

디젤기관에 대한 앳킨슨사이클 구성과 사이클의 열역학적 해석에 관한 연구

장태익† · 김철수* · 정영관**

(원고접수일 : 2004년 12월 3일, 심사완료일 : 2005년 3월 2일)

A Study on the Composition of Atkinson Cycle and Thermodynamically Analysis for a Diesel Engine

Tae-Ik Jang† · Chul-Soo Kim* · Young-Guan Jung**

Abstract : The present study composed a diesel-atkinson cycle of high expansion as a method of achieving high efficiency in diesel cycle engines. It also interpreted the cycle engine thermodynamically analysis to determine the possibility of the improvement of thermal efficiency and clarified the characteristics of several factors.

According to the result of theoretical analysis, heat efficiency was highest when expansion-compression ratio $R_{ec}=1$. In addition, diesel engines with high apparent compression ratio had higher expansion-compression ratio than otto engines and consequently, their effect of high expansion was high, which in turn enhanced thermal efficiency. When the atkinson cycle was implemented in a real diesel engine by applying the miller cycle through the variation of the closing time of the intake valve, the effective compression ratio and the quantity of intake air decreased and as a result, the effect of high expansion was not observed. Accordingly, the atkinson cycle can be implemented when the quantity of intake air is compensated by supercharge and the effective compression ratio is maintained at its initial level through the reduction of the clearance volume. In this case, heat efficiency increased by 4.1% at the same expansion-compression ratio when the apparent compression ratio was 20 and the fuel cut off ratio was 2.

As explained above, when the atkinson cycle was used for diesel cycle, heat efficiency was improved. In order to realize high expansion through retarding the intake valve closing time, the engine needs to be equipped with variable valve timing equipment, variable compression ratio equipment and supercharged pressure equipment. Then a diesel-atkinson cycle engine is realized.

Key words : Variable compression ratio(가변압축비), Diesel cycle engine(디젤사이클기관), Compression ratio(압축비), Expansion ratio(팽창비), Diesel-atkinson cycle engine(디젤-앳킨슨 사이클 기관), Effective compression ratio(유효압축비), Expansion-compression ratio(팽창-압축비)

† 책임저자(세명대학교 건축설비시스템공학과), E-mail : jangti@semyung.ac.kr, Tel : 043)649-1423

* 국립원주대학 자동차서비스과

** 국립금오공과대학교 기계공학부

1. NOMENCLATURE

σ : cut off ratio

γ_c : expansion ratio

γ_e : compression ratio

x : specific heat ratio

Φ : compression-retard ratio

R_{ec} : expansion-compression ratio

$P_{th(D-A)}$: theoretical effective pressure of the diesel-atkinson cycle

$\eta_{th(D-A)}$: theoretical thermal efficiency of the diesel-atkinson cycle

1. 서 론

기관에서 고효율을 달성하기 위한 방법의 하나는 연소로 얻어진 고압의 열에너지를 대기압 까지 가능한 팽창시켜 최대한 일로 변환시키는 것이다. 이를 실현할 수 있는 기관 중의 하나는 압축비보다 팽창비를 상대적으로 크게하여 열효율을 높게 한 앳킨슨사이클 기관이다. 앳킨슨사이클 기관은 1886년 영국의 J. Atkinson에 의해 고안되어 2행정 사이클 기관에 적용, 당시의 오토사이클 기관보다 약 50% 이상 열효율을 높게 하였다⁽¹⁾. 당시에 앳킨슨사이클 구성은 복잡한 링크구조로 더 이상 실용화 되지 못하였으나, 1947년 R. H. Miller에 의해 밸브타이밍 변화로 압축과정을 줄이고 유효압축비를 감소시켜 상대적으로 팽창비를 크게 한 앳킨슨사이클 적용의 밀러사이클(Miller cycle)을 ASME에 발표하였고, 이 기관을 특별히 밀러사이클 기관이라 한다⁽²⁾.

밀러사이클 기관을 실현시키기 위한 방법으로는 흡기밸브를 일찍 닫는 EIVC (early intake valve closing) 방식과 흡기밸브를 늦게 닫는 LIVC (late intake valve closing) 방식으로 나눌 수 있다⁽³⁾. EIVC 방식은 하사점 전에 흡입밸브가 닫히게 되므로 흡입공기의 압력이 낮아져 냉각효과로 인해 노킹은 감소되나 흡입밸브 열림기간이 짧아 고회전 영역에서는 공기가 충분히 공급되지 않아 토크가 급격히 감소하는 문제점이 있다

⁽⁴⁾. LIVC방식의 경우는 하사점 후에 흡입밸브가 닫히게 되어 공기가 실린더 주변으로부터 열을 흡수하고 뜨거워진 상태로 흡입포트로 되돌아가게 된다. 이로 인해 충전효율을 감소시키는 단점이 있으나 공기온도를 크게 낮추지는 않는다⁽⁵⁾. 이와 같이 흡입밸브 닫힘시기를 진각 또는 지각시키면 유효 흡입공기량이 감소하여 실린더 내의 혼합공기를 압축할 때 압축행정이 작게 되며 유효압축비가 낮게 된다. 반면, 팽창행정은 기존의 팽창과정을 모두 이용하기 때문에 결국 팽창비는 압축비보다 크게 된다. 이것이 밀러사이클에서 압축비보다 팽창비를 크게 하여 고폽창을 실행하는 앳킨슨사이클 적용의 원리이다. 이 사이클을 실현하기 위한 상용화에는 압축과정의 감소로 인한 압축압력을 보상하기 위한 고응답성 과급기가 필요하며 그에 따른 과급기 개발이 급선무이다. 이에 일본의 마쯔다 자동차에서는 상용화된 Lysholm 압축기를 좀 더 개량하여 기관에 적용, 1990년대 초반 밀러사이클을 실용화 하였다^{(6),(7)}.

상기와 같은 점들을 고려할 때 기존의 디젤기관을 앳킨슨사이클화 하면 보다 열효율을 높게 할 가능성이 있으나, 디젤기관을 앳킨슨사이클화 한 기관연구는 초기단계에 있다. 따라서 고유가 시대의 현 시점에서 에너지절약 측면의 고효율기관 개발이 절실하며, 많은 연료를 소비하는 중·저속 고부하가 필요로 한 선박용기관의 경우 이러한 고효율기관 개발 필요성이 절실하다 할 것이다. 특히 디젤기관을 고폽창화한 앳킨슨사이클 실현의 이론적 해석은 보고된 바 없고, 이에 차세대 고효율 디젤기관개발을 위한 기술확립 측면에서 디젤-앳킨슨 사이클의 기본적인 열역학적 해석이 선행되어야 하며 그 필요성은 분명하다.

본 연구에서는 이러한 필요성에 대응하기 위하여 기존의 정압사이클인 디젤사이클을 고폽창사이클화 한 앳킨슨사이클을 구성하고 이에따른 열효율향상 가능성과 사이클 구성시 여러가지 인자에 의한 특성들에 대하여 밝히고, 차후 실용 디젤기관을 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의한 밀러사이클 적용에 따른 문제점 및 그 해결방안을 제시하기 위한 초기연구에 목적을 두고 실시하였다

2. 공기표준 디젤-앳킨사이클의 열역학적 해석

2.1 이론열효율

왕복형 기관에서 작동유체인 연소가스의 상태변화는 기관의 연소실에서 비정상 상태변화를 계속하며 연료의 연소에 의해 발생된 고온, 고압의 연소가스는 팽창에 의하여 일로 변환되고 일부의 열은 실린더 벽을 통하여 물과 같은 냉각매질로 방열되거나 주위 등의 외부로 손실된다. 뿐만 아니라 기관이 운전되는 동안 일의 일부는 각 운동부분에서 마찰열의 형태로 유실되는 등 비가역적 현상이 수반된다. 따라서 디젤-앳킨사이클의 제반현상은 비정상 비가역과정으로 검토되어야 하나, 본 해석의 주요 목적은 디젤사이클을 앳킨사이클화 한 경우의 성능차이에 대한 해석에 제한하므로 다음과 같은 가정 하에서 열역학적 측면에서 사이클을 해석하였다. 즉,

- 작동유체는 공기와 연료의 혼합유체이며 이상기체로 본다.
- 실린더내의 작동유체의 상태는 준정압적으로 연소가 이루어진다.
- 실린더내 가스의 온도 및 압력은 열적, 화학적, 역학적 평형상태로써 열역학적인 평형을 유지한다.
- 압축과 팽창은 등엔트로피인 단열과정이다.

이상과 같은 가정하에 디젤-앳킨사이클을 구성하여 열역학적으로 해석하였다.

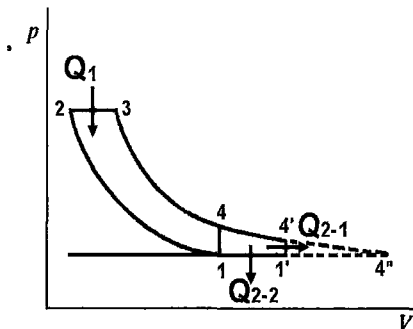


Fig. 1 The P-V diagram of diesel-atkinson cycle.

Fig. 1은 밀폐계의 공기표준 디젤사이클을 앳킨

사이클화한 경우의 P-V선도이다. 공기표준 디젤기관 사이클의 경우 그림의 1-2-3-4-1의 과정을 수행한다. 이 사이클에 고팽창을 실현하여 앳킨사이클이 되면 4-4'-1'-1-4의 면적만큼 일이 증가되어 열효율이 증가한다. 이때의 사이클 이론열효율 정의는 다음 식과 같다.

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

여기서, Q_1 는 정압하의 공급열량, Q_{2-1} 는 정적하의 방열량, Q_{2-2} 는 정압하의 방열량이다. 각 과정의 온도를 식으로 나타내면 다음과 같다. 즉, 과정 1-2과정은 단열압축과정이고 압축 후의 온도 T_2 는

$$T_2 = T_1 \gamma_c^{x-1} \quad (2)$$

이다. 여기서, $\gamma_c = V_1/V_2$ 이며, γ_c 는 압축비로 정의된다. 과정 2-3은 정압가열과정이며 연소 후의 온도상승 T_3 는

$$T_3 = T_1 \sigma \gamma_c^{x-1} \quad (3)$$

이다. T_3 의 크기는 연료 차단비와 압축비의 함수로 표시된다. 이때 연료 차단비는 $\sigma = V_3/V_2$ 로 정의된다.

과정 3-4는 단열팽창과정이며 팽창 후 온도의 크기 T_4 는

$$T_4 = T_1 \sigma \left(\frac{\gamma_c}{\gamma_e} \right)^{x-1} \quad (4)$$

이다.

여기서, γ_e 는 팽창비로 정의되고 $\gamma_e = V_4/V_3$ 이다. 과정 4'-1'은 정적방열과정이며 온도 $T_{1'}$ 은 정압방열 전의 온도이다. 따라서 정압방열과정 1'-1로부터 $T_{1'}$ 의 크기는 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} T_{1'} &= T_1 \left(\frac{V_{1'}}{V_1} \right) = T_1 \left(\frac{\gamma_e V_3}{\gamma_c V_2} \right) \\ &= T_1 \sigma \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

각 상태의 온도를 식 (1)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 디젤-앳킨사이클의 열효율은 압축비와 팽창비의 함수로 표시된다.

$$\eta_{th(D-A)} = 1 - \gamma_c^{1-x} F_{D-A} \quad (6)$$

여기서,

$$F_{D-A} = \frac{\frac{1}{x} \sigma \left[\left(\frac{\gamma_c}{\gamma_e} \right)^{x-1} - \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right) \right] + \left[\sigma \frac{\gamma_e}{\gamma_c} - 1 \right]}{(\sigma - 1)}$$

이다. 위 식에서 열효율의 크기는 주어진 비열비와 연료차단비에 대하여 압축비와 팽창비만의 함수임을 알 수 있다.

2.2 디젤-앳킨슨사이클의 완전팽창 실현

디젤-앳킨슨사이클이 완전팽창 할 경우 4'가 4''로 팽창되고 팽창 후 압력은 $P_{4'} = P_{4''} = P_{1'}$ 이다. 이 경우 열 방출과정은 정압방열 1'-1의 과정만이 존재한다. 이때 열효율 식 (1)은 다음과 같은 식 (7)로 표시된다.

식 (7)에서 보는바와 같이 공기표준 디젤사이클을 완전팽창시켜 앳킨슨사이클화 한 경우도 열효율은 식 (6)에서와 마찬가지로 압축비 γ_c 와 팽창비 γ_e 및 연료 차단비 σ 의 함수임을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} \eta_{th(D-A)max} &= 1 - \frac{Q_{2-2}}{Q_1} \\ &= 1 - \frac{T_{1'} - T_1}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \gamma_c^{1-x} \frac{\sigma \left(\frac{\gamma_c}{\gamma_e} \right)^{x-1} - 1}{\sigma - 1} \end{aligned} \quad (7)$$

2.3 디젤-앳킨슨사이클의 평균유효압력

기관의 출력은 행정체적에 따라 달라진다. 따라서 출력크기는 식 (8)과 같이 사이클의 평균유효압력 $P_{mth(D-A)}$ 으로 나타낼 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} P_{mth(D-A)} &= \frac{W_{th(D-A)}}{V_s} \\ &= \eta_{th(D-A)} \cdot \frac{Q_1}{V_s} \end{aligned} \quad (8)$$

이다. 여기서, $W_{th(D-A)}$ 는 디젤-앳킨슨사이클의 이론일, V_s 는 행정체적이다. 위 식의 공급열량 Q_1 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_1 &= mC_p(T_3 - T_2) \\ &= mC_p T_1 \gamma_c^{x-1} (\sigma - 1) \end{aligned} \quad (9)$$

이때 행정체적 V_s 는 $V_1 - V_2$ 이므로 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_s = mC_p \frac{(x-1)}{x} \frac{T_1}{P_1} (1 - \gamma_c^{-1}) \quad (10)$$

그리고 식 (9)와 (10)을 식 (8)에 대입하면 디젤-앳킨슨사이클의 이론 평균유효압력의 크기는 다음과 같이 된다.

$$P_{mth(D-A)} = \eta_{th(D-A)} \cdot \frac{P_1 x (\sigma - 1) \gamma_c^x}{(x-1)(\gamma_c - 1)} \quad (11)$$

이상과 같이 디젤기관을 앳킨슨사이클화 한 경우의 이론 열효율과 이론 평균유효압력은 압축비에 대한 팽창비의 비가 포함된 식으로 표현이 가능하며, 이때 최대 팽창비의 크기는 다음과 같다.

2.4 최대 팽창비 크기와 열효율

디젤-앳킨슨사이클을 완전팽창 한 경우 팽창비는 다음과 같다. 즉, 팽창 후의 압력 $P_{4'}$ 가 $P_{4''}$ 가 되고 초기압력 P_1 과 같게 된다. 앞의 유도된 식으로부터 디젤-앳킨슨사이클의 최대 팽창비의 크기를 찾을 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} T_1 \sigma \left(\frac{\gamma_c}{\gamma_e} \right)^{x-1} &= T_{1'} \sigma \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_c} \right) \\ \gamma_e &= \gamma_c \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)으로부터 최대 팽창비가 압축비와 같을 때 임을 확인할 수 있다. 만약 (7)식에 $\gamma_e = \gamma_c$ 을 대입하면 디젤-앳킨슨사이클의 최대 열효율은 식 (13)과 같이 되고, 오토사이클과 같은 열효율 형태가 된다. 즉,

$$\eta_{th(D-A)max} = 1 - \gamma_c^{1-x} \quad (13)$$

결국 디젤사이클이 앳킨슨사이클화하여 완전팽창 할 경우 정압사이클이 정적사이클과 같은 열효율식을 얻게 된다.

위 식에서 보는 바와 같이 디젤사이클을 앳킨슨

사이클화 할 때 최대 팽창비 크기는 차단비에 의해 제한을 받고 팽창비 크기는 압축비와 같을 때 최대이며 열효율도 최대가 된다.

3. 디젤-앳킨슨사이클의 특성

3.1 이론열효율 특성

Fig. 2는 각 압축비에 대한 공기표준 디젤-앳킨슨사이클의 이론 열효율을 통상의 표준 디젤사이클의 경우와 비교한 것이다. 여기서 연료 차단비는 $\sigma=2$ 로 고정하였다. 그림에서 디젤-앳킨슨사이클의 열효율은 고팽창에 의해 디젤사이클보다 모든 압축비에 대해 높게 나타남을 보이고 있다. 또한 압축비가 증가함에 따라 디젤-앳킨슨사이클 및 디젤사이클 모두에서 열효율이 증가하지만 그 차는 약간 감소됨을 알 수 있다. 이때 압축비 $\gamma_c=15\sim 25$ 범위에서 디젤기관을 앳킨슨사이클화 하는데 따른 이론 열효율의 증가는 평균 약 5.1% 정도 상승하였다.

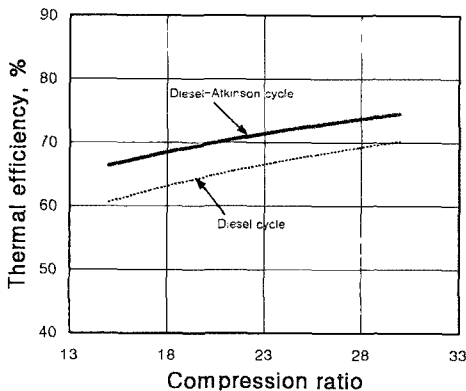


Fig. 2 Comparison of thermal efficiency in diesel cycle and diesel-atkinson cycle with the change of effective compression ratio.

Fig. 3은 팽창압축비의 변화에 따른 공기표준 디젤-앳킨슨사이클의 이론 열효율을 각각의 연료 차단비에 대하여 나타낸 것이다. 이때 압축비는 $\gamma_c=20$ 으로 고정하였고, 팽창압축비 R_{ec} 는 압축비에 대한 팽창비의 비로 정의하였다. 즉, $R_{ec}=\gamma_e/\gamma_c$ 이다. 그림에서 보는바와 같이 공기표

준 디젤-앳킨슨사이클의 이론 열효율은 팽창압축비가 증가함에 따라 지수함수적으로 증가하며 차단비가 변하여도 증가하는 경향은 동일하다. 또한 팽창압축비가 완전팽창의 $R_{ec}=1$ 에 접근 할수록 차단비에 관계없이 최대 열효율에 수렴하는 형태를 보여주고 있다. 즉 팽창압축비가 증가 할수록 각 열효율의 차이는 감소하는 경향이며, 팽창압축비 R_{ec} 가 1인 완전팽창의 경우 이론 열효율은 차단비의 변화에 대한 영향을 받지 않게 됨을 보이고 있다. 통상 디젤사이클은 차단비가 증가함에 따라 팽창비의 감소로 열효율은 감소하는 경향이 나 공기표준 디젤-앳킨슨사이클의 이론열효율은 차단비가 클수록 증가하는 반대의 경향을 보이고 있다. 이것은 디젤-앳킨슨사이클의 해석에서 팽창압축비가 차단비에 대하여 독립함수로 취급되는데 따른 것이다.

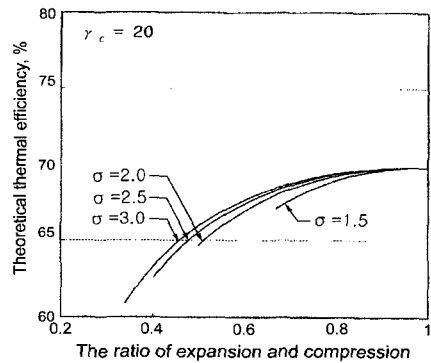


Fig. 3 Theoretical thermal efficiency as a function of the expansion-compression ratio.

전술한 바와 같이 디젤-앳킨슨사이클의 최대 열효율은 압축비와 팽창비가 동일한 경우에 발생된다. 팽창비는 연료분사 시간을 나타내는 차단비에 의존하므로 차단비가 증가하면 팽창비와 압축비가 감소한다. 이것은 고팽창의 실현에 의한 열효율 향상을 상쇄시킬 수 있다. 이를 파악하기 위해 차단비 변화에 대한 디젤-앳킨슨사이클의 열효율과 압축비를 구한 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 두 기관 모두 겉보기 압축비는 $\gamma_c=20$ 이다. 그림에서 디젤-앳킨슨사이클 및 디젤사이클의 열효율은 차단비의 함수이므로 차단비가 증가함에 따

라 모두 감소하는 경향이다. 그러나 디젤-엡킨슨 사이클의 열효율은 디젤사이클보다 낮으며 차단비가 증가 할수록 그 차이는 증가한다. 이것은 디젤 사이클 열효율이 압축비가 고정되어 있어 차단비만의 함수인데 비하여 디젤-엡킨슨사이클은 그림에 나타난 바와 같이 연료차단비 뿐 아니라 차단비 증가에 의한 유효압축비의 현저한 감소에 기인하기 때문이다. 이러한 결과는 기관에서 동일 연료량이 분사될 때 극간체적을 작게 하는 방법으로 압축비를 초기와 같게 보상하면 고폭창효과에 의해 열효율이 상승함을 나타내는 것으로 압축비 감소에 대한 보완책을 강구하여야 됨을 말하는 것이다.

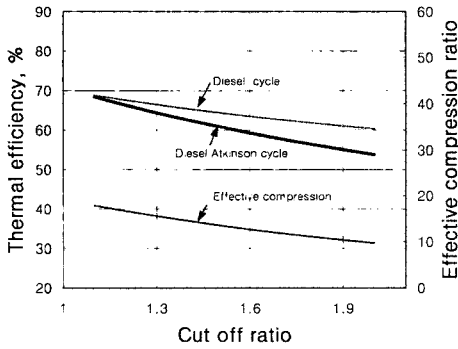


Fig. 4 Thermal efficiency and effective compression ratio with the change of cut off ratio in the cases of diesel cycle and diesel-atkinson cycle.

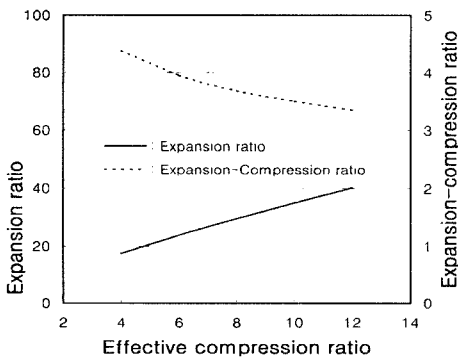


Fig. 5 Expansion ratio and compression-expansion ratio as a function of effective compression ratio.

Fig. 5는 디젤기관을 엡킨슨사이클화 한 경우와 상대적인 비교를 위해 오토사이클 기관을 고폭창

화 한 공기표준 오토-엡킨슨사이클을 구성하여 열역학적 이론해석을 통해 압축비변화에 대한 팽창비의 크기를 나타낸 것이다. 그림에서 압축비가 증가 할수록 최대 팽창비는 커진다. 즉 압축비에 따른 팽창비 비율의 증가는 유효압축비의 감소로 가능함을 보이는 것이다. 압축비 $\gamma_c=4$ 일 때 팽창압축비의 비는 약 $R_{ec}=4.4$ 이고, 압축비 $\gamma_c=12$ 일 때 팽창압축의 비는 약 $R_{ec}=3.4$ 이다. 이것은 유효압축비의 증가에 따라 팽창비는 증가하고, 압축비에 대한 팽창비의 비는 상대적으로 감소하는 경향임을 나타낸다. 즉 통상 오토사이클 기관은 디젤기관과 다르게 압축비가 작아 팽창압축비에 한계가 있으나 팽창효과는 존재하고 이에따라 열효율도 보다 높게 됨을 보이고 있다. 따라서 압축압력이 동일하고 공기열량이 동일한 조건일 때 유효압축비를 작게 하고 팽창비를 크게 하면 열효율이 보다 높게 됨을 알 수 있다.

3.2 이론 평균유효압력 특성

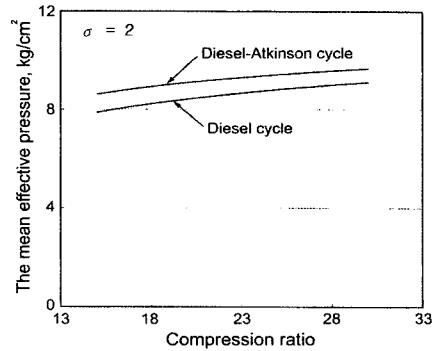


Fig. 6 The mean effective pressure as a function of compression ratio.

Fig. 6은 각 압축비 γ_c 에 대한 공기표준 디젤-엡킨슨사이클의 이론평균 유효압력 $P_{mth(D-A)}$ 을 통상의 디젤사이클의 경우와 비교한 것이다. 여기서, 초기압력은 $P_1=1\text{bar}$ 이고 연료차단비는 $\sigma=2$ 로 고정하였다. 디젤-엡킨슨사이클의 이론 평균유효압력 $P_{mth(D-A)}$ 는 식 (11)으로부터 구하였다. 그림에 나타난 바와 같이 디젤-엡킨슨사이클의 이론 평균 유효압력 $P_{mth(D-A)}$ 는 고폭창에 의해 통상의

디젤사이클보다 모든 압축비에 대해 높게 됨을 보인다. 즉 압축비 증가에 따라 디젤-앳킨슨사이클과 디젤사이클에서 이론 평균유효압력은 모두 증가하는 경향이지만 그 차는 약간 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 이론평균 유효압력이 식 (11)에서와 같이 열효율 함수로 표시되기 때문이다.

4. 흡기밸브 닫힘시기변화에 의한 앳킨슨사이클 실현 및 문제점과 대책

4.1 유효압축비의 감소와 대책

Fig. 7은 과정 1-2-3-4을 수행하는 통상의 디젤사이클을 흡입밸브 닫힘시기변화에 따른 유효압축비 감소로 고평창화 한 경우 1'-2'-3'-4'-1' 과정으로 앳킨슨사이클 실행시의 P-V선도를 나타낸 것이다. 흡입밸브 닫힘시기 변화에 의해 유효행정체적이 감소하고, 압축초기의 시점이 1'로 지연되어 압축비 및 실린더내 최고 가스압력이 감소되는 것을 보여주고 있다. 이러한 경우 최고압력 및 유효압축비 감소는 열효율 및 도시평균 유효압력의 감소를 초래한다. 따라서 이에대한 대책이 필요하다. 이와같이 저압축에 따른 유효압축비 및 최고압력의 감소는 Fig. 8과 같이 연소실체적 감소에 의한 압축비 증가로 보완할 수 있다. 즉, 0-V₂ 까지의 연소실 체적을 0'-V₂로 감소시켜 유효압축비를 기존 디젤기관의 경우와 동일하게 유지시킨다. 이때 사이클은 1'-2'-3'-4'-1' 과정을 수행하여 압축일 감소 및 유효일의 증대로 열효율향상을 기대할 수 있다.

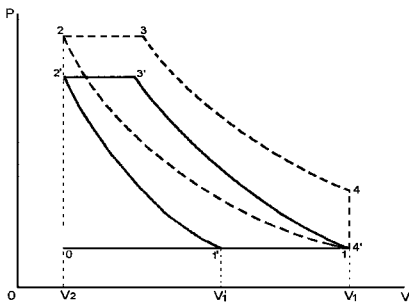


Fig. 7 The P-V diagram of diesel-atkinson cycle in the case of late intake valve closing timing.

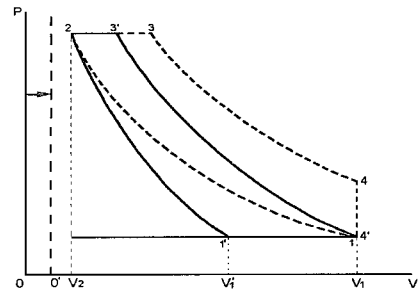


Fig. 8 The P-V diagram of diesel-atkinson cycle with the change of compression ratio in the case of late intake valve closing time.

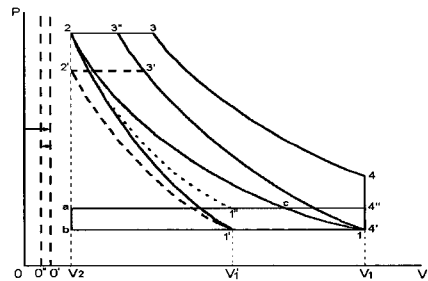


Fig. 9 The P-V diagram of diesel-atkinson cycle at compensation of compression ratio and intake air.

상기와 같은 사이클 구성에서 흡입밸브 닫힘시기 지연에 의해 압축과정이 줄어들면 연소 후의 최고압력은 낮아져 팽창과정이 줄어들게 된다. 따라서 최고 연소압력을 기본 사이클과 같게 유지할 때 팽창효과에 의해 열효율이 증가하게 됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 고평창화와 동시에 유효압축비를 항상 동일하게 유지하여야 앳킨슨사이클 실현이 가능함을 말해준다.

4.2 유효 행정체적의 감소와 대책

Fig. 9는 유효 행정체적 감소에 의한 유효흡입 공기량 감소를 과급에 의해 보완하는 경우의 P-V 선도를 보여주는 것이다. 과급에 의해 흡입공기량을 보완할 때 사이클은 1'-2'-3-4-4''-1''의 과정을 수행한다. 이 경우 기존 기관과 흡입 공기량이 동일하고 사영면적 a-b-1-c-2-1''-a만큼 압축일이 감소되는데 따른 손실을 과급으로 부차적인 출력 및 열효율향상을 도모할 수 있게된다. 즉 Fig. 7과 Fig. 8에서 논한 바와 같이 유효압축비 감소는

연소실체적의 감소로 보상하고, 흡입공기량 감소는 Fig. 9에서와 같이 과급으로 보상하게 되면 최고압력은 기본 사이클보다 높게 된다. 이와같은 최고압력의 증가는 과급시 과급압을 고려하여 $0' - V_2$ 의 연소실체적을 $0'' - V_2$ 로 크게 하면서 압축비를 감소시키는 방법으로 기존기관과 동일하게 최고압력을 유지할 수 있다.

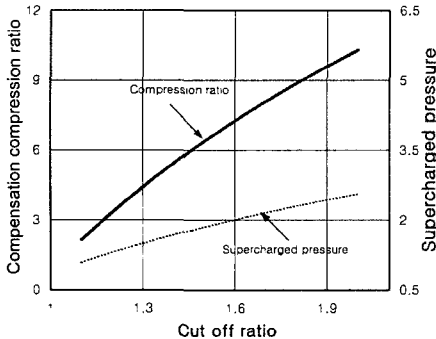


Fig. 10 Required compression ratio and supercharged pressure ratio as a function of cut off ratio.

상기의 방법으로 유효행정체적 및 압축비를 보완하는데 요구되는 압축비증가 및 과급압은 차단비에 따라 변화되며 그 크기를 나타낸 것이 그림 10이다. 이때 걸보기 압축비 $\gamma_c = 20$ 으로 고정하였다. 그림에서 보는바와 같이 차단비 $\sigma = 1.1 \sim 2.0$ 인 경우 보상될 압축비 증가는 1.82~10이고, 보상되어야 할 과급압 변화범위는 1.15~2.64bar이다. 이는 고효율을 갖는 압축기가 필요함을 보이는 것으로, 고폽창의 앳킨슨사이클 실현 기관에서는 과급장치와 그에 따르는 기술개발이 급선무임을 알 수가 있다.

5. 앳킨슨사이클화에 따른 압축지연비의 특성

앳킨슨사이클 구성시 연료차단비가 변화하면 유효팽창비가 감소하게 된다. 따라서 압축비와 팽창비를 동일하게 한 기관의 경우 식 (12)와 (13)에서 보는바와 같이 열효율은 최대가 된다. 이 경우 압축비와 동일한 팽창비를 유지시키기 위해서는 유효압축비를 감소시켜야 된다. 유효압축비를 걸

보기압축비 γ_c^* 로 보상하기 전에 최대 열효율을 얻기 위하여 흡입밸브 닫힘시기를 압축지연비 ϕ 로 정의하여 해석하였다. 즉 식 (14)에서 보는바와 같이 압축지연비 ϕ 는 기존기관의 압축 초기의 행정체적 V_1 에 대한 흡입밸브 닫힘시기 변화시의 행정체적 V_1' 와의 비율 $\phi = V_1' / V_1$ 로 하였다.

$$\gamma_c = \frac{V_1'}{V_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \frac{V_1'}{V_1} \right) = \frac{\gamma_c^*}{\phi} \tag{14}$$

따라서 식 (14)의 유효압축비 γ_c 는 압축지연비 ϕ 함수로 표시됨을 알 수 있다. 또한 유효팽창비 γ_e 는 다음 식 (15)와 같이 차단비 σ 와 걸보기팽창비 γ_e^* 로 표시된다.

$$\gamma_e = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{\gamma_e^*}{\sigma} \tag{15}$$

이때 최대열효율은 유효압축비 γ_c 와 유효팽창비 γ_e 가 동일한 시점에서 얻어지고 걸보기 압축비 γ_c^* 및 걸보기 팽창비 γ_e^* 는 동일하므로, 최대 열효율이 발생하는 시점의 압축지연비 ϕ 는 연료 차단비 σ 와 동일하다. 그러므로 $\gamma_c^* = \gamma_e^*$ 일 때는 $\gamma_c^* / \phi = \gamma_e^* / \sigma$ 와 같고 결국은 연료차단비와 압축지연비는 같다고 할 수 있다. 즉,

$$\phi = \sigma \tag{16}$$

이 식 (16)으로부터 최대 열효율을 얻기위한 앳킨슨사이클 실현시 압축비와 팽창비가 같은 경우이고, 압축지연비는 연료차단비와 그 크기가 같게 된다.

6. 결 론

작업유체로 표준공기를 사용한 디젤기관을 저압축 고폽창화 한 앳킨슨사이클의 경우 열역학적 해석결과는 다음과 같다.

1) 공기표준 디젤-앳킨슨사이클의 이론 열효율과 평균유효압력은 팽창압축비가 증가함에 따라 모두 지수함수적으로 증가하며, $R_{ec} = 1$ 에서 최대 값을 나타냈다.

2) 공기표준 앳킨슨사이클의 팽창비는 걸보기 압축비가 클수록 증가하며 유효압축비가 작은 경우 팽창압축비는 커지는 경향이다. 따라서 압축비

가 작은 오토사이클보다 압축비가 상대적으로 높은 디젤기관이 팽창비가 현저하며 앳킨슨사이클화에 유리함을 알 수 있었다.

3) 압축 및 팽창행정이 동일한 통상의 디젤기관을 흡기밸브 닫힘시기변화에 의한 앳킨슨사이클 실현시 유효행정체적은 작게 되고 이에따라 유효 압축비 및 흡입공기량이 감소하여 고폽창효과가 나타나지 않게 되었다. 따라서 이에 대한 대책이 필요함을 알 수 있었다.

4) 상기 문제점을 해결하기 위한 방안으로 연소실 틈새제적을 감소시킬 경우 최고압력은 보상 $\gamma_e/\gamma_c=1$ 인 시점에서 압축비 보상이 없는 경우 대비 최대 4.1%정도 열효율향상이 있었다.

5) 과급으로 흡입공기량을 보상하여 통상기관과 동일하게 유지하고 압축비를 보상한 경우 열효율과 평균유효압력은 모두 증가하였으며, 팽창비와 압축비가 동일한 지점 이상에서도 계속 증가하였다.

상기결과를 종합하면, 디젤사이클 기관을 앳킨슨사이클화하여 열효율 및 출력향상을 도모하기 위해서는 적절한 압축비 보상과 과급압의 보상이 동시에 이루어져야 됨을 알 수 있었고, 기관 부하 변화 즉 공급열량의 변화에 대응하여 연소시 최고 압력 동일조건을 유지 열효율향상을 위하여는 통상기관으로부터 압축비 보상을 위한 가변압축비 장치와 별도의 흡입공기량 보상을 위한 과급장치가 필요함을 알 수 있었다.

참고문헌

[1] David Luria and Yehuda Taitel, Artur Stotter, "The Otto-Atkinson Engine A New concept in Automative Economy", SAE Paper 820352, 1982.
 [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] R. J. Saunder, E. A. Abdul-Wahab, "Variable Valve Closure Timing for Load Control and the Otto Atkinson Cycle Engine", SAE 890677, 1989.
 [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] Naoharu Ueda Hiroshi Sakai, Junso Sasaki Naohide Iso, "The Miller Cycle Gasoline Engine for a Light Duty Truck", JSAE 9633027, 1996.
 [6] Ryo Shimizu, Masaki Pujji, Takasi Suzuki, Masao Inoue, "Miller Cycle Engine Management System", JSME 9305814, 1993.
 [7] Hiroshi Sakai et. al, "A New Type of Miller Supercharging System for High-Speed Engines-Part2 Realization of High BMEP Diesel Engines", SAE 851523, 1985.
 [8] Kazuo Inoue, et. al, "A High Power, Wide Torque Range Efficient Engine, With a Newly Developed Variable Valve Lift and Timing Mechanism", SAE 890675, 1989.

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 건설공학부 건축설비공학과 교수, 당 학회 정회원.

김철수 (金哲洙)



1957년 3월생, 1981년 경북대학교 기계공학과 졸업, 1983년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1993년 고려대학교 대학원 기계공학과(박사), 1984-1989년 한국건설기술연구소 연구원, 1991- 1993년 고려대학교 생산기술연구원 연구원, 1993-1996년 대우자동차 기술연구소 책임연구원, 1996- 현재 원주대학 자동차서비스과 교수, 당 학회 정회원.

정영관 (丁泳罐)



1966년 7월생, 1990년 금오공과대학교 기계공학과 졸업(학사), 1992년 금오공과대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 2001년 3월 요코하마국립대학 대학원 졸업(박사), 1992 -1995 (주)두원공조 연구소 연구원, 1995- 1997 (주)고려애자 연구소 선임연구원, 2002-현 금오공과대학교 기계공학부 교수.