

4사이클 디젤기관에서 고폽창 실현 시 문제점 해결방안과 열효율 특성에 대한 연구

장 태 익†

(원고접수일 : 2009년 7월 29일, 원고수정일 : 2009년 9월 1일, 심사완료일 : 2009년 9월 18일)

A Study on the Problem-Solving Method and Thermal Efficiency Properties at the Time of High Expansion Realization in a 4-Cycle Diesel Engine

Tae-Ik Jang†

Abstract : The present thesis carried out a research on a compression pressure's reduction phenomenon and its countermeasure according to the thermal efficiency improvement method by a Miller method in 4-cycle low speed diesel engine. In case of retardation of intake valve closing time in a engine, the theoretical heat efficiency shows a remarkably reducing trend when a compression ratio is not compensated. Accordingly, the thermal efficiency showed an increasing trend in case of compensating the compression ratio. Especially, it could be understood that the theoretical heat efficiency at near ABDC 100° of intake valve closing time in case of compensation of the compression ratio was improved by around 25.1%, and the mean effective pressure was also increased by around 18.6%. Also, as the retardation of intake valve closing time increases, air quantity becomes insufficient due to a backflow phenomenon of intake air and thus thermal efficiency was decreased in a high load operation domain.

The solving method of this problem is possible by supercharge. Therefore, in order to improve thermal efficiency by retardation of intake valve closing time, the thermal efficiency improvement according to low compression is possible when there are a compensation device of a compression ratio and a supercharge device. This is a problem-solving method of low compression and high expansion cycle.

Key words : High expansion(고팽창), Miller method(밀러방식), Variable valve timing system(가변밸브타이밍시스템), Appearance compression ratio(겉보기 압축비), Expansion-compression ratio(팽창-압축비), Effective compression ratio(유효압축비)

기호설명

$\gamma_{c(a)'} :$ 겉보기압축비

$\Delta V_c :$ 감소될 간극체적

$\gamma_c' :$ 유효압축비

† 교신저자(강릉원주대학교 기계자동차공학부, E-mail : janghan0553@naver.com, Tel: 033-760-8728)

σ, σ' : 연료차단비, 저압축시 연료차단비
 $\eta_{th(D)(C)}, \eta_{th(D)(SC)'} :$ 고폽창 디젤사이클 기관의 이론 열효율, 과급시 고폽창 디젤사이클 기관의 이론 열효율
 $P_{mth(C)}, P_{mth(D)(SC)'} :$ 고폽창 디젤사이클 기관의 평균 유효압력, 과급시 고폽창 디젤사이클 기관의 평균 유효압력
 $P_{sc} :$ 과급압력

1. 개 론

본 연구자가 기 발표한 논문^[1~2]의 밀러방식^[3~4]에 의한 저압축 고폽창비를 갖는 디젤 앳킨슨사이클 구현에 대한 해석으로부터, 통상기관의 고폽창 사이클 실현 시 제반 문제점을 지적하였다. 첫 번째는 저압축에 따른 압축압력 저하로 인한 평균유효압력의 감소이다. 이에 대한 보완대책의 하나는 통상기관의 연소실체적을 축소시키는 방법으로 가능하며, 기관의 큰 구조변경 없이 저압축 시에도 통상기관과 동일하게 압축압력을 유지시켜 고폽창 효과에 의해 열효율을 크게 할 수가 있다. 두 번째는 흡기밸브 닫힘시기가 늦을 때 흡입공기의 역류에 의해 공기량 부족이 나타나고 이에 따라 발열량도 감소하여 기관의 출력이 감소한다. 따라서 이러한 문제점에 대한 보완대책으로는 과급에 의해 흡입공기량을 통상의 기관과 동일하게 유지시키는 것이다.

위와 같이 본 논문은 저압축에 따른 압축압력 감소대책 및 흡입공기량 부족에 따른 최적 연소조건의 대책에 대하여 명확히 규명하고자 다음과 같이 연구를 실시하였다.

2. 흡기밸브 닫힘시기 지연에 따른 최고 압력 감소방안 및 해석

앞서 지적한바와 같이 밀러방식에 의해 고폽창을 실현하기 위해서는 흡기밸브 닫힘시기를 늦게 할 필요성이 있다. 이에 따라 동일 팽창에 대하여 상대적으로 압축-팽창비의 비가 커져 열효율을 향상시

킬 수 있기 때문이다. 그 방법으로는, 통상기관에서 압축과정의 감소에도 초기의 압축비와 같게 하기 위해 Fig. 1과 같이 연소실 체적인 간극체적 V_2 를 감소시켜야한다. 그림은 간극체적을 감소시켜 흡기밸브 닫힘시기의 변화에도 유효압축비를 동일하게 유지하는 경우 $P-V$ 선도를 나타낸 것이다. 그림에서 통상의 디젤사이클은 1-2-3-4-5-6-7-1이며, 흡기밸브 닫힘시기 지연에 의한 밀러방식의 고폽창 디젤사이클 실현은 1'-2'-3'-4'-5-6-7-1-1'의 과정이 된다. 따라서 흡기밸브 닫힘시기의 변화에도 유효압축비를 동일하게 유지하기 위해 간극체적 ΔV_c 를 감소시킬 때의 사이클은 그림 1"-2"-3"-4"-5-6-7-1-1" 과정을 수행한다. 이때 2, 5, 6, 7, 1과정은 초기와 동일한 위치라 하여도 간극체적은 ΔV_c 의 감소로 인한 압축비 보상에 의해 실제체적이 각각 다르다. 따라서 위와 같은 사이클의 구성으로 흡기밸브 닫힘시기를 변화시킬 경우 간극체적 감소에 의한 열효율 감소요인을 제거하기 위해서는 항상 유효압축비 γ_c' 가 통상 디젤사이클의 압축비 γ_c 와 같아야한다. 이때 동일한 압축비를 유지하기 위하여 감소되어야 할 간극체적 ΔV_c 와 흡기밸브 닫힘시기에 해당하는 실린더내 체적 V_1' 와 의 관계를 식으로 알아보면 다음과 같다.

$$\frac{V_1''}{V_2''} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1' - \Delta V_c}{V_2' - \Delta V_c} = \frac{V_1' - \Delta V_c}{V_2 - \Delta V_c} \tag{1}$$

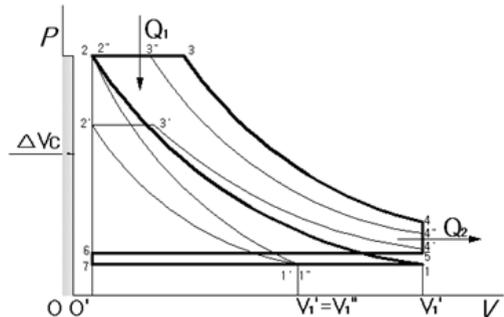


Fig. 1 P-V diagram for high expansion Diesel cycle under compensated effective compression ratio.

$$\rightarrow \therefore \Delta V_c = \frac{V_1}{\gamma_c' - 1} \left(1 - \frac{V_1'}{V_1} \right) \tag{2}$$

여기서, $\gamma_c = \gamma_{c(d)} = \gamma'_c$ 이다.

상기와 같이 간극체적이 변하는 경우 흡기밸브 닫힘시기 변화에 따라 겉보기압축비 역시 변화되며, 이때 보상될 겉보기압축비 $\gamma_{c(a)'}$ 와 유효압축비 γ'_c 와의 관계는 다음과 같다. 즉,

$$\gamma_{c(a)'} = \frac{V_1 - \Delta V_c}{V_2 - \Delta V_c} = \frac{V_1 - \Delta V_c}{V_1' - \Delta V_c} \gamma'_c \quad (3)$$

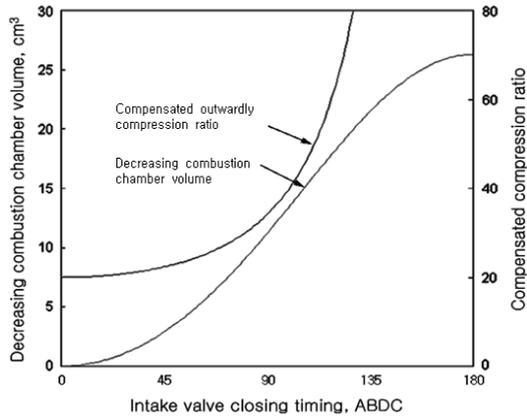


Fig. 2 Decreasing combustion chamber volume and compensated nominal compression ratio according to intake valve closing timing.

Table 2 Specification of 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)

3. 간극체적의 변화시 유효압축비 동일시 열효율 특성

Fig. 2는 앞의 식 (1)과 식 (2)를 사용하여 통상 디젤기관을 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의해 고팽창 사이클화 한 경우 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 압축비를 보상하기 위해 감소되어야 할 연소

실 간극체적 ΔV_c 와 그때 보상될 겉보기압축비 $\gamma_{c(a)'}$ 를 나타낸 것이다. 여기서 연구대상 기관의 사양은 Table 1과 같다. 그리고 겉보기압축비는 $\gamma'_c = 20$ 로 고정하였다.

그림에서 보는바와 같이 감소되어야 할 연소실 간극체적 ΔV_c 는 흡기밸브 닫힘시기를 의미하는 크랭크각 변화에 따라 그 크기는 상사점 및 하사점 부근에서 완만한 증가를 보이고, 크랭크각 90°부근에서는 급격히 감소량이 증가함을 보이고 있다. 또 보상될 겉보기압축비 $\gamma_{c(a)'}$ 의 감소도 연소실 틈새에 대응하여 급격히 증가하는 경향이다. 압축비와 팽창비가 동일한 크랭크각 ABDC 100° 부근에서 보상되어야 할 겉보기압축비의 크기는 약 $\gamma_{c(a)'} = 40.23$ 정도임을 알 수 있다.

Fig. 3은 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의해 디젤기관을 고팽창 사이클화 한 경우의 팽창-압축비와, 압축비 보상의 경우 및 보상하지 않은 경우의 이론 열효율을 나타낸 것이다. 그림에서 압축비를 보정한 경우의 이론 열효율 크기는 식 (4)와 식 (5)를 사용하여 계산한 결과이다. 즉, 차단비의 크기는

$$\sigma = 1 + (\sigma' - 1) \left(\frac{\gamma'_c}{\gamma_c} \right)^{k-1} \quad (4)$$

열효율은,

$$\eta_{th(D)(C)} = (1 - \gamma_c^{1-k}) \cdot F_{(D)(C)} \quad (5)$$

위 식에서

$$F_{(D)(C)} = \left[\left\{ \sigma^k \left(\frac{V_1' - \Delta V_c}{V_1 - \Delta V_c} \right)^{k-1} - \left(\frac{V_1' - \Delta V_c}{V_1 - \Delta V_c} \right)^{-1} \right\} + k \left\{ \left(\frac{V_1' - \Delta V_c}{V_1 - \Delta V_c} \right)^{-1} - \gamma_c^{-1} \right\} \right] / k(\sigma - 1)$$

이다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이 흡기밸브 닫힘시기 지각에 대하여 압축비를 보상하지 않은 경우 유효압축비의 감소로 이론 열효율은 현저히 감소하는 경향을 보인다. 반면 압축비를 보정한 경우 이론

열효율은 증가하다 급격히 감소하는 경향이다. 이때 이론 열효율의 최대 값은 흡입밸브 닫힘시기 ABDC 100°에서 약 41.17%정도의 값을 보이고 있다. 그리고 팽창-압축비가 1 이상에서는 열효율이 급격히 감소하는데 이것은 음의 일이 증가하는데 기인하는 것으로 볼 수 있다. 이때 흡기밸브 닫힘시기 약 ABDC 100°부근에서 압축비를 보상한 경우와 압축비를 보상하지 않은 경우에서 열효율을 비교하면 약 25.1%정도 향상됨을 보이고 있다. 이러한 결과는 압축비 보상 시 저압축에 대한 고폽창 효과를 말해주는 것이다.

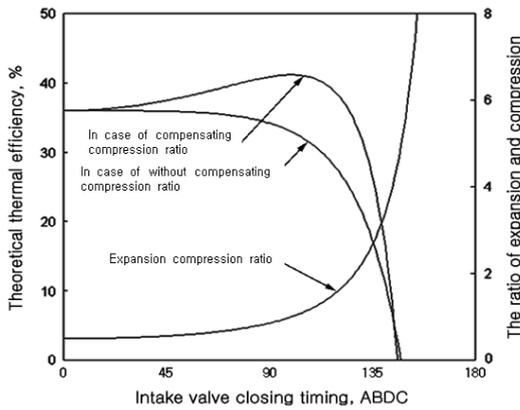


Fig. 3 Theoretical thermal efficiency and ratio of expansion and compression according to intake valve closing timing.

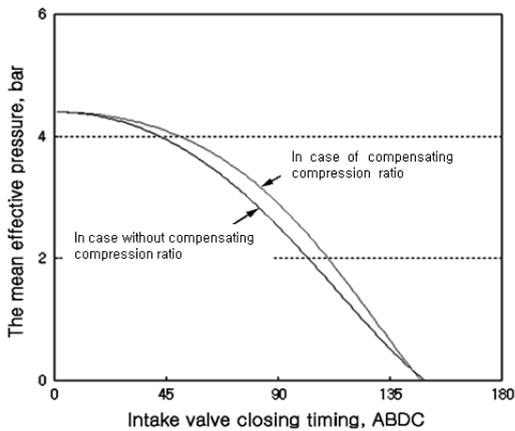


Fig. 4 The mean effective pressure with and without compensating effective compression ratio according to intake valve closing timing.

Fig. 4는 고폽창 디젤사이클 기관의 이론 평균 유효압력의 크기를 압축비를 보상하지 않은 경우와 보상한 경우에 대하여 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 압축비를 보상한 경우와 보상하지 않은 모두에서 흡기밸브 닫힘시기가 지각될수록 평균 유효압력의 크기는 지속적으로 감소되는 경향을 보이고 있다. 이것은 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 하사점 이후 피스톤의 압축으로 흡입공기량의 일부가 흡입 매니폴드로 역류되어 총발열량의 감소에 기인한 것으로 판단된다^[5-6]. 즉 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°까지는 압축압력 보상효과에 의해 열효율이 최대로 나타났으나 이후 흡기밸브 닫힘시기를 늦게 할수록 압축압력 감소로 압축착화가 거의 불가능하고 결국은 효율이 급격하게 떨어진 결과로 나타난 것이다. 이때 흡입밸브 닫힘시점 ABDC 100°부근에서 이론 평균유효압력의 크기는 압축비를 보상한 경우에서 보상하지 않은 경우보다 약 18.6%정도 크게 됨이 보이나, 흡입공기량의 감소로 완전히 회복되지는 못하였다. 이때 압축비를 보상한 경우 이론 평균유효압력의 크기는 다음 식 (6)으로부터 결정하였다.

$$P_{mth(C)} = \eta_{th(D)(C)} \cdot \frac{P_1 k \gamma_c^k (\sigma - 1)}{(k - 1) (\gamma_{c(a)'} - 1)} \quad (6)$$

위와 같이 흡기밸브 닫힘시기 지각에 의한 밀러 방식의 고폽창 디젤사이클에서는 열효율이 압축비를 보상함에 따라 현저히 증가함이 보였다. 이러한 결과로부터 압축비 보상에 대한 유용성을 알게 되었고, 이론적인 사이클 해석을 통해 열효율 향상가능성도 살펴볼 수 있었다. 또한 고부하 운전영역에서와 같이 흡입공기량 감소의 영향이 크게 될 때는 공급열량의 감소로 이어져 별도의 대책이 강구해야함도 알게 되었다. 즉 완전한 고폽창 사이클의 실현은 압축비 보상대책 뿐 아니라 별도의 출력증가 대책이 필요하고, 결국 과급에 대해서도 검토되어야만 한다는 것이다. 따라서 이에 대한 해석결과를 알아보면 다음과 같다.

4. 흡기밸브 닫힘시기 지연에 따른 과급에 의한 보완 방안

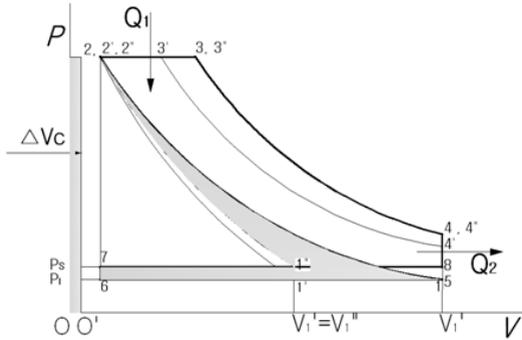


Fig. 5 P-V diagram for high expansion diesel cycle under charged and compensated effective compression ratio.

Fig. 5는 흡기밸브 닫힘시기 지연을 적용한 밀러방식의 고폽창 디젤사이클에서 압축비 보상과 동시에 과급을 실시하였을 때의 P-V선도를 나타낸 것이다. 통상 디젤사이클은 1-2-3-4-5-6-1의 과정을 수행하며, 유효압축비 보상한 경우는 1'-2'-3'-4'-5-6-1' 과정을 수행한다. 이때 5, 6, 1 점은 동일한 위치로 표시되나 간극체적의 감소로 통상의 경우보다 기준점이 왼쪽에 위치하게 되므로 체적은 동일하지가 않다. 따라서 이러한 점을 보완하기 위해 유효압축비 변화와 동시에 과급으로 최고압력 및 유효행정체적을 동일하게 할 필요가 발생하고, Fig. 5에서와 같이 1"-2"-3"-4"-5-6-7-8-1" 과정으로 된 사이클 구성이 그것이다^[7-8]. 이 사이클은 과급에 의해 공기량과 압력을 보상하게 되고, 동시에 유효압축비를 맞추고자 간극체적을 감소시키게 되므로 결국 압축비만을 보상한 경우보다 최고압력은 미소 증가하게 된다. 즉, 왼쪽에 위치한 기준점이 O가 되어 3, 4, 5, 6의 체적은 앞서 Fig. 1의 사이클과는 다른 체적이 된다.

상기와 같이 사이클을 실현하기 위한 과급압의 크기를 알아보면 다음과 같다. 즉 표준 디젤사이클을 흡기밸브 닫힘시기 지연에 의해 저압축 고폽창 사이클을 실현할 경우 유효압축비 보상과 동시에

과급을 실시하면 압축압력 P_2'' 와 P_2 는 동일하게 되고, 이때 흡기밸브 닫힘시기 및 과급압 변화에 따른 간극체적 V_2'' 와의 관계는 다음과 같다. 여기서, 압축후의 압력 P_2'' 는 P_2 와 같다는 조건 ($P_2'' = P_2$)으로부터 다음 식을 만들 수 있다.

$$P_1' \left(\frac{V_1''}{V_2''} \right)^k = P_{sc} \left(\frac{V_1' - \Delta V_c'}{V_2 - \Delta V_c'} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (7)$$

이때 P_{sc} 는 과급압의 크기를 말한다.

통상의 디젤기관에서 유입되는 공기량 m_d 와 과급시의 공기량 m_{sc} 가 동일($m_d = m_{sc}$)한 조건으로부터 과급압의 크기 P_{sc} 는 다음과 같이 된다.

$$\frac{P_1 V_s}{RT_1} (= \frac{P_1 (V_1 - V_2)}{RT_1}) = \frac{P_1'' V_1''}{RT_1} - \frac{P_1 V_2''}{RT_1}$$

$$\rightarrow P_{sc} (V_1' - \Delta V_c') = P_1 (V_1 - V_2) + P_1 (V_2 - \Delta V_c')$$

$$\rightarrow P_{sc} = P_1 \frac{V_1 - \Delta V_c'}{V_1' - \Delta V_c'} \quad (8)$$

식 (8)의 압축 후 압력 P_2'' 와 과급압 P_{sc} 로부터 감소되어야 할 간극체적 $\Delta V_c'$ 는 다음 식으로부터 결정할 수 있다.

$$\left(\frac{V_1 - \Delta V_c'}{V_1' - \Delta V_c'} \right) \left(\frac{V_1' - \Delta V_c'}{V_2 - \Delta V_c'} \right)^k = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (9)$$

위와 같이 간극체적이 변하는 경우 흡기밸브 닫힘시기 변화에 따라 결보기압축비도 역시 변하게 되며, 보상 후 결보기압축비 $\gamma_{c(sa)''}$ 와 유효압축비 $\gamma_{c(sc)'}'$ 는 다음과 같게 된다.

$$\gamma_{c(sa)''} = \frac{V_1 - \Delta V_c'}{V_2 - \Delta V_c'} \quad (10)$$

$$\gamma_{c(sc)'}' = \frac{V_1' - \Delta V_c'}{V_2 - \Delta V_c'} \quad (11)$$

이때, 과급과 동시에 유효압축비를 보상한 경우 연료 차단비는 다음 식 (12)와 같다.

$$\sigma = 1 + \gamma_c^{k-1} (\sigma' - 1) \left(\frac{V_2 - \Delta V'}{V_1' - \Delta V'} \right)^{k-1} \quad (12)$$

이상으로부터 과급을 하는 경우의 이론 열효율 $\eta_{th(D)(SC)'}'$ 는 다음 식 (13)같이 표시된다.

$$\eta_{th(D)(SC)'}' = 1 - \gamma_c^{1-k} \cdot F_{(D)(SC)'}' \quad (13)$$

위 식에서,

$$F_{(D)(SC)'}' = \frac{\sigma \left[\left(\frac{\gamma_c}{\gamma_c'} \right)^{1-k} - \left(\frac{\gamma_c}{\gamma_c'} \right) \left(\frac{P_i}{P_{sc}} \right) \right] + k \left(\frac{P_i}{P_{sc}} \right) \left[\left(\frac{\gamma_c}{\gamma_c'} \right) \sigma - \gamma_c^{-1} \right]}{k(\sigma - 1)}$$

이다. 따라서 과급하는 경우의 이론 평균유효압력 $P_{mth(D)(SC)'}'$ 의 크기는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_{mth(D)(SC)'}' = \eta_{th(D)(SC)'}' \cdot \frac{P_1 k \gamma_c^k (\sigma - 1)}{(k-1)(\gamma_{c(sc)'}' - 1)} \quad (14)$$

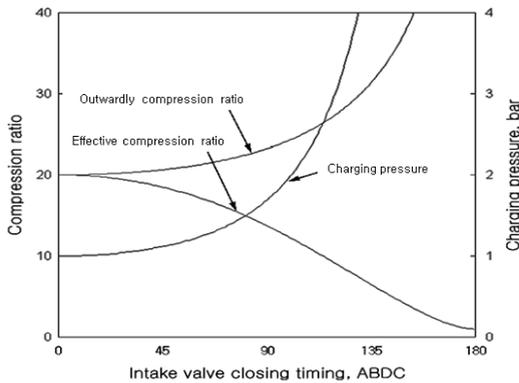


Fig. 6 Nominal compression ratio, effective compression ratio and the charging pressure according to intake valve closing timing.

5. 과급에 의한 흡입공기량 보상에 따른 열효율 특성

앞서 살펴본바와 같이 흡기밸브 닫힘시기 지연에 따른 문제점에 대한 대책으로는 유효압축비 보상과 동시에 과급에 의해 공기량을 보상하여 최고압력 및 발열량을 통상기관과 동일하게 유지시켜야 한다는 것이다. 따라서 해석한 관계식으로부터 열효율 특성을 알아보면 다음과 같다.^[7-9]

Fig. 6은 압축비 보상 및 과급을 동시에 행한 경우 유효압축비와 겉보기압축비 그리고 보상해야 할 과급압의 크기를 흡기밸브 닫힘시기 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 흡입밸브 닫힘시기 지각에 따라 유효행정체적의 감소로 겉보기압축비는 증가하고 유효압축비는 감소한다. 또 일부는 흡입공기 역류로 인한 공기량의 감소로 발열량도 감소하며, 이를 보상하기 위한 과급압의 크기는 그림에서 보듯이 지수 함수적으로 증가함을 나타내고 있다. 특히 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°부근에서는 증가율이 현저히 크게 됨을 보인다. 이것은 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 유효압축비가 지속적으로 감소되어 보상될 압력도 커져야 하기 때문이다. 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°부근에서 유효압축비 γ_c' 는 약 11.19정도 감소되고, 요구되는 과급압의 크기는 약 2.26bar정도가 됨을 알 수 있었다.

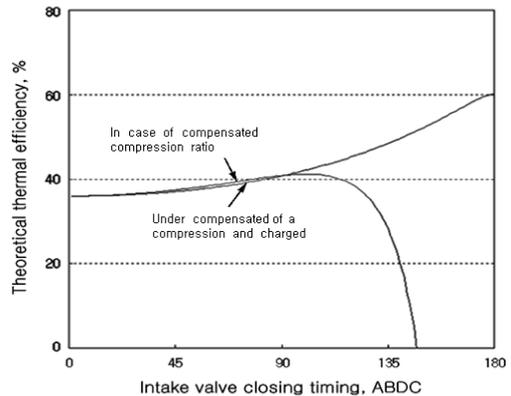


Fig. 7 The comparison of thermal efficiency under compensated effective compression and the charged according to intake valve closing timing.

Fig. 7은 유효압축비의 보상 및 과급을 동시에 수행하고 실린더내 최고압력 및 유효행정체적을 동일하게 한 경우 고행창 디젤사이클의 이론 열효율을 압축비만을 보상한 경우와 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 유효압축비 및 과급을 동시에 보상한 경우 이론 열효율의 크기는 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 지속적으로 증가하는 경향이고,

압축비만 보상한 경우는 증가하다가 감소하는 경향을 보인다. 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°보다 작은 영역에서는 압축비만 보상한 경우의 이론 열효율이 압축비 및 과급을 동시에 보상한 경우보다 약간 큰 값을 나타내고 있다. 이것은 유효압축비에 있어서 압축비만을 보상한 경우가 압축비 및 과급을 동시에 행한 경우보다 큰데 기인한 것으로 판단된다. 그러나 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°보다 큰 경우 과급을 동시에 수행할 때 이론 열효율은 과급의 영향으로 지속적으로 증가하는 경향을 보여주고 있다.

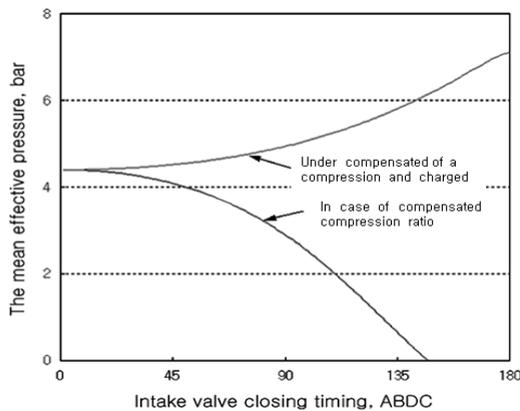


Fig. 8 The mean effective pressure under compensated effective compression and the charged according to intake valve closing timing.

Fig. 8은 고폽창 디젤사이클에서 유효압축비 보상 및 과급을 동시에 수행하여 실린더내 최고압력 및 공기량을 동일하게 한 경우와 압축비만을 보상한 경우의 이론 평균유효압력의 크기를 비교해 나타낸 것이다. 그림에서 유효압축비 보상 및 과급에 의한 이론 평균유효압력은 열효율과 마찬가지로 지속적으로 증가함을 보여주고 있다. 이것은 이론 평균유효압력의 크기가 열효율 및 공급열량 그리고 실린더내의 공기질량에 의해 좌우되기 때문이다.

6. 결 론

본 연구는 저압축에 따른 압축압력 감소대책과

흡입공기량 부족에 따른 최적연소조건을 규명하고자 연구를 실시하여 다음과 같은 결과를 얻게 되었다.

1) 통상 디젤기관을 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의해 고폽창사이클화한 경우, 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 압축비를 보상하기 위해 감소되어야 할 연소실 간극체적은 하사점 이후 완만한 증가를 보이고, 크랭크각 ABDC 90°이후로 급격히 증가함을 나타내었다.

2) 흡기밸브 닫힘시기 지각에 대하여 이론 열효율은 압축비를 보상하지 않은 경우 현저히 감소하는 경향을 보이고, 반면 압축비를 보상한 경우 이론 열효율은 증가하다 급격히 감소하는 경향을 나타내었다. 또 평균유효압력의 크기도 지속적으로 감소하는 경향을 보였다. 따라서 이에 대한 대책으로 압축비를 보상한 경우 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°에서 이론 평균유효압력의 크기는 최대 약 18.6% 정도 향상됨을 알 수 있었다. 이러한 결과로부터 압축비 보상의 유용성이 확인되었다.

3) 고부하 운전영역에서와 같이 흡입공기 역류의 영향이 커질 때는 총공급열량의 감소로 이어져 압축비 보상대책 뿐 아니라 별도의 출력증가 대책이 필요함도 알 수 있었다. 이것의 대책으로는 과급에 의해 가능하고, 이때 보상되어야 할 과급압의 크기는 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 지수 함수적으로 증가됨도 확인되었다.

4) 팽창-압축비의 비가 1보다 작은 영역에서의 이론 열효율 크기는, 압축비만 보상한 경우에서 압축비 및 과급을 동시에 보상한 경우보다 약간 큰 값을 나타냄이 보였다. 이것은 이 영역에서는 흡입공기량 역류의 영향이 적은 것으로 판단된다.

5) 압축비 보상과 과급에 의한 흡입공기량을 동시에 보상한 경우 이론 열효율은 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 지속적으로 증가하는 경향이고, 압축비만 보상한 경우는 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있다. 또 이론 평균유효압력의 크기도 지속적으로 증가하였다. 이러한 결과는 열효율 및 평균유효압력의 크기가 실린더내 흡입공기의 질량에 의해 크게 좌우되기 때문으로 판단된다.

참고문헌

- [1] 장태익, 김철수, 정영관, "디젤기관에 대한 앳킨슨사이클 구성과 사이클의 열역학적 해석에 관한 연구", 마린엔지니어링학회지, 제29권, 제2호, pp. 185-193, 2005.
- [2] 장태익, "흡·배기를 고려한 고폽창 저속 디젤 기관의 이론 해석과 기관 성능에 대한 연구", 마린엔지니어링학회지, 제32권 제8호, pp. 55-60, 2008.
- [3] R. Shimizu, Masaki Fujii, Takasi Suzuki, Masao Inoue, and Susumu Niinai, "Miller cycle engine management system and its distinctive feature", JSAE Review 15, pp. 305-308, 1994.
- [4] C. M. Chung, J. T. Lee, and J. W. Cho. "Trends in technical & development of miller cycle for gasoline engine", KSAE, Vol. 17 No. 1, 1995.
- [5] Larry D. S. "Altering the spark ignited internal combustion engine cycle", ASME, Vol. 33, pp. 205-210, 1994.
- [6] John Brooks and Alan Lane, "Features of an atkinson two-stroke engine", SAE 941682.
- [7] T. I. Jang, Y. J. Jeong, and J. T. Lee, "A Study on Atkinson Cycle of Heavy Duty Long Stroke Diesel Engine," KSAE 2001 Annual spring Conference Proceedings Vol. II, pp. 225-231, 2001.
- [8] T. Goto, et al., "Development of miller cycle gasoline engine," SAE 940198.
- [9] T. I. Jang, Y. J. Jeong, K. C. Roh, J. T. Lee, "A Study on a High Expansion Method of Diesel-Atkinson Cycle(1)," KSAE 2002 Annual Spring Conference Proceedings Vol. I, pp. 500~5006, 2002.

저자 소개



장태익(張太翼)

1959년 1월생. 1985년 국립금오공과대학교 기계공학과(입, 학사), 1989년 국립금오공과대학교 대학원 기계공학과(입, 석사), 1996년 성균관대학교 대학원 기계설계공학과(입, 박사), 2002.3~2009.2 세명대학교 건축설비시스템공학과, 현재 국립강릉원주대학교 기계자동차공학부 정밀기계공학과, 당 학회 정회원.