

<논 문>

# 스파크 점화기관의 열유속 및 열전달 계수에 대한 실험적 연구

한성빈\* · 권영직\*\* · 이성렬\*\*\*

(1997년 2월 22일 접수)

## Experimental Study on the Heat Flux and Heat Transfer Coefficient in a Spark Ignition Engine

Sung Bin Han, Young Jik Kwón and Songyol Lee

**Key Words :** Instantaneous Temperature(순간온도), Surface Temperature(표면온도), Gas Temperature(가스온도), Heat Flux(열유속), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

### Abstract

In order to design and develop a spark ignition engine, many studies must be preceded about the characteristics of thermal flow. For measurement of transient wall temperature thin film thermocouples of Bendersky type were manufactured and these probes were fixed into the wall of combustion chamber. Surface wall temperatures were measured in experiments of various engine speeds. Transient heat fluxes were calculated from the wall temperature measurements. Pressure was measured from combustion chamber using pressure transducer and gas temperatures were calculated using the state equation of ideal gas. And instantaneous heat transfer coefficients were obtained. It will be the basic data for the formulae of instantaneous heat transfer coefficients.

### 1. 서 론

기관 연소실에서의 열전달에 관한 연구는 1923년 Nusselt로부터 시작되었다.<sup>(1)</sup> Nusselt의 연구는 기관에서의 열전달 해석에 관한 연구 방향을 제시해 준 최초의 연구였다는데 큰 의미가 있다. 처음으로 연소실벽 표면의 순간온도를 측정하여 실험식을 제안한 사람은 Oguri였다. 1960년 Oguri는 순간온도 프로브를 제작 사용하여 소형 4행정 SI 기관의 피스톤에서 비교적 정확한 실험 결과를 얻었다. 그

는 그의 실험 결과로부터 Elser의 식을 수정하여 식을 제안하였다.

그후 연소실벽면의 순간온도를 측정할 수 있었던 계기가 된 것은 Bendersky에 의하여 박막형 순간온도프로브가 개발되면서 부터였다. Bendersky는 철로 된 너트의 중앙에 구멍을 뚫고 전기절연을 시킨 니켈선을 삽입하고 그 표면에 니켈막을 입힌 프로브를 개발하여 CFR 기관에서 순간온도를 측정하였다.

그후 표면에 금속막을 입힌 순간온도 프로브를 Bendersky의 이름을 따 Bendersky 타입의 온도프로브라고 부르며, 현재까지도 순간온도를 측정하기 위한 온도프로브는 이 Bendersky 타입의 프로브를 사용하고 있다. 이 박막형 온도 프로브의 개발 이후 순간온도를 측정하려는 연구는 빠른 속도로 발

\*회원, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology

\*\*Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Central Florida

\*\*\*성균관대학교 기계공학과

진해 갔다.

1961년 Overbye와 그의 공동 연구자들은 니켈을 sputtering한 보다 개량된 순간온도 프로브를 제작하고, 컴퓨터를 도입하여 소형 4행정 SI 기관에서 연소실 벽면의 온도를 측정하였다. 그들은 발화운전과 모터링 운전 하에서 흡기관의 압력을 변수로 실험을 하여, 모든 실험 변수를 순간 열전달 계수에 포함시킨 열전달식을 제안하였다.<sup>(2)</sup> 그러나 그들이 제안한 식에는 흡기관에서의 가스 상태량들과 압축비등을 포함하였으나, 연소실 벽면의 온도를 포함시키지 않으므로써 불완전한 식으로 받아들여지고 있다.

Annand는 비교적 이론적으로 잘 뒷받침되고 보다 간단하게 정리되어진 식을 제안하였다.<sup>(3)</sup> Annand의 식은 Eichelberg의 식과 함께 오늘날도 자주 사용되고 있지만, Annand의 식은 시간평균 열전달량은 비교적 잘 맞고 있으나 순간열전달량은 실제 값과 차이를 보이고 있다.

Woschni는 이론적으로 잘 정리되어진 식을 발표하였다.<sup>(4-6)</sup> 비교적 지금까지 발표된 식 가운데 실험과 가장 잘 일치하는 이 식은 연구자들에 의해 많이 사용되고 있으나, 사용이 복잡하고 와류가 있는 연소실이나, 고속영역에서 연소의 영향이 과다히 고려되는 단점을 가지고 있다.

최근에 들어와서는 1984년 Enomoto<sup>(7)</sup>가 4 행정 사이클 4기통 수냉식 가솔린기관에서 15 지점의 순간온도를 측정하였다.

1985년 Enomoto 등<sup>(8)</sup>은 연소실 내의 난류유동에 대한 스케일을 나타내기 위해 대표속도를 피스톤 평균속도와 흡배기의 출입에 의한 속도의 합으로 나타내고, 온도의 향을 가스온도보다 연소실벽면의 온도에 좌우되는 것으로서 대류열전달계수를 예측하였다.

1985년 Thomas Morel 등은<sup>(9,10)</sup> 직접분사식 디젤 기관에서 국부순간열전달률을 예측하는 이론모델을 세워 시간적, 공간적 변화에 대한 열전달계수를 구하였고, 열전달식의 모든 변수를 시간과 공간의 함수로 하여 나타내었다. 하지만 이들이 사용한 모델과 해석방법은 고성능의 컴퓨터를 사용한 계산으로서 접근방법에 대해서는 타당성있는 해석방법으로 볼 수 있다.

또한 기관의 순간온도를 측정하고자 하는 이와같은 실험은 최근 국내에서도 진행되었는데, 1987년 박진세는 그 크기가 비교적 큰 순간온도 프로브를

제작하여 단기통 공냉식 스파크 점화기관에서 실린더헤드 4 지점의 순간온도를 측정하는데 성공하였다.<sup>(11)</sup> 그후 이영조는 박진세가 실험한 같은 기관에서 피스톤 4 지점의 순간온도를 측정하였고,<sup>(12)</sup> 조성연은 실린더블럭벽면의 12 지점의 순간온도를 측정하였다.<sup>(13)</sup> 그리고 그 이후로도 보다 정확한 실험을 통해서 신뢰성있는 결과를 얻기 위해 순간온도 프로브에 대한 개선과 개발은 계속되었다. 그래서 현재 연소실벽면의 순간온도를 측정하기 위한 실험은 많은 경험이 축적되었으며 얻어지는 결과에 대한 신뢰도도 높아졌다. 본 연구에서는 실험으로부터 연소실 벽면의 온도  $T_w$ 와 임의 깊이의 온도  $T_d$ 를 측정하고, 벽면에서의 열유속과 연소실 내 가스온도를 계산하고 최종적으로 순간열전달계수를 구한다.

## 2. 순간 온도 측정

기관 연소실벽면에서의 열전달특성 및 열유동을 파악하기 위해서는 먼저 실험을 통하여 벽면의 순간온도가 측정되어야 한다. 이것은 기관 연소실 내의 열전달에 관한 실험적 연구로부터 신뢰할 수 있는 자료를 제공받아, 연소실벽면 순간열전달계수에 대한 경험식의 확립에 사용하기 위해서이다.

또한, 연소실벽면에서의 순간열전달계수를 구하고자 할 때 벽면의 순간온도 뿐만 아니라 벽면에서의 열유속을 알아야 한다. 이 열유속은 연소실벽면 온도 측정 시에 벽면으로부터 수 mm 깊이의 정상온도를 동시에 측정하므로써 계산이 가능하다.

본 연구에 사용한 순간온도 프로브는 Bendersky 타입의 박막형 순간온도 프로브로서 직접 제작하여 사용하였고,<sup>(14)</sup> Fig. 1은 순간온도 프로브의 대략도이다.

또한 벽면에서의 열유속을 계산하기 위하여, 순간온도 프로브어댑터의 A 접합부로부터 4 mm 깊이의 온도를 측정할 수 있도록 또 하나의 열전대를 삽입하여 B 접합부를 만들었다. 그런데 연소실을 이루고 있는 벽구조체의 온도는 표면으로부터 2~3 mm 정도만 들어가도 시간경과에 따른 온도변화가 없는 정상적인 온도를 나타내므로 표면에서 4 mm 떨어진 B 접합부의 온도 측정은 단지 정상적인 온도만을 측정하면 된다. 따라서 B 접합부에는 보통의 K 형 열전대를 그대로 사용하였다.

Table 1 Specification of test engine

Engine type	4 Stroke cycle Overhead camshaft
Number of cylinder	4
Cooling	Water-cooling
Fuel supply system	Carburetor
Compressor ratio	9.7
Displacement volume	1323 cc
Bore×stroke	71.0×83.6 mm
Length of connecting rod	136 mm

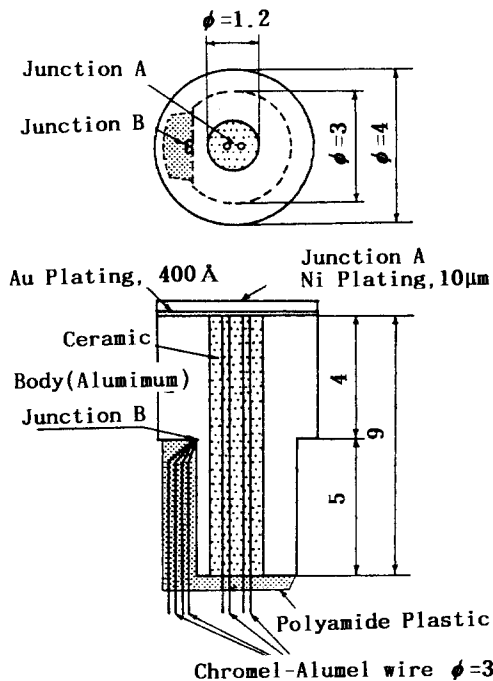


Fig. 1 Instantaneous temperature probe used K type

### 3. 실험장치의 구성

실험에 사용된 기관은 수냉식 4 행정 사이클 스파크점화기관으로 그 제원은 Table 1과 같다. 실험기관은 승용차에 탑재되는 기관으로 기화기식이 고 터보과급기를 부착한 기관이다.

#### 3.1 순간온도 측정 장치

순간온도 측정 프로브는 기관의 연소실벽을 관통

하여 삽입하였다. 이때 프로브가 삽입된 연소실은 프로브의 삽입과 고정이 용이한 4번 연소실을 선택하였다. 프로브가 삽입된 위치는 스파크플러그로부터 19 mm 떨어진 지점이다.

순간온도 측정 프로브에서 출력되는 전압은 밀리볼트 단위의 작은 값이므로 증폭시켜야 하고, 1 사이클에 720개의 데이터를 측정하고자 할 때 측정시에 수반되는 고주파의 간섭파를 출력신호에 커다란 장애가 되므로 간섭파를 제거시켜 기록기에 입력저장되어야 한다. 먼저 온도 프로브에서 출력되는 전압을 기준온도에 대한 전압으로 바꾸어주기 위해서 영점보상기를 통해 영점보상을 하여 0°C에 대한 상대전압으로 바꾸어준다. 영점보상을 한 프로브의 전기신호는 앞에서 설명한 노이즈 필터와 증폭기를 거쳐서 증폭되어 데이터 기록기에 저장된다. 데이터 기록기에 저장된 신호를 출력하여 A/D 변환기를 통하면 프로브의 아날로그 신호는 디지털 값으로 바뀌어져서 범용컴퓨터로 입력되어 처리된다.

#### 3.2 실험방법

기관의 순간열전달계수에 가장 큰 영향을 주는 운전변수는 기관운전속도 또는 출력에 직접 영향을 미치는 흡기관 내 압력등을 들 수 있다. 따라서 본 실험에서는 기관회전속도를 변수로 하여 실험을 수행하였으며, 실험시 기관회전속도를 변화시키기 위해서 동력계의 부하를 일정하게 유지하고 드로틀밸브의 개도를 조절하였다. 실험 시의 공기연료비는 15 정도로 거의 일정하게 유지하였다.

본 실험에서는 최적의 연소상태에서 연소실 내의 순간온도를 측정하기 위해서 점화진각을 최적점화시기로 하였는데, 저회전속도의 영역에서는 MBT로 맞추었고 높은 회전속도에서 과급으로 인하여 노킹이 발생하면 노킹을 피할 수 있는 점화진각까지 지각시켰다. 연소실벽면의 온도는 기관 냉각수 측의 온도에 따라서도 영향을 받는다. 따라서 냉각수 측의 온도를 70°C 정도로 일정하게 유지시켰다.

### 4. 연소실 벽면 온도 측정 결과

Fig. 2는 순간온도 프로브에서 측정된 데이터를 처리한 것으로, 실험 시에 순간 온도 프로브에서 측정되는 온도는 표면의 순간온도와 4 mm 깊이에서의 정상온도이다. 이때 표면으로부터 4 mm 깊

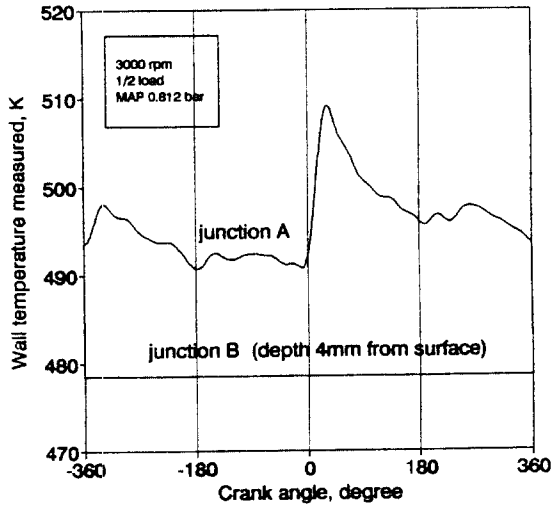


Fig. 2 Measured surface and sub-surface temperature with probe

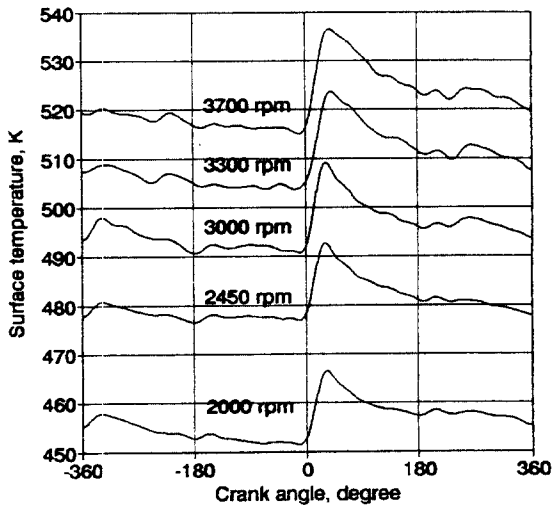


Fig. 3 Surface temperature vs. crank angle for different engine speed

이의 정상온도는 479 K이다.

표면의 온도는 한 사이클 동안 순간적으로 변동을 하고 있으며 TDC 이후의 연소구간에서 가장 큰 변동을 하고 있다. 표면 온도의 최고값은 TDC 이후 30°에서 509 K로서 연소실 내에 압력 최고치가 나타나는 15°보다 약 15° 정도 늦게 나타나고 있다. 이것은 가스의 순간적인 온도변화에 대해서 벽면의 온도변화가 시간적으로 지체됨을 말하는 것이다. 그림에서 보여지고 있는 순간온도의 온도진폭은 18.6 K이다. 또한 표면온도의 평균값은 496

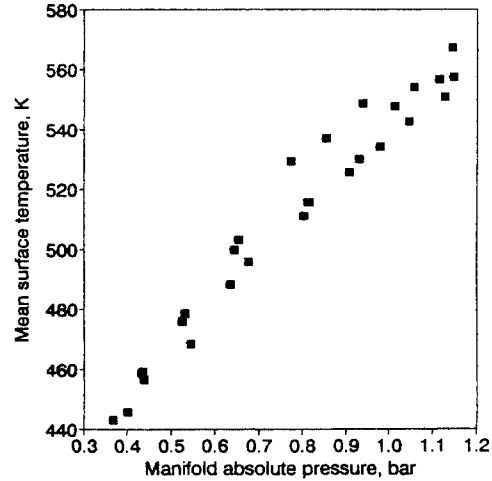


Fig. 4 Mean surface temperature as a function of manifold absolute pressure

K이다. 이와같은 벽면의 온도는 실험 시 드로틀 개도를 변화시켜가며 1000 rpm부터 4500 rpm까지 단계적으로 측정되었고 이러한 실험이 수회 수행되었다.

Fig. 3는 실험으로부터 얻어진 순간온도 데이터 가운데 2000 rpm부터 3700 rpm까지 5 단계의 기관 회전속도에 대한 온도값을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 2000 rpm부터 기관 회전속도 증가에 따라서 기관의 순간온도는 전체적으로 상승하고 있음을 알 수 있다. 그러나 한 사이클 동안의 온도변동 파형은 그다지 큰 차이를 보이고 있지는 않는 것 같다. 따라서 기관의 운전변수에 따른 벽면 온도와 온도진폭의 변동을 파악하기 위해서 기관의 흡기관 절대압력에 대한 순간온도의 변화를 살펴 보았다.

Fig. 4는 매니폴드 절대압력에 대한 순간온도의 평균치를 나타낸 것으로 그림에서 보는 바와 같이 MAP이 증가함에 따라서 벽면의 순간온도는 거의 직선적으로 비례하여 증가함을 보여준다. 그림에서, 벽면의 온도는 약 440 K부터 증가하여 최고 560 K에 이른다. Fig. 4의 최고 온도가 560 K에 이르는 높은 온도영역에서 측정된 것은 노킹을 피한 최고 온도에서 측정된 것으로 이때의 MAP은 1.15 bar이고 압축기 전후의 압력비는 1.4까지 증가시킨 것이다. 연소실 벽면의 온도가 증가하면 이에 따라서 벽면에서의 온도진폭도 증가한다.

앞에서 제시한 Fig. 3에서 5개의 순간 온도 데이터에서는 눈으로 보아서 그 증가의 폭을 살펴볼 수

없었지만, Fig. 4에서 보는 바와 같이 MAP에 따라 온도진폭을 살펴보면 흡기압력이 증가함에 따라서 거의 직선적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서 살펴 본 벽표면의 평균 온도 증가와 거의 비슷하게 직선적으로 증가하는 것을 알 수 있으며 최고 온도진폭은 MAP 1.15에서 24 K에 이른다.

## 5. 열유속

### 5.1 열유속의 계산

열유속이란 단위 면적 당의 열전달율을 나타내는 것으로 연소실벽면에서 열의 출입을 나타내는 값이다. 한 사이클 동안에 어느 정도의 열이 기관벽면을 통해 냉각수쪽으로 전달되었는지만을 알려고 한다면 한 사이클 동안의 정상적인 열유속을 계산하면 되겠지만, 본 연구에서 관심을 가지고 있는 것은 비정상 열유속으로 한 사이클 동안에 변화하는 순간열유속을 얻고자 한다.

비정상 열유속의 계산은 Heywood의 "Internal Combustion Engine Fundamentals,"을 통해 계산되어진다.<sup>(15,16)</sup>

### 5.2 열유속 계산 결과와 검토

Fig. 5은 대표적으로 기관회전속도 3000 rpm이고 MAP의 0.812인 경우에 벽면의 순간온도와 이 순간온도로부터 계산된 열유속을 나타낸 것이다. 이때의 열유속 데이터들도 순간온도 데이터와 마찬가지로

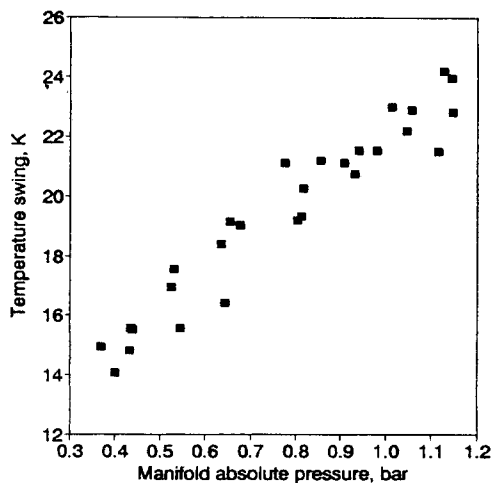


Fig. 5 Temperature swing as a function of manifold absolute pressure

지로 크랭크 각 1도 마다의 720개 데이터를 표시한 것이다.

그림에 나타낸 열유속의 시간적인 변화를 살펴볼 때 흡입, 압축 및 배기구간에서는 거의 0에 가까운 값을 나타내고 있으며, TDC 부근에서 급격히 상승하여 팽창구간 중반에 급격히 감소한다. 또한 열유속의 변화형태는 순간온도 상에 실려있는 온도변동에 매우 민감하게 변화하고 있음을 알 수 있다. 이러한 순간온도의 미소진동은 순간온도를 측정할 때 프로브로부터 얻어진 신호에 함께 동반되는 노이즈와 실제 벽면에서의 미세한 온도 변화가 중첩되어 순간온도 상에 나타난 것이다. 이와 같은 순간온도의 진동은 순간온도에서는 그다지 큰 변화를 보이지 않지만 열유속은 순간온도의 변화율에 매우 큰 영향을 받으므로 큰 진동폭을 보이는 것이다. 따라서 열유속이 흡입, 압축 및 배기 구간에서 진동하는 것은 실제로 연소실 벽면의 열유동이 그렇게 변동하는 것은 아니다. 그림에서 열유속은 대부분 0에 가까운 값을 보이고 있으며 순간온도가 상승하는 연소구간에서 급격한 증가를 한다. 연소구간은 실험에서 측정된 지압선도를 해석하여 계산된 것으로 TDC 전 17도에서부터 TDC 후 42도로서 연소가 시작되는 지점으로부터 열유속이 증가하기 시작함을 알 수 있다. 또한 기관에서의 열전달이 대부분 연소가 시작되면서부터 팽창행정의 중반까지 이루어진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 기관회전속도 2000 rpm부터 3700 rpm까지 5단계의 데이터를 대표적으로 제시한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 모두 한 사이클 동안에

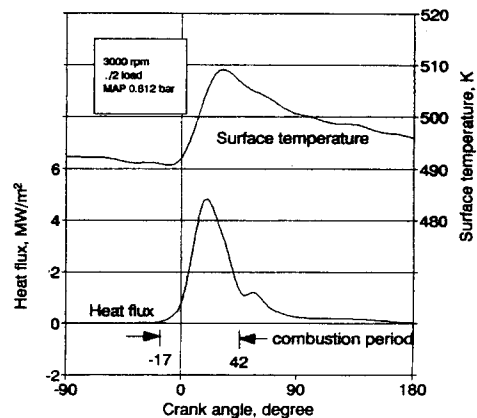


Fig. 6 Measured instantaneous surface temperature and calculated heat flux at 3000rpm

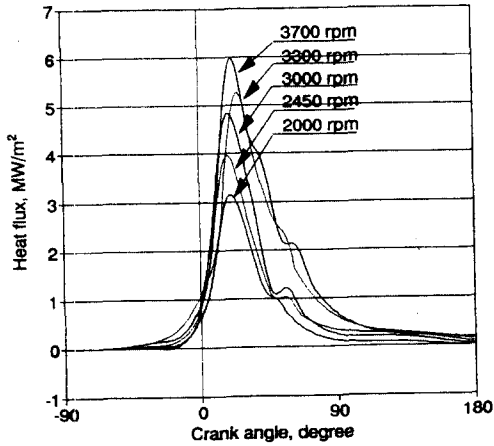


Fig. 7 Heat flux with engine speed

열유속이 변화하는 형태는 거의 비슷하게 나타나고 있다. 그러나 열유속의 최대값은 기관회전속도에 따라서 점차 증가한다. 이러한 열유속의 최대값 변화는 한 사이클 동안의 열유속을 평균한 평균열유속값의 변화와 유사하다.

Fig. 7는 MAP에 대해서 평균열유속을 제시한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 정상적인 열유속은 MAP의 증가에 따라서 거의 직선적으로 변화하고 있으며, 이것은 Fig. 5의 평균순간온도가 MAP에 따라 직선적으로 변화하는 경향과 유사하다는 것을 알 수 있다.

## 6. 가스온도의 계산

### 6.1 가스온도 계산 방법

연소실 벽면에서의 열전달에 있어서 열전달량은 gas와 벽면의 온도차에 의존하며 열전달계수에 비례한다. 그러므로 연소실벽면 열전달계수를 구하기 위해서는 가스온도를 알아야 한다. 그러나 연소실 내의 가스온도를 직접 실험으로 측정하는 일은 매우 어려운 일이므로 연소실 내의 가스압력을 측정하여 이를 이상기체 상태방정식에 대입하여 구한다. 따라서 열해리를 고려한 연소가스의 조성을 구하여 가스상수를 결정하며, 이것은 잔류가스량을 계산하는 데에도 사용된다. 또한 한 사이클 동안 공급된 연료량과 공기량은 실험으로부터 구해지지만 잔류가스량을 실험으로 구하는 일은 어려우므로 잔류가스의 온도를 예측하여 계산으로부터 구한다. 잔류가스의 온도를 구하는 방법을 Fig. 8에 제시했

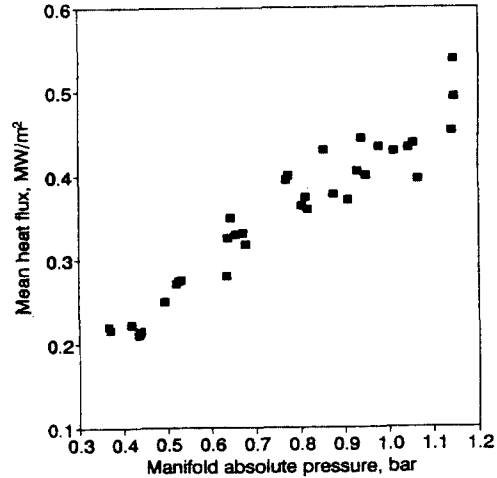


Fig. 8 Mean heat flux as a function of manifold absolute pressure

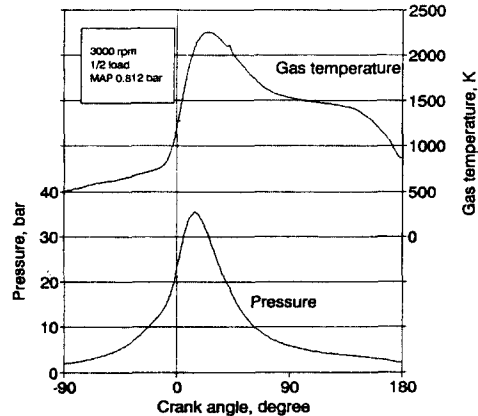


Fig. 9 Calculated gas temperature and measured pressure at 3000rpm

다.

### 6.2 가스온도 계산 결과와 검토

Fig. 9은 계산된 가스온도와 가스온도 계산에 사용된 지압선도를 함께 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 최고 압력이 발생하는 크랭크 각 근처에서 가스온도도 최고값을 보이고 있으며 이때의 최고값은 2318 K이다.

Fig. 10는 다섯 단계의 기관회전속도에 대한 가스온도를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 크랭크 각 변화에 대해서 서로 큰 차이를 보이고 있지 않으며 기관회전속도에 대한 가스온도의 최고값도 그다지 큰 폭으로 변화하지 않고 있다. 따라서 가스온도의 최고값을 기관회전속도 변화에 대해

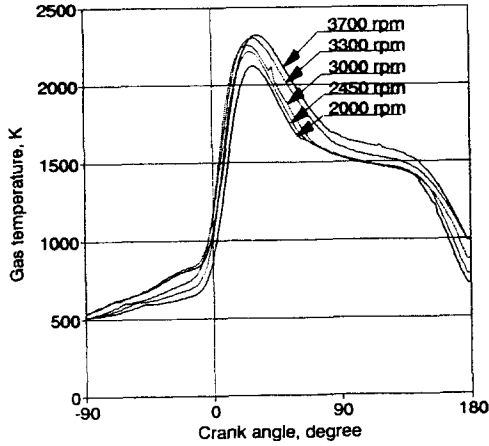


Fig. 10 Gas temperature with engine speed

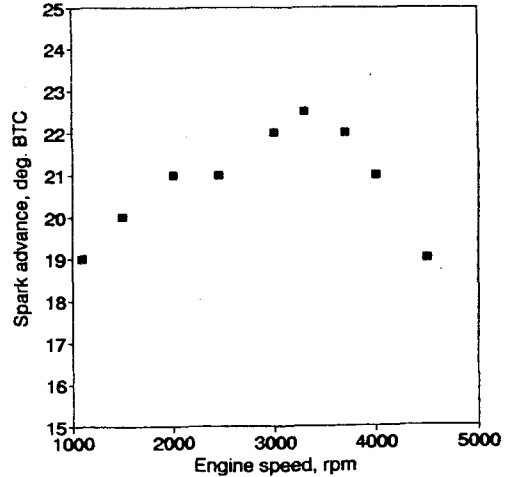


Fig. 12 Spark advance vs. engine speed

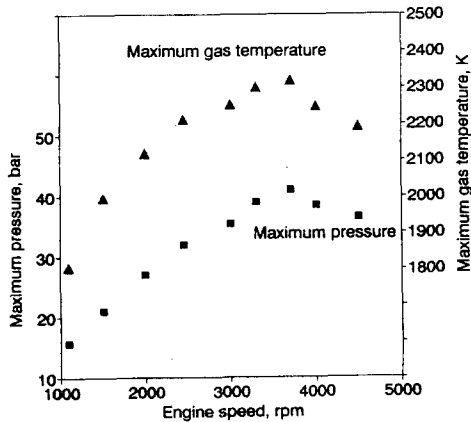


Fig. 11 Comparison of maximum pressure and maximum gas temperature vs. engine speed

서 알아 보았다.

Fig. 11은 기관회전속도 변화에 대해서 압력 최고값과 온도 최고값을 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관 회전속도의 증가에 따라서 압력의 최고값과 가스온도의 최고값이 같은 경향을 보이고 있다. 그러나 기관회전속도 증가에 따라서 최고 압력과 최고 가스온도가 3700 rpm 이후에 감소하는 경향을 보이고 있으며 이것은 다음과 같이 점화진각의 영향인 것으로 생각된다.

Fig. 12는 기관회전속도에 대한 점화진각을 나타낸 것으로 3300 rpm 이후에 점화진각이 점차 지연되었다. 실험 시에 이와 같이 점화진각을 지각시킨 것은 높은 기관회전속도 영역에서 과급에 의한 노킹이 발생하므로 노킹을 억제하기 위해서 이다. 운전 시에 기관에서 노킹이 발생하면 점화진각을 지

연시킴으로써 노킹을 억제할 수 있지만 반면 시간 손실이 증가되므로 출력의 저하를 가져온다. 따라서 점화진각을 지연시킨 3300 rpm 이후에 연소실 내의 최고 압력값은 점차 감소하기 시작하고 가스의 압력도 감소하는 경향을 보인 것이다.

## 7. 열전달 계수

### 7.1 열전달계수의 계산 방법

연소실 내의 가스온도가 상승하면 연소실 벽을 통해 외부로 전달되는 전열량도 상승하는데, 이때 기관 외부로 전달되는 열전달량은 가스와 벽면의 온도 차와 대류열전달계수에 의존한다. 그런데 이 대류열전달계수는 연소실 내의 압력, 온도, 유동속도, 열전도계수, 밀도, 동점성계수, 비열, 열발생률 및 기하학적인 형상 등 많은 변수에 영향을 받으며, 그에 따라서 연소가스의 열역학적 상태량이 변화하는 연소과정 중에는 크게 변화한다. 그러나 열전달계수와 이것에 영향을 주는 여러 인자들 간의 관계가 명확히 밝혀져 있지 않으므로 이 열전달계수를 예측하는 것은 어려운 일이다. 따라서 본 연구에서는 실험을 통해 열전달계수를 구하고자 한다.

연소실 내의 동작유체인 가스로부터 벽면으로의 대류열전달 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{q} = h(T_g - T_w)$$

이 식으로부터 열전달계수  $h$ 는 열유속  $\dot{q}$ 를 가스

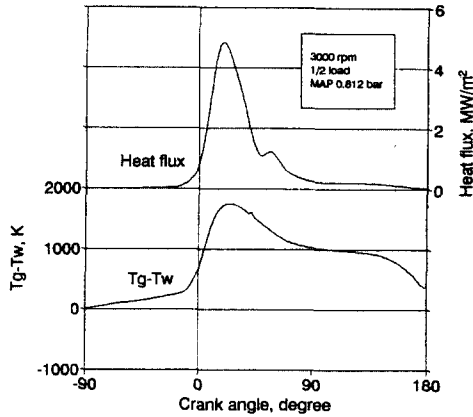


Fig. 13 Heat flux and temperature difference between gas and wall surface at 3000 rpm

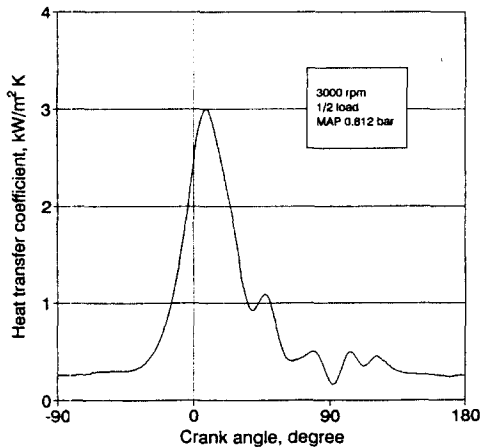


Fig. 14 Calculated heat transfer coefficient at 3000 rpm

온도와 벽면의 온도 차로 나누어 주면 구할 수 있다. 열유속은 연소실 내의 가스로부터 벽면으로 전달되는 단위 면적, 단위 시간 당의 전열량으로서 에너지 보존 법칙에 의해 벽면에서 외부로 전달되는 벽면의 열전도량과 같다. 가스 온도  $T_g$ 는 연소실 내 압력을 가지고 상태방정식을 사용하여 구할 수 있다. 또한 연소실 벽면의 순간온도  $T_w$ 는 실험으로부터 측정되어진 것이다.

## 7.2 열전달 계수의 계산 결과와 검토

열전달계수는 일반의 식을 사용하여 구할 수 있다. 열전달계수는 열유속을 가스와 벽면의 온도차로 나누어줌으로써 구할 수 있다. Fig. 13는 대표적으로 3000 rpm에서의 열전달계수를 계산하기 위

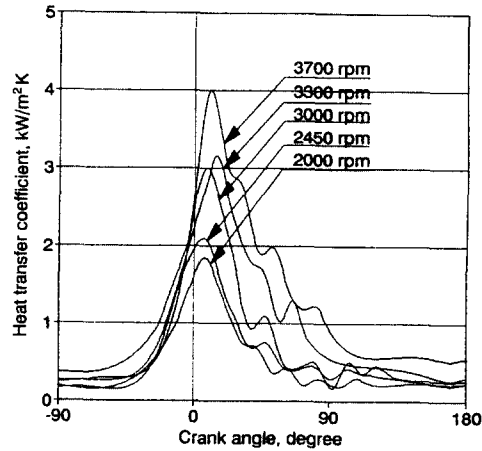


Fig. 15 Heat transfer coefficients with engine speed

해 사용된 열유속과 가스와 벽면의 온도차를 나타낸 것이다.

Fig. 14은 Fig. 13에서 제시한 데이터를 가지고 계산된 열전달계수이다. 그러나 실험 데이터를 사용하여 계산된 열전달계수값들이 모두 연소구간 중의 경향을 알아볼 수 있도록 계산되지는 않았다. 그렇기 때문에 계산된 결과 가운데 데이터 변동이 매우 심한 것은 취하지 않았다. 이와같은 계산 결과 가운데 대표적으로 5단계의 기관회전속도에 대한 열전달계수를 나타낸 것이 Fig. 15이다. 그림에서 보는 바와 같이 열전달계수는 연소기간 중에 매우 큰 변화를 하고 있으며, 기관회전속도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다.

## 8. 결 론

연소실 벽면에서의 열전달계수를 구하는 방법으로서 벽표면의 순간온도를 측정하여 연구를 수행하는 순간온도프로브법이 주로 사용된다. 순간온도프로브법을 사용하여 연소실 벽면에서의 순간열전달계수를 구하기 위해서는 벽면에서의 열유속 및 연소실 내의 가스온도와 벽면의 온도값이 필요하다. 이 가운데 기관 연소실 벽면의 순간온도를 측정하여 열유속 해석을 시도 하였다. 그리고 연소실 내의 압력을 측정하여 가스온도를 계산하고 최종적으로 벽면의 열전달계수를 계산하였다. 벽면의 순간온도 및 열유속과 가스온도를 구하여 최종적으로 연소실 내의 열전달계수를 구할 수 있다. 이와같이 얻어진 열전달계수는 실험적으로 구한 값으로서 순



간열전달계수식을 결정하는데 기초자료로 제공된다.

### 참고문헌

- (1) Alkidas, A. C., 1980, "Heat Transfer Characteristics of a Spark Ignition Engine," *ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 189~193.
- (2) Overbye, et al., 1961, "Unsteady Heat Transfer in Engines," *SAE Transaction*, Vol. 69, No. 461, pp. 461~494.
- (3) Annand, W. J. D., 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proceeding of the Institution Mechanical Engineers*, Vol. 177, No. 36, pp. 973~990.
- (4) Woschni, G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *SAE Transaction* 670931, pp. 3065~3083.
- (5) Woschni, G., 1979, "Prediction of Thermal Loading of Supercharged Diesel Engines," *SAE paper* 790821, pp. 33~41.
- (6) Woschni, G. and Fieger, J., 1979, "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution," *SAE paper* 790834, pp. 105~114.
- (7) Enomoto, Y, et al., 1984, "四サイクルガソリン機関の燃焼室壁への直接熱損失," *日本機械學會論文集(B編)*, 50卷, 456號, pp. 1972~198.
- (8) Enomoto, Y. and Furuhashi, S., 1985, "內燃機關のセラミック燃焼室壁面への熱傳達," *日本機械學會論文集(B編)*, 51卷, 468號, pp. 2781~2787.
- (9) Morel, T., et al., 1987, "Effect of Speed, Load, and Location on Heat Transfer in a Diesel Engine-Measurements and Predictions," *SAE paper* 870154, pp. 4.54~4.65.
- (10) Jennings, M. J. and Morel, T., 1987, "Modeling of Turbulent Heat Transfer with Application to IC Engines," *SAE paper* 872104, pp. 7.523~7.533.
- (11) 이성열, 문성수, 송영식, 박진세, 1987, "스파크 점화 공냉식 기관의 실린더 헤드에서의 열유속에 관한 연구," *대한기계학회 추계학술대회 논문집*.
- (12) 이성열, 이영조, 1988, "순간온도 측정 프로브를 이용한 피스톤 표면온도 측정," *자동차공학회 논문집 Vol12, No. 6*.
- (13) 이성열, 조성연, 1989, "공랭식 스파크 점화 기관의 실린더 벽면의 온도 및 열유속," *대한기계학회 추계학술대회 논문집*.
- (14) Han, S. B., Lee, N. H. and Lee, S. Y., 1996, "A Study on the Unsteady Temperature Field of Combustion Chamber Wall in a Turbocharged Gasoline Engine," *KSME Journal*, Vol. 10, No. 4, pp. 518~525.
- (15) Heywood, J. B., 1986, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company.
- (16) 한성빈, 이내현, 이성열, 1994, "터보과급 가솔린기관의 열유동 특성에 관한 연구," *대한기계학회논문집 제18권 제11호*, pp. 3046~3056.