

# 과급 기관의 성능 특성

## Performance Characteristics of Supercharged Engine

이 창 식  
Chang Sik Lee



이 창 식  
• 1946년 5월생  
• 연소기관의 연소, 열공학  
• 한양대학교 기계공학과

과급 성능 특성 등에 대하여 살펴 보고 과급 기관의 성능에 대하여 다루기로 한다.

### 1. 서 론

기관의 출력 성능은 기관으로 공급되는 연료 공기의 혼합기량에 따라서 크게 달라진다. 이것은 기관의 출력 성능은 기관으로 공급되는 흡기 용량에 따라서 변화하기 때문이다.

고출력을 얻기 위하여는 동일한 조건의 경우 흡기량을 증가시켜 기관 실린더 내에서 많은 연소 열에너지를 생성하는 것이 필요하다. 이러한 관점에서 기관의 체적 효율(volumetric efficiency)을 증가시킬 목적으로 여러 가지 흡기 계통의 개선을 도모하고 있으나 흡기 용량을 증가시키는 방법의 하나는 과급기(過給機, supercharger)를 이용하는 과급 방식이다. 이와 같은 과급 방식은 기관의 출력 성능의 향상을 가져오지만 기관 내부의 노크(knock), 연소 압력 및 열부하의 증가, 연비 문제 등에 관한 여러 가지 문제점이 제기되고 있다.

여기서는 과급에 적용되는 과급기의 종류와

### 2. 과급기의 종류

#### 2.1 과급기의 성능

과급에 사용되는 과급기의 종류는 구동 방식에 따라 다음과 같이 분류된다.

표 1 과급기의 종류

구 동 방 식	과급기 종류
기관 구동식	루츠식 압축기
	원심식 압축기
	왕복식 압축기
	스크루식 압축기
	반켈식 압축기
전동기 구동식	배인식 압축기
	원심식 압축기
배기 터빈 구동식	축류식 압축기
	원심식 압축기
	축류식 압축기

이 방식은 크랭크축으로부터 구동 기어 또는 벨트 구동에 의하여 과급기를 구동하는 방식으로서 과급기의 배출량은 기관 회전 속도에 비례하여 증가하며, 과급기 용량을 적절히 선택하여

결정하면 충분한 과급 효과를 얻을 수 있다.

과급기의 구동 동력은 공급 공기량에 따라서 증가하므로 과급기 용량이 매우 커지면 기계 효율이 저하하고 연료 소비율이 증가하는 현상을 초래한다.

과급기의 구동 손실은 기관으로 공기를 과급하기 위하여 필요한 압축일과 과급기를 회전시키는 기계 손실로 나누어 생각할 수 있다. 압축일은 공기를 압축하는 것이므로 피할 수 없는 손실이 되고 있으며, 특히 공기의 압축에 수반되는 공기의 온도 상승, 연소 압력 상승 등은 기관의 운전에도 나쁜 영향을 미치게 된다.

과급기에서의 과급에 따른 체적 효율이 나쁘면 기관으로 흡입 공기량이 저하할뿐만 아니라 누설된 공기가 다시 압축되므로 기관의 흡입 공기 온도의 상승을 초래하고 과급기의 구동 손실(驅動損失)을 증가시킨다.

기관으로의 흡입 공기량의 저하는 과급기의 회전비를 증가시켜 크게 할 수 있으나 이렇게 하면 흡입 공기 온도 상승, 구동 손실 증대에 영향을 증대시키는 원인이 된다.

과급기가 기관 성능에 미치는 영향을 이해하기 위하여는 과급기의 각종 성능을 나타내는 효율에 대한 지식이 필요하다.

(1) 체적 효율

과급기에 의하여 배출되는 가스량을  $Q \text{ m}^3/\text{s}$ , 이론적인 배출량을  $Q_{th} \text{ m}^3/\text{s}$ 라 하면 체적 효율  $\eta_v$ 는 다음 식으로 표시된다.

$$\eta_v = \frac{G}{G_{th}} = \frac{G/\gamma}{V_m n / 60} \quad (1)$$

여기서  $G$ 는 과급기에 의해 배출되는 유량( $\text{kg/s}$ ),  $\gamma$ 는 흡입 상태의 비중량( $\text{kg/m}^3$ ),  $V$ 는 과급기 1회전당 이론 배출량( $\text{m}^3/\text{rev}$ ),  $n$ 은 과급기 회전 속도( $\text{rpm}$ )이다.

(2) 전 단열 효율

과급기의 이론 단열 압축 동력  $N_{ad}(\text{PS})$ 와 축 동력  $N(\text{PS})$ 와의 비를 전단열 효율이라 하며 다음 식으로 표시된다.

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{GRT_1}{75} \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{N} \quad (2)$$

여기서  $\kappa$ 는 비열비,  $R$ 은 가스 정수,  $T_1$ 은 과급기의 흡입 온도( $\text{K}$ ),  $P_1$ 은 흡기 압력( $\text{kg/m}^2$ ),  $P_2$ 는 배출 압력( $\text{kg/m}^2$ )이다.

(3) 단열 온도 효율

단열 압축의 경우 이론 상승 온도와 실제의 상승 온도와와의 비로 나타내며 기관의 흡입 공기 온도에 영향을 받는다.

$$\eta_{ad} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{T_2 - T_1} \quad (3)$$

여기서  $T_2'$ 는 단열 압축의 경우 송출 온도( $^{\circ}\text{K}$ ),  $T_2$ 는 실제의 송출 온도이다.

2.2 과급기의 구조 및 작동 원리

(1) 루츠식 과급기

루츠식 과급기(Roots type supercharger)는 1860년 루츠 형제에 의하여 물펌프로 만든 것이, 공기 송풍기 및 자동차용으로 사용하기에 이르렀다. 자동차용으로는 1921년 처음으로 적용된 이래 현재 루츠식이 기계식 과급기의 주류를 이루고 있다.

루츠식 과급기의 작동은 그림 1과 같이 하우징 속에서 2개의 로터(rotor)가 일정한 위상을 유지하면서 서로 반대 방향으로 회전한다.

루츠 과급기는 크랭크축과 풀리로 연결되어 구동 로터축을 회전시키면 타이밍 기어(timing gear)가 회전하면서 피동 로터를 회전시켜 공기를 압송하는 구조로 되어 있다.

로터간의 회전은 비접촉식으로 이루어지며, 피동 로터는 구동 로터축에 연결한 헬리컬 기어(helical gear)에 의하여 동력을 전달 받게 된다.

그림 2, 3은 루츠식 과급기의 작동 원리와 압력-체적 선도를 나타낸 것이다. 루츠식 과급기의 흡입측 공기 압력, 체적, 절대 온도를 각각  $P_1, V, T_1$ 이라 하고 송출측의 압력, 체적, 온도를 각각

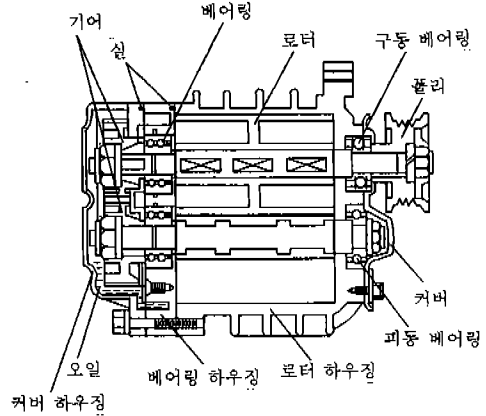
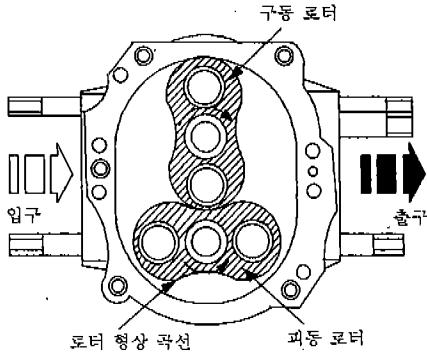


그림 1 수퍼차저의 구조

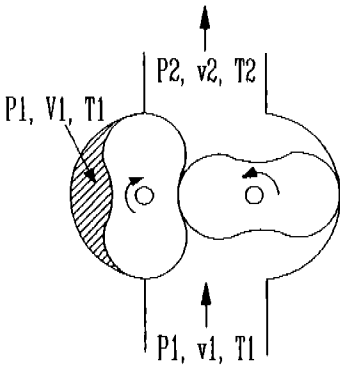


그림 2 수퍼차저의 압축 과정

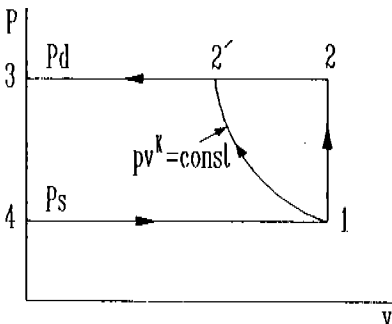


그림 3 루츠 과급기의 P-v선도

$P_2, V_2, T_2$ 라 하면 하우징 안쪽 벽과 회전자 사이에 들어 있는 공기(빛금친 면적)는 회전자 출구에 이르러 주어진 송출측 압력  $P_2$ 로 되어 압력비( $P_2/P_1$ )는 1.8정도까지로 송출된다.

루츠식 과급기는 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

(가) 과급기의 구조가 비교적 간단하고 신뢰성이 높다.

과급기의 주된 구조가 2개의 로터와 구동 기어로 되어 있으므로 구조가 단순하고 신뢰성이 높아서 현재 실용화되고 있는 것 중에서(기계식 중) 가장 많이 사용되는 방식의 하나이다.

(나) 고압력비에서 구동일이 크고, 송출 온도가 높다.

루츠식은 내부 압축이 거의 없으나 고압력비의 과급 영역에서 구동 동력 소비가 많고, 송출되는 공기의 온도가 높아진다. 이것은 로터와 하우징 사이에 들어있던 공기가 송출측에 달하면 송출측의 고압 공기가 일시에 역류하여, 역류된 공기를 다시 압송하므로 구동일이 증가하고 온도가 높아진다.

(다) 고압력비 과급영역에서 소음이 크다.

루츠식은 송출 공기의 송출 소음이 크고, 송출할 때 공기 역류에 의한 압력 맥동이 생기기 쉽고 이것이 또한 소음원이 된다.

루츠식 과급기의 특징 중의 하나는 터보차저에

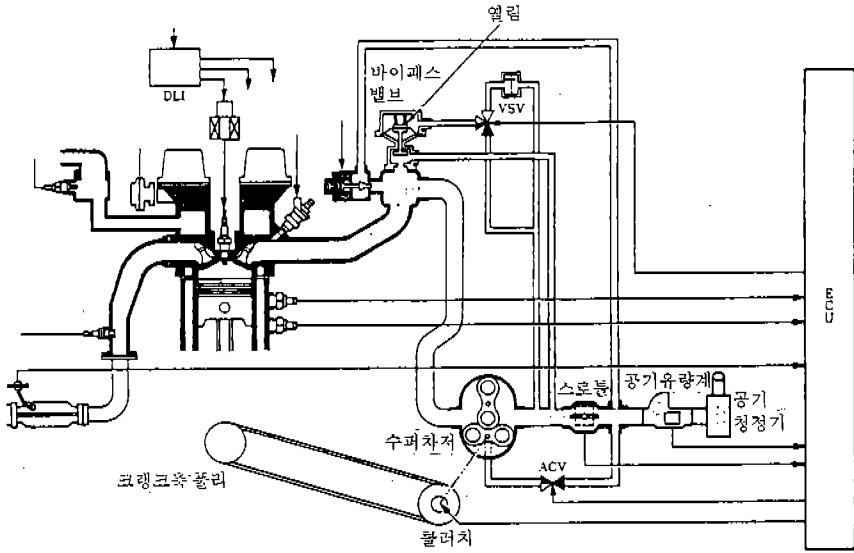
비하여 저속 회전으로 기관의 높은 토크를 얻을 수 있는 점이다.

공기 청정기로부터 흡입된 공기는 스로틀 밸브를 통과한 후 과급되어 흡입 매니폴드를 거쳐서 기관으로 흡입된다.

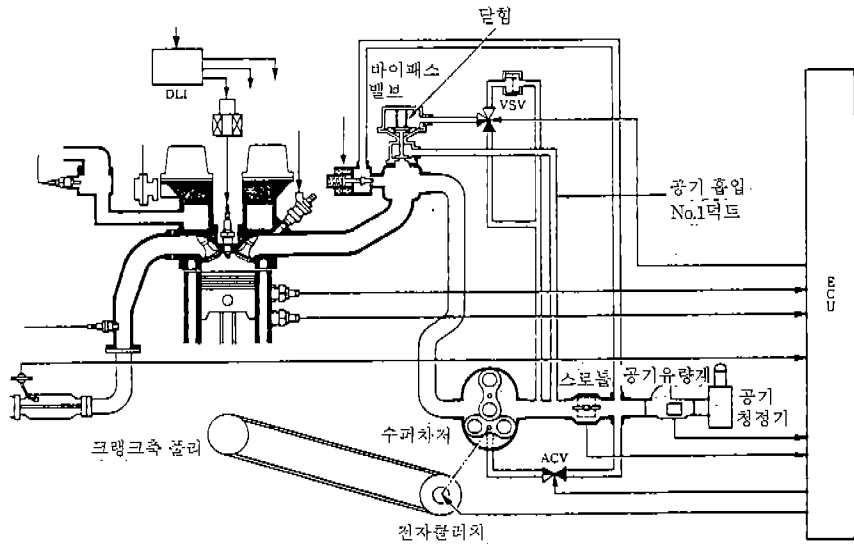
기관에 고부하가 걸려서 과급기를 ON으로 하

면 과급 상태로 되고, 경부하시에는 OFF 상태로 하여 공기 바이패스 밸브(ABV)의 다이어프램실에 진공이 작용하여 밸브가 열리면서 대부분의 공기는 ABV를 통하여 흐르게 된다(그림 4 참조).

급가속 상태에서는 그림 4(b)와 같이 전자 클러치가 작동하여 ABV의 다이어프램실에 대기가



(a) 기관 경부하 상태(무과급시)



(b) 기관 고부하 상태(과급시)

그림 4 루츠식 과급기 회로의 작동 상태

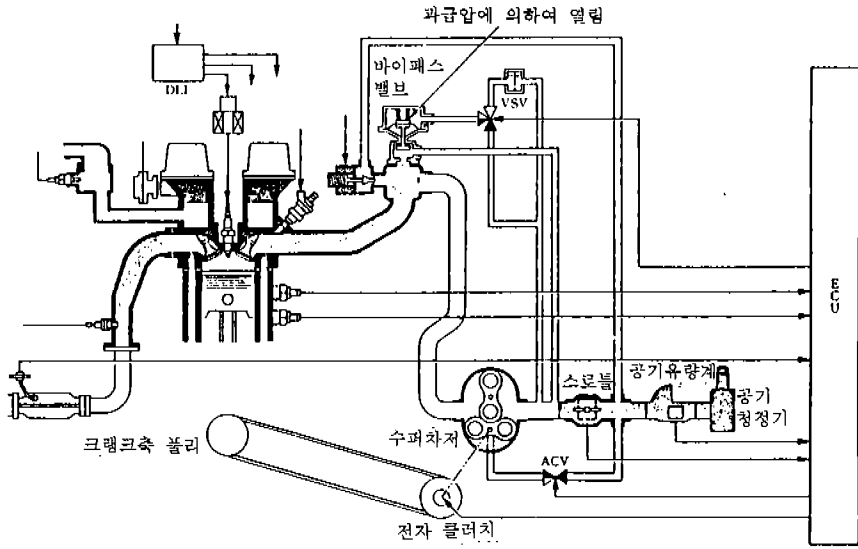


그림 5 루츠식 과급기 회로의 작동 상태

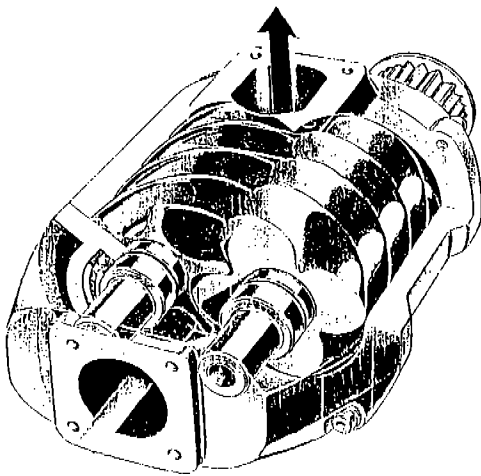


그림 6 스크루식 과급기

도입되어 닫힌 상태로 되고, 기관으로 유입되는 공기는 과급 상태로 된다. 과급 압력이 설정 압력 이상이 되면 ABV가 과급 압력에 의하여 열려서 과급 공기의 일부가 공기 흡입 덕트 No.1로 바이패스하여 과급 압력이 제어된다.

(2) 스크루식 과급기

스크루식(screw type) 과급기는 Lysholm 압축기<sup>(1)</sup>라고도 불리는 것으로서 스크루 모양의 로터를 조합하여 공기를 압송시키는 구조를 가진다. 그림 6은 스크루식 과급기의 구조를 나타낸 것으로서 내부 압축이 이루어져서 압력비가 높은 경우에도 효율 좋게 운전할 수 있다.

스크루식 압축기의 특징은 다음과 같다.

(가) 과급 영역에서 효율이 좋고, 구동일이

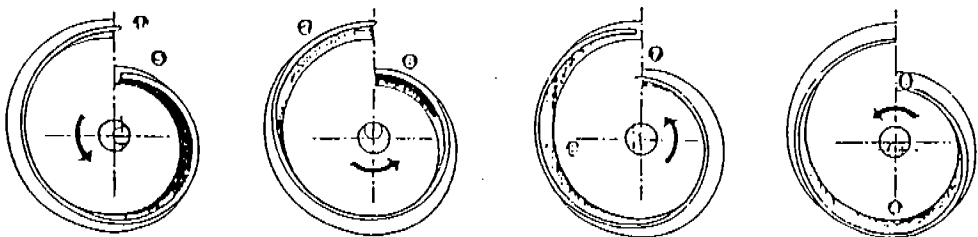


그림 7 스파이럴 과급기의 작동

작고 송출 온도가 낮다.

(나) 저압력비에서 소음이 크다.

(다) 고회전이 가능하고, 소형화할 수 있다.

(3) 스파이럴 과급기

스파이럴 과급기(spiral type supercharger)는 그림 7과 같이 스파이럴형의 각형 단면의 홈에 디스플레이셔가 물려서 편심된 축의 회전에 의하여 구동하는 구조로 되어 있다. 디스플레이셔의 격벽과 스파이럴 홈의 벽 사이의 공간이 흡입구로부터 중앙의 배출구로 이동하면서 공기를 압송한다. 이 방식의 과급기는 다음과 같은 특징이 있다.

(가) 고과급 영역에서 효율이 좋다.

(나) 소음이 비교적 적고, 정속하다.

(다) 디스플레이셔의 내구성이 커야 한다.

(라) 구조가 복잡하고 지름이 커진다.

(4) 베인식 과급기

베인식 과급기(vane type supercharger)는 그림 8과 같이 원통형 케이싱 속에 편심된 회전자를 두고 그 사이를 베인이 회전하면서 베인과 케이싱 사이의 공간이 이동하면서 공기를 압축하는 구조로 되어 있다.

이 방식은 누설이 적고, 체적 효율은 좋으나 베인의 내구성에 어려움이 있고 구동 손실이 크다. 또한 구조가 복잡하고 바깥 지름이 커지는 결점이 있다.

(5) 터보차저

터보차저(turbocharger)는 공기를 압축하는 압축기부, 배기 가스의 에너지를 회전력으로 변환하는 터빈부, 회전축을 지지하는 베어링부, 과급 압을 제어하는 제어 부로 구성되어 있다.

작동 원리는 그림 9와 같이 배기 가스가 터빈하우징 내의 터빈을 회전시키면 같은 축상에 있는 압축기가 회전하여 공기를 압축하여 실린더로 공급된다.

기관의 회전 속도가 높아지면 배기 가스 압력도 높아지고 터빈의 속도도 빨라지므로 압축기에서 발생하는 과급 압력도 상승하여 출력은 증대한다.

그러나 과급압이 지나치게 높아지면 실린더 내의 연소 압력이 지나치게 상승하여 기관 각부에 무리한 압력이 가해지게 되므로 웨이스트 게이트

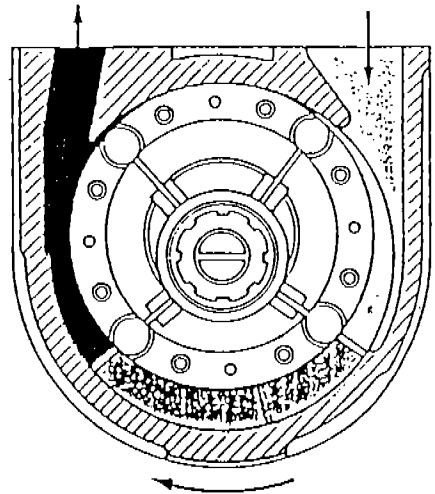


그림 8 베인식 과급기

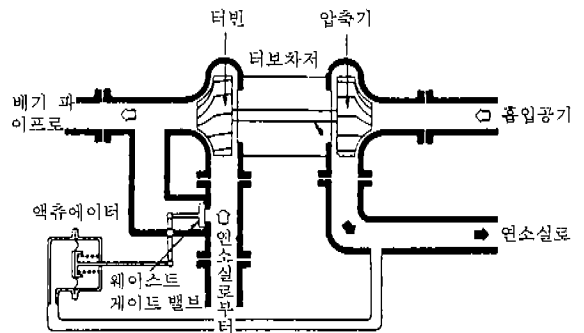


그림 9 터보차저의 작동도(1)

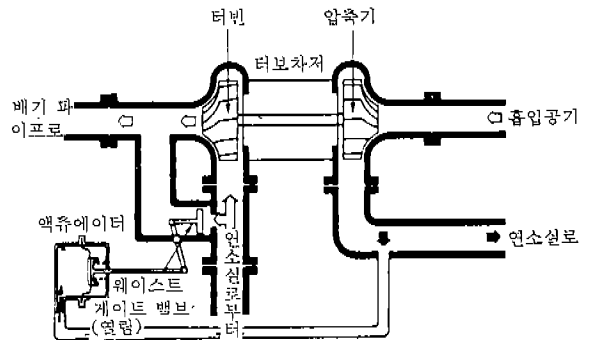


그림 10 터보차저의 작동도(2)

밸브를 작동시켜 과급압을 제어한다.

기관의 회전 속도가 높아져서 과급압이 설정치 이상으로 되면 그림 10과 같이 흡기계의 압력에 따라서 액츄에이터가 작동하여 웨이스트 게이트 밸브를 열어주어 배기 가스는 터빈을 바이패스 하여 터빈의 속도 상승을 방지하도록 되어 있다. 이와 같은 작용으로 과급 압력을 일정하게 제어 하여 기관의 연소 압력 상승에 따른 손상을 방지한다.

또한 웨이스트 게이트 밸브가 고장으로 과급 압력을 제어할 수 없는 경우에는 안전 대책으로서 흡입 매니폴드에 릴리프 밸브를 두어 압력을 저하시키는 방법과 흡입 다기관에 압력 스위치를 설치하여 과급 압력을 감지하고 연료의 공급을 일시적으로 멈추게 하는 방법 등이 사용된다.

(가) 압축기(compressor)

공기의 압력을 높혀서 과급 압력으로 만드는 부분으로서 임펠러(impeller)와 디퓨저(diffuser)로 구성된다. 임펠러는 정밀 주조하여 만들고, 경량화하기 위하여 알루미늄합금을 사용한다.

(나) 터빈(turbine)

압축기를 구동하기 위하여 배기 가스의 에너지를 흡수하는 부분으로서 배기가스를 팽창 증속시켜 회전력을 얻는 로터와 베인리스 노즐로 구성되어 있다.

(다) 베어링부

100,000rpm 이상까지의 고속 회전하는 압축기 휠에 구동력을 전달하므로 회전축을 지지하는 베어링, 윤활·냉각 오일 통로, 오일의 열에 의한 열화를 방지하는 냉각수 통로 및 축의 실링부 등으로 구성된다.

베어링은 슬라이딩 베어링을 사용하며, 베어링 주변을 생각하여 과열을 방지하고 윤활을 원활하게 하고 있다.

(라) 과급 압력 제어부

터보차저는 배기 가스가 가지고 있는 고온 고압의 에너지를 이용하므로 배기 가스 유량이 증가하면 과급 압력이 높아져서 흡기 중량이 많아지게 되고, 이에 따라 가솔린 기관은 노킹이 발생하는 등 기관에 나쁜 영향을 미치게 된다. 그러므로 과급 압력이 지나치게 높아지지 않도록

피드 백 루프를 만들어 기관의 배기량에 따라 알맞은 과급압이 되게 조절한다.

과급 압력의 제어 방식은 스윙 밸브에 의한 웨이스트 게이트 밸브 방식이 사용된다. 이 방식은 앞에서 설명한 바와 같이 터빈으로 유입되는 배기의 일부를 바이패스시켜 출력 저하를 시도하는 방법이다.

터보차저의 특징은 다음과 같이 두 가지 관점에서 생각할 수 있다.

터보차저는 배기 가스의 양이 적은 저속 영역에서는 터빈의 발생 출력이 작기 때문에 과급 압력이 상승하지 않으므로 저속 토크는 자연 흡입 기관에 비해 크게 향상되지 않는다.

가속시에는 초기에는 배기 가스량이 적어서 과급 능력이 적으나 시간이 경과함에 따라 기관 회전 속도가 증가하여 배기 가스량도 많아진다. 그러나 터보차저의 회전체가 가지고 있는 관성 모멘트와 베어링부의 마찰 저항 때문에 회전 속도의 상승이 급속히 이루어지지 못하고 늦어지게 된다. 이러한 현상이 터보 래그(turbo lag)이다. 이 현상은 터보차저에서 본질적으로 피할 수 없는 현상의 하나이다.

2.3 과급기의 특성 비교

기관 구동식 과급기(수퍼차저)와 배기 터빈 구동식인 터보차저의 특성을 비교하면 표 2와 같다.

한편 각종 기관 구동식 과급기(수퍼차저)의 성능을 비교하여 보면 표 3과 같다.

(1) 정상 성능

터보차저는 배기가스량이 적은 저속 영역에서는 터빈의 발생 출력이 작아서 압축기의 압력 상승이 적다. 그러므로 과급 압력이 상승하지 않으므로 토크가 작다. 이것에 비하여 수퍼차저는 체적 효율을 무시하면 기관의 어느 회전 속도 범위에서도 소정의 압력을 발생시킬 수 있으므로 저속 토크가 크다.

터보차저는 중·고속 영역에서는 배기 가스량이 충분하므로 배기 가스의 바이패스량을 제어하도록 소정의 과급압을 설정하면 여기에 해당 하는 토크 중대를 얻을 수 있다.

표 2 터보차저와 수퍼차저의 비교

비 교 사 항		터 보 차 저	수 퍼 차 저
정 상 성 능	저속토크	극저속에서 과급에 의한 토크 증대를 기대하기 어렵다.	저속 영역에서 과급에 의한 토크 증대가 가능하다.
	중·고속 토크	터보차저의 효율이 높으므로 토크 향상이 크다.	단열효율이 높은 수퍼차저의 경우에는 터보차저보다 성능이 좋다.
과 도 성 능		터보래그가 존재한다.	자연 흡입 기관에 가까운 응답성이 얻어진다.
연 비	부 분 부 하	자연 흡입 기관보다 향상된다.	전자 클러치 OFF이면 터보차저보다 향상된다.
	고 부 하	고속 연비가 나쁘다.	희박화하면 터보차저보다 향상된다.
소 음		소음 대책이 필요하다.	내부 압축이 있는 것은 저회전, 저압력비에서 송출음이 크다.
배 기 성 능		터빈 의하여 촉매 입구 승온 특성이 나빠진다.	배기 가스를 이용하지 않으므로 자연 흡입 기관과 같다.
탑 재 성		용적, 중량이 수퍼차저보다 작다.	벨트 구동에서는 탑재성의 제약이 수반된다.
제 작 비		트윈 터보차저의 경우는 제작비가 많이 든다.	터보차저 정도이고, 기타 시스템도 터보차저와 동등 수준이다.

표 3 각종 기관 구동 수퍼차저의 성능 비교

과 급 기	성 능	소 음	관성 모멘트	탑 재 성	신뢰 성
루 츠	전단열 효율이 60% 정도, 내부 압축이 없다.	송출음이 크고, 고압력비일수록 소음이 크다.	로터 내부를 중공으로 하여 관성모멘트가 작다.	벨트 구동이므로 제약이 있으나 큰 문제는 없다.	사용 실제 예가 다수 있으며 신뢰성이 있다.
스 크 루	전단열 효율이 70% 정도이고, 내부 압축이 있다.	송출음이 루츠보다 크다. 내부 압축이 있으므로 저압력비에서 소음이 크다.	루츠보다 크고 전반적으로 루츠식에 비하여 불리하다.	소형화 가능하여 탑재성이 유리하다.	개발이 되고 있으나 사용 실적이 적다.
스파이럴	내부 압축이 가능하여 전단열 효율이 높다.	송출음이 크다.	관성 모멘트가 적다.	바깥지름이 매우 커서 제약을 받는다.	일부분의 내구성이 문제가 되며 사용 실적이 적다.
베 인	기계 손실이 커서 전단열 효율은 루츠 정도이다.	송출음외에 기계적 소음이 있다.	관성 모멘트 자체는 적으나 미끄럼 저항이 크다.	바깥 지름이 커서 제약을 받는다.	베인의 신뢰성에 문제가 있다.



수퍼차저는 소정의 과급압은 얻을 수 있으나 고속이 될수록 기계적 손실이 증가하여 효율이 나쁜 경우에는 구동 손실이 증가하여 과급압이 동일한 터보차저보다 토크가 저하한다. 그러나 효율이 좋은 방식에서는 수퍼차저의 구동 손실이 터보차저의 배기압 상승에 의한 펌프 손실보다 작으므로 토크가 향상된다.

(2) 과도 성능

터보차저는 부분 부하 영역으로부터 가속 페달을 전개한 경우 곧 정상적으로 스로틀 전개 토크 성능을 낼 수 없고, 약간의 지연이 있은후부터 회전속도가 증가하면서 과급 압력이 상승하여 토크가 높아지므로 응답 지연이 생긴다. 이와 같은 터보 래그는 필연적인 것인데 비하여 수퍼차저는 기관의 회전에 의하여 구동되므로 응답 지연은 거의 없다. 클러치불이 방식은 클러치 접속에 따른 시간만큼 지연이 수반되나 0.1~0.2초 정도이어서 터보 래그에 비하여 거의 무시할 수 있는 수준의 지연이다.

(3) 연비 특성

(가) 부분 부하 영역

무과급에서 수퍼차저는 클러치를 ON으로 한 것만큼에 해당하는 구동 손실만큼 연비가 악화하나 클러치를 OFF로 하면 터보차저보다도 배압이 낮으므로 향상된다.

과급 영역에서는 터보차저의 과도 성능의 향상을 도모하기 위하여 출력 공연비로 할 필요가 있으나 수퍼차저의 경우에는 전부하 이외에는 이론 공연비로 충분하므로 연비 성능이 우수하다.

또 고효율 수퍼차저의 경우는 터보차저보다 단열 효율이 좋으므로 송출 온도가 낮아져서 배압(背壓)도 낮아져 터보차저 기관보다 압축비를 높일 수 있다.

(나) 고 부하 영역

터보차저는 고부하 영역에서는 배기 온도가 높고, 공연비를 농후하게 하여 연료 냉각 효과를 이용하므로 연비가 나빠진다.

그러나 수퍼차저의 경우는 동일한 공연비이면 터보차저보다 배기 온도가 낮고, 회박화에 의한 연비 향상이 가능하다.

(4) 소음 특성

터보차저는 가속시에는 축의 회전 1차 진동에 기인하는 터빈 소음과 압축기 익렬 주위의 맥동음(脈動音)이 발생하고, 감속시에는 압축기 익렬 주위의 가압 공기 역류에 수반되는 난류 소음이 발생한다. 따라서 축의 불평형 저감, 공명 장치 등의 대책을 세워야 한다.

한편 수퍼차저는 공기의 송출에 따른 맥동음과 기어의 물림에 따른 소음, 기계적 소음 등이 있으나 송출음이 지배적이고 특히 기관 자체의 소음이 적은 저회전, 저부하 영역에서의 저감이 필요하다.

(5) 배기 성능 및 탑재성

터보차저는 촉매의 앞에 열용량이 큰 터빈 하우징을 가지고 있으므로 냉간시동시에 촉매 입구의 배기 가스 온도가 활성 가능 온도까지 상승하는데 상당한 시간이 걸리고 그 사이에 배출하는 가스는 정화되지 않으므로 배기성능이 나빠지기 쉽다. 이것에 대하여 수퍼차저는 배기계가 자연 흡입 기관과 동일하므로 승온 특성이 변화하지 않으므로 배기 성능은 터보차저보다 유리하다.

터보차저는 체적, 중량이 수퍼차저보다 작으며, 배기 가스의 에너지를 이용하므로 배기 매니폴드 바로 아래에 탑재하므로 탑재성이 좋다. 그러나 수퍼차저는 크랭크축의 동력을 이용하므로 구조상 기관 앞면에 설치하므로 차의 공기 조화 장치, 동력 조향 장치 등과 함께 전동하여야 하므로 벨트 전동의 경우에는 구조가 복잡해진다.

3. 과급기 성능 실험 장치

과급기는 일종의 공기 기계이므로 기관의 장착 성능과 아울러 과급기 단체에 대한 단독(전용) 시험이 필요하다. 단독 시험은 압축기, 즉 과급기의 여러 가지 성능을 실험하기 위한 것으로서 수퍼차저의 경우에는 일반적인 압축기 성능 시험 장치와 그 구조가 동일하게 만든다.

그림 11은 수퍼차저의 성능 시험 장치의 계통도를 도시한 것이다. 시험 장치는 과급기 구동 및 구동 토크 측정 장치, 공기 유량 측정, 유량 특성 시험 장치로 구성된다.

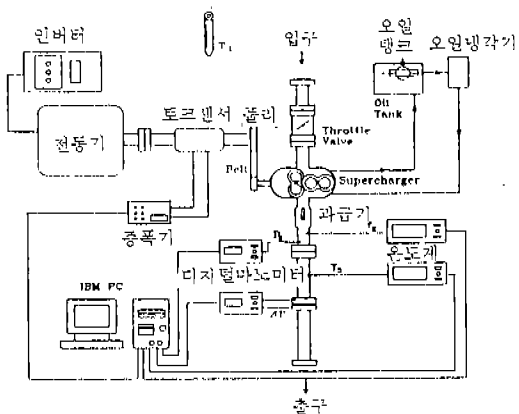


그림 11 수퍼차저 성능 시험 장치

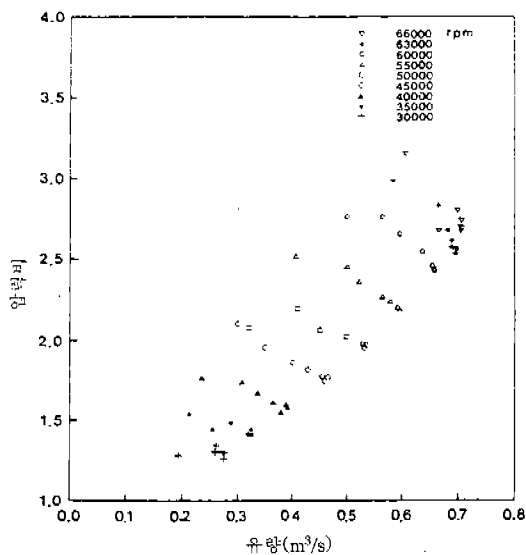


그림 13 압축기의 유량과 압력비와의 관계

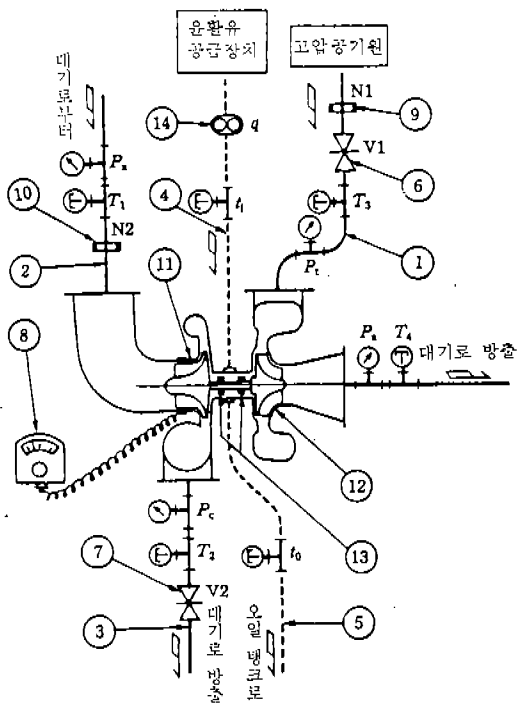


그림 12 터보차저의 성능시험장치

측정 항목은 공기 온도, 압력, 회전 속도, 구동 토크, 소비 동력, 오리피스 유량 등을 측정하며, 이들 측정치로부터 공기 유량, 체적 효율, 전 단열 효율등을 계산한다.

한편 그림 12는 터보차저의 단독 시험 장치의 구성의 한 보기를 나타낸 것이다. 이 장치는 연

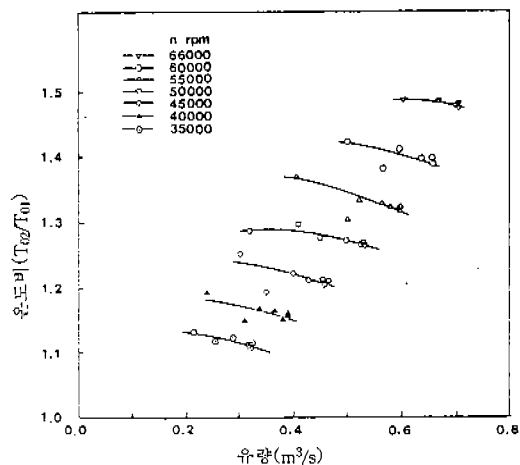


그림 14 압축기의 공기 유량과 온도와의 관계

소기 대신 고압 공기로 터빈을 구동하는 방식이다. 터보차저 시험 장치는 과급기로 공급되는 배기 에너지를 만드는 연소기(combustor), 흡기량을 측정하는 유량 측정 장치, 압축기로부터 송출되는 공기 압력 측정장치, 과급기 순환 및 냉각 시험 장치 등으로 구성된다.

시험은 기관 작동과 동일한 조건의 연소 에너지를 연소기로부터 만들어 터빈으로 공급하면서 압축 공기의 유량, 압력 특성 등을 구하도록 되어

있다.

그림 13은 정격 출력 1200PS 디젤 기관의 터보차저 성능 시험 결과를 도시한 것이다. 그림에서 압축기의 회전 속도는 30,000rpm으로부터 66,000rpm까지 변화시킨 경우에 압축기의 체적 유량과 압력비 사이의 관계를 나타낸 것이다.

한편 그림 14는 압축기의 공기 유량과 압축기 온도비를 도시한 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 온도비의 변화는 기관의 회전 속도가 증가할수록 증가하는 경향을 나타내었으며, 압력비의 변화와 같은 경향을 보였다.

#### 4. 결 언

이상은 주로 과급기의 구조 및 성능 특성을 중심으로 살펴 본 것으로서 주로 기계식 과급기인 수퍼차저와 터보차저 사이의 관계를 다루었다.

과급 기술은 기관의 열부하, 노크, 연비, 배기 성능 등과 밀접한 관계가 있으므로 이 분야에 대한 성능을 면밀히 분석하여 종합적인 대책이 수립되어야 하는 기술이다. 따라서 앞으로 소형화, 소비기량으로 큰 출력을 얻고 배기 성능을 만족할 수 있는 과급 기술에 대한 더 많은 연구가

진행되어야 할 것으로 생각한다.

과급에 관한 보다 구체적인 사항을 참고 문헌의 연구 논문을 참고로 하기 바란다.

#### 참 고 문 헌

1. 八田桂三：“内燃機關ハンドブック, p.761, 朝倉書店, 1960.
2. Loren H. Uthoff and John W. Yakimow：“Supercharger versus Turbocharger in Vehicle Applications”, SAE paper 870704.
3. David A. Singer：“Comparison of a Supercharger vs. a Turbocharger in a Small Displacement Gasoline Engine Application”, SAE paper 850244.
4. Yuhiko Kiyota, Hiroyasu Endo, Toru Okada, Toyoaki Fuki：“Development of V-6 Engine with Supercharger”, 自動車技術, Vol. 41, No. 9, pp.1085~1091, 1987.
5. Jaroslav Wurm, John A. Kinast and Tytus Bulicz：“Assessment of Positive Displacement Supercharging and Compounding of Adiahiatic Diesel”, SAE paper 840340.