

〈論 文〉

## 터보과급 가솔린기관의 열유동 특성에 관한 연구

한성빈\* · 이내현\*\* · 이성열\*\*\*

(1994년 6월 27일 접수)

### A Study on the Characteristics of Thermal Flow in a Turbocharged Gasoline Engine

Sung Bin Han, Nae Hyun Lee and Songyol Lee

**Key Words :** Turbocharged Gasoline Engine(터보과급 가솔린기관), Heat Flux(열유속), Thermal Flow(열유동), Instantaneous Temperature(순간온도), Temperature Gradient(온도구배)

#### Abstract

To design and develop a turbocharged engine, it needs that many studies must be preceded about the characteristics of engine performance and thermal flow. To accomplish this purpose, turbocharger was equipped to 1.3 liter naturally aspirated gasoline engine. The temperature probe of plate type was designed and it was installed into the combustion chamber wall to measure unsteady temperature. The unsteady heat flux at combustion chamber wall was evaluated using one dimensional unsteady conduction equation with the wall temperature and temperature gradient.

을 위한 열유동 특성에 대한 지식을 제공한다.

#### 1. 서 론

가솔린기관의 터보과급 방식을 이용하여 출력목표를 달성하는데 있어서 해결해야 할 주된 문제는 노크와 같은 이상연소의 발생과 기관구조체의 열부하 증가의 문제라고 생각된다.

본 연구에서는 연소실 벽면체의 열부하 문제 해결을 위한 기초연구로써 연소실 벽표면의 순간적인 온도변동을 측정할 수 있는 순간온도 프로브를 제작하고, 이를 연소실 벽면에 삽입하여 이로부터 기관 회전속도 및 압축비, 중간냉각시 중간냉각효과에 대한 연소실 벽면의 비정상 온도 및 열유속의 거동을 밝혀 연소실 벽면체의 열부하 문제의 해결

#### 2. 순간온도 측정프로브

연소실 벽면의 비정상 온도를 측정하여 이것으로부터 연소실 벽표면의 최고온도, 온도진폭, 평균 열유속, 최대 열유속 등을 파악하기 위해 순간온도 측정프로브를 제작하고 온도측정에 수반되는 실험장치를 구성한다. 급속히 변동하는 연소실 벽표면의 순간온도를 측정하기 위해서는 열접점부를 박막형으로 제작한 프로브가 사용되고 있다.<sup>(1,2)</sup>

기관운전중 한 사이클 동안의 각 크랭크각에서의 비정상 열유속을 구하기 위해서는 연소실 벽표면의 순간온도와 벽표면에서 일정한 깊이만큼 떨어진 곳에서의 온도를 동시에 측정하여야 한다. 연소실 벽표면의 온도는 급변하므로 이를 측정하기 위한 열접점(hot junction)은 고응답성을 가져야 한다. 그러

\*정회원, 인덕전문대학 기계과

\*\*정회원, 기아기술센터

\*\*\*정회원, 성균관대학교 기계공학과

나 냉점(cold junction)은 한 사이클 동안의 온도 변동이 거의 없는 내부의 온도를 측정하므로 열점에 비해 응답성이 크게 문제되지 않는다. 열점의 고응답성은 프로브 소선의 직경을 작게 하고, 접점의 두 소선을 전기적으로 연결해 주는 피막의 두께를 얇게 함으로써 얻을 수 있다.<sup>(3)</sup>

Fig. 1은 순간온도 프로브 구조를 나타낸다. 프로브 어댑터의 재료는 온도 측정부위인 실린더 헤드 재질이 알루미늄 합금이므로 이와 유사한 열전달 조건을 만들기 위해 알루미늄을 사용하였다. 또한 프로브 어댑터의 길이는 연소실 벽면두께와 같은 9 mm이며 어댑터의 연소실쪽 직경을 4 mm, 냉각수 쪽의 직경을 3 mm로 하여 고압의 연소가스압력으로 인해 프로브가 냉각수 통로로 빠지지 않도록 하였다. 어댑터의 중앙에 지름 1.2 mm의 구멍을 뚫어 이곳에 지름 0.3 mm의 K형 열전대의 두 소선인 크로멜과 알루멜 소선을 통과시키고 열점을 제외하고는 두 소선사이는 물론, 소선과 어댑터사이도 열경화성 세라믹 접착제로 전기적 절연이 되도록 한다. 냉점에서는 온도변동이 거의 없으므로 점 용접으로 접점을 만들었고, 열점은 순간온도를 측정하므로 고응답성이 요구되어 박막도금을 하였다. 이 경우 열점의 두소선을 전기적으로 연결해 주기 위해서는 절연물인 세라믹에 전도성 피막을 입혀야 한다. 그러나 부도체인 세라믹에 화학도금 방식이나 전기도금 방식으로 전도성 피막을 입히는 것은 용이하지 않다. 그러므로 이온 스퍼터링 증착기를 사용하여 전도성이 뛰어난 금을 400 Å 두께로 증착하여 열점을 형성한 후 그 위에 무전해 니켈 도금법으로 10 μm의 니켈 피막을 입혀 내구성을 강화하였다. 이 때 도금 두께는 순간온도에 대한 응답성에 중요한 변수가 되므로 적당한 두께의 결정은 중요하다. 순간온도 프로브의 도금두께를 변수로 한 실험을 통해 도금두께가 10 μm 이내일 경우 충분한 응답성을 얻을 수 있다고 발표된 바 있다.<sup>(4)</sup> 프로브 하단은 냉각수 통로의 냉각수와 접촉된다. 세라믹 접착제는 물의 침투에 약하므로 물의 침투를 방지할 수 있는 방법을 강구해야 한다. 물의 침투를 방지할 수 있는 여러 방법을 모색한 결과 Fig. 1의 하단과 같이 냉각수와의 접촉부위에 내수 및 내열성이 강한 폴리아미드 수지(Polyamid plastic)를 도포하여 고온건조 후 사용한 결과, 냉각수의 침투를 방지할 수 있었다.

위와 같이 제작한 프로브의 각 측정점에서의 기

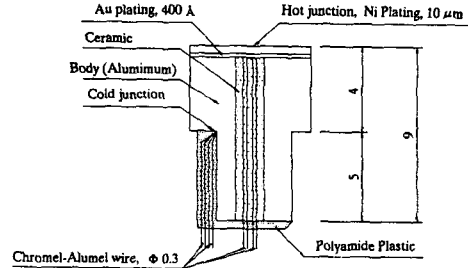


Fig. 1 Instantaneous temperature probe used K type thermocouple

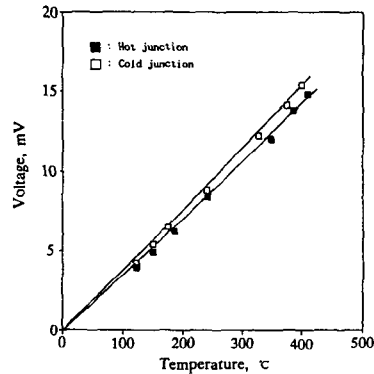


Fig. 2 Calibration diagram of surface temperature probe

전력을 온도 환산하기 위하여 검정을 실시해야 한다. 프로브와 표준온도계를 전기로에 함께 넣은 뒤, 온도 조절장치를 사용하여 전기로를 일정 온도로 유지시킨후 표준온도계의 온도와 프로브에서 출력되는 기전력을 동시에 읽으므로 Fig. 2와 같이 검정선도를 얻을 수 있다. 이 때 순간온도 프로브 각각에 대한 측정온도의 신뢰성있는 비교를 위해 삼입하고자 하는 프로브 모두를 검정한다.

본 실험에 사용된 순간온도 측정프로브에 있어서 연소실 내벽면의 표면 온도를 측정하는 열점과 벽 표면으로부터 4 mm 깊이의 온도를 측정하는 냉점의 기전력대 온도의 환산계수는 각각 26.7°C/mV 와 25.5°C/mV로 각 프로브에 있어 모두 동일하였다.

### 3. 순간온도 측정 및 기록장치

순간온도 측정프로브에서 출력되는 전압은 mV 단위의 작은 값이므로 증폭시켜야 하며, 또한 측정

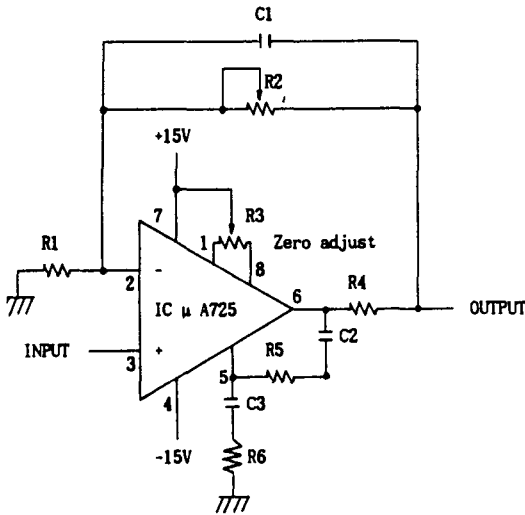


Fig. 3 Electrical circuit of OP-amplifier and filter

시에 수반되는 고주파수의 간섭파(noise)는 크랭크 각 1도마다 1 사이클에 720개의 데이터를 취하여 평균값을 얻고자 할 때 평균화 작업에 커다란 장애를 주므로 제거되어야 한다.

Fig. 3은 데이터 처리에 사용하고자 제작한 증폭기와 필터의 회로도이다. 여기서 증폭비는 R1과 R2의 비율로서 결정되는데, 가감 저항기 R2의 조작에 의하여 증폭비가 선택된다. 본 실험에서는 데이터 기록기의 최대 입력전압이 1볼트이므로 증폭비를 70배로 하였다. 간섭파 제거에 결정적인 영향을 주는 차단주파수는 증폭비와 축전기 C2의 용량에 영향을 받는다. 파형발생기를 사용하여 실험한 결과 이들간에는 다음과 같은 관계가 성립함을 확인하였다.

$$\text{차단주파수 [kHz]} = 1 / (\text{증폭비} \times \text{축전기 C2의 용량} [\mu\text{F}])$$

온도 파형에 영향을 주지 않고 간섭파를 제거할 수 있는 적당한 차단주파수는 약 1 kHz 에서 15 kHz 정도인데 0.001 μF 용량의 축전기를 사용하여 12 kHz의 차단주파수로 간섭파를 충분히 제거할 수 있었다.

Fig. 4는 온도 기록장치의 개략도이다. 프로브에서 출력되는 전압을 cold junction unit에서 영점보상한 후 필터와 증폭기를 거쳐 데이터 기록기에 입력시킨다. 이 데이터는 다시 A/D변환기로 기관의 1 사이클 동안 크랭크 각 1도마다 한개씩 총 720개

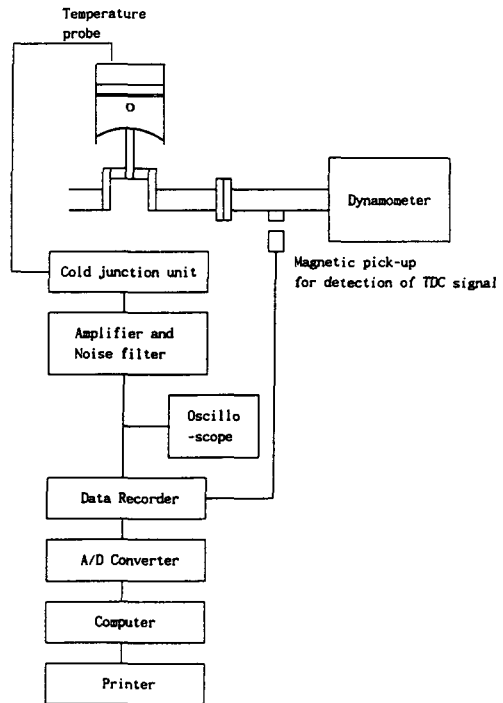


Fig. 4 Schematic diagram of temperature measuring system

가 연속적으로 100 사이클 채취한후 컴퓨터로 이것을 앙상블 평균하여 X-Y 플로터나 프린터로 출력한다. 본 온도 기록장치에 사용된 A/D변환기는 direct memory 방식의 12 비트 A/D변환기로서 입력전압 범위인 0~5 볼트를 4096 등분할 수 있는 분해능을 가지고 있다.

#### 4. 순간온도 측정프로브의 삽입위치 및 실험방법

실험기관의 압축비는 9.7, 배기량 1328 cc의 4기통 기화기식 가솔린기관이고, 이 연소실의 벽표면 온도를 측정하기 위해 기관의 4번 실린더의 실린더 헤드에 3개의 표면온도 측정프로브를 삽입하였다.

Fig. 5는 연소실 벽면에 삽입된 순간온도 측정프로브의 삽입 위치도이다. 순간온도 측정프로브는 모두 3지점에 삽입하였으며 스파크 플러그로부터 1번, 2번, 3번 프로브까지의 거리는 각각 12 mm, 19 mm, 20.5 mm이다.

삽입된 순간온도 프로브의 리이드선은 냉각수통로를 거쳐 외부로 인출하였다. 기관운전은 동력계로 초기하중을 부과한 후 드로틀밸브의 개도를 전

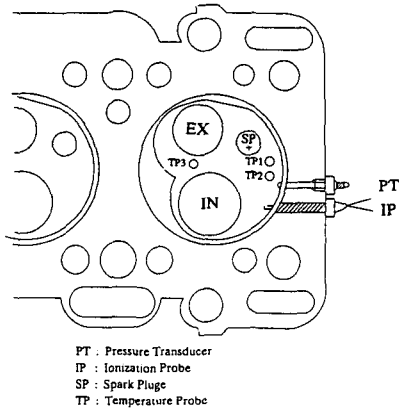


Fig. 5 Inserted locations of temperature probe, ionization probe and pressure transducer

개함에 따라 기관회전속도 및 과급압력비를 단계적으로 증가시킨다. 이 경우의 공기연료비는 촉매 변환기의 변환효율을 고려하여 흡입공기량 변화에 따라 기화기내의 1차측 세트에 삽입한 니들밸브의 조정으로 연료유량을 가감하여 공기연료비 15로 고정한다. 각 회전속도에 있어서 점화시기는 배전기에 설치한 점화시기 조정장치로 최대 토크발생 점화시기를 취하며 기관압축비는 실린더 헤드 가스켓의 두께를 변화시켜 9.7, 9.2, 8.5, 7.8의 4단계로 변화시킨다. 또한 기관운전조건에 따른 냉각손실의 평가 및 연소실 벽면온도의 비교를 위해 냉각수출구의 유량을 조정하여 출구온도를 80℃로 일정하게 유지한다. 따라서 이러한 각 운전조건에 따라 연소실 벽면의 평균온도, 최고온도, 온도진폭(temperature swing) 및 평균 열유속, 최대 열유속을 파악하여 열유동 특성을 해석한다.

### 5. 연소실 벽면의 열유동 특성해석

#### 5.1 열유속 계산식

연소실 벽면의 열유속을 계산하기 위해서는 연소실 벽두께 방향으로의 온도구배를 알아야 하므로 연소실 벽표면의 온도 및 임의 깊이의 온도를 알아야 한다. 또한 연소실 벽면의 열유속이 시간에 따라 변동하는 비정상 열유속임을 고려하면 벽표면 온도 및 임의 깊이의 온도 또한 시간에 대한 함수로 나타내야 한다.<sup>(5,6)</sup> 따라서 임의 점의 온도를 시간  $t$  및 연소실 벽면으로부터 수직방향의 거리  $x$ 로 표현하여야 하며 이를 위해 Fourier의 급수열

도입하게 된다. 연소실 벽면에서 열은 벽면의 수직방향으로만 흐른다고 가정하면 열전도방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

측정된 벽표면 온도와 임의 깊이의 온도를 경계조건으로 하면 다음과 같다.

$$T(0, t) = T_w(t)$$

$$T(\delta, t) = T_w(\delta)$$

여기서,  $T_w(t)$ 는 시간에 대한 벽표면의 순간온도이고,  $T_w(\delta)$ 는 임의 깊이  $\delta$ 에서의 정상온도이다. 이 때 벽표면의 순간온도  $T_w(t)$ 를 경계조건으로 사용하기 위해서 연속함수로 바꾸어 주어야 한다. 실험 데이터와 같이 불연속적인 데이터를 연속함수로 나타내기 위해서는 Fourier변환을 사용하면 가능하다. Fourier변환은 주기함수를 사용하여 불연속 데이터를 급수로 나타내는 것으로 온도를 다음과 같이 연속함수로 고칠 수 있다.

$$T_w(t) = \overline{T_w} + \sum_{n=1}^N (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t) \quad (2)$$

여기서, 벽표면의 한 주기 동안의 평균온도  $T_w$  및 Fourier coefficients  $A_n, B_n$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \overline{T_w} &= \frac{1}{2\tau} \int_0^{2\tau} T_w(t) dt \\ A_n &= \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T_w(t) \cos n\omega t dt \\ B_n &= \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T_w(t) \sin n\omega t dt \end{aligned}$$

이와 같은 경계조건을 사용하여 온도를 거리  $x$ 와 시간  $t$ 에 대한 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T(x, t) &= T_w - [\overline{T_w} - T(\delta)] \frac{x}{\delta} \\ &+ \sum_{n=1}^N \exp[-A_n \cos(n\omega t - Fx) \\ &+ B_n \sin(n\omega t - Fx)] \quad (3) \end{aligned}$$

여기서,

$$F = \sqrt{\frac{n\omega}{2\alpha}}$$

벽면의 열유동을 1차원 유동으로 가정하면 열유속  $Q_w(t)$ 의 계산식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_w(t) &= -K_w \frac{\partial T}{\partial x}(0, t) \\
 &= \frac{K_w}{\delta} [T_w - T(\delta)] \\
 &\quad + K_w \sum_{n=1}^N \sqrt{\frac{n\omega}{2\alpha}} [A_n (\cos n\omega t - \sin n\omega t) \\
 &\quad + B_n (\sin n\omega t + \cos n\omega t)] \quad (4)
 \end{aligned}$$

여기서,  $K_w$ 는 벽면 재료의 열전도계수 ( $W/m^2K$ )이다. 이 경우 연소실 벽표면으로부터 거리  $x$ 는  $\delta$ 이며  $\delta$ 는 벽표면으로부터 냉점까지의 깊이이므로 본 연구의 경우는  $\delta=4\text{ mm}$ 가 된다. 식(4)에서 첫 번째 항의 연소실 벽표면의 1 사이클 동안의 평균 온도와 임의 깊이의 온도는 시간에 대하여 독립적이므로 이것은 열유속의 정상상태 성분을 나타낸다. 두 번째 항은 열유속을 주기함수로 나타내기 위한 삼각함수의 조합으로서 온도를 주기함수로 나타낸 식(3)으로부터 계산된다. 따라서 두 번째 항은 시간에 대한 함수로 열유속의 비정상 상태 성분을 나타내며 온도 주기함수의 진폭, 즉 순간온도의 최고치와 최저치의 차인 온도진폭에 영향을 받게 된다. 열유속식에 있어서 벽면 재료의 열전도계수  $K_w$ 는 재료의 온도에 따라 달라진다. 따라서 크랭크각에 따른 연소실 벽표면 순간온도 및 임의 깊이 온도의 평균치를 채택하여 이 평균치 온도에서의 열전도 계수를 취하여 그 크랭크각에 해당하는 열유속을 계산하였다.

연소실 벽면 열유속의 정상상태 성분을 계산하기 위해서는 벽표면의 평균온도를 알아야 한다. 순간 온도프로브로 측정된 연소실 벽표면의 온도는 순간적으로 변화하는 비정상 온도이므로 이와 같은 다수 사이클의 비정상 온도로부터 벽표면의 평균온도를 결정하기 위해 앙상블 평균 기법을 사용하여 다음과 같이 벽표면의 평균온도를 구하였다.

$$\overline{T_w} = (1/720) \sum_{\theta=1}^{720} \left[ (1/N) \sum_{i=1}^N T(\theta, i) \right]$$

여기서,  $T_w$  : 연소실 벽표면의 평균온도, K  
 $N$  : 측정 사이클수  
 $T(\theta, i)$  : 순간온도, K  
 $\theta$  : 임의 크랭크각  
 $i$  : 임의 사이클

또한 온도함수를 Fourier 급수식으로 나타낼 때 주파수에 따라 조화수(harmonic number)를 지정해야 하는데 조화수를 크게 취하면 좋겠지만 조화수의 자승으로 계산처리 시간이 길어지게 되므로 적

당하게 취할 필요가 있다. 조화수를 바꾸어 가면서 열유속을 계산한 결과 30 이상을 취하게 되면 열유속의 최대치 및 최저치가 거의 변하지 않고 전체적 경향도 잘 나타난다. 따라서 본 연구에 있어서는 조화수를 30으로 취하여 순간온도를 계산하였다.

### 5.2 기관회전속도 및 압축비 변화에 대한 열유동 특성

터보과급 가솔린기관의 기관회전속도 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm에서의 연소실 벽표면의 순간 온도와 연소실 벽표면으로부터 4 mm 깊이의 온도를 Fig. 6에 나타낸다. 대표적으로 2번 프로브의 것이며 압축비는 9.7인 경우이다. 또한 기관회전속

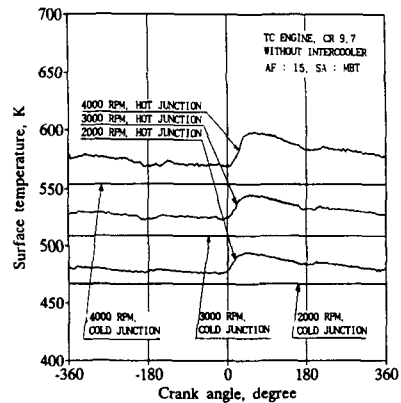


Fig. 6 Surface temperature as function of crank angle and engine speed in turbocharged engine without intercooler at compression ratio of 9.7

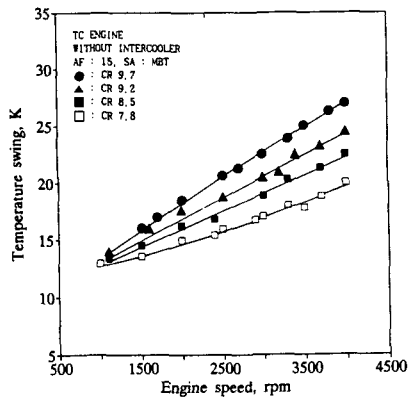


Fig. 7 Temperature swing as a function of engine speed at each compression ratio in turbocharged engine without intercooler

도 변화에 따른 순간온도의 최고치와 최저치의 차인 온도진폭을 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전속도가 증가할수록 연소실 벽표면의 순간온도 및 온도진폭과 연소실 벽표면의 순간온도와 4 mm 깊이의 냉점의 온도와의 온도차는 열발생량의 증가에 의한 연소온도 증가 및 피스톤 운동속도 증가에 따른 대류 열전달계수의 증가에 기인하여 증가하여 나타난다. 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽면에서의 열유동을 파악하기 위해서는 벽표면에서의 온도 거동에 대한 해석이 필요하며 이 때 연소실 벽표면의 비정상온도중 열적부하의 해석에 있어서 그 관심의 대상이 되는 것은 한 사이클동안의 평균이 아닌 한 사이클동안의 최고치, 즉 최고온도이다.

Fig. 8은 압축비 변화에 따른 벽표면 순간온도의 최고치를 기관회전속도 변화에 대하여 나타낸 것이다. 이 선도에서 나타내는 바와 같이 압축비가 저하함에 따라 연소온도의 저하에 기인하여 연소실 벽표면 온도의 최고치는 낮아지며, 또한 각 압축비에서 기관회전속도가 증가할수록 벽표면의 최고온도는 증가한다. 대표적으로 압축비 9.7, 기관회전속도 4000 rpm에서의 벽 표면 최고온도는 595 K 정도를 나타낸다.

Fig. 9에 압축비 9.7인 터보과급(Garrett사, T15) 가솔린기관의 기관회전속도 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm 일 경우의 벽면의 순간 열유속을 나타내었다. 열유속은 압축, 배기, 흡기행정에서는 거의 변화가 없고 절대량도 아주 적지만 폭발, 팽창행정에서 급격한 변화를 보여주며 이 사이에 대부분의

열이 유출되고 있음을 나타낸다. 기관회전속도가 증가함에 따라 Fig. 6과 Fig. 7에서 나타낸 바와 같이 열점과 냉점의 온도차 및 온도 진폭이 증가하므로 열유속은 증가하며 또한 최대열유속의 발생시기는 기관회전속도가 증가함에 따라 노크 발생을 억제하기 위한 점화시기의 지각의 영향으로 인해 지각되어 나타난다.

Fig. 10은 단위시간당 공급열량에 대한 냉각수 및 연소실 벽면에서의 열손실 비율을 나타낸 선도이다. 이 경우 냉각수로의 열손실은 냉각수 입출구의 온도 및 유량으로부터 구하였으며 연소실 벽면에서의 열손실은 각 측정점에 있어서 평균 열유속을 공간평균하고 여기에 연소실 표면적을 곱하여

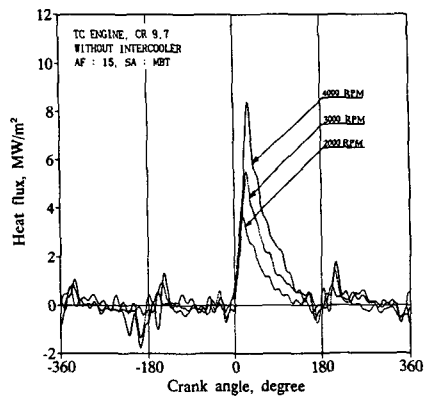


Fig. 9 Heat flux as function of crank angle and engine speed in turbocharged engine without intercooler at compression ratio of 9.7

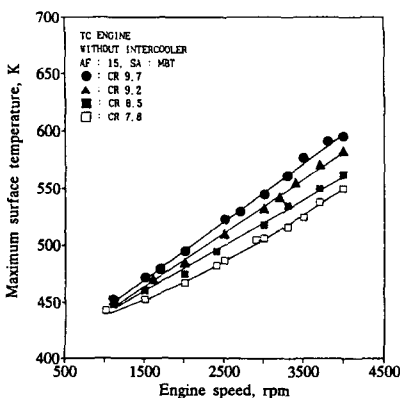


Fig. 8 Maximum surface temperature as a function of engine speed at each compression ratio in turbocharged engine without intercooler

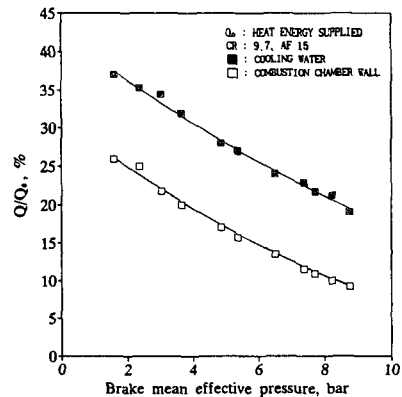


Fig. 10 Heat loss per heat energy supplied as function of brake mean effective pressure in turbocharged engine without intercooler at compression ratio of 9.7

구하였다. 공급열량에 대한 연소실 벽면 및 냉각수로의 열손실 비율은 부하 증가와 더불어 감소하고 있으며 이 때 연소실 벽면에서의 열손실 비율은 냉각수로의 열손실 비율에 비하여 작은 값을 나타낸다. 이것은 냉각수 입출구의 온도 및 유량으로부터 구한 냉각손실은 연소실 벽면, 실린더 벽면, 피스톤 등으로부터의 열손실 등을 포함하고 있기 때문이다.

부하변동에 따른 연소실 벽면에서의 열손실 비율은 10~25% 정도를 차지하고 있으며 이것은 냉각수로의 열손실 비율의 50% 정도로서 기관의 냉각

수로 방출되는 냉각손실 중 약 50%가 연소실 벽면을 통하여 냉각수로 전달됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 선행 연구자의 결과와 일치함을 알 수 있다.<sup>(7)</sup>

터보과급 가솔린 기관의 압축비를 9.7, 9.2, 8.5 및 7.8의 4단계로 변화시킨 경우의 최대 열유속을 기관회전속도에 대하여 나타낸 것이 Fig. 11이다. 최대 열유속은 1 사이클 동안의 순간 열유속중 최대치를 나타낸다. 연소실 벽표면의 온도와 함께 연소실 벽면의 열유속은 시간에 대하여 일정한 정상 열유속이 아니라 급격히 변동하는 비정상 열유속이다. 그러므로 연소실 벽면의 열적 강도를 고려해야 하는 연소실 설계에 있어서는 연소실 벽면의 순간 최대 열유속을 그 대상으로 해야 한다. 기관회전속도 및 압축비가 증가함에 따라 연소실 벽면의 최대 열유속은 열발생량 및 연소온도 증가에 기인하여 증가하며 대표적으로 압축비 9.7, 기관회전속도 4000 rpm에서 약 8.13 MW/m<sup>2</sup>의 값을 나타낸다.

기관의 압축비는 혼합기의 연소과정에 직접적으로 영향을 미치는 설계인자로서 터보과급 가솔린 기관의 설계를 위해서는 연소실 벽면온도 및 열유속에 관한 압축비의 영향을 정량적으로 파악하여야 한다. 기관회전속도 2000 rpm, 3000 rpm, 3500 rpm, 4000 rpm 인 경우 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도와 온도진폭을 압축비 변화에 대하여 나타낸 것이 Fig. 12이다. 그림에서 보는 바와 같이 각 기관회전속도에서 압축비가 9.7에서 감소함에 따라 벽표면의 최고온도와 온도진폭은 감소하며 기관회전속도 4000 rpm에서 압축비 9.7의 연소실 벽표면의 최고온도는 595 K이고 압축비 7.8의 벽표면의 최고온도는 550 K로서 압축비가 9.7에서 7.8로 1.9 감소함에 따라 벽표면의 최고온도는 45 K 감소한다.

Fig. 13은 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽면의 최대 열유속을 압축비의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 기관압축비가 낮아짐에 따라 연소초기 온도 및 압력의 감소에 기인하여 최대 열유속은 감소를 나타내며 이때 기관회전속도 4000 rpm에서 압축비 9.7인 경우 최대 열유속은 8.1 MW/m<sup>2</sup>이고 압축비 7.8은 6.1 MW/m<sup>2</sup>로서 압축비를 9.7에서 7.8로 2 정도 낮춤으로써 벽면의 최대열유속은 25% 정도 감소된다.

Fig. 14는 기관회전속도 3000 rpm 운전의 경우, 압축비 변화에 대한 사이클 각 과정에서의 평균 열

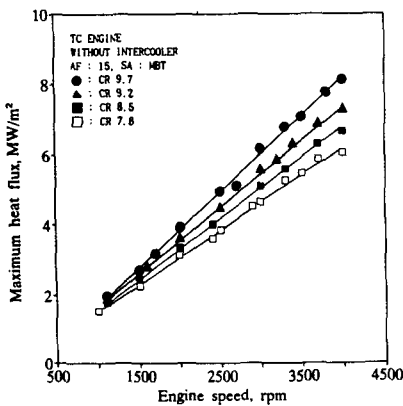


Fig. 11 Maximum heat flux as a function of engine speed at each compression ratio in turbocharged engine without intercooler

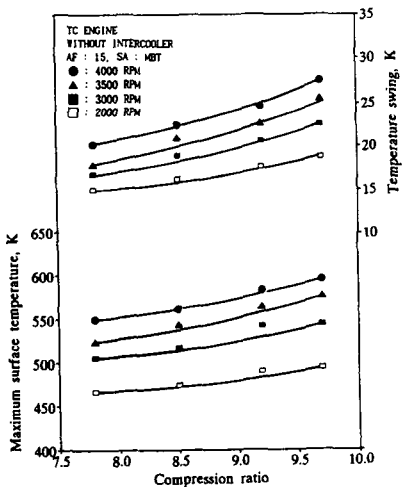


Fig. 12 Maximum surface temperature and temperature swing as a function of compression ratio at each engine speed in turbocharged engine without intercooler

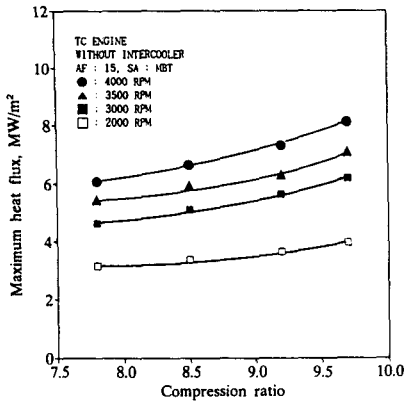


Fig. 13 Maximum heat flux as a function of compression ratio at each engine speed in turbocharged engine without intercooler

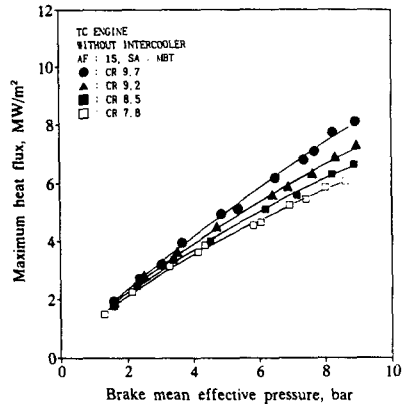


Fig. 15 Maximum heat flux as a function of brake mean effective pressure at each compression ratio in turbocharged engine without intercooler

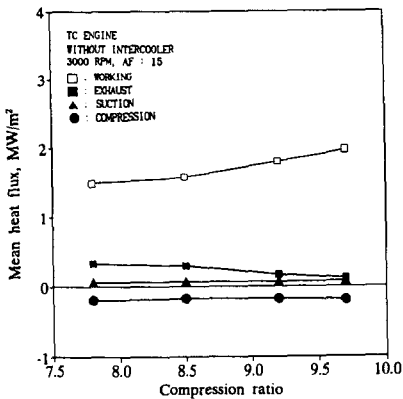


Fig. 14 Mean heat flux as a function of compression ratio at each stroke in turbocharged engine without intercooler

유속을 나타내는 선도이다. 이 경우 working 과정은 열발생이 시작되는 구간부터 배기밸브가 열릴때 까지인 연소 및 팽창 구간이다. 연소실 벽면의 평균 열유속은 working 과정이 가장 크게 나타나며 흡입 및 압축과정에서의 평균 열유속은 음의 값을 나타낸다. 이 경우 기관압축비가 증가함에 따라 연소온도가 증가하여 working 과정에서의 평균 열유속은 증가하며 배기과정에서의 평균 열유속은 압축비 증가에 따른 팽창률의 증가로 인한 배기가스 온도 저하에 기인하여 감소하여 나타난다. 그러나 흡입 및 압축과정에서의 열유속에 있어서 압축비의 영향은 나타나지 않고 있다.

Fig. 15는 연소실 벽면의 최대 열유속에 대한 압

축비의 영향을 제동평균 유효압력 변화에 대해 나타낸 선도이다. 그림에서 보는 바와 같이 제동평균 유효압력이 증가할수록 최대 열유속은 증가하며 동일한 제동평균 유효압력에서는 압축비가 증가할수록 최대 열유속은 증가한다. 따라서 터보과급 가솔린기관의 출력을 증가시키면서 한편 열부하를 최소화시키기 위해서는 과급압력을 증가시켜 제동평균 유효압력을 증가시키는 반면 기관압축비를 낮추어 연소실 벽면의 최고 열유속을 감소시키는 것이 바람직할 것이다.

### 5.3 무과급 기관과의 비교

Fig. 16은 무과급 가솔린기관과 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 1 사이클 동안의 최고온도를 기관회전속도에 대하여 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 기관회전속도가 증가할수록 무과급 가솔린기관 및 터보과급 가솔린기관의 두 경우 모두 연소실 벽표면의 최고온도는 증가한다. 그러나 이 경우 무과급 가솔린기관에 비하여 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 과급압력 증가에 따른 연소온도의 증가에 기인하여 더 큰 값을 나타낸다. 기관회전속도 2000 rpm에서 무과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 505 K인데 비해 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 550 K로서, 기관회전속도 2000 rpm에서 무과급 가솔린기관에 비하여 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 약 39 K 증가함을 알 수 있다.



또한 3000 rpm에서 무과급 가솔린기관 및 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 490 K, 545 K로서 무과급 기관에 비하여 터보과급 기관의 연소실 벽표면 최고온도는 약 55 K 증가한다. 4000 rpm에서는 무과급 기관 및 터보과급 가솔린 기관의 벽표면의 최고온도는 520 K, 595 K로서 무과급 기관에 기준이었던 터보과급 가솔린 기관의 벽표면 최고온도의 상승폭은 약 75 K이다.

압축비 9.7인 무과급 가솔린기관 및 터보과급 가솔린기관의 최대 열유속을 기관회전속도에 대해 나타낸 것이 Fig. 17이다.

각 기관회전속도에서 무과급 가솔린기관에 비해

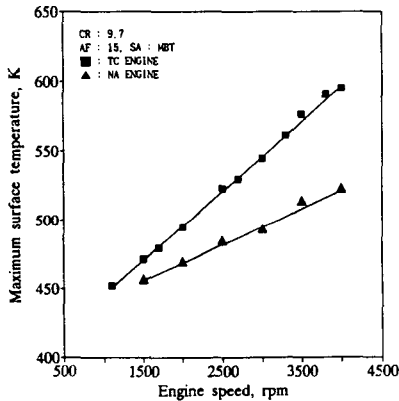


Fig. 16 Maximum surface temperature as a function of engine speed in turbocharged engine without intercooler and naturally aspirated engine at compression ratio of 9.7

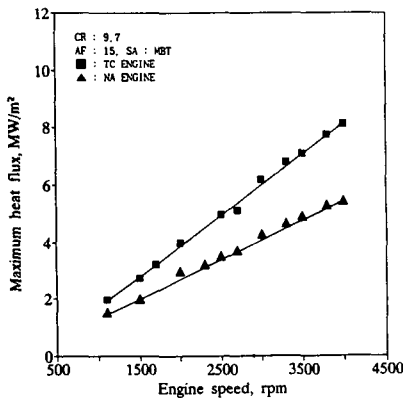


Fig. 17 Maximum heat flux as a function of engine speed in turbocharged engine without intercooler and naturally aspirated engine at compression ratio of 9.7

터보과급 가솔린기관의 최대 열유속은 더욱 큰 값을 나타낸다. 기관회전속도 2000 rpm에서 무과급 가솔린기관의 최대 열유속은 2.97 MW/m<sup>2</sup>이고 터보과급 가솔린기관의 열유속은 3.95 MW/m<sup>2</sup>으로서 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽표면의 최대 열유속이 무과급 기관에 비하여 30% 정도 증가한다. 또한 기관회전속도 4000 rpm에서 최대 열유속은 무과급 및 터보과급 가솔린기관에서 각각 5.44 MW/m<sup>2</sup>, 8.13 MW/m<sup>2</sup>으로 터보과급 가솔린기관의 경우가 50% 정도 증가한다.

이와 같이 터보과급 가솔린기관의 경우 기관회전속도가 증가할수록 최대 열유속의 증가율이 커지는 것은 앞에서 언급한 바와 같이 기관회전속도가 증가함에 따라 과급압력이 증가하여 이로 인해 흡입 혼합기 온도, 압력의 상승 및 연소질량의 증대에 따라 단위시간당 열발생량이 증대하기 때문이다.

따라서 무과급 기관을 터보과급하면 과급압력 증가에 따라 기관의 비출력의 증대를 얻을 수 있으므로 기관의 소형 경량화를 도모할 수 있지만 반면 기관구조체, 특히 연소실 벽면의 온도 및 최대열유속은 크게 증가함을 알 수 있다.

5.4 비정상온도 및 열유속에 관한 중간냉각효과

Fig. 18은 압축비 9.7인 터보과급 가솔린기관의 중간냉각기(Garrett사 491780)가 있는 경우와 중간냉각기가 없는 경우의 연소실 벽표면의 순간온도를 크랭크각에 대하여 나타낸 것이다. 대표적으로 2번 프로브의 것이며 기관회전속도는 3800 rpm의 경우

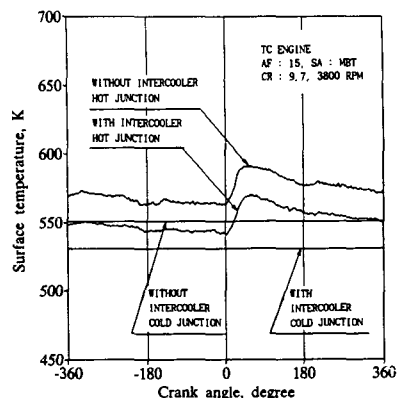


Fig. 18 Surface temperature as a function of crank angle in turbocharged engine with and without intercooler at compression ratio of 9.7

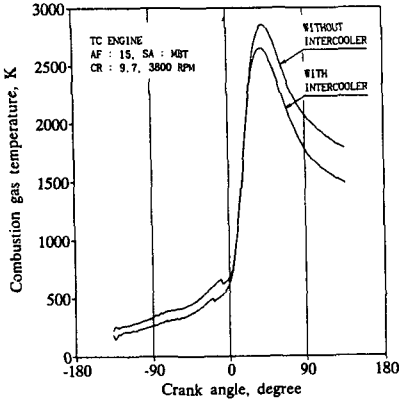


Fig. 19 Combustion gas temperature as a function of crank angle in turbocharged engine with and without intercooler

이다. 그림에서 보는 바와 같이 중간냉각기가 있는 경우가 중간냉각기가 없는 경우에 비해 벽표면의 순간온도는 20 K 정도 낮은 값을 나타낸다.

이것은 중간냉각효과에 의한 연소온도 저하에 기인하는 것으로 이 때의 연소실내 가스온도를 Fig. 19에 나타낸다. 여기서, 가스온도는 기체의 상태방정식으로 구하였다. 그림에서 보는 바와 같이 중간냉각을 한 경우가 흡입끝 온도저하로 인해 압축끝 온도가 낮게 되며 따라서 연소 최고온도 또한 중간냉각을 하지 않은 경우에 비해 낮은 값을 나타낸다. 이러한 중간냉각효과에 의한 연소가스온도의 저하로 연소실 벽표면의 온도는 중간냉각을 하지 않은 경우에 비해 작게 나타난다.

중간냉각기가 있는 경우와 중간냉각기가 없는 경우에 있어서 기관회전속도 및 압축비 변화에 대한 최대 열유속을 나타낸 것이 Fig. 20 및 Fig. 21이다. 각 기관회전속도에 대하여 중간냉각기가 있는 경우가 중간냉각기가 없는 경우에 비하여 최대 열유속은 작은 값을 나타낸다. 또한 기관압축비가 증가할 수록 최대 열유속은 증가하며 이 때 중간냉각기가 있는 경우가 중간냉각효과에 의해 각 압축비에 있어서 평균 10% 정도 최대 열유속이 감소한다. 이와 같이 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽면의 온도 및 열유속에 관한 중간냉각효과를 파악해 본 결과 중간냉각효과에 의해 연소실 벽표면의 온도 및 벽면의 열유속은 감소한다. 따라서 터보과급 가솔린기관의 중간냉각은 기관 출력증대 및 노크발생 억제뿐 아니라 연소실 벽면의 열부하를 감소시키는 데도 유용함을 알 수 있다.

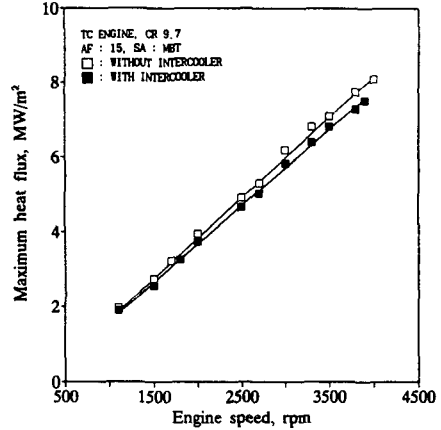


Fig. 20 Maximum heat flux as a function of engine speed in turbocharged engine with and without intercooler

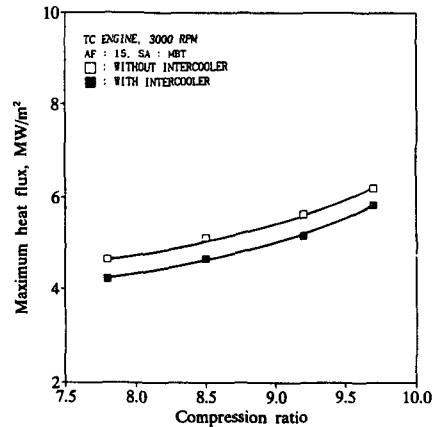


Fig. 21 Maximum heat flux as a function of compression ratio in turbocharged engine with and without intercooler

## 6. 결 론

터보과급 가솔린기관의 설계시 연소실 벽면의 열부하 문제 해결을 위한 기초연구로서 연소실 벽면의 순간적인 온도변동을 측정할 수 있는 온도프로브를 제작하여 이것을 연소실 벽면에 삽입하여 기관회전속도, 압축비 및 중간냉각에 의한 과급공기 온도 변화에 대한 연소실 벽표면의 순간온도를 측정하였다. 이것으로부터 터보과급 가솔린기관의 연소실 벽면의 비정상 온도 및 열유속의 정성적 및 정량적 거동을 파악하였고, 특히 노크발생을 억제

하기 위하여 터보과급 가솔린기관의 압축비를 낮추면 연소초기의 온도 및 압력이 감소하여 연소실 벽면의 온도 및 열유속은 감소한다. 기관회전속도 4000 rpm에서 터보과급 가솔린기관의 압축비를 9.7에서 7.8로 1.9만큼 낮추면 연소실 벽표면의 최고온도는 45 K 정도 감소하며 벽면의 최대열유속은 25% 정도 감소한다. 또한 벽표면의 평균온도는 중간냉각 효과에 의해 20 K 정도 낮아지며 최대열유속은 10% 정도 감소한다. 따라서 터보과급 가솔린기관의 중간냉각은 기관의 출력 증대 및 노크 발생 억제뿐 아니라 연소실 벽면의 온도 및 열유속을 낮추는데 유용하다.

### 참고문헌

- (1) Kevin, L., 1986, "Measurement and Analysis of the Effect of Wall Temperature on Instantaneous Heat Flux," *SAE Transaction* No. 860312.
- (2) Furuham, S. and Enomoto, Y., 1987, "Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines," *SAE Transaction* No. 870153.
- (3) Assanis, D. N. and Badillo, E., 1989, "Evaluation of Alternative Thermocouple Designs for Transient Heat Transfer Measurements in Metal and Ceramic Engines," *SAE Paper* No. 890571.
- (4) Furuham, S. and Enomoto Y., 1985, "內燃機關の燃燒室表面瞬間溫度測定用熱電對に關する研究," *日本機械學會論文集(B編)*, 52卷 474號, pp. 680~687.
- (5) Overbye, V. D., Bennethum J. E. and Uyehara, O. A., 1967, "Unsteady Heat Transfer in Engines," *SAE Paper* No. 670931.
- (6) Alkidas, A. C., 1980, "Heat Transfer Characteristic of a Spark-Ignition Engine," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102.
- (7) 吉田正一, 針谷安男, 1981, "豫燃燒室式テイスル機關燃燒室各部の熱流れ, *日本機械學會論文集(B編)*, 47卷 419號, pp. 1424~1431.