

배기계 형상이 과급기를 장착한 4실린더 디젤엔진의 소기성능에 미치는 영향에 관한 연구

정수진¹⁾ · 정재우¹⁾ · 강우¹⁾ · 김우승^{*2)}

자동차부품연구원¹⁾ · 한양대학교 기계공학과²⁾

A Study on the Effect of Exhaust System Configuration on Scavenging Characteristic of a Four-Cylinder Turbocharged Diesel Engine

Soo-Jin Jeong¹⁾ · Jae-Woo Chung¹⁾ · Woo Kang¹⁾ · Woo-Seung Kim^{*2)}

¹⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Gyeonggi 425-791, Korea

(Received 30 June 2005 / Accepted 17 October 2005)

Abstract : A four-stroke four-cylinder turbocharged diesel engine can be fitted with various types exhaust system. In this paper, the impacts of exhaust system design on scavenging performance and wave action characteristic during valve overlap are investigated by using one-dimensional gas dynamic code. This work shows that a huge reflected exhaust pressure waves which reaches the exhaust port during valve overlap period is crucial design factor which determines quality and quantity of the fresh charge. Hence pressure wave that reaches the exhaust port of the cylinder during the valve overlap sequence should be weakened for good scavenging performance. This paper describes advantages and disadvantages of the various exhaust systems applied to a turbocharged and intercooled 4-cylinder diesel engine system in terms of scavenging efficiency and engine performance. To verify the computational results, experimental comparison has also performed.

Key words : Turbocharged engine(터보 과급기 엔진), Scavenging efficiency(소기 효율), Wave action(압력과 거동), Exhaust system design(배기계 설계), Reflected wave(반사파)

1. 서론

디젤엔진은 낮은 연료소모율과 CO₂ 배출로 인하여 향후 몇 년동안 시장 점유율이 크게 증가할 것으로 예측되고 있다. 따라서 국내외 자동차 제조 회사들은 엔진의 성능, 조정안정성, 저소음 그리고 연료 소비율의 희생없이 배출물 규제를 만족시킬 수 있는 디젤엔진 개발에 많은 노력을 투자하고 있다. 이러한 고성능 저공해 디젤엔진 개발을 위해서 많은 신형 디젤엔진들은 VGT(Variable Geometry Turbo-

charger)와 같은 터보 과급기를 장착하고 있는 실정이다. 터보과급기를 통과하게 되는 배기유량은 각 운전조건에 따라 EGR율과 밀접한 관련이 있으며 각 실린더별로 연속적인 배기가스의 토출로 인한 상호 간섭효과가 효과적으로 억제되어야 한다. 따라서 터보과급기를 엔진의 배기계에 장착할 경우, 과급기 자체의 효율보다는 배기계 각 요소들 간의 튜닝이 매우 중요하며 이를 통해서 과급기의 효율을 극대화 할 수 있다. 특히 터보과급기를 장착한 엔진에서 문제가 되고 있는 저하중 영역에서 배기가스의 맥동이 강하게 발생하므로 배기계 설계에

*Corresponding author. E-mail: wskim@hanyang.ac.kr

있어서 각 실린더에서 토출된 배기가스로 인한 압력파의 상호간섭이 터보과급기 입구와 밸브 오버랩 기간에 발생하지 않도록 설계하는 것이 매우 중요하다. 결국, 엔진의 잔류가스량 및 체적효율 그리고 NOx 및 매연의 양은 과급기의 위치 및 배기계 형상에 큰 영향을 받으므로^{1,2)} 배기가스의 맥동특성이 터빈 및 엔진의 소기성능에 미치는 영향을 분석하는 것은 매우 중요한 연구라고 할 수 있으며 따라서 설계초기에 흡배기계를 구성하는 모든 구성요소를 정확하게 수치적으로 모델링하여 터보과급기나 EGR 등의 주요 구성요소들의 기하학적 형상, 위치 및 운전특성이 엔진의 성능에 미치는 영향을 예측하는 것은 최적설계의 필수요소라고 할 수 있다.

최근들어 국외에서 터보과급기를 장착한 디젤엔진의 다양한 배기 시스템에 대한 연구가 활발히 연구되고 있다.^{1,2)} 그러나 한두 가지의 배기 시스템에 국한되거나 동일한 터보과급기에 대한 비교가 이루어지지 않아 연구결과의 실 설계적용에 한계가 있는 것이 사실이다. 국내에서는 자연흡기식 엔진에 대하여 관련연구^{3,9)}가 이루어져 있을 뿐이다. 따라서 본 연구에서는 가스역학적 해석기법을 사용하여 동일한 과급기를 장착한 4기통 디젤엔진에 4가지의 배기 시스템을 적용하여 각 시스템이 엔진의 성능 및 소기효율에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 밸브 타이밍의 변화가 밸브 오버랩 기간 중의 맥동특성 및 소기효율에 미치는 영향에 대해서도 분석하였다.

2. 해석 방법 및 조건

2.1 수치적 모델링

본 연구에서는 흡배기관 내의 비정상적 가스의 맥동유동을 1차원 가변 엔트로피 유동으로 간주하여 특성곡선법^{3,4)}을 사용하여 계산하였다. 흡배기계는 엔진의 복잡한 여러 장치들과 연결되어 있으므로 특성곡선법을 사용하여 계산하기 위해서는 관 양단에 연결되어있는 여러 장치들을 모델링 하여야 한다. 본 연구에서는 실린더를 가스교환 시는 열역학적 개방계로 간주하였고 디젤 연소를 모사하기 위하여 Wiebe 연소모델을 사용하였다. 터보

과급기는 압력비와 질량유량의 함수로서 속도와 등엔트로피 효율을 나타내는 터빈과 압축기의 성능선도(map)를 이용하여 열역학적으로 모델링하였다.^{4,5)} 그 밖의 다른 장치들에 대한 모델링방법은 참고문헌^{4,6)}에 상세히 설명되어 있으므로 본 논문에서는 생략하였다. 본 연구에서는 위와 같은 해석기법을 각 배기시스템에 적용하기 위하여 AVL에서 개발한 상용프로그램인 Boost code⁶⁾를 사용하였다.

2.2 해석 대상

2.2.1 대상 엔진

본 연구에서 고려된 엔진은 4기통 직분식 디젤엔진이며 주요제원은 아래 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of engine

Bore × Stroke(mm)	102×100
Displacement volume(cc)	817
Valve system	DOHC, 4 valve
Compression ratio	17.8
Conrod / Crank radius (mm)	167 / 50

본 연구에서는 밸브 타이밍 및 양정의 변화가 터보 과급기를 장착한 배기시스템의 소기효율에 미치는 영향을 알아보기 위하여 Fig. 1과 같은 2가지의 각기 다른 양정 및 밸브오버랩 기간을 가지는 밸브 시스템을 고려하였다.

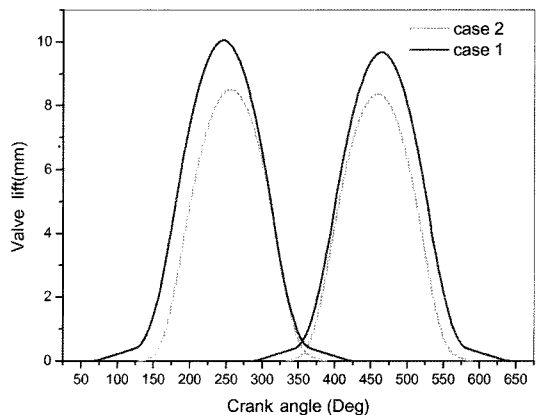


Fig. 1 Two different valve lift profiles

2.2 해석 대상

2.2.1 배기 시스템

4기통 디젤엔진에 많이 적용되는 배기시스템은 Fig. 2(a)에 나타낸 것과 같은 각 실린더의 배기 포트와 연결되어있는 주관(primary pipe)이 하나의 이음부에 연결되어있는 4-1형식이다. 이 형식은 일정압력으로 배기가스가 터빈으로 유입되므로 터빈의 효율이 상승하는 장점을 지니지만 하나의 공용 이음부에서의 과도한 마찰손실로 인한 배기맥동의 가용운동에너지 저감이 큰 단점으로 알려져 있다.^{1,2)} 이러한 공용 이음부에서의 배기간섭으로 인한 마찰손실의 증대 및 이로인한 배기가스 온도의 상승을 억제하기 위하여 Fig. 2(b)에서 나타낸바와 같이 배기

주관들을 하나의 플레넘에 집중시키는 방법이 있다. Fig. 2(c)는 4기통 엔진에서 가장 많이 사용되는 4-2-1 형식의 배기 시스템에 첫 번째 이음부에서의 배기간섭을 억제하기 위해 플레넘을 설치한 경우이다. Fig. 2(d)는 이중 맥동 배기시스템으로 360°의 위상차를 가지는 2개의 실린더를 하나의 이음부로 묶고 부관(secondary pipe)을 직접 2개의 유입부를 가진 횡방향 터빈에 연결시킨다.

Fig. 2에 나타낸 각 배기 시스템의 경우, 각 배기포트에서 처음 연결부까지의 길이와 첫 번째 이음부에서 터빈입구까지의 길이는 동일하게 설정하였다.

2.2.2 터보 과급기

본 연구에서 사용된 과급기 모델링 방법은 고정

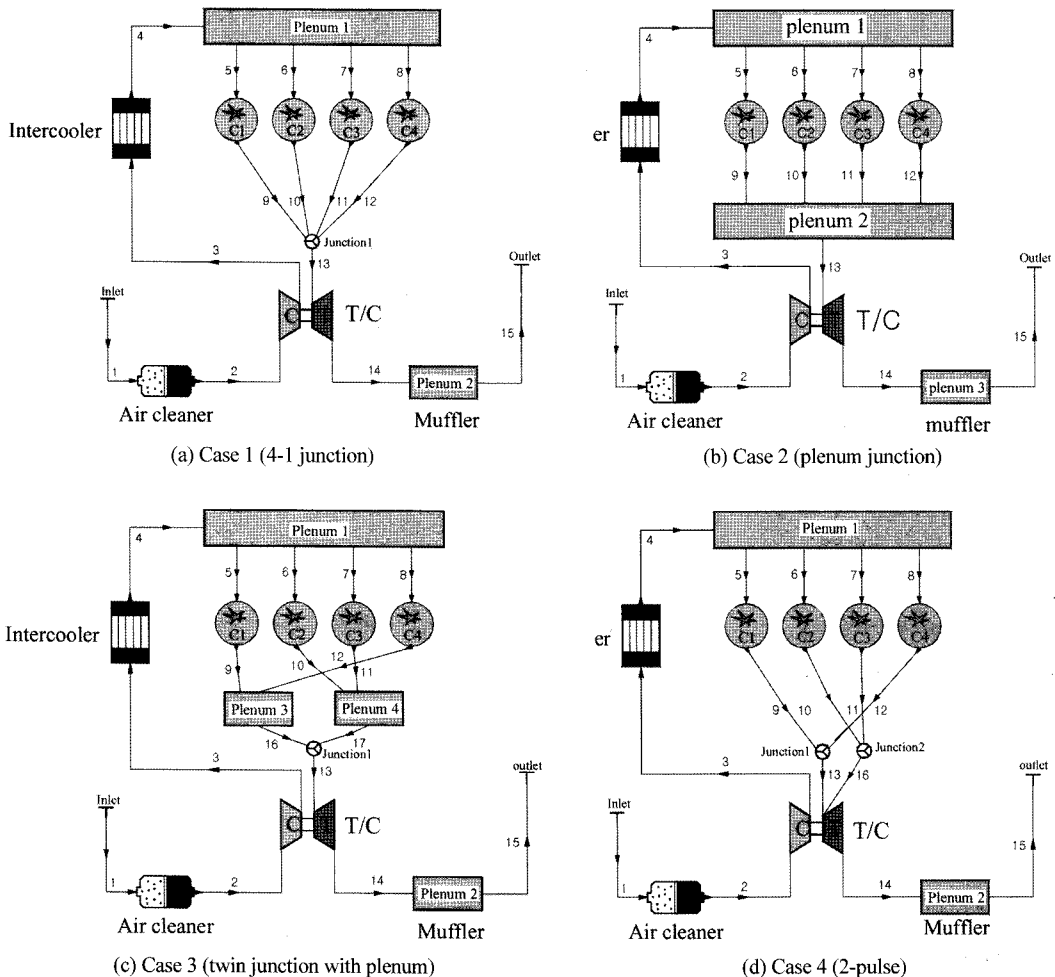


Fig. 2 Various exhaust systems fitted with turbocharged engine

자 및 회전자 영역을 노즐로 모델링하고 가운데 영역을 실제 과급기 체적에 상당하는 공간을 설정하는 방법이다.^{4,6)} 각 배기 시스템의 경우에 사용된 터빈과 압축기의 효율은 동일하게 설정하였다. 즉 동일 운전조건 하에서는 각 배기시스템이 동일한 부스트압이 형성되도록 하였다. case 4의 경우는 유입부가 2개인 횡방향 터빈(twin-entry radial turbine)의 분리된 스크롤(scroll)로 배기가스가 유입된다. Fig. 3에 본연구에서 사용된 터빈의 각 엔진 회전수에 대한 총 터빈 효율과 방출계수를 나타내었다.

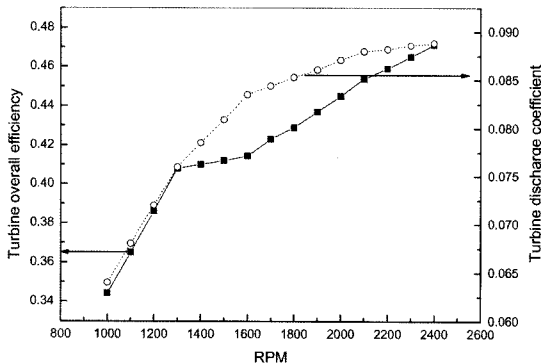


Fig. 3 Turbine overall efficiency and discharge coefficient with respect to engine rpm

3. 해석모델의 보정

본 연구에서는 여러 가지 배기 시스템이 소기효율과 배기맥동 그리고 엔진성능에 미치는 영향을 연구하기 위하여 엔진 및 흡배기계의 각 구성요소들을 열역학적으로 모델링하였다. 이 중 엔진의 동력과정은 매우 복잡한 물리적인 현상을 포함하고 있다. 본 연구에서는 식 (1)과 같은 단일영역 연소모델인 Wiebe 함수로 디젤엔진의 연소과정을 모델링하였다.

$$x(\theta) = 1 - \exp\left\{-a\left[\frac{(\theta - \theta_o)}{\Delta\theta_b}\right]^{m+1}\right\} \quad (1)$$

여기서 $x(\theta)$ 는 크랭크 각도 θ 에서 연소된 분율, θ_o 는 연소가 시작되는 크랭크각도, $\Delta\theta$ 는 연소지속기간이다. 연소시작 시점을 결정하기 위하여 점화 지연 기간은 Hase⁷⁾에 의하여 제안된 다음과 같은 상관관계식을 사용하였다.

$$t_{id} = (0.36 + 0.22v_p) \quad (2)$$

$$\exp\left[E_a\left(\frac{1}{R_o T} - \frac{1}{17190}\right)\right]\left(\frac{21.2}{p - 12.4}\right)^{0.63}$$

여기서 v_p 는 평균 피스톤 속도, T 는 tdc에서의 온도, P 는 tdc에서의 압력, 그리고 $E_a=618840/(CN+25)$ 이다($CN=$ 연료 세탄가).

따라서 각 엔진의 연소특성을 정확히 묘사하려면 이 모델에 포함되어있는 형상계수 a, m 과 연소기간, 연소 시작점을 정확히 설정해야 한다. 또한 실린더 내의 열전달 역시 상관관계식으로부터 계산되어야 하는데 이 역시 엔진의 성능계산의 정확도에 많은 영향을 미치므로 해당 엔진에 알맞은 적절한 관계식(본 연구에서는 *Woschni* 관계식⁸⁾을 사용하였음.)을 선택하여야 한다. 그러므로 본 연구에서는 단기통 실험을 통하여 얻어진 실험값을 기준으로 상기 언급된 계수 및 입력값들을 보정하였다. 실험은 엔진회전수 1000rpm-4000rpm의 운전영역에서 수행되어 졌으며 각 실험조건으로부터 얻어진 $p-\theta$ 선도, 열발생율 선도를 기준으로 해당 계수 값들을 보정하였다.

Fig. 4는 1400rpm의 경우의 계산된 실린더 내의 압력 선도를 실험치와 비교한 것이다. 보정된 계수 값을 사용하여 매우 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 각 엔진의 회전수에 대한 계산된 제동평균유효압력을 실험값과 비교한 것이다. 전 운전영역에 걸쳐 최대오차 4.95% 이내로 정확히 예측되고

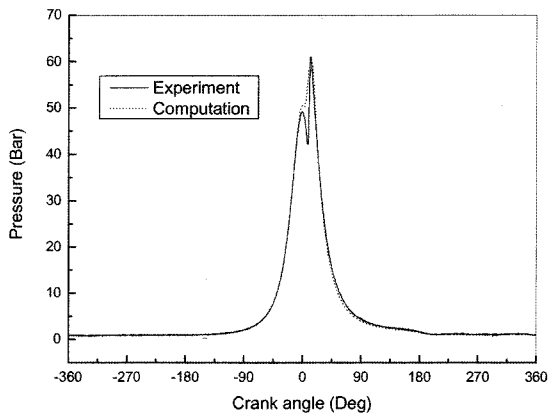


Fig. 4 Comparison of the in-cylinder pressure for experimental and calculated data

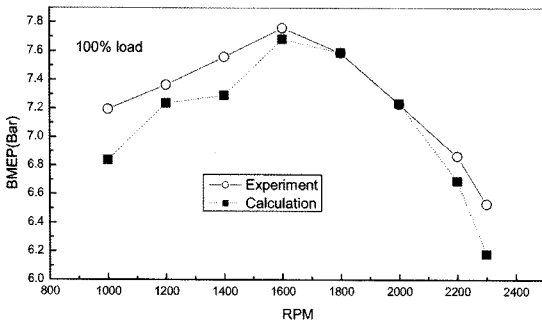


Fig. 5 Comparison of BMEP for experimental and calculated data

있음을 알 수 있다.

이와같이 각 운전조건에 따라 보정된 연소 및 열 전달 관련 상관계수들을 보정하여 Fig. 2에 나타난 각 배기 시스템에 대한 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 따라서 본 연구의 해석결과는 그 신뢰도가 높다고 할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

본 연구 대상인 4가지의 배기시스템의 소기성능을 직접 비교하기 전에 case2 와 case3과 같이 플레넘으로 구성되어진 이음부의 경우, 최적 부피를 결정할 필요가 있다. 따라서 플레넘의 체적 대 플레넘에 연결된 실린더들의 총 행정체적의 비를 변화시키면서 체적효율의 변화를 Fig. 6에 나타내었다.

그림으로 볼 수 있듯이, 2000 rpm 미만의 저속 영

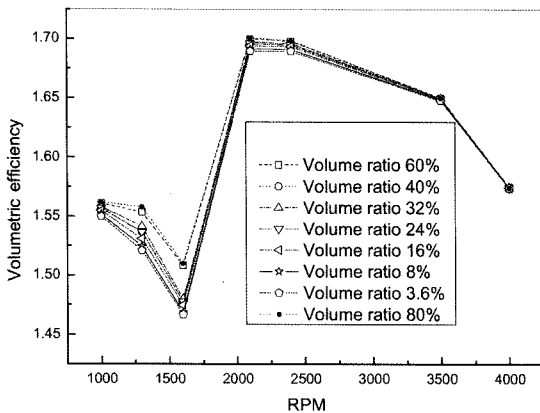


Fig. 6 The effect of volume ratio of junction plenum to total displacement of connected cylinders on volumetric efficiency

역에서 플레넘 체적 변화에 따른 체적효율의 변화가 두드러지게 나타났으며 플레넘의 체적이 증가할수록 체적효율은 상승하였으나 체적비 60% 이상에서는 상승률이 미미하였다. 따라서 case 2와 case 3의 플레넘 이음부의 체적비는 60%로 설정하여 계산하였다. Fig. 2에 나타난 4가지의 배기 시스템에 대한 각 엔진 회전수별 체적효율과 잔류가스비(IVC 이후의 잔류가스의 질량 / 실린더 내의 총 가스 질량)를 Fig. 7과 Fig. 8에 각각 나타내었다. 이때 밸브 양정은 case1을 사용하였다.

그림에서 볼 수 있듯이, 배기 시스템의 변화에 대한 체적효율 및 잔류가스량의 변화폭은 1300 - 2000rpm 의 저속 운전영역에서 뚜렷이 나타나고 있으며 3500 rpm 이상의 고속영역에서는 그 변화폭이

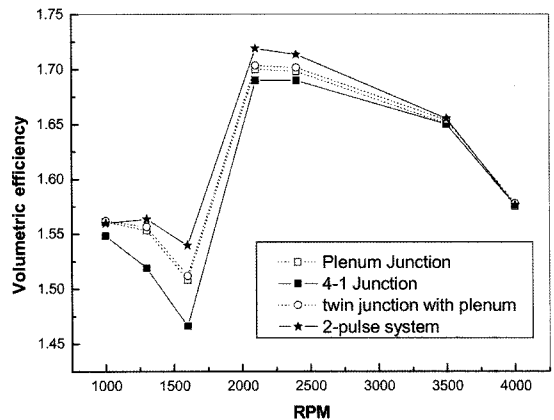


Fig. 7 The effect of various exhaust systems on volumetric efficiency

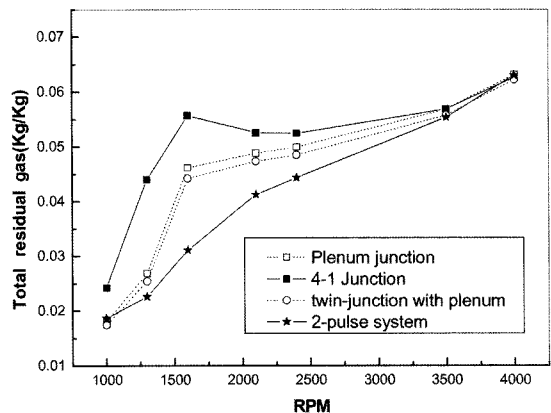


Fig. 8 The effect of various exhaust systems on total residual gas

미미하다. 이는 저속 운전영역에서 배기가스의 맥동이 강하게 발생하여 각 실린더의 연속적인 불로우다운으로 인한 압력과 상호간의 간섭이 터보 과급기 입구에서 발생하기 때문이다. 특히 저속영역이나 부분부하의 운전영역에서는 터빈 배압보다 부스트 압력이 낮게 형성되어 밸브 오버랩 기간 중에 배기에서 흡기쪽으로 역류가 발생할 수 있기 때문에 배기 압력파에 의한 간섭효과가 두드러지게 나타난다. 그림에서 볼 수 있듯이, 4-1 형식의 배기시스템의 경우가 가장 나쁜 소기성능을 보이고 있으며 플레넘 이음부의 경우인 case 2와 case 3가 비슷한 성능을 나타내고 있고 case 1의 경우보다 우수한 소기성능을 보이고 있다. 이는 플레넘 이음부에서 압력파가 반사시 반사된 압력파의 파고나 강도를 상당부분 감소시키기 때문으로 사료된다. 이중 맥동시스템의 경우(case 4)는 가장 우수한 소기성능을 나타내고 있는데 이는 이 배기 시스템이 인접한 실린더의 배기 맥동간섭효과를 최소화할 수 있기 때문으로 보고되어 있다.²⁾

이러한 배기 시스템의 형상변화가 밸브오버랩시의 소기성능에 미치는 영향을 보다 상세히 이해하기 위하여 Fig. 9와 Fig. 10에 case 3과 case 4의 배기시스템의 1번 실린더의 흡배기 매니폴드 및 실린더 내의 압력변화를 1600 rpm의 경우에 대해 각각 나타내었다.

낮은 회전속도 영역이므로 두 경우모두 밸브 오버랩 기간 중 부스트압이 낮게 형성되어 있음 알 수 있다. 그러나 case 3의 경우 밸브오버랩 기간 중 4번 실린더의 배기로 인한 압력파가 터빈 스크롤에 반사되어 높은 파고와 강도를 유지한 채 도달해 있는 것을 볼 수 있다. 따라서 배기 매니폴드에서 흡기 매니폴드로 역류가 발생하여 잔류가스의 량을 증가시킨다. 이에 반해 Fig. 10으로부터 알 수 있듯이 case 4의 경우는 2번 실린더로부터의 압력파와 3번 실린더로부터의 압력파 사이에 4번 실린더의 배기로 인한 반사된 압력파의 강도 및 파고가 상당히 감소되어 밸브 오버랩 기간에 도착되어있음을 볼 수 있다. 따라서 배기쪽에서 흡기쪽으로의 역류가 발생하지 않는다. 따라서 Fig. 8에서 나타낸 바와 같이 case 4의 소기성능이 다른 경우에 비해 월등히 우수한 것이다.

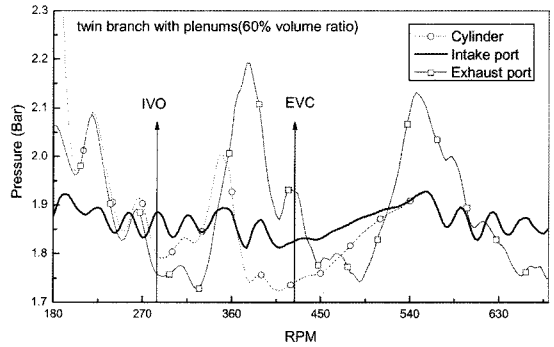


Fig. 9 Pressure distribution in the intake, exhaust port and cylinder for case 3 at 1600 rpm

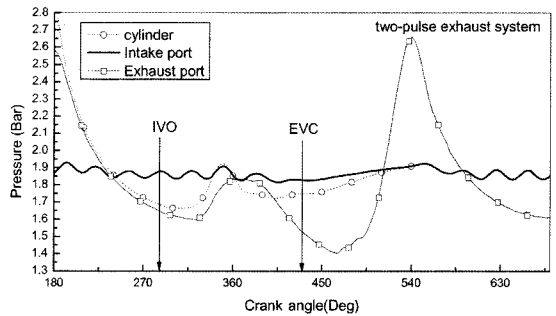


Fig. 10 Pressure distribution in the intake, exhaust port and cylinder for case 4 at 1600 rpm

Fig. 11에 case 4와 case 3의 체적효율 비를 엔진 회전수 및 평균유효압력으로 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이, 전체적인 운전영역에서 case 4의 체적효율이 높게 나타나고 있음을 알 수 있고 특히 저속, 고부하 운전영역에서 case 4의 배기 시스템의 소기성능이 우수함을 알 수 있다.

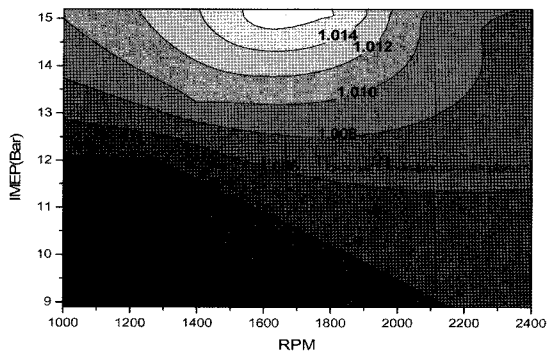


Fig. 11 Ratio of the engine volumetric efficiency for case 3 and case 4 exhaust systems

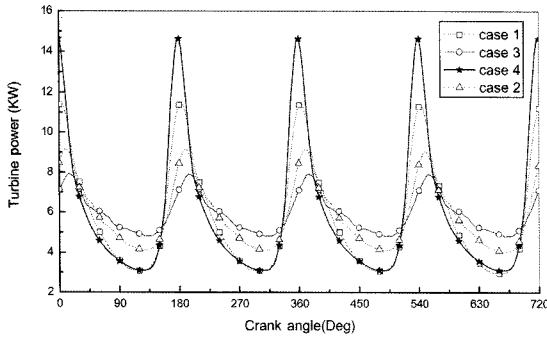


Fig. 12 Calculated instantaneous turbine work for various exhaust system, 1600 rpm

Fig. 12는 1600 rpm에서의 각 배기시스템에 부착된 터빈의 한 사이클 동안의 터빈일의 변동을 나타낸 것이다. 터빈 입구에서의 압력파의 상호간섭으로 높은 진동특성을 보인다. 터빈의 일률의 변동은 터빈 입구에서의 압력파형과 밀접한 관계를 가진다. 플레넘 이음부를 가진 case 2와 case 3은 진동폭이 작는데 이는 소기과정 중 발생된 압력파가 플레넘의 완충작용으로 인하여 많은 운동에너지를 소실하여 터빈으로 유입되는 압력파의 파고와 강도가 상당히 감소되었기 때문이다. 하나의 이음부에 모든 압력파가 집결되는 case 1의 경우도 이음부에서의 배기가스의 혼합으로 과도한 마찰손실을 야기시켜 압력파의 가용 운동에너지를 저감시킴을 알 수 있다. 그러나 2개의 배기관이 직접 2개의 터빈 유입부로 연결된 case 4의 경우는 압력파의 운동에너지 손실이 적어 가장 높은 파고 및 진동폭을 보인다. 터빈의 일률은 터빈의 회전속도를 결정지으므로 저속에서의 부스트업 확보를 위해서는 터빈 유입부에서의 압력파의 적정 강도유지가 매우 중요한 설계변수를 알 수 있다.

일반적으로 터보과급 압축착화엔진은 압축비가 낮고 밸브의 열림 시기가 길다. 그러나 본 연구에서 알 수 있듯이 긴 밸브오버랩 기간은 배기간섭으로 인한 소기성능이 저하될 위험이 있다. 따라서 밸브 타이밍(EVC 조절)하여 밸브오버랩 기간을 감소시켜 배기효율을 증가시킬 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 것 같이 각기 다른 밸브오버랩 기간을 갖는 밸브양정을 사용하여 오버랩기간이 소기효율에 미치는 영향을 연구하였다. case 2는 case

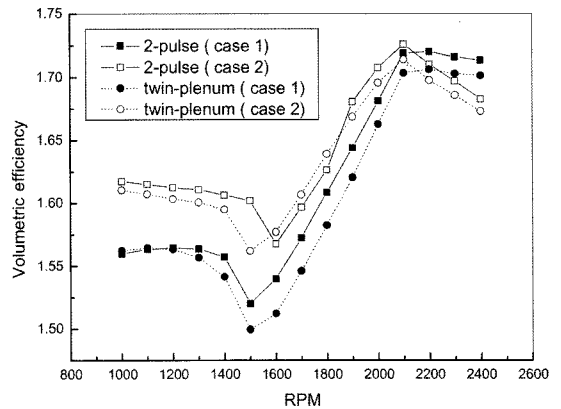


Fig. 13 The effect of valve overlap period on volumetric efficiency

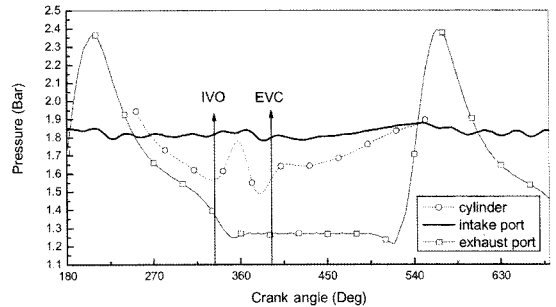


Fig. 14 Pressure distribution in the intake, exhaust port and cylinder for case 4 based on valve lift of case 2 at 1600 rpm

1에 비해 밸브 오버랩 기간과 배기밸브의 최대양정을 각각 59%, 15.6% 감소시켰다.

Fig. 13에 2가지의 밸브 양정에 대해서 각 엔진의 회전수별 체적효율을 case 3과 case 4의 배기 시스템을 대상으로 나타내었다. 그림으로부터 알 수 있듯이, 2가지 배기시스템 모두 1600rpm 이하의 저속에서 밸브오버랩 기간이 감소한 case2 밸브양정의 경우가 높은 체적효율을 보였으며 최대 3.9% 상승하였다. 그러나 2100 rpm 이상의 고속에서는 체적효율이 저감되었다. 이는 고속에서의 부스트업 상승에 따른 배기관성을 적절히 이용하지 못한 것에 기인한다.

Fig. 14에 case 2 밸브양정을 사용했을 경우의 이중 맥동 배기시스템(case 4)의 흡배기 매니폴드 및 실린더 압력변동을 1600 rpm에 대해서 나타내었다. case 1 밸브양정을 사용한 경우(Fig. 10)에 비해 두

드러진 특징은 3번 실린더 배기 시 발생한 압축파로 인한 배기간섭이 밸브오버랩 기간에 거의 없어졌다는 것이다. 따라서 Fig. 13에서 볼 수 있듯이 case 1 밸브양정의 경우보다 높은 체적효율을 나타낼 수 있는 것이다. 이러한 이유는 낮은 밸브양정과 짧은 밸브오버랩 기간으로 인하여 압력파의 강도가 약해져 다른 이음부에 연결되어 있는 실린더들의 배기간섭으로 인하여 반사된 압력파의 영향이 미미하기 때문이다. case 3 배기관의 경우도 비슷한 양상을 보였으나 그 결과는 논문의 간결성을 위하여 생략하였다.

이러한 결과로부터 터보 과급기를 장착한 4기통 디젤엔진의 경우, 배기계의 형상뿐만 아니라 밸브오버랩 기간 역시 배기관의 맥동파형에 많은 영향을 줄 수 있음을 알 수 있었으며 이는 결국 소기성능에 많은 영향을 줌을 확인하였다.

5. 결론

본 연구에서는 터보 과급기를 장착한 4기통 디젤엔진에 다양한 배기시스템 및 밸브양정형상을 적용하여 배기효율에 미치는 영향을 연구한 결과, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 배기계의 형상변화가 기관의 소기효율에 미치는 영향은 1300- 2000 rpm의 저속운전 영역에서 두드러지게 나타났다.
- 2) 본 연구의 경우, 이중 맥동배기계의 경우가 가장 높은 배기효율을 나타내었으며 이는 터빈 스크롤에 반사되어 전파되는 압력파의 강도가 상당히 저감될 수 있어 밸브오버랩 기간의 역류현상을 억제 할 수 있기 때문이다.
- 3) 플레넘 이음부 배기시스템의 경우는 인접 실린더로부터의 강도 높은 반사파가 밸브오버랩 기간에 형성되어 각 실린더의 배기를 심각하게 방해하여 결과적으로 소기효율을 저하한다.
- 4) 4-1 형태 및 플레넘 이음부 배기계의 경우는 이음부에서의 과도한 압력파의 혼합 및 간섭으로 인한 가용 운동에너지의 감소로 인하여 터빈 일의 저감을 야기시킨다.
- 5) 밸브 오버랩 감소는 저속영역에서는 인접실린더의 반사파의 강도를 약화시키므로 소기효율을

상승시킬 수 있었으나 고속영역의 경우에는 상승한 부스트 압으로 인한 흡배기관성을 효율적으로 이용할 수 없어 소기효율이 저감되었다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 ‘핵심기반기술개발사업’의 지원으로 수행되었으며 관계기관에 감사드립니다.

References

- 1) F. Trencce, F. Bizjan and A. Hribernik, "Influence of the Exhaust System on Performance of a 4-Cylinder Supercharged Engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.120, pp.855-860, 1998.
- 2) F. Trencce, F. Bizjan and A. Hribernik, "Influence of the Exhaust System Design on Scavenging Characteristic and Emissions of a Four-Cylinder Supercharged Engine," *Transactions of ASME*, Vol.122, pp.556-561, 2000.
- 3) S.-J. Jeong, T. H. Kim, B. S. Kim and J. H. Cho, "A Study on the Effect of Exhaust Manifold Configuration on Engine Performance in a 4 Cylinder, 4 cycle Gasoline Engine," *Transactions of KSME*, Vol.18, No.3, pp.751-767, 1994.
- 4) R. S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines," Volume I, Oxford University Press, Oxford, 1982.
- 5) F. Payri, J. Benajes and M. Meyes, "Modelling of Supercharger Turbines in Internal Combustion Engines," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol.38, Nos.8-9, pp.853-869, 1996.
- 6) Boost Users' Guide Ver. 4.0.4, AVL, 2004.
- 7) H. O. Hardenberg and F. W. Hase, "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct Injection Diesel Engines," SAE 790493, 1979.
- 8) G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine,"

SAE 670931, 1967.

- 9) K. O. Cha, J. S. Lee and H. S. Kim, "A Study on the Characteristics of Pressure Wave Propagation in Automotive Exhaust System," Transactions of KSAE, Vol.4, No.4, pp.18-26, 1996.