoline Engine," KSAE, Vol. 17 No.1.1995.
- [3] Mitsuo Hitomi, et al., "Mechanism of Improving Fuel Efficiency by Miller Cycle and Its Future Prospect, " SAE 951055.
- [4] Ryo Shimizu, Masaki Fujii, Takasi Suzuki, Masao Inoue, "Miller Cycle Engine Management System and Its Distinctive Feature," JSAE Review, pp. 305-308, 1994.
- [5] T. Goto, et al., "Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine," SAE 940198.
- [6] Ryo Shimizu, Masaki Pujji, Takasi Suzuki, Masao Inoue, "Miller Cycle Engine Management System", JSME 9305814.
- [7] W. L. R. Gallo, "Thermodynamic Evaluation of Valve Timing," SAE 921479.
- [8] T. Ahmad and M.A.theobald,"A Survey of Variable-Valve-Actuation Technology," SAE 891674
- [9] R. J. Saunder, E. A. Abdul-Wahab, "Variable Valve Closure Timing for Load Control and the Otto Atkinson Cycle Engine," SAE 890677.
- [10] Kazuo Inoue, et. al., "A High Power, Wide Torque Range Efficient Engine, With a Newly Developed Variable Valve Lift and Timing Mechanism," SAE 890675.

저 자 소 개



장태익(張太翼)

1959년 1월생. 1985년 국립금오공과대학교 기계공학과(학사), 1989년 국립금오공과대학교 대학원 기계공학과(석사), 1996년 성균관대학교 대학원 기계설계공학과(박사), 현 세명대학교 보건안전공학과 교수, 당 학회 정회원.