

흡·배기 시스템의 맥동류가 과급디젤기관의 체적효율에 미치는 영향 The Effects of Pulsating Flow on Volumetric Efficiency in the Intake and Exhaust System in a Turbocharged Diesel Engine

김경현 · 강희영 · 고대권
K. H. Kim, H. Y. Kang and D. K. Koh

(접수일 : 2009년 5월 06일, 수정일 : 2009년 7월 10일, 채택확정 : 2009년 7월 14일)

Key Words : Pulsating Flow(맥동류), Turbocharged Diesel Engine(과급디젤기관), Volumetric Efficiency(체적효율), Entropy Discontinuity(엔트로피 불연속), Expansion Ratio(팽창비)

Abstract : This paper deals with the effects of pulsating flow on volumetric efficiency, which may be generated during the gas exchange procedure, due to piston motion, valve event on intake and exhaust stroke and unsteady flow of turbocharger of a three-cylinder four stroke turbo-charged diesel engine. Consequently, volumetric efficiency affects significantly the engine performance; torque characteristics, fuel economy and further to emission and noise level. As the expansion ratio became larger the engine speed varies and torque increases, the pressure pulsation in an exhaust gas pipe acts as an increasing factor of intake air charging capacity totally. The phase and amplitude of pressure pulsation in the intake system only affects volumetric efficiency favorably, if it is well matched and tuned effectively to the engine. Thus, to verify the exact phase and amplitude of the pressure variation is the ultimate solution for the air-flow ratio assessment in the intake stroke. Some experimental results of pressure diagrams in the intake pipe and gas-flow of turbine in-outlet are presented, under various kinds of operating condition.

기호 설명

- ϵ : expansion ratio
- CAD : crank angle degree
- EVC : exhaust valve closure
- EVO : exhaust valve opening
- IVC : intake valve closure
- IVO : intake valve opening

1. 서 론

급속한 산업화와 대도시의 광범위한 확산에 의한 화석연료의 과다한 사용은 대기오염과 지구온난화를 초래하였고 이로 인한 환경 파괴로부터 지구를 보호하기 위하여 각국 정부는 자동차로부터 방출되

는 배기오염물 방출량에 대하여 엄격한 규제를 가하고 있으며 최근 국내에서도 저탄소, 저 NOx 및 저연비 등 녹색성장을 실현하기 위한 해법으로서 배기가스 구동 과급기를 장착한 자동차들이 생산되고 있다. 이러한 과급기로는 단순 과급기, 웨이스트 게이트 밸브(wastegate-valve) 부착 과급기¹⁾ 또는 가변형상 과급기(VGT)²⁾, EGR등을 이용하고 있다. 그러나 저속 운전 중이거나 급가속시와 같은 디젤 엔진의 과도기 운전 중에 많은 공해물질들이 엔진으로부터 대기로 방출되고 있다. 이러한 문제점들을 해결하기 위해서는 과급 디젤엔진 흡·배기시스템의 맥동류 특성에 의해 지대한 영향을 받는 비정상 유동성능(unsteady flow performance)의 물리적 현상에 대한 이해와 해석이 필수적이다³⁾.

실제로 흡입한 새로운 공기량을 외기의 상태로 행정용적을 채운 공기량으로 나눈 값을 체적효율⁴⁾이라 정의하며 일반적으로 이론 공연비 조건에서 체적효율은 엔진의 출력, 성능, 토크특성 및 오염물 방출량에 커다란 영향을 미친다. 체적효율은 급기방

강희영(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
E-mail : odinkhan@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-7373
김경현 : 부경대학교 대학원
고대권 : 부경대학교 기계공학부

식에 따라 크게 달라지는데, 자연 급기와 과급 급기로 나눌 수 있다. 과급기에는 수퍼차저와 터보차저가 있다.

흡·배기시스템 내부의 가스 유동 특성은 어느 방식을 채용하든 관 내부에 파의 형성과 맥동현상이 연속적으로 존재하게 되며 이것이 평균 공기 유동률에 영향을 주는 중요한 인자로 작용하여 결국 체적효율에 지대한 영향을 준다.

배기가스 구동 과급기의 유동 특성은 배기가스가 터빈의 회전 운동에 맥동을 일으키고 동시에 동축상에 연결된 압축기(blower)로부터 토출되는 공기 또한 맥동하게 된다. 이러한 맥동현상의 물리적 특성은 크게 피스톤 회전 속도, 관 길이 및 흡·배기 밸브 개폐시기의 함수이며 또한 흡·배기시스템의 형상에 크게 좌우된다⁵⁾.

흡·배기관에서 음향진동은 반사, 중첩, 간섭 등에 의하여 공진형태로 나타난다. 일반적으로 흡기시스템 내부의 유동을 선형으로 가정하지만 과급기 부착 배기시스템의 경우는 분명한 비선형이며 토크가 변하는 경우에 가스 유동은 질량유량 증가로 인하여 그 맥동은 아주 역동적으로 변한다. 한편, 흡·배기시스템에 과급기를 부착하는 경우, 각 요소의 매칭 방법에 따라 엔진성능에 중대한 영향을 주는 것으로 알려져 있다. 특히 과도가 운전영역을 포함하는 자동차의 터보차저 매칭 기술은 엔진 설계자에게는 매우 어려운 과제이다. 아쉽게도 국내에는 이 분야에 대한 기초 연구 결과가 그렇게 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 흡·배기시스템의 맥동류가 과급디젤기관의 체적효율에 미치는 영향에 대하여 조사하기로 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

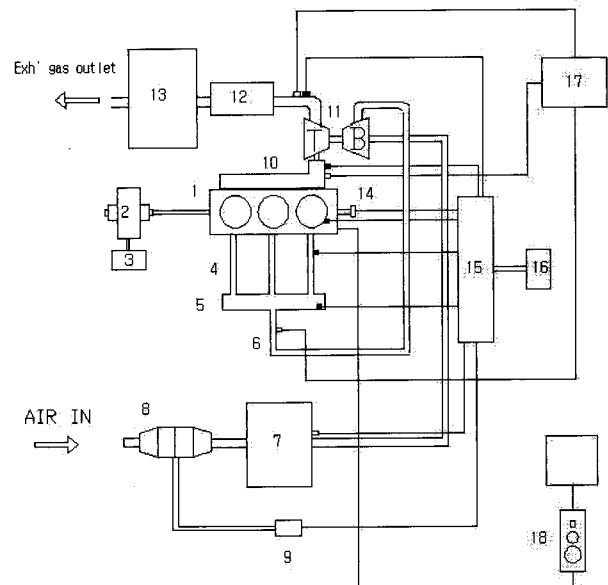
Fig. 1은 본 실험 장치의 개략도이다. 실험은 K사의 트랙터용 3기통 직분식 과급디젤엔진을 사용하였으며 그 규격을 Table 1과 Table 2에 나타내었다. 흡기시스템은 층류 유량계, 흡기 써지탱크를 거쳐 터빈 압축기 입구와 연결되어있고, 압축기 출구, 2차 흡기관(secondary pipe), 플리넘(plenum) 및 1차 흡기관(primary pipe)이 실린더에 연결되어있다. 흡기관의 제원은 Table 3과 같다.

배기시스템은 1차 배기관이 없이 배기매니폴드, 과급기, 소음기 그리고 배기 써지탱크로 연결되어있다.

흡기관에는 흡기 써지탱크와 플리넘 그리고 1차 흡기관에 압력 센서를 설치하여 압력 변동 및 온도 변화를 측정하였다. 과급기 입·출구의 배기 압력과 온도는 피에조 저항식 저압 센서와 열전대 센서(pt 100Ω)로 측정하였다. 동력계는 와전류식(흡수동력 132kW)을, 데이터 수집은 LabVIEW를 이용하여 수행하였다.

2.2 실험방법

실험방법은 무 부하 운전과 부하 운전으로, 무 부하 조건은 엔진 회전수의 범위를 1000에서 2500rpm 구간으로 한정하고 100rpm 씩 증가시키면서 실험을 수행하였다.



- | | |
|-------------------------------------|------------------------|
| 1. Diesel Engine | 2. Dynamometer |
| 3. Dynamometer controller | 4. Primary pipes |
| 5. Plenum | 6. Secondary pipe |
| 7. Intake surge tank | 8. Laminar flow meter |
| 9. Diff. transmitter for flow meter | |
| 10. Exhaust manifold | 11. Turbocompressor |
| 12. Silencer | 13. Exhaust surge tank |
| 14. Rotary encoder | 15. Terminal block |
| 16. DAQ(PXI) system | 17. Thermometer |
| 18. Flow meter for F.O. | |
- : Pressure transducer □ : Thermocouple

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

부하 조건은 1300, 1600, 1900, 2200, 2500rpm대역으로 하고, 와전류식 동력계로 0.76, 3.76, 5.76 kg-m의 토크를 부가하여, 흡기 시스템과 과급기 입·출구 및 배기관 주요부의 압력 변동과 온도를 측정하였다. 흡·배기 밸브 타이밍은 고정하였다.

Table 1 Specification of test engine

Item Description	Specification
Type	4 stroke DI
Swept Volume(cm ³)	2591
Bore × Stroke	100 × 110mm
Charging method	Turbocharged
Number of cylinder	3
Power	35kW(at 2600rpm)
Compression ratio	17.6 : 1
Valve timing	EVO 133 CAD/EVC 375 CAD
	IVO 345 CAD/IVC 576 CAD

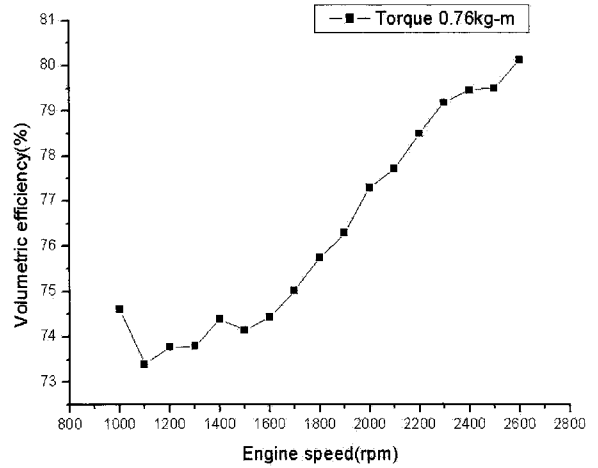


Fig. 2 Variation of measured volumetric efficiency with engine speed

Table 2 Specification of turbocharger

Turbo model	TD03L-06G (Mitsubishi)
Turbine area	4.0cm ²
Matching parts	4.8cm ²
Compressor rpm	205,000rpm

Table 3 Dimension of intake system

Item	Diameter(mm)	Length(mm)
Primary pipe	39	354
Plenum	97	280
Secondary pipe	60	620
	35	590

2300~2400rpm 구간은 완만하게 증가한다. 2400~2500rpm 구간은 체적효율이 동일하다. 그 원인은 연료량을 증가하면 엔진 회전수가 증가하면서 터빈의 입·출구 가스 온도가 급격히 상승하는데, 과급기 회전수 증가로 급기 온도가 상승하게 되어 실린더의 충전 효율이 낮아진 것으로 보인다. 따라서 공기냉각기 설치가 필요하다. 2500~2600rpm 구간에서는 체적효율이 다시 증가한다. 이러한 이유는 흡기관계와 엔진회전속도와의 관계에서 파동에 의한 피크 체적효율이 1000, 1400, 2400 그리고 2600rpm 에서 4개 이상 존재하는 것으로 나타나있다. 파동과 유량이 체적효율에 미치는 영향은 1000rpm 같은 저속에서는 파동의 영향이 지배적이어서 효율 편차가 크고 2600rpm 같은 고속이 되면 파동의 영향 보다는 유량 증가에 의한 압력 상승이 더 우세한 것으로 보인다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 과급에 따른 체적효율 변화

Fig. 2는 무 부하 조건, 엔진회전 속도를 1000~2500rpm까지 100rpm씩 상승시켰을 때 체적효율 변화를 보여주고 있다. 1000~1600rpm구간의 체적효율이 낮고 과급 효과가 없다. 이것은 비록 과급엔진이지만 무 부하 운전이고 또한 저속에서는 연료 분사량이 적어서 배기가스의 유량과 온도 변화가 작고 압축기에 의한 급기압력 상승 또한 작기 때문이다. 따라서 저속영역 과급기 성능 개선이 필요하다. 그러나 1600rpm을 넘어서면 급격히 증가하기 시작하여 2300rpm 까지는 급기 압력 증가에 대하여 체적효율도 선형적으로 증가한다.

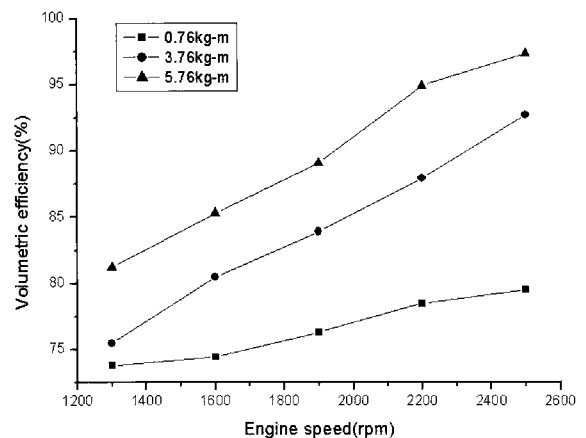


Fig.3 Variation of measured volumetric efficiency with engine speed and load

Fig. 3은 부하 운전 조건, 엔진 회전수 1300~2500rpm 구간에서 300rpm씩 증가시키고 엔진동력계의 부하를 각각 0.76, 3.76, 5.76kg-m로 증가시켰을 의 체적효율 변화를 나타내고 있다.

엔진의 회전수가 증가할수록 또한, 부하가 커질수록 체적효율이 향상됨을 알 수 있다. 이것은 회전수가 증가할수록, 부하가 커질수록 배기가스 유량 증가에 의한 터빈 속도의 증가로 급기 압력이 높아지면서 많은 량의 공기가 실린더로 공급되기 때문이다.

그러나 부하 5.76kg-m, 2200rpm부터 효율 증가가 완만한 것은 급기 온도 상승에 따른 상대적인 흡입 공기 질량이 감소하기 때문인 것으로 여겨진다.

3.2 과급에 따른 배기압력의 변화(배기 압력파)

Fig. 4는 무 부하 조건, 엔진 회전수가 1000~2500rpm 까지 100rpm 단위로 증가할 때 터빈 입구로 들어오는 배기 압력파의 맥동을 나타낸 것이다.

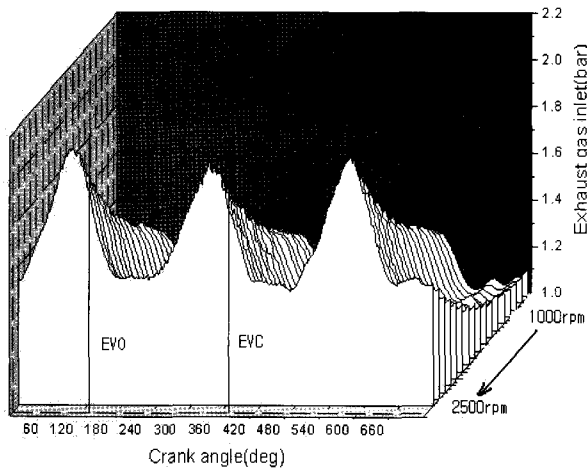


Fig. 4 Variation of the pressure pulsating of Exh. gas in T/C inlet pipe

배기밸브의 개폐 시기는 EVO 133 CAD/EVC 375 CAD이다. 회전수의 증가에 따라, 배기 터빈입구로 들어오는 배기압력 상승에 의하여 압력파의 진폭은 커진다. 그러나 위상 변화는 없다.

Fig. 5는 1300, 1900, 2500rpm에서 0.76, 3.76, 5.76 kg-m로 부하 조건에서 배기가스 터빈입구 측의 압력 변화를 보여준다.

200 CAD 부근에서 실린더-배기관-터빈 사이의 배기가스 온도와 가스 조성 차이에 의한 엔트로피 불연속(entropy discontinuity)⁶⁾에 의한 1차 부분반사(partial reflection)가 나타나고 330 CAD 부근에

서, 연이어 2차 부분반사에 의한 배기압력 피크가 보인다. 부분 반사의 결과, 가스의 일부는 실린더로 되돌아가고 배기의 일부분만이 배출된다. 배기 압력 피크가 EVC 375 CAD 보다 45 CAD 앞서 위치하고 이후로 압력이 하강한다. EVC 이후, 압력파의 골(trough)이 400 CAD 부근에서 나타남으로 최적 배기를 위해서 밸브 닫힘 각을 25 CAD 정도 늦추거나, 배기관 길이를 조정할 필요가 있다. 동일한 회전수일 경우, 무 부하 상태일 때보다도 부하가 증가할수록 배기압력파의 위상이 빨라진다. 이것은 부하 증가로 인하여 더욱 많은 연료가 연소하면서 연소 가스는 밀도 증가와 온도가 상승하게 된다. 따라서 실린더 내의 가스 밀도 증가에 의한 압력 상승으로 배기압력파의 전파속도가 빨라지는 것으로 생각된다. 무 부하일 때는 회전수 전 영역에서 배기분출(blow down)에 의한 압력 보다는 피스톤 압출에 의한 압력이 높다.

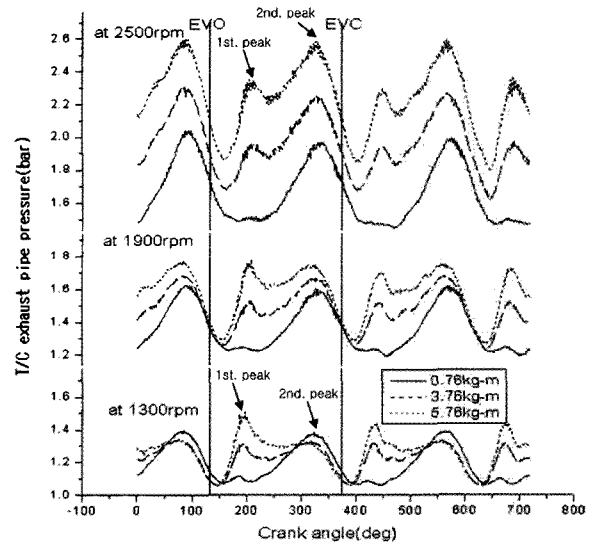


Fig. 5 Variation of pressure pulsating in T/C inlet pipe with engine speed and load

한편, 부하 조건, 1300rpm 저속 영역에서 EVO 기간 동안 배기분출에 의한 압력이 높고 피스톤의 압출에 의한 압력이 낮은 이유는 연료 분사량이 적고 배기가스 온도 또한 높지 않기 때문인 것으로 보인다. 그러나 2500rpm 고속 영역으로 갈수록 배기 분출 압력보다는 피스톤에 의한 압출압력이 높아진다. 이러한 현상은 터빈 입구에서 배기가스의 압력이 높게 유지되면서 팽창비를 크게 하여, 그 결과, 다량의 급기가 과급되어지는 것으로 보인다.

Fig. 6은 엔진 부하와 회전수 증가에 따른 터빈

입·출구의 팽창비를 나타내고 있다. 엔진 부하와 회전수가 높아짐에 따라서 터빈 입·출구의 압력을 비교한 팽창비의 값이 더욱 가파르게 증가함을 알 수 있다.

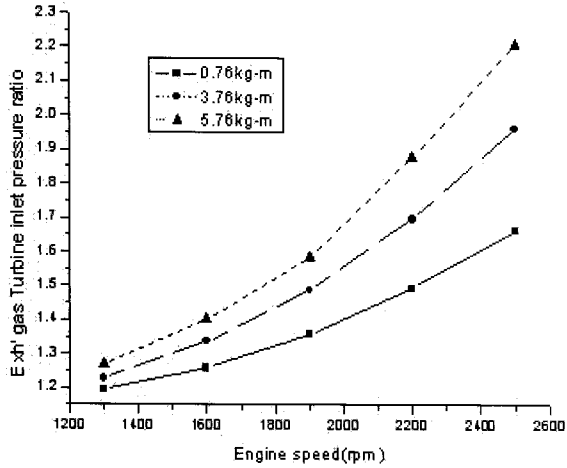


Fig. 6 Variation of pressure ratio in T/C in-out with engine speed and load

3.3 과급에 따른 흡기압력의 변화(흡기 압력파)

Fig. 7은 무 부하운전에서 1000~2500rpm까지 회전수를 증가시킬 경우, 흡기관 내부의 압력 변화를 나타내고 있다. 회전 속도가 빨라질수록 과급에 의해서 흡기압력이 높아진다.

자연급기 상태에서의 압력 상승은 흡기밸브가 열리고 피스톤이 하강하면서 실린더의 압력은 부압으로 떨어지고 공기가 유입되기 시작한다. 상사점에서 피스톤 속도는 0이다. 상사점을 지나면서 피스톤은 가속되어 행정 중간인 450 CAD 부근에서 최대값을 갖다가 감소하기 시작하여 하사점에서 다시 0이 된다. 그러나 흡입 공기는 행정 중간인 450 CAD 부근에서 가속되기 시작하여 하사점 부근에 도달하면 최대 속도를 갖게 된다.

과급의 경우, 맥동류의 저속 유동특성은 자연급기와 비슷하나 회전수가 증가할수록 IVO 직후, 흡기관 안의 높은 압력의 잔류효과가 흡입되는 것을 보여 준다.

즉 IVO 부근의 압력이 높을수록 압력강하는 더욱 깊어지며 행정 중단을 지난 후의 관성 급기 역사가 파르게 증가하며 그 결과, 이후의 과정은 매우 역동적으로 변하면서 IVC 직전에 피크를 갖는다.

2500rpm일 때 피스톤이 하사점(540 CAD)을 지나면서 흡기 압력이 증가하기 시작하여 흡기 밸브가

닫히기 직전에(약 560 CAD 부근) 흡기관 안의 압력이 급격히 상승하는 것을 알 수 있다^{7,8)}.

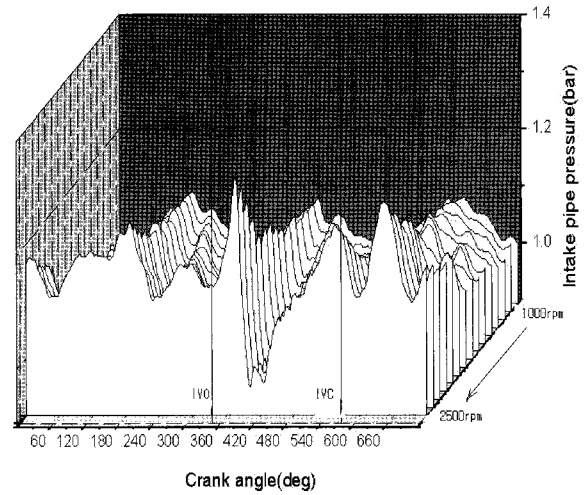


Fig. 7 Variation of pressure pulsating in the primary pipe with engine speed

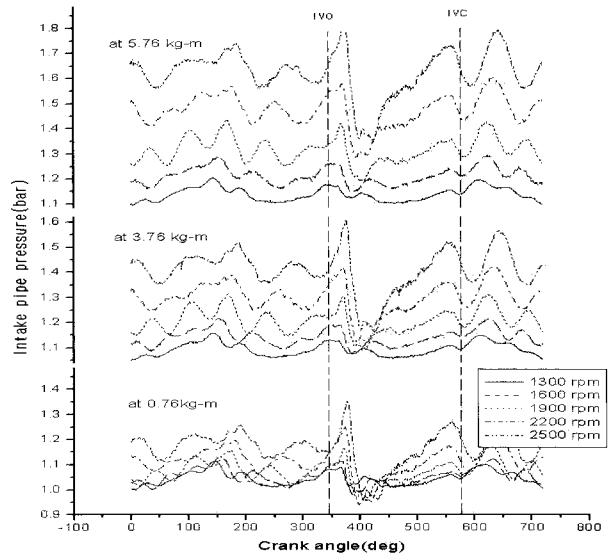


Fig. 8 Variation of pressure pulsating in the primary pipe with engine speed and load

Fig. 8은 부하가 일정한 상태에서 엔진 회전수를 증가시켰을 때 1차 흡기관의 급기압력 변화를 나타낸다. 회전수가 높아질수록 흡기압력이 높아지고 진폭은 커지나 흡기 압력강하가 시작되는 위상은 조금씩 늦어지고 과급시에도 흡기 압력파의 맥동이 심한 것을 알 수 있다^{9,10)}. 따라서 급기 효율 향상을 위하여 흡기밸브 개폐시기 조절에 의한 흡기 압력강하시의 위상 보정이 필요함을 알 수 있다¹¹⁻¹⁵⁾.

Fig. 9는 2500rpm의 무부하와 최대 부하 운전조건에서 1차 흡기관과 플리넘에서 측정한 압력파의

거동을 비교한 것이다. 과급을 하더라도 1차 흡기관 안의 급기 압력파는 흡기밸브 열림 시기에 의하여 크게 영향을 받지만 플리넘에 의해서 압력파가 감쇠되고 있는 것을 볼 수 있다. 그러므로 플리넘이 1차 흡기관 안의 맥동에 대하여 감쇠작용을 하는 것을 알 수 있다^{16,17)}.

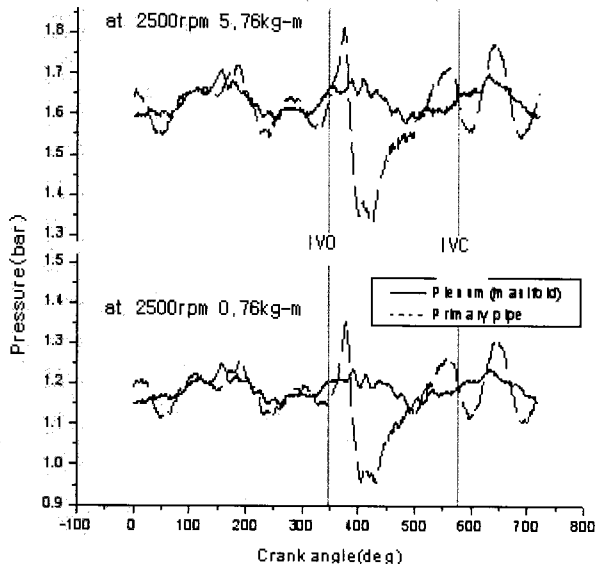


Fig. 9 Comparison of behavior of pressure pulsating in the primary pipe and plenum

4. 결 론

흡·배기 시스템의 맥동류가 과급디젤기관의 체적효율에 미치는 영향에 관한 연구 결과를 요약하면 아래와 같다.

1) 무 부하, 저속 1000~1600rpm 구간의 체적효율이 낮고 과급 효과 역시 낮다. 그 이유는 연료 분사량이 적어서 배기가스의 유량과 온도 변화가 작고, 압축기에 의한 급기압력 상승 또한 작기 때문이다. 따라서 저속 영역 과급기 성능 개선이 필요하다. 1600rpm 이상에서 엔진 회전수와 부하 증가시, 과급에 의한 급기 압력비의 영향으로 체적효율이 상승하였다.

2) 과급엔진에서도 1차 흡기관 유동은 인접 실린더의 간섭에 의해 맥동현상이 심하다. 유효한 방법으로 플리넘 설치를 고려할 수 있다.

3) 전 회전수 영역, 부하 운전에서 배기가스 터빈 입구에 엔트로피 불연속에 의한 부분반사가 일어나므로, EVC 시기 조정과 인접 실린더와 격리된 배기관의 삼입 및 길이 조정이 필요하다.

4) 엔진 회전수가 증가할수록 흡기 압력강하에 의한 위상지연이 발생하여 체적효율이 저하한다. 위상보정을 위하여 흡기 밸브 개폐시기 조정이 필요하다.

5) 과급엔진에서 엔진과 과급기의 매칭은 흡·배기밸브 개폐시기의 가변제어가 꼭 필요하며 흡·배기시스템 최적화와 적정 연료량 분사를 전자제어할 경우, 연소특성 개선이 예상되며 결과적으로 엔진 성능 개선에 의한 토크 특성과 배기오염물 방출수준 저하의 실현이 가능하고 따라서 저탄소, 저NOx 및 저 연비의 실현에 큰 효과가 있을 것으로 사료된다.

참고 문헌

1. M. Capobianco, A. Gambarotta and G. Cipolla, 1990, "Effect of inlet pulsating pressure characteristics on turbine performance of an automotive waste-gated turbocharger", SAE Paper, 900359.
2. M. Capobianco and A. Gambarotta, 1992, "Variable geometry and waste-gated automotive turbochargers: measurements and comparison of turbine performance", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas turbines and Power, July 1992, Vol. 114, pp. 553~560.
3. M. Capobianco and A. Gambarotta, 1990, "Unsteady Flow Performance of Turbocharger Radial Turbines", IMechE, C405/017.
4. J. C. Livengood, A. R. Rogowski and C. F. Taylor, "The Volumetric Efficiency of Four-stroke Engines", SAE Paper, 520259.
5. A. Ohata et al., 1985. "Acoustic Control Induction system for 6-Cylinder Engines", JSAE Rev. 8~15.
6. D. E. Winterbone, R. J. Pearson, 2000, "Theory of Engine Manifold Design", Professional Engineering Publishing Limited, London and Bury St. Edmunds, UK. p. 274.
7. D. Broome, 1969. "Induction ram, Part Three: Wave Phenomena and the Design of Ram Intake system", Automobile Engineer, pp. 262~267.

8. S. M. Hanriot et al., "An Experimental and Numerical Study from Pulsating Flow in Intake Manifold", SAE Paper, 2000-01-362.
9. C. F. Taylor, J. C. Livengood and D. H. Tsai, 1954, "Dynamics in the Inlet System of a Four-Stroke Single-Cylinder Engine", ASME Headquarters, August 9, Paper No. 54-A-188.
10. 강희영, 2006, "가변 흡기시스템에 의한 디젤기관의 체적효율 향상에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제10권 1호, pp. 12~18.
11. J. W. G. Turner et al., 2004, "New Operation Strategies Afforded by Fully Variable Valve Trains", SAE technical paper series, 2004-01-1386.
12. M. A. Mohr, R. Flierl and W. Hannibal, 2004, "Potential of a Mechanical Fully- Variable Valve Lift System for Engine with a Side-Mounted Camshaft", SAE technical paper series, 2004-01-1395.
13. P. Kreuter et al., 2004, "Comparison of Different Kinematics Solutions for Mechanical Continuously Variable Valve Lift Systems", SAE technical paper series, 2004-01-1396.
14. J. P. Watson and R. J. Wakeman, 2005, "Simulation of a Pneumatic Valve Actuation System for Internal Combustion Engine", SAE technical paper series, 2005-01-0771.
15. A. Warburton et al., 2005, "Intelligent Valve Actuation (IVA) System for Gasoline and Diesel Engines", SAE technical paper series, 2005-01-0772.
16. M. C. Brands, "Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engine", SAE Paper, 790069.
17. B. Jawad et al., 2003, "Intake Design for Maximum Performance", SAE technical paper series, 2003-01-2277.