

배기 과급 디젤기관의 흡 배기 유동특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Flow Characteristics of Intake and Exhaust in Turbocharged Diesel Engine

배 원 섭*
Won Sub Bae

ABSTRACT

This paper describes the experimental investigations on the pressure variations of intake and exhaust manifold and mass flow rate through exhaust turbine of turbocharged 6-cylinder diesel engine.

The turbocharger of experimental diesel engine is constructed with the radial type exhaust turbine and blower driven by exhaust gases. The pressure variations were measured by pressure transducer at the points such as turbine inlet and outlet, compressor inlet and outlet, and inlet pipe and exhaust manifolds for normal and combined charging engines with the change of engine speed.

The experimental results of this study show that the mass flow rate of exhaust turbine and the variations of pressure in intake and exhaust manifold are all increased with the increase of engine speed.

1. 서 론

터보 과급기는 기관에 공급하는 흡입 공기량을 증가시켜 기관의 출력을 향상시킬 뿐만 아니라 연료 소비율과 배기 성능 등을 개선시킬 수 있는 장점을 가지고 있어 이에 대한 많은 연구가 이루어져 오고 있으며,¹⁻⁶⁾ 그 결과 최근에는 차량용 디젤 기관을 비롯하여 가솔린 기관에 이르기까지 터보 과급기가 널리 사용되고 있다.

이와 같이 터보 과급기는 흡기성능 향상과 아울러 고효율을 얻을 수 있는 특징이 있지만

기관과 과급기의 조합운전에 생기는 조합 문제와 과급기 및 기관에 미치는 과도 현상 등 여러가지 문제점이 제기되고 있다. 특히 차량용 내연기관은 사용 회전속도와 부하의 범위가 넓고 급가속이나 급감속 등이 반복되기 때문에 이 기관에 터보 과급기는 넓은 유량 범위와 높은 효율이 요구된다. 그러나, 본질적으로 터보 과급기관은 용적형의 디젤 기관과 속도형의 터빈을 조합시킨 복합 기관이기 때문에 충분한 과급 효과가 얻어지는 회전속도는 한정되어 있어 저속과 고속영역에서 모두 높은 효율을 얻는데는 한계가 있다. 따라서

* 정회원, 대우공업전문대학 기계과

이러한 결점을 보완하고 흡기성능을 개선하기 위한 방법으로 터보 과급 디젤 기관에는 압축기를 떠난 흡입공기를 감쇠실(damping chamber), 공명관(resonance pipe), 공명실(resonance chamber) 순으로 흐르게 하여 각 실린더에 분배되도록 하는 복합 과급방식이 이용되고 있다.⁷⁻¹⁰⁾

또한, 실제로 차량에 이용되고 있는 터보 기관은 다기통이고, 기통관의 배기 간섭은 피할 수 없기 때문에 복수 실린더를 2개의 그룹으로 나누어 유입구를 2개 갖는 레이디얼 배기 터빈이 많이 사용되고 있으며 이 2개 터빈 노즐 출구에는 위상차에 의한 맥동류가 합류하게 되고, 이 기관의 성능은 정상류 성능과는 현저히 다르다. 그러나 지금까지의 연구에는 2개구 레이디얼 배기터빈의 맥동류 성능을 취급한 경우는 그다지 많지 않은 실정이다.^{11,12)}

이상의 관점으로부터, 본 연구는 터보 과급 디젤 기관의 조합 운전 성능 특성을 구명하기 위하여 과급기 단독 정상류 실험과 맥동류 실험을 통하여 터빈 유량 특성과 팽창비를 구하고, 복합 과급 방식에서 공명관의 지름이 과급효과에 미치는 영향 및 흡배기관내의 분기 합류 지점과 노즐내의 합류부에서의 압력 변동 등을 기관 회전수를 바꿔가면서 고찰하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험기관

본 실험에 적용한 터보 과급 디젤 기관은 혼류식 1단 배기 터빈 과급기를 부착한 6 실린더 4 사이클 기관으로서 터빈 노즐은 축방향으로 2개로 분할되어 있으며 실험장치의 외관도는 Fig.1과 같고, 기관과 과급기의 주요제원은 Table 1과 같다.

2.2 정상류 및 맥동류 실험

정상류 실험은 과급기를 기관으로부터 떼어내는 고압의 공기를 구동원으로 하는 실험장

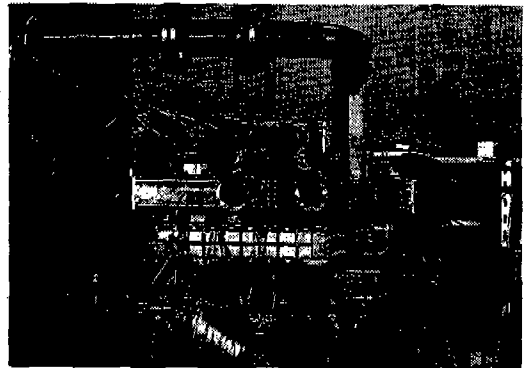


Fig.1 Photograph of test apparatus

Table 1 Specifications of engine and turbocharger

Engine type	4 cycle, 6 cylinder diesel engine.
Combustion chamber	Direct injection
Bore (mm) × Stroke (mm)	102 × 118
Piston displacement (cc)	5,785
Compression ratio	15.9
Max. out put (PS/rpm)	180/3,000
Max. torque (kg·m/rpm)	49/1,800
Inlet valve open	27° BTDC
Inlet valve closing	61° ABDC
Exhaust valve open	69° BBDC
Exhaust valve closing	27° ATDC
Turbocharger type	Radial
Numbers of turbine rotor blade	11
Outer diameter of rotor (mm)	74

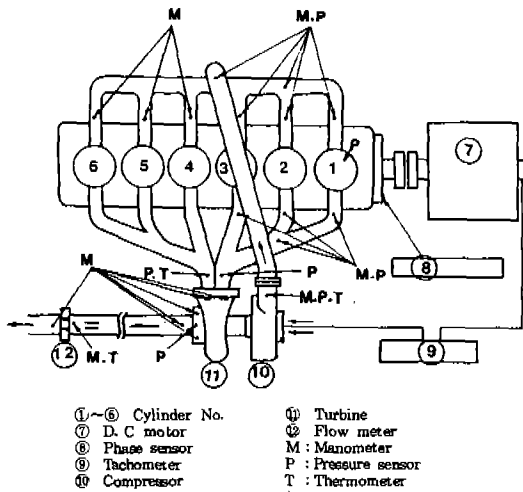


Fig.2 Schematic diagram of a turbocharged

치에 설치하고 유량, 압력, 회전속도 등을 측정하여 터빈 성능 특성을 구하였다.

맥동류 실험장치는 Fig.2에서 보는 바와 같이 기관과 전동기, 과급기 및 각종센서로 구성하였으며 맥동류 실험은 연료를 사용하지 않고 직류 전동기로 직접 기관을 구동하여 맥동류를 발생시키고, 이 맥동류로 배기 터빈을 구동하도록 하였다.

이 과정에서 기관 회전 속도와 맥동 주파수의 변화는 전동기로 제어하도록 하였으며 압력, 온도 및 유량의 측정은 흡 배기 매니폴드의 분기 및 합류지점과 터빈 출구 등에서 하였다.

2.3 복합 과급 기관

복합 과급 실험장치는 Fig.3에서 보는 바와 같이 Fig.2 기존의 급기 방식을 개조하여 감쇠실, 공명관 및 공명실의 공명장치를 만든 것으로 압축기로부터 나온 흡입공기는 이 장치를 통과한 후 각 실린더에 분배하도록 하였으며, 이 공명장치의 고유 진동수에相当하는 회전수 영역에서 공명실내의 압력 진폭이 최대가 되도록 하여 흡기 성능 향상을 도모하고자 하였다.

그리고 공명관의 단면적과 길이, 공명실 용적의 함수인 공명장치의 고유 진동수는 he - lmholtz의 음향 이론으로부터 계산 하였다.^{1,3)}

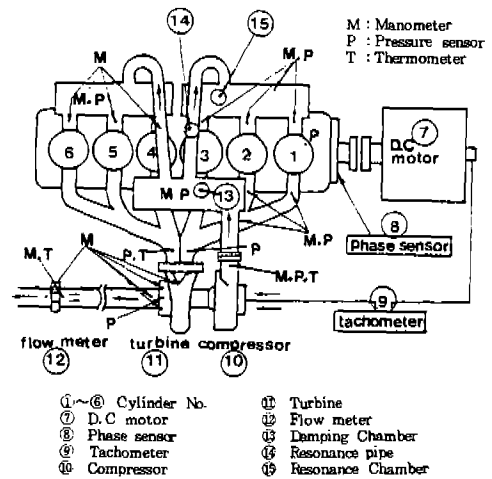


Fig.3 Schematic diagram of a turbocharged diesel engine for resonance charging

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{v l}} \quad (1)$$

여기서 f 는 고유 진동수, a 는 음속, v 는 공명체적, s 는 공명관 단면적, l 는 공명관 길이이다.

실험은 흡기관(공명관)의 지름이 41mm와 53mm인 경우에 대하여 실시하였으며 통상 급기 방식과 비교하였다.

2.4 측정 장치

본 실험에서 압력 측정은 압력 변환기를 이용하여 Fig.2와 Fig.3에 P 로 표시한 위치에서 측정하여 직류 증폭기로 증폭하고 A/D 변환기를 거쳐 마이크로 컴퓨터에 측정된 데이터를 저장하도록 하였다. 온도 측정은 유량계 입구, 압축기 출구, 터빈 스크롤 입구, 오일 팬 내 엔진오일, 기관 냉각수 출구, 터빈 로터 출구 등 6개소에 대하여 열전대를 이용하여 측정하였다.

공기 유량은 개구부 직경이 8mm인 등근형 노즐을 유량계로 측정하였으며, 질량 유량은 G (kg/s)는 다음 식으로부터 산출하였다.

$$G = \alpha \frac{\pi d^2}{4} \epsilon \sqrt{2(p_1 - p_2) \rho_1} \quad (2)$$

여기서 α 은 노즐 유량 계수로서 본 실험에서는 0.848를 적용하였으며, p_1 과 p_2 는 노즐 전후의 절대 압력이다.

한편 ε 는 수정 계수로서 노즐 전후의 압력과 비열비($K=1.4$ 로부터 아래와 같이 계산하여 적용하였다.

$$\varepsilon = \left(\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_1 - p_2} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1+1/k} \right) \right)^{1/2} \quad (3)$$

노즐 입구에서의 공기밀도 ρ_1 은 아래 식으로부터 구하였다.

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} \quad (4)$$

여기서 T_1 은 노즐 입구에서 공기의 절대온도(K)이고 R 은 가스상수로서 본 연구에서는 $286.7(\text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K})$ 을 적용하였다.

과급기 회전 속도는 터빈 로터측의 압축기 쪽에 펄스 발생용 너트를 부착하고 전자장치로 펄스를 검출하여 측정하였으며, 기관 회전 속도는 직류 전동기에 부착되어 있는 회전계 펄스 발생기의 출력에 의해 측정하였다. 그리고 펄스는 직류 전동기에 부착되어 있는 회전계 펄스 장치로 펄스를 검출하여 측정하였으며, 기관 회전 속도는 직류 전동기에 부착되어 있는 회전계 펄스 발생기의 출력에 의해 측정하였다. 그리고 펄스는 1회전당 6펄스로 발생하였으며 오차는 공히 $\pm 5 \text{rpm}$ 이었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 터빈의 정상류 특성

Fig.4는 과급기의 유량 특성을 알아보기 위하여 스크롤부 2개에 동시에 고압의 공기를 불어 넣어 터빈 회전 속도를 20,000rpm에서 70,000rpm까지 5 단계로 변화시켜 가면서 터빈 팽창비와 무차원 유량 특성과의 관계를 도시한 것이다.

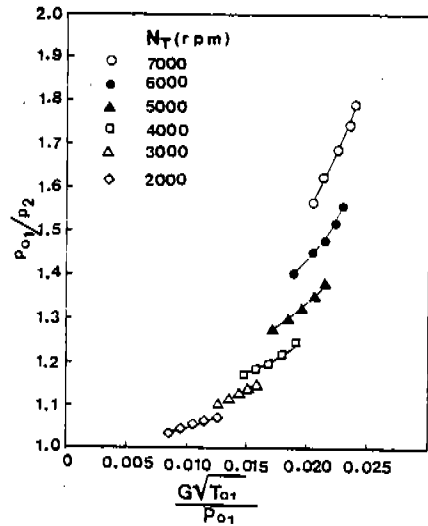


Fig.4 Mass flow characteristics of turbine under steady flow

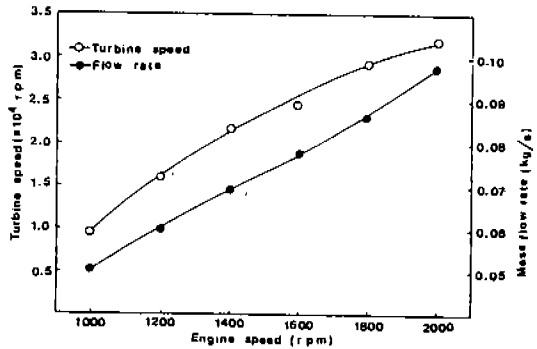


Fig.5 Air mass flow rate turbine with the change of engine speed under pulsating flow

이 선도에서 보는 바와 같이 과급기 회전 속도가 증가함에 따라 터빈 팽창비는 증가하며 무차원 유량 특성 범위는 좁은 범위에서 압력 팽창비가 커지고 있음을 알 수 있다.

여기서 가로축 $G\sqrt{T_{01}}/P_{01}$ 무차원 질량 유량을 나타내고, P_{01} , P_{02} 는 터빈 입구와 출구의 압력비(Kpa), T_{01} 은 터빈 입구 정체온도(K), G 는 유량(kg/s)을 표시한다. 또한 세로축의 P_{01}/P_{02} 는 터빈 팽창비를 N_T 는 터빈 회전속도(rpm)를 나타내며 괄호안의 숫자는 수정된 과급기의 회전속도이다.

3.2 터빈의 맥동류 특성

Fig. 5는 디젤 기관을 전동기로 회전시켜 발생되며 맥동류로 배기 터빈을 구동하였을 때 터빈 유량과 기관 및 과급기 회전 속도와 의 관계를 나타낸 것이다.

이 선도에서 보는 바와 같이 기관 회전속도가 1,000rpm에서 2,000rpm까지 증가함에 따라 과급기 회전 속도는 9,800rpm에서 36,800rpm까지, 공기 유량은 0.05kg/s로부터 약 0.1kg/s까지 거의 직선으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 따라서, 과급기의 유량과 회전 속도에 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

3.3 통상 과급 방식의 유동특성

3.3.1 흡기관 내의 압력변동

Fig. 6과 Fig. 7은 압축기 출구와 1번 실린더 헤드의 접속점 직전인 흡기 매니폴드 출구에서의 압력 변동을 기관 회전수가 1010rpm, 1500rpm, 2000rpm일 때에 대하여 도시한 것으로, 이때의 과급기 회전수는 각각 11290rpm, 26500rpm, 37870rpm이었다.

그리고 이 선도의 가로축은 1번 실린더의 팽창 행정 상사점을 0°로 한 크랭크 각도이고, 세로축은 대기압에 대한 각 점의 압력비를 나타낸 것이다.

또한 위 그림들의 아래 부분에 있는 곡선들은 흡기 밸브 열림 면적 F_{th} 를 이 밸브의 최대 열림 면적 F_{th0} 로 무차원화한 값을 표시하며, No.1-No.3은 실린더 번호를 나타낸다.

이 선도들에서 보는 바와같이 기관 회전 속도가 1010rpm일 경우에는 압축기쪽의 토출 압력과 흡기 매니폴드 출구압력이 대기압 이하가 되고 있는데, 이러한 경향은 저속의 기관 회전속도에서는 터빈을 구동할만한 충분한 에너지가 발생되지 못해 과급기가 충분히 성능을 발휘할 수 없기 때문인 것으로 보여진다.

그러나 기관 회전속도가 1500rpm, 2000rpm으로 증가하면 터빈일도 증가하므로 압축기 출구 압력이 대기압보다 높아지고 과급 효과도 현저하게 나타남을 알 수 있다.

3.3.2 배기관 및 실린더내 압력변동

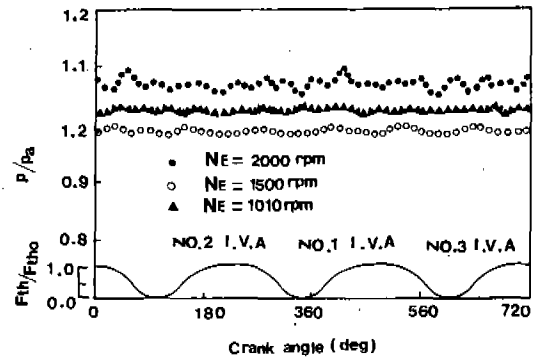


Fig. 6 Pressure variation of compressor outlet with the change of engine speed

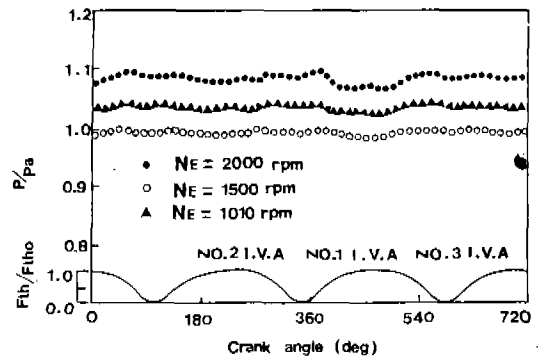


Fig. 7 Pressure variation of intake manifold outlet in No.1 cylinder with the change of engine speed

Fig. 8과 Fig. 9는 1번 실린더 헤드의 접속점 직후인 배기 매니폴드 입구와 1번과 2번 실린더 배기 매니폴드 합류 지점에서의 압력 변동을 기관 회전속도가 1010rpm, 1500rpm, 2000rpm일 때에 대하여 도시한 것으로 가로와 세로축은 앞에 그림과 같고, 하부의 곡선 부분은 무차원화한 배기 밸브 열림 면적을 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 배기 매니폴드 입구와 배기 합류 지점의 압력은 배기 밸브의 개폐시간에 따라 현저한 맥동 현상을 보이고 있으며, 기관 회전속도가 증가함에 따라 압력 변동폭이 2지점간에 같은 크기로 커지고 있다.

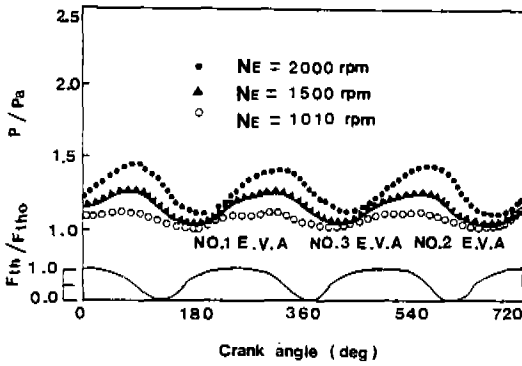


Fig.8 Pressure variation of exhaust manifold inlet in No.1 cylinder with the of engine speed

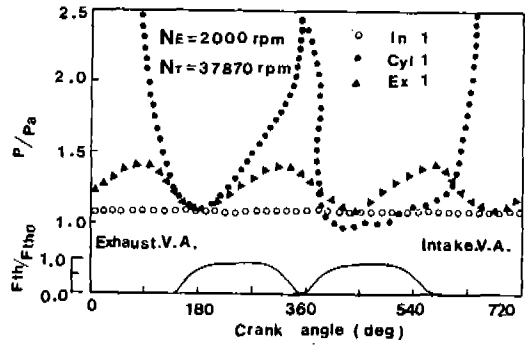


Fig.10 Pressure variation of intake and exhaust manifold in No. 1 cylinder and the cylinder at $N_g=2,000$ rpm

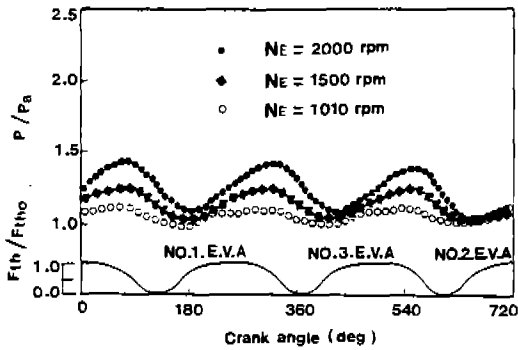


Fig.9 Pressure variation of junction point in exhaust manifold with the change of engine speed

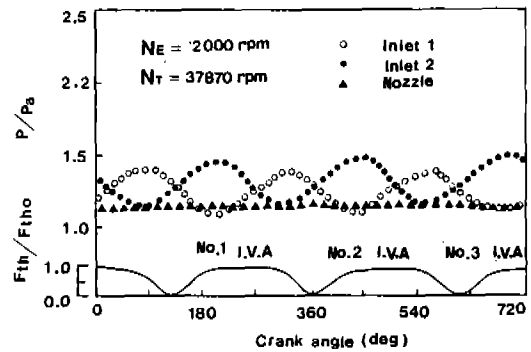


Fig.11 Pressure variation of scroll inlets and nozzle exit of turbing at $N_g=2,000$ rpm

Fig.10과 Fig.11은 기관 회전속도 2,000 rpm, 과급기 회전속도 37,870 rpm에서의 실험 결과로서 Fig.10은 1번 실린더의 흡기 매니폴드 출구와 배기 매니폴드 입구, 실린더 내 압력변동을, Fig.11은 터빈의 스크롤 입구와 노즐 출구에서의 압력 변동을 나타낸 것이다.

Fig.10에 나타난 바와 같이 배기 압력은 240° 간격으로 맥동 현상을 보이고 있으며 흡기 압력은 거의 변화가 없다. 한편 실린더 내의 압력은 팽창 행정(크랭크각 $0^\circ \sim 180^\circ$)에서는 급격히 떨어지고 있으나 배기행정(크랭크각 $180^\circ \sim 360^\circ$)에서는 배기관 압력보다 높고, 흡기행정(크랭크각 $360^\circ \sim 549^\circ$)에서는 흡기관 압력보다 낮아지고 있어 순조로운 흡배기가 이루어지고 있음을 알 수 있다. Fig.

11은 본 실험에서 채택한 2개구 레이디얼 터빈의 스크롤 입구와 그 맥동 흐름이 합쳐진 지점인 노즐 출구에서의 압력 변동을 나타낸 것으로, 선도에서 보는 바와 같이 스크롤 입구에서는 2지점간에 120° 의 위 상차를 가지면서 거의 같은 압력 변동을 보이고 있다.

그러나 노즐 출구에서의 압력은 거의 일정하고 정상적인 흐름으로 터빈을 구동하고 있는데 이것은 6기통 4사이클 기관에는 배기 터빈이 매우 유리하다는 것을 의미한다.

3.4 복합 과급 방식의 유동 특성

Fig.12와 Fig.13은 동일한 기관과 과급기에 공명관의 지름이 41mm와 53mm인 복합 과급방식을 사용했을 경우와 통상 과급 방식

을 사용했을 경우의 터빈 유량 특성을 기관 회전속도에 따라서 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 41mm의 공명관을 사용했을 경우는 1,200rpm~1,500rpm 사이에서, 51mm의 공명관을 사용했을 경우는 1,600rpm~1,900rpm 사이에서 복합 과급 방식이 통상 과급 방식보다 유량이 증가하고 있다. 이것은 41mm의 공명관은 고유 진동수 378 Hz로 1,510rpm 상당하고, 53mm는 고유 진동수 47.1 Hz로 1,880rpm에 상당하기 때문

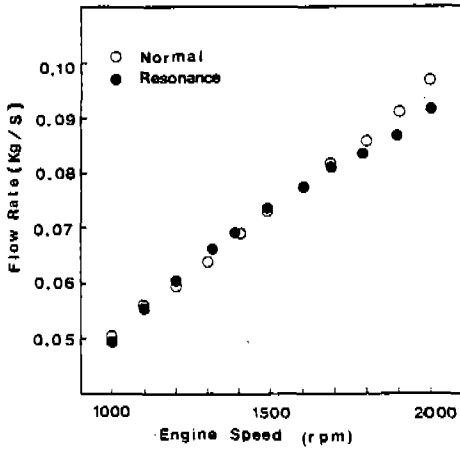


Fig.12 Comparisons of flow characteristics for normal and resonance charging with resonance pipe of diameter 41mm

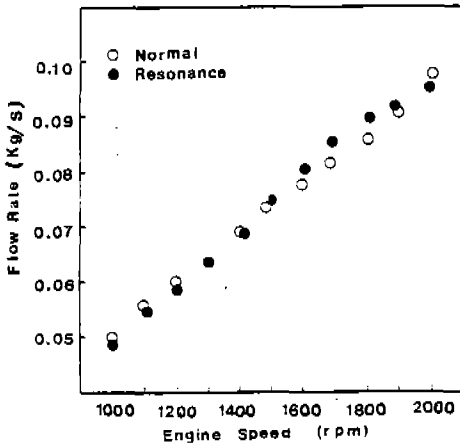


Fig.13 Comparisons of flow characteristics for normal and resonance charging with resonance pipe of diameter 53mm

에 이 기관 회전속도 영역에서 공진 현상에 의한 유량의 증가로 보여진다. 그러나 2,000 rpm에서는 양쪽 모두 복합 과급 방식이 통상 과급 방식 보다 유량이 감소하고 있는데 이러한 현상은 고속에서는 벽면 마찰 등에 의한 손실이 증가하기 때문인 것으로 보여진다. 따라서, 배기 과급 디젤 기관의 저속 성능을 개선하기 위한 방법으로는 복합과급 방식이 효과적임을 알 수 있다.

Fig.14은 직경 53mm의 흡기관(공명관)을 사용한 경우에 대한 체적 효율을 통상 과급 방식과 비교한 것으로 이 선도에 나타난 바와 같이 1,000rpm~1,300rpm의 기관 회전속도에서 유량은 약 1~3% 감소하고 있으나, 체적효율은 1~2% 증가하고 있다.

이것은 흡기관내의 압력 변동에 의한 위상에 관계가 있기 때문인 것으로 추정된다.

Fig.15와 Fig.16은 기관 회전속도 1,500 rpm과 1,990rpm, 과급기 회전속도 25,701 rpm과 36,760rpm에서 감쇠실과 공명실의 압력 변동을 나타낸 것이다.

Fig에서 보는 바와 같이 공명실 2개의 압력 변동은 60°의 위상차를 갖는 맥동 현상을 갖는 맥동 현상을 보이고 있으나, 감쇠실의 압력 변동은 이 보다 적게 소폭으로 변하고 있다. 그리고 기관 회전 속도의 증가에 따라 압력 변동 폭도 커지고 있다.

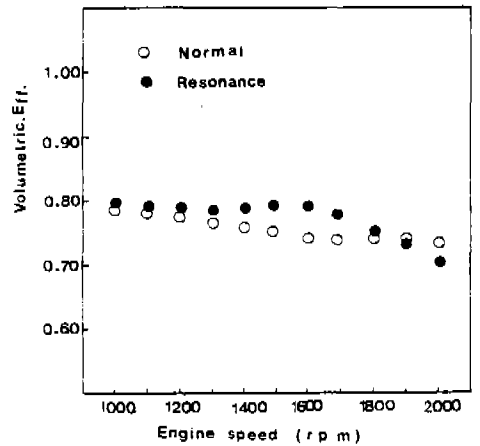


Fig.14 Comparisons of volumetric efficiency for normal and resonance charging with resonance pipe of diameter 53mm

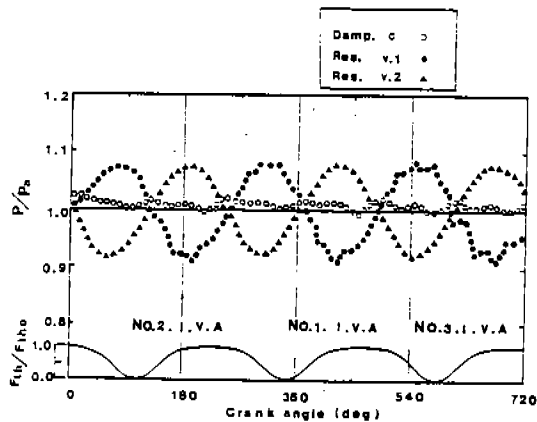


Fig. 15 Pressure variations of damping and resonance chamber at $N_B=1,500$ rpm

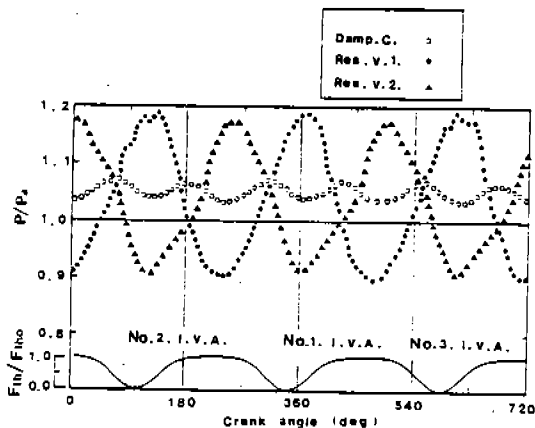


Fig. 16 Pressure variations of damping and resonance chamber at $N_B=1,990$ rpm

4. 결 론

이 연구는 2개의 레이디얼 터빈을 장착한 6실린더 4사이클 디젤 기관의 흡배기관내 유동 특성을 규명하기 위하여 과급기 단독 정상류 실험과 전동기 구동에 의한 맥동류 실험, 그리고 흡기성능 개선을 위한 복합 과급 실험을 수행한 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 배기 터빈의 정상류 유량 특성은 과급기의 회전속도가 증가함에 따라 팽창비의 범위는 넓어지는 경향을 갖는다.

2) 기관에 발생된 맥동류에 의해 구동되는

터빈의 유량 특성은 기관 유량 특성에 크게 영향을 받고 있으며, 유량과 터빈 회전속도는 기관 회전속도와 선형적인 비례 관계에 있다.

3) 배기 터빈의 2개 스크롤에서 상호 같은 유량이 60° 의 위상차를 가지면서 맥동 흐름을 보였으나, 6개의 실린더로부터 배기가 합류하는 지점인 터빈 로터 입구 압력(노즐 출구압력)은 거의 일정한 압력을 유지하고 있어 터빈 구동에 좋은 조건이 되고 있었다.

4) 공명관을 이용한 복합 과급 방식의 경우 그 고유 진동수에 해당하는 기관 회전속도 영역에서는 효과적이었으나 기타 영역에서는 통상 과급기 방식 보다 오히려 성능이 떨어진다.

후 기

본 연구는 교육부의 연구 지원에 의하여 이루어진 것으로서 연구를 지원하여 주신 관계 제위께 감사드리며 연구에 도움을 주신 일본 동경대학 생산기술연구소 Yosiki, H. 교수에게 감사드리는 바이다.

참 고 문 헌

1. Woollatt, D., "The Application of Unsteady Gas Dynamics Theories to the Exhaust System of Turbocharged Two-Stroke Engines", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 88, No. 1, pp. 31-39, 1966.
2. Benson, R.S. and Scrimshaw, K.H., "An Experimental Investigation of Non-steady Flow in a Radial Gas Turbine" PIME, Vol. 180, Pt. 3j, pp. 74-84, 1966.
3. Wallace, F.J. and Miles, J., "Performance of Inward Radial Flow Turbines under Unsteady Flow Conditions with Full and Partial Admission", PIME, Vol. 185, 77/71, pp. 1091-1105, 1971.
4. Wood, W.A. and Nobury, J.F., "Pulse Flow Performance of Axial Turbines for Marine Turbochargers", Proc. of ISME Tokyo

- 73, pp. 11-22, 1973.
5. Yoshiki, H., Mizumachi, N., Endoh, T. and Morishita, S., "A Study on Performance of a radial Exhaust Turbine Driven by pulsating Flow", Proc. of 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, pp. 391-399, 1977.
 6. Azuma, T., Tokunaga, Y. and Yura, T. "Characteristics of Exhaust Gas Pulsation of Constant Pressure Turbo-Charged Diesel Engine" Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 102, No. 4, pp. 827-835, 1980.
 7. 吉識晴夫, 遠藤敏彦, 水越潮, 高間信行, "車輛用ターボ過給ディーゼル機関の吸排気管内 非定常流れの研究" 日本ガスタービン學會誌, Vol. 15, No. 57, pp. 74~80, 1987.
 8. 東忠則, 由良忠義, 徳永佳郎, "定壓過給船用ディーゼル機関の排気脈動の研究(第2報, その1分岐合流部の流および脈動の共振特性)", 日本船用機關學會誌, Vol. 16, No. 12, pp. 1001~1010, 1981.
 9. 山根 建, 竹村信一, "共振過給システムの研究", 日産技報, pp. 73~82, 1985.
 10. Yoshiki, H., Endoh, T., Takama, N. and Ozaki, D., "Performance of A radial Exhaust Turbine under pulsation Flow" (in Japanese), Journal of GTSJ, Vol. 12, No. 47, pp. 41-48, 1984.
 11. Yoshiki, H., Endoh, T., Mizukoshi, U. and Takama, N., "Unsteady Flow in Intake and Exhaust Manifolds of Turbocharged Diesel Engine" (in Japanese), Proceedings of 14th GTSJ Annual Conference, pp. 113-120, 1986.
 12. Brands, M.C., "Helmholtz Tuned Induction system for Turbocharged Diesel Engine", SAE Paper 790069, 1979.