

승용차의 부분부하제어를 위한 스크류형 과급기 개발

배 재 일[†] · 배 신 철^{*}

(2003년 3월 20일 접수, 2003년 8월 7일 심사완료)

Development of a Screw Type Super-Charger for Part Load Control of Passenger Car

Jae-Il Bae and Sin-Chul Bae

Key Words : Screw Type Super-Charger(스크류형 과급기), Inlet Throttle Body(흡기 스로틀 바디), External Bypass Valve(외부 바이패스 밸브), Internal Bypass Valve(내부 바이패스 밸브)

Abstract

Turbo- or Super-charging has been used to boost engine power for Gasoline- and Diesel Engine since beginning of 20th century. So far turbo-charger has enjoyed a high reputation in the charging field for its technical advantages such as no demand of operation power from engine and an excellent charging effect in a static operation at mid- and high engine speed. A mechanically driven super-charger, however, is now popular due to the high engine power at quick change of the driving mode - high engine torque even at low engine speed. Since super-charger needs operation power from engine, it is difficult to improve its relatively higher fuel consumption than that of turbo-charger. This negative point is still an obstacle to the wide use of super-charger. Super-charger using screw-type compressor will fulfill the purpose to reduce fuel consumption by minimizing operation power owing to no charge at idling or part load driving condition. This study aims to develop power control concept to achieve the minimization of operation power. A screw type super-charger was modified in design partially and installed with an internal bypass valve and a bypass tube to control charging pressure at part load. The various control concepts show a possibility to reduce operation power of super-charger.

1. 서 론

기호 설명

n_M : 엔진 회전수
 n_{SC} : 과급기 회전수
 P_i : 압축 전 흡입압력
 P_o : 압축 직후 토출압력
 P_d : 압축 후 송출압력
 η_{ad} : 과급기 단열 압축 효율
 η_v : 과급기 체적 효율

엔진의 출력향상을 위한 수단으로 터보차저(turbo charger)에 의한 과급이 소형승용차엔진에서부터 선박용 대형엔진까지 광범위하게 적용되고 있다. 이는 외부로부터 별도의 구동력 공급 없이 중·고속 영역의 정속 주행에서 대기로 방출되는 배기 가스 에너지를 사용하여 엔진의 과급 기능을 향상시키기 때문이다. 하지만, 승용차의 운행구간은 대부분 중·저속영역인 시내주행이므로 터보차저의 경우 이러한 중·저속구간에서 낮은 과급압으로 인하여 엔진의 출력저하 및 가속응답성이 지연되는 현상이 발생한다. 그로 인해 최근에 와서는 Variable Geometry Turbine Typ 의 설계로 많은 개선

[†] 책임저자, 회원, 단국대학교 대학원
 E-mail : baejaeil@kefco.co.kr
 TEL : (031)450-9003, FAX : (031)451-1472

^{*} 회원, 단국대학교 기계공학과

이 이루어졌으나 터보차저의 구동원리에 따라 여전히 그 단점이 일부 존재할 뿐만 아니라 가격 측면에서도 불리한 점을 안고있다.⁽¹⁾

중·저속구간에서 빠른 속도 응답에 대한 요구에 따라 Volkswagen 은 G-Lader 라고 하는 기계식 과급기를 개발하였고, Daimler-Crysler 는 Eaton 사의 3엽식 루츠형(roots type) 수퍼차저를 현재 2000~2300cc 엔진에 탑재하고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 또한 Mazda 의 Miller Cycle Engine 에는 Lysholm 식의 스크류형(screw type) 수퍼차저를 적용 중에 있는 등 많은 자동차 제조사들이 터보차저와 함께 사용하고 있다. 하지만, 수퍼차저의 구동력이 엔진의 구동 부하로 작용하기 때문에 터보차저에 비하여 연비 면에서 불리한 점은 여전히 개선이 요구되고 있는 실정이다.^(5,6)

이러한 단점을 보완하고자 본 연구에서는 풀리(pulley)를 사용하여 엔진 속도와 일정한 비율로 구동 되는 기계식 과급기의 구동력을 최소화 시키기 위해 엔진에서 과급이 필요할 때와 필요하지 않을 때를 구분하고 과급기의 압축과정에서 소요되는 구동력을 변화시킴으로서 주로 시내주행에서 많이 발생하는 무부하(idling) 및 부분부하(part load)를 제어하여 연비향상의 목적을 달성할 수 있다.

2. 부분부하제어

2.1 부분부하 제어의 필요성

Fig. 1은 엔진과 과급기의 회전수의 변화에 따른 공기 유량과 과급 압력의 상관 관계를 나타낸 것이다. Fig. 1에서 알 수 있듯이 터보차저의 경우 엔진의 저속시 낮은 과급압 때문에 가속 응답성이 떨어지는데 비하여 저속에서부터 고속에 이르기까지 과급압의 변화가 크지 않는 수퍼차저의 가속 응답성은 상대적으로 뛰어나다.⁽²⁾

그러나 출력, 연비 및 배기가스규제가 전자제어에 의한 완전연소영역($\lambda=1$)에서 운행되고 있는 가솔린 엔진의 경우, 엔진으로 유입되는 공기량에 비례하여 연료가 분사되기 때문에 공회전(idling), 감속 또는 서행 조건과 같이 과급이 필요하지 않은 운전상태에서 수퍼차저에 의한 높은 과급압은 연비가 나빠지는 원인이 되고있다. 이를 해결하기 위한 방법으로서 수퍼차저에 의해 송출되는 압축 공기량을 감소시킴으로써 연료의 분사량을 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 과급기의 소요 구동력도 줄일 수 있다.

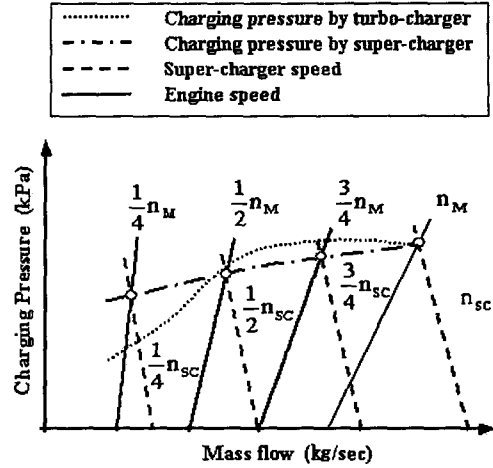


Fig. 1 Relationship of air quantity between engine and super-charger and charging pressure curve at unthrottling condition

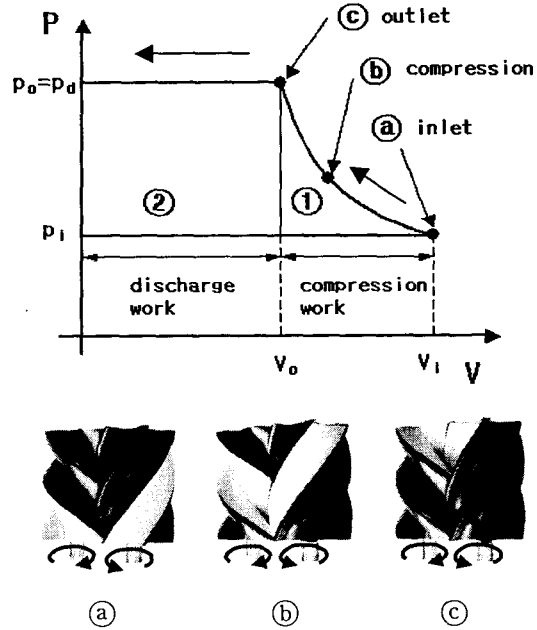
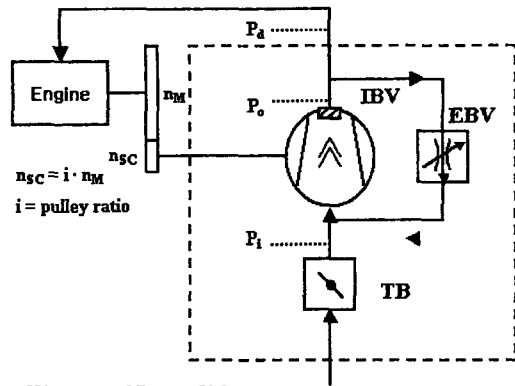


Fig. 2 Pressure and volume curve of screw type supercharger

스크류형 과급기의 구동력은 Fig. 2와 같이 압축 일(compressing work)과 송출일(discharging work)로 이루어진다. 두가지 일의 크기를 최소화함으로써 스크류형 과급기의 구동력을 최소화 시킬 수 있다. 스크류형 과급기의 구동력(adiabatic compression work), W 은 식 (1)과 같이 표시되어진다.



IBV : Internal Bypass Valve
 EBV : External Bypass Valve
 TB : Inlet Throttle Body

Fig. 3 System concept for part load control

$$W = \int_{P_i}^{P_o} V dp$$

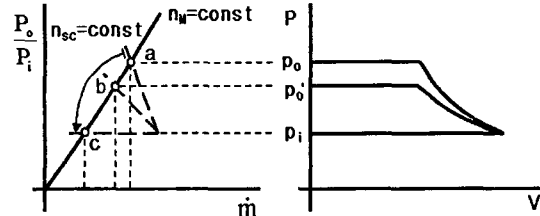
$$= \frac{k}{k-1} P_i V_i \left(\left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (P_o - P_i) V_o \quad (1)$$

여기서, 우변 첫째항은 압축일로 Fig. 2의 ① 면적에 해당하고 둘째항은 송출일로 ② 면적에 해당한다. 식 (1) 에서 구동력은 압력(P_i , P_o)와 체적(V_i , V_o)의 함수로서 표시되어있지만 스크류형 과급기의 설계에 따라 흡입체적(V_i)과 토출체적(V_o)의 크기가 결정되어 있어, 결국 압력(P_i , P_o)의 변화가 구동력에 영향을 미치게 된다.

2.2 제어 방법

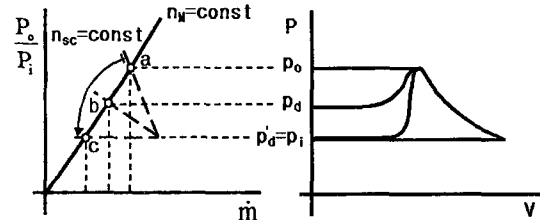
본 논문의 제어방법을 구현하기 위한 실험장치의 개념을 Fig. 3에 나타내었다. 장치의 구성에서는 흡입압 P_i 을 변화하기 위해 흡기 스톨 바디(Inlet Throttle Body, TB)와 송출압을 낮추기 위한 외부 바이패스 밸브(External Bypass Valve, EBV)를 설치하였고 토출압(P_o)를 변화시키기 위하여 스크류형 과급기의 설계를 일부 변경해 내부 바이패스 밸브(Internal Bypass Valve, IBV)를 추가하였다. 수퍼차저의 과급압을 제어하기 위해 흡입압력, P_i (inlet pressure) 및 압축이 끝나는 시점의 토출압력, P_o (outlet pressure)와 송출이 끝나는 시점의 송출압, P_d (discharge pressure)의 크기를 Fig.4 같이 변화시킬 수 있는 방법을 논의하고 실험을 통하여 각 제어방법의 효과를 관찰하였다.

Fig. 4(a)-(d)의 제어방법에 대한 설명은 다음과 같다.



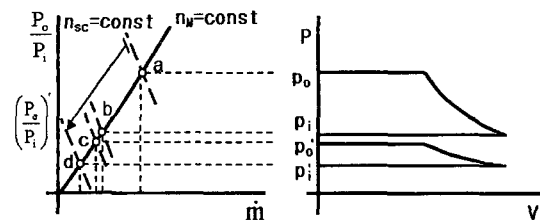
(a) IBV=Open, EBV=Close, TB=Wide Open

a) 과급기 압축행정 중에 일부의 공기를 과급기의 내부에 장착된 내부 바이패스 밸브를 통해 과급기의 흡입부로 바이패스시켜 토출압 P_o' 를 낮추어 과급기의 압축일을 감소하였다.



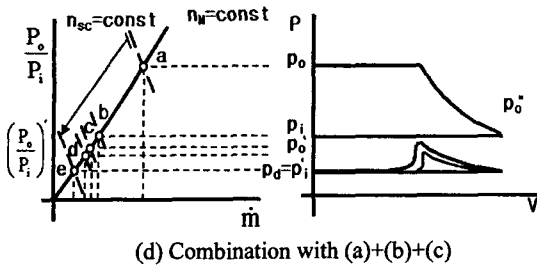
(b) IBV=Close, EBV=Open, TB=Wide Open

b) 압축과정 완료 후, 송출 과정에서 송출 공기의 일부를 압력이 낮은 흡입부(P_i) 쪽으로 바이패스시켜 송출압 P_d' 를 흡입압 P_i 와 같거나 비슷하게 만들어 송출일을 줄일 수 있게 하였다.



(c) IBV=Close, EBV=Close, TB=Open for Idling or part load

c) 과급기 위치를 스톨 바디의 후단부에 장착하여 스톨 바디의 개도정도에 따라 과급기 흡입압 P_i 을 낮게 함으로써 가역 단열과정의 상태방정식인 $P_o = P_i (V_i/V_o)^k$ 에 따라 흡입압 P_i 의 함수로 표시되는 토출압 P_o 를 감소시킬 수 있으므로 수퍼차저의 구동일을 줄일 수 있게 하였다.



d) a) + b) + c)의 제어방법을 동시에 적용함으로써 엔진의 부분부하시 절감할 수 있는 전체 효과를 Fig. 4(d)에서 볼 수 있다.

Fig. 4 Schematic investigation for part load control of screw type super-charger

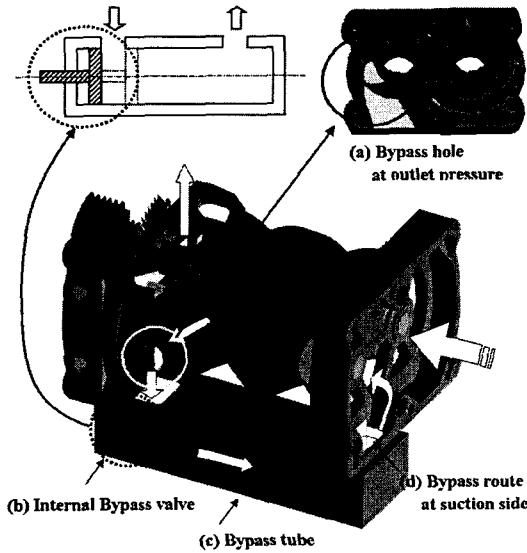


Fig. 5 Design modification and installing of internal bypass valve and bypass tube

2.3 스크류 과급기의 설계변경

Opcon Auto-Rotor 사의 제품인 스크류형 과급기(OA1040)를 사용하여 Fig. 4의 제어가 가능하도록 과급기 토출단의 설계를 Fig. 5와 같이 변경하였다. 기존의 과급기에 내부 바이패스 밸브, Fig. 5 (b)가 부착된 바이패스 관(bypass tube)을 설치하였으며 내부 바이패스 밸브를 열어놓으면 토출부에 낸 구멍을 통하여 압축과정의 일부 공기를 바이패스 관을 통하여 과급기의 흡입부로 되돌려 보내질 수 있다. 이로서 Fig. 4(a)에서 도식한 것처럼 부분 부하영역에서 압축일을 감소할 수 있다.

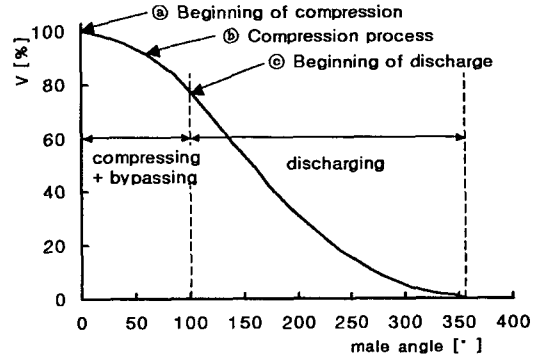


Fig. 6 Relationship between male rotor angle and volume curve at compression process

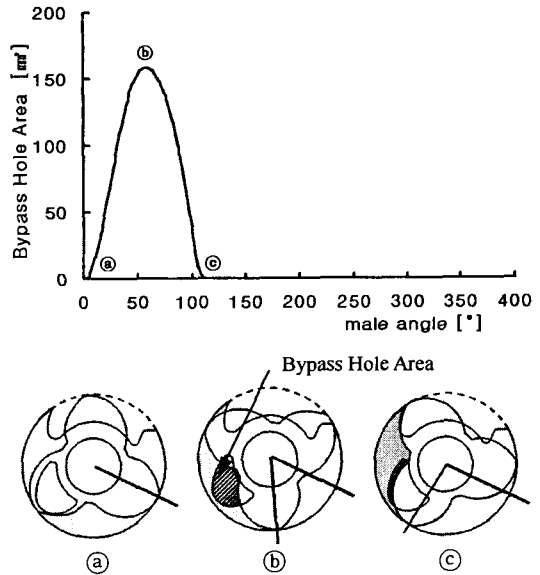


Fig. 7 Relationship between male rotor angle and bypass area at compression process

로터의 회전각(male rotor angle)에 대한 과급기의 체적변화 및 바이패스 구멍(bypass hole)의 면적 변화는 Fig. 6과 Fig. 7과 같다. 과급기 압축행정이 시작될 때의 로터 회전각을 0° (체적: 100%)으로 하면 압축과정은 로터 회전각 0°에서 시작하여 회전각이 110° (체적: 76%) 까지이며 이때 과급기의 압축압력은 토출압 P_o가 되고 과급공기를 엔진측으로 송출하기 시작한다. 반면에 과급이 필요하지 않는 운전조건에서는 Fig. 7처럼 면적이 변화하는 바이패스 구멍을 통하여 압축과정에 있는 공기의 일부를 흡입부로 보낸다.

Table 1 Technical data of super-charger OA1040

항목	제원
Rotor Combination	3(male) + 6(female)
Built in Press Ratio	1.4
Discharging Pressure	160 kPa
Suction Pressure	100 kPa
Displacement	0.4 (Liter/Rev.)
Suction Temp.	20 °C

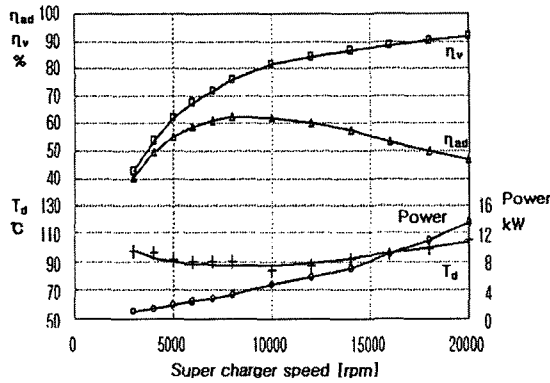


Fig. 8 Characteristic curve of screw supercharger OA1040

3. 실험장치 및 방법

3.1 스크류 과급기의 제원

실험에 사용한 스크류형 과급기(OA1040)의 제원은 다음과 같다. Table 1 에서 나타나지 않는 과급기의 구동력 특성, 발생 온도 및 제반 효율은 과급기의 구동속도와 상관관계로 Fig.8 의 특성곡선에서 얻을 수 있다.

3.2 실험장치의 구성도

본 실험 장치는 스크류식 과급기의 성능을 측정하기 위한 측정부와 여러 실험 모드를 설정하기 위한 제어부를 그리고 실험에 필요한 구동부들로 구성되어 있다. Fig. 9은 실험장치의 구성도를 나타낸 것이다.

측정부로 과급기에 공급되는 구동력을 계산하기 위한 구동모터의 토크(M) 및 속도(n) 측정과 과급기의 구동력을 결정짓는 열역학적 변수인 흡입·토출시의 압력(P_i, P_o) 및 온도(T_i, T_o)와 공기량(\dot{m})을 측정하고 있다. 제어부는 흡입압 P_i을 변화하기 위해 흡기 스톱을 바디와 송출압, P_d을 낮추기 위한 외부 바이패스 밸브를 설치하였고, 토출압(P_o)를 변화시키기 위하여 스크류형 과급기의

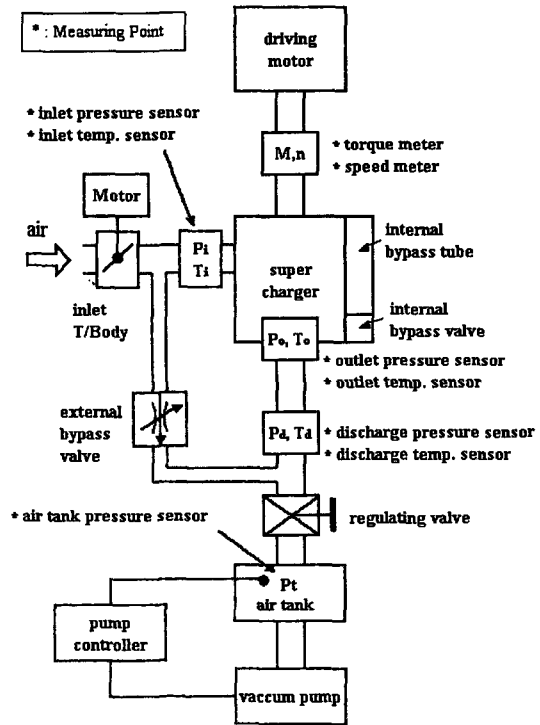


Fig. 9 Test bench for part load control of screw supercharger

설계를 일부 변경해 내부 바이패스 밸브를 추가하였다. 구동부에는 스크류형 과급기를 구동시키는 구동모터와 송출압을 변화시킬 압력 조절 밸브(regulating valve)로 구성하였다. 진공 펌프(vacuum pump)는 부압 상태로 있는 엔진의 흡기 메니폴드 내 조건을 모사하기 위하여 설치한 것이며 사용자가 임의의 압력으로 설정하면 압력센서(air tank pressure sensor)의 출력 신호와 제어장치(controller)에 의하여 제어된다.

3.3 성능실험방법

과급기의 구동력을 결정짓는 다음 4가지의 제어 방법에 따라 실험을 수행하였다.

3.3.1 내부 바이패스 밸브의 개폐에 따른 변화
과급기의 압축과정 중에 일부의 공기를 과급기 내부 바이패스 밸브를 통하여 과급기 흡입부로 바이패스 시켜 토출압 P_o의 크기를 낮출 수 있다. 흡기 스톱을 바디를 완전히 열고, 외부 바이패스 밸브는 닫는다.

3.3.2 외부 바이패스 밸브의 개폐에 따른 변화
압축과정이 끝난 공기를 송출할 때 송출공기의 일부를 흡입관과 연결된 외부 바이패스 밸브를 통하여 바이패스 시켜 송출압 (P_d)를 줄여 송출일

을 감소시킬 수 있다. 이 경우 흡기 스로를 바디를 완전히 열고, 과급기 내부 바이패스 밸브는 닫는다.⁽⁷⁾

3.3.3 흡기 스로를 바디의 개도에 따른 변화

흡기 스로를 바디의 개도를 변화시키면 과급기 흡입압 P_1 가 결정되며 가역 단열과정으로 압축되는 토출압 P_0 는 P_1 와 비례적으로 변함에 따라 과급기의 구동력을 감소시킬 수 있다. 이때 흡기 스로를 바디만 제어하고 외부 바이패스 밸브 및 과급기 내부 바이패스 밸브는 닫는다.⁽⁷⁾

3.3.4 전 제어방법의 조합에 따른 변화

과급기 구동력의 크기를 결정할 수 있는 모든 제어요소를 엔진의 구동조건에 따라 함께 적용하여 총체적인 에너지의 절감효과를 측정할 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 10은 로터 회전각(체적변화)에 따른 압력 변화를 나타낸 것으로서 Fig. 4의 (a) 및 (b)에 도식한 방법에 의하여 부분부하제어를 하였을 경우 과급기 압축일의 변화를 나타낸 것이다. 시험 조건은 엔진의 회전속도를 2000 rpm 으로 고정하고 스로를 밸브를 완전개도(Wide Open Throttle, WOT) 상태에서 진행하였다. 내부 바이패스 밸브와 외부 바이패스 밸브를 모두 닫은 조건(full load)인 압축일 ①보다 모두 열어 압축된 공기의 일부를 흡입부로 공급하였을 때의 과급기 압축일(part load) ④가 상대적으로 적음을 알 수 있다.

Fig. 11은 내부 바이패스 밸브와 외부 바이패스 밸브를 연 상태에서 스로를 밸브의 각도를 변화하면서 실험한 결과이다. 엔진의 회전속도는 2000 rpm 으로 고정하였다. 스로를 밸브의 개도 정도를 작게 할수록 압축일이 감소하고 있음을 알 수 있다. 각각의 부분 부하제어 방법에 따라 과급기의 구동력을 결정하는 토출압 P_0 의 크기를 변수 (0.5, 0.7, 0.85, 100 kPa)로 하여 구동력의 변화를 관찰하였고 부분 부하제어를 전혀 사용하지 않은 상태의 토출압인 160 kPa 일 경우와 비교하였다.

흡입압 P_1 가 변할 경우 토출압 P_0 는 가역단열과정으로 함께 변한다. 즉 토출압 P_0 가 100 kPa 일 경우 흡입압력 P_1 는 74 kPa 이며, 흡기 스로를 바디를 모두 열어둔 상태에는 흡입압 P_1 가 대기압 (100 kPa)으로 흡입되어 토출압 P_0 는 160 kPa 가 되었다. 엔진 공회전시 또는 저속 운행시 과급기 흡입압 P_1 의 범위는 약 20 ~ 50 kPa 사이이며 부분부하제어의 유무에 따라 구동력의 차이는 Fig.12에서 보듯이 현격히 나타났다. 따라서 과급기 흡입압 P_1 의 크기에 따라 구동력이 영향을 받음을 보이고 있다.

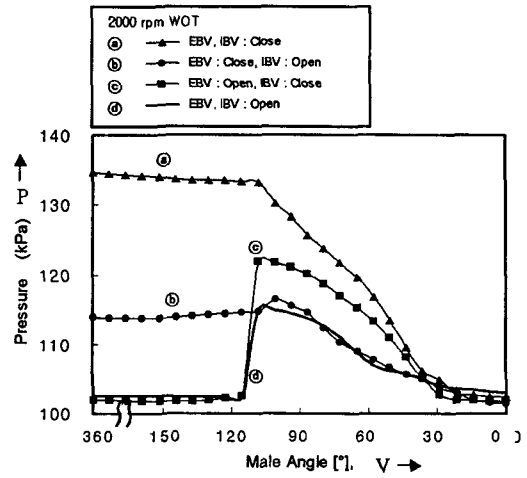


Fig. 10 Comparison of compression work with different control method (2000rpm, full load)

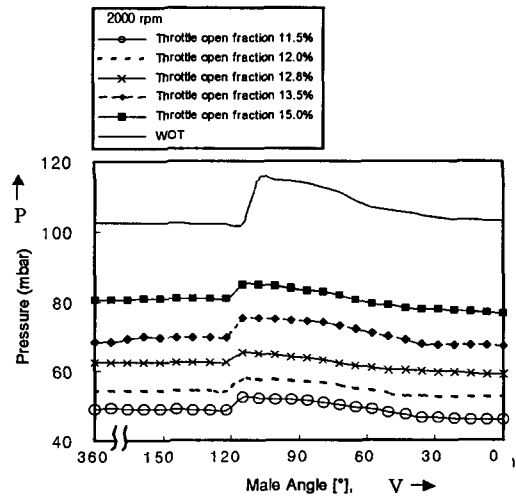


Fig. 11 Comparison of compression work with different throttle open fraction (2000 rpm)

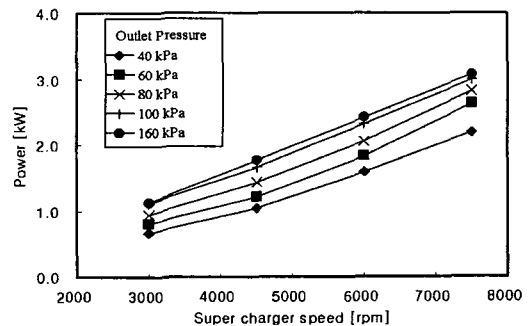


Fig. 12 Comparison of power consumption with different outlet pressure (P_0)

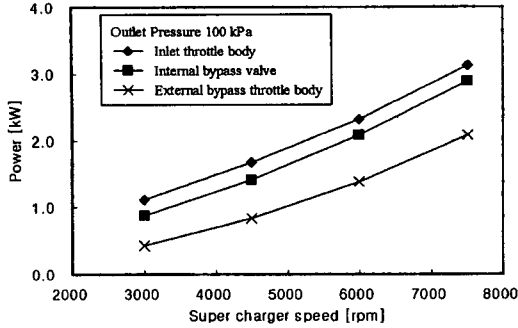


Fig. 13 Effect of part load control by reducing compression and discharging work ($P_o = 100$ kPa)

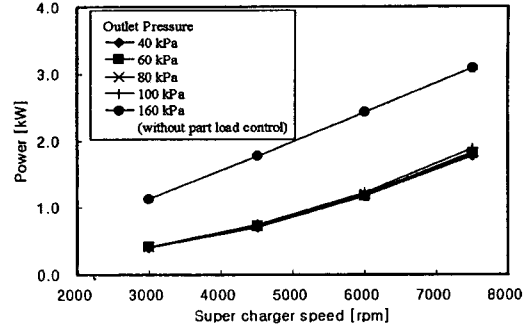


Fig. 14 Power consumption by part load control (b) and non part load control (a)

4.1 흡기 스로틀 바디의 개도 변화에 따른 영향
 흡입압 P_i 가 변할 경우 토출압 P_o 는 가역단열과정으로 함께 변한다. 즉 토출압 P_o 가 100 kPa 일 경우 흡입압력 P_i 는 74 kPa 이며, 흡기 스로틀 바디를 모두 열어둔 상태에는 흡입압 P_i 가 대기압 (100 kPa)으로 흡입되어 토출압 P_o 는 160 kPa 가 되었다. 엔진 공회전시 또는 저속 운행시 과급기 흡입압 P_i 의 범위는 약 20~50 kPa 사이이며 부분부하제어의 유무에 따라 구동력의 차이는 Fig.12에서 보듯이 현격히 나타났다. 따라서 과급기 흡입압 P_i 의 크기에 따라 구동력이 영향을 받음을 보이고 있다.

4.2 외부 및 내부 바이패스량의 변화에 따른 영향 ($P_o = 100$ kPa 경우)
 토출압 P_o 가 100 kPa 로 고정된 상태에서 흡기 스로틀 바디의 개도에 의해 외부 바이패스 밸브의 개도를 제어하거나 내부 바이패스 밸브의 개폐를 제어하여 두가지 제어방법에 대한 구동력 감소효과를 측정하였다.

흡기 스로틀 바디를 제어하여 토출압이 100 kPa 로 고정된 상태일 때, 과급기를 구동하기 위한 동력 보다 내부 및 외부 바이패스 량을 제어하였을 경우에 추가적으로 구동력이 감소됨을 Fig.13에서 보여주고 있다.

4.3 전 제어방법의 조합에 의한 영향
 앞에서 기술한 모든 부분제어방법을 흡입압의 크기에 따라 조합하였을 경우 총구동력 감소가 부분부하제어를 하지 않는 경우에 대비해 Fig.14에서 나타난 결과처럼 확연하게 효과가 있음을 보여주고 있다.

5. 결론

수퍼차저에서 과급이 필요하지 않은 엔진 운전 모드시 연비 개선을 위한 여러 제어방법을 적용한 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 수퍼차저를 흡기 스로틀 밸브의 후단에 장착하여 흡입압 P_i 와 토출압 P_o 를 제어함으로써 과급기의 구동력을 감소되는 것을 볼 수 있었다.
- (2) 토출압 P_o 를 줄이기 위해 부분부하시 과급기의 내부 바이패스 밸브를 통해 압축공기를 흡입부로 바이패스시켜 P_o 을 줄여 과급기의 압축일을 줄임으로써 구동력을 감소시키는 효과를 보였다.
- (3) 압축 후 압축공기의 송출시 일부 공기를 외부 바이패스 밸브를 통해 흡입부로 바이패스시켜 송출압 P_d 를 줄임으로써 과급기의 송출일을 줄일 수 있었다.
- (4) 1)+2)+3)의 제어방법을 가솔린 엔진에 적용한 경우와 2)+3)의 제어방법을 흡기 스로틀 밸브가 없는 디젤 엔진에 적용한 경우 연비 향상의 목적을 충분히 달성할 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

이 연구는 2002학년도 단국대학교의 대학 연구비 지원으로 수행하였습니다.

참고문헌

- (1) Uthoff, L. H. Yakimow, J. B., 1987, "Supercharger versus Turbocharger in Vehicle Applications," SAE, 870704
- (2) Kuck, H. A., Fleischer, V. and Schnorbus, W., 1986, "Volkswagen's New 1.3L High Performance Si-Engine Supercharged By The VW G-Lader," SAE 860102

- (3) Huettebraeucker, D., Puchas, C., Flick, W. and Joos, K., 12/1995, "The development concept, for Mercedes-Benz, for 4-Cylinder SI Engine with Supercharger for C-Class Cars," MTZ
- (4) Milkulic, L., Heil, B., Murwald, M., Bruchner, K., Pietsch, A. and Klein, R., 6/2002, "Neue Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz mit Kompressoraufladung," MTZ
- (5) Lehmann, K., Strubbemann, U., Raese, U., Von Esebeck, G., 09/2000, "Ein neuartiges Regelkonzept fuer Mechanische Lader," 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden
- (6) Kemmler, R., Lehmann, H. G., and Schommers, J. , 09/2000, "Entwicklungstendenzen Aufgeladener Ottomotoren," 7. Aufladetechnische Konferenz
- (7) Rinder, L., 1978, "Schraubenverdichter," Springer-Verlang