

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0040

# DOHC 가솔린기관의 연소실 벽표면순간온도 및 비정상 열유속 측정 및 해석(제3보 : 실린더 라이너에 관한 연구)

## Measurement and Analysis of Instantaneous Surface Temperature and Unsteady Heat Flux at Combustion Chamber of DOHC Gasoline Engine ; Cylinder Liner

위 신 환\*, 이 종 태\*\*  
Shinwhan Wei, Jongtai Lee

### ABSTRACT

Instantaneous temperature probes were manufactured by pressing method. By using these probes, the instantaneous surface temperature and unsteady heat flux in the cylinder liner of DOHC engine were measured. The main results are as follows; i) the instantaneous surface temperature of cylinder liner are affected by the contact of piston ring as well as burning gas. ii) the wall temperature of the siamese portion is much higher than other parts. iii) it was shown that the rising trend of heat flux by burning gas are nearly limited to the 1/2-stroke distance from the top of cylinder liner.

주요기술용어 : Cylinder liner(실린더 라이너), Instantaneous surface temperature (벽표면순간온도), Instantaneous temperature probe(순간온도프로브), Unsteady heat flux(비정상 열유속), Siamese portion(두 실린더의 인접부)

### 1. 서 론

실린더 라이너의 벽표면온도는 냉각수의 접촉상태 및 연소가스에 노출되는 시기 및 기간의 차이에 따라 불균일한 온도분포를 보이게 된다. 이러한 불균일한 온도분포와 국부적인 고온은 실린더 라이너의 열변형의 원인이 되어 피스톤 측면의 편마모를 초래하거나 실린더내 가스의 누설 등을 초래해

기관운전 및 성능에 악영향을 미치게 된다. 또한 윤활유의 점도를 감소시키고 증발율을 증가시켜 오일소모의 증대를 가져온다.

특히 두 실린더가 인접한 siamese영역은 냉각수가 순환되지 않고, 인접한 두 실린더로부터 동일한 열적부하를 받으므로 열유동이 정체되어 다른 지점보다 고온이 된다고 알려져 있다. 이러한 경우 피스톤 측면을 통한 실린더 라이너 쪽으로의 열전달이 용이하지 않아 실린더 라이너에 비해 열팽창 계수가 약 2배나 큰 피스톤이 교착(seizing)되거나 피스톤 링 그루브내 링이 소착

\* 회원, 성균관대학교 대학원

\*\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

(sticking)하게 된다. 그러므로 실린더 라이너 벽면의 축방향 및 반경방향 평균온도 분포뿐만 아니라 순간온도를 구하여 피스톤 링에 의한 실린더 라이너 벽면의 온도상승 영향을 상세히 파악할 필요가 있다.<sup>1~4)</sup>

따라서 본 연구에서는 DOHC 가솔린기관 연소실의 열부하해석을 하기 위한 마지막 단계로 실린더헤드 및 피스톤에 대한 해석에 이어 실린더 라이너를 대상으로 주기적인 연소에 의해 비정상적으로 변화하는 벽표면순간온도 및 열유속을 측정하고 그 거동 및 분포를 해석하였다.<sup>5~6)</sup> 특히 해석에는 siamese영역의 온도분포와 피스톤 링으로부터의 열전달에 의한 실린더 라이너의 온도거동에 관심을 두었다.

## 2. 순간온도프로브 및 실험장치

### 2.1 압착식 순간온도프로브

실린더 라이너에서는 윤활막을 중간매개 물질로 하여 열전달이 이루어지므로 온도진폭은 실린더헤드 및 피스톤의 경우에 비해 크지 않으리라 생각된다. 따라서 피스톤 링에 의한 실린더 라이너의 온도상승을 상세히 파악하고자 하면 실린더 라이너에 삽입

되는 순간온도프로브는 실린더헤드나 피스톤의 경우에 비해 열적감응도가 뛰어나고 측정오차가 작은 것이 바람직하다.

이는 프로브본체와 소선 사이의 전기절연층 두께를 가능한 작게 하고 열전도율이 큰 재료로 박막을 구성하면 해결 가능하다.<sup>7)</sup>

저자들이 지금까지 사용해 온 박막형 순간온도프로브는 세라믹 접착제를 절연체로 사용하였다. 이 경우 절연층 두께는 0.2mm 정도였다. 박막은 절연층위의 박막구성을 원활하게 하기 위하여 열적내구성이 큰 니켈(Ni)로 구성하였다.<sup>5~7, 8~9)</sup>

본 연구에서는 열적감응도를 향상시키고 측정오차를 줄이기 위해 기존의 전기절연층과 박막의 구성을 크게 개선한 압착식 순간온도프로브를 제작하였다. Fig. 1은 실린더 라이너의 벽표면순간온도와 비정상 순간열유속을 측정하는 압착식 순간온도프로브를 나타낸 것이다. 개선점은 소성변형이 가능한 열경화성수지로 절연시킨 소선을 프로브본체 중앙에 삽입한 후 유압 지그로 압착하여 절연층 두께의 감소를 도모한 것이다. 이와 같은 절연층부의 축소로 인한 박막 형성의 안정화로 니켈대신에 열전도율이 큰 동(Cu)을 사용하여도 용이하게 열접점을 구성할 수 있었다.

Fig. 2는 압착식 순간온도프로브의 축방향과 반경방향 단면의 전자현미경 사진을 나타낸 것이다.

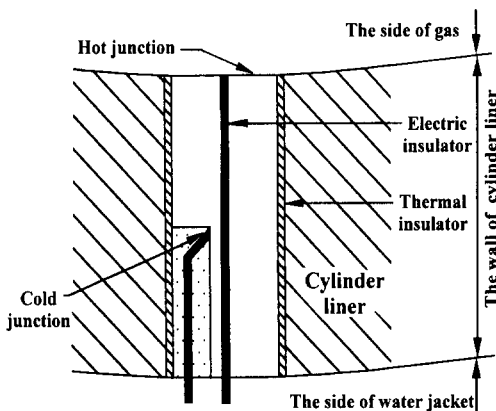
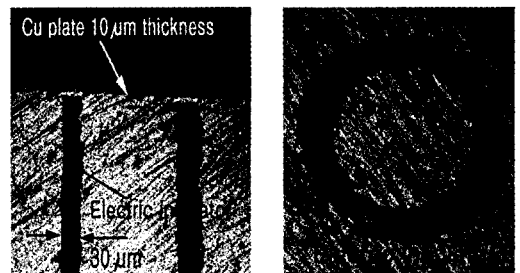


Fig. 1 Instantaneous temperature probe manufactured by pressed method



(a) axial direction (b) radial direction

Fig. 2 The cross-section of temperature probe

압착방식에 의해서 중앙의 소선과 프로브 본체 사이의 전기 절연층이 균일하게 형성된 것을 보이고 있다. 이 절연층의 두께는 약  $30\mu\text{m}$ 로서 지금까지 사용해온 프로브의  $0.2\text{mm}$ 에 비해 약  $1/6\sim 1/7$ 정도까지 감소되었다. 또한 프로브 선단의 박막도 절연층부의 두께감소로 인한 도금성의 향상으로 약  $10\mu\text{m}$  두께로 균일하게 도금시킬 수 있었다.

### 2.2 온도프로브의 삽입위치 및 소선인출법

Fig. 3은 실린더 라이너의 축방향에 삽입한 순간온도프로브와 열전대의 삽입위치를 나타낸 것이다. 피스톤 크라운부에 들어온 열량의 상당부가 피스톤 링을 통해 실린더 라이너에 전달되며 그 중 탭링을 통하여 가장 많은 열이 전달되는 것으로 알려져 있다. 따라서, 순간온도 프로브는 고온의 배기매니폴드가 위치한 배기쪽을 기준으로 피스톤의 체류시간이 상대적으로 길어 열전달이 클 것으로 예상되는 상사점과 하사점에서의 탭링과 접하는 지점 사이를 4등분한 5개 지점, 그리고 상사점에서 탭랜드 중심이 위치하는 지점에 1개 삽입하였다. 두 실린더가 인접한 siamese영역은 냉각수가 접촉하지

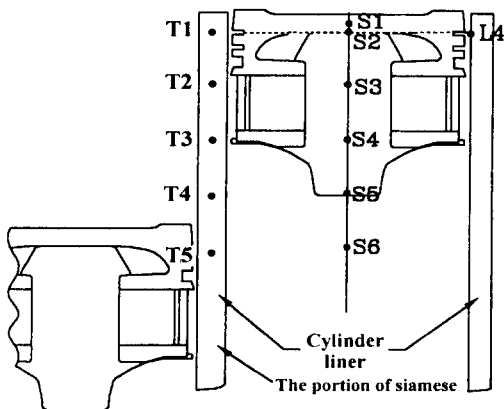


Fig. 3 Measuring location of the axial direction in the cylinder liner

않고 인접한 두 실린더로부터 열이 유입되어 열부하가 큰 지점이다. 이 지점의 열유동은 다차원 열유동이므로 상사점과 하사점의 탭링이 위치하는 지점을 4등분한 siamese 영역의 중간위치에 각각 5개의 K-type 열전대를 삽입하였다.

Fig. 4는 실린더 라이너의 반경방향에 삽입한 순간온도프로브의 삽입위치를 나타낸 것이다. 반경방향의 삽입위치는 연소가스와 접촉시간이 긴 상사점에서 탭링의 중심이 위치하는 지점에  $45^\circ$  등간격으로 8지점(T1 및 S2포함)이다.

순간온도프로브는 피스톤 링으로부터의 열전달에 의해 벽표면순간온도 및 열유속이 어느 정도 변화하는가 상세히 파악하고자 가능한 실린더 라이너의 표면에 접하도록 설치하였다. 또한 소선은 냉각수 유동형태가 방해되지 않도록 실린더 블럭에 설치된 흡기 및 배기쪽의 냉각수 통과방지용 마개로 분산하여 인출하였다.

### 2.3 실험장치 및 방법

실험장치는 실험기관, 동력계, 흡·배기계통, 각 부의 온도와 압력을 측정하는 데이터 취득부와 제어장치로 구성된다. 실험에

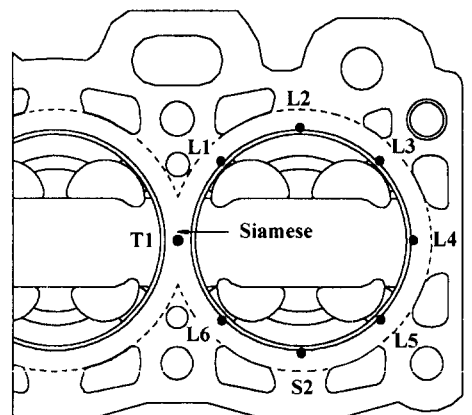


Fig. 4 Measuring location of the radial direction in the cylinder liner

사용된 기관은 4행정 DOHC 가솔린기관으로 압축비 9.2, 행정체적 1998cc이다. 실험은 기관회전수, 기관부하를 변화시켜 수행하였으며 냉각수의 출구온도는 75°C로 일정하게 하였다. 실린더 라이너의 각 측정지점에서 측정된 순간온도값은 Amp.로 증폭되어 A/D변환기를 통해 컴퓨터에 입력된 후 해석된다. 동시에 hybrid recorder로 평균온도를 측정한다. 각 데이터는 100사이클을 측정하여 앙상블평균(ensemble average)하였다.

### 3. 실린더 라이너의 벽표면 온도

#### 3.1 축방향 벽표면 순간온도의 거동

Fig. 5는 실린더 라이너의 배기쪽 축방향의 각 측정지점에서 측정한 벽표면순간온도를 나타낸 것이다. 벽표면순간온도 및 온도스윙은 측정지점이 아래로 내려가는데 따라 연소가스의 팽창온도가 낮아지고 접하는 시간이 짧아지는 영향으로 인해 급격히 감소하는 것을 나타낸다. 피스톤이 상사점에 위

치할 때, 탑랜드의 중앙과 마주보는 지점인 S1과 탑랜드와 접하는 지점인 S2는 연소가스에 노출되는 시간이 길고 냉각수와 접하지 않으므로 온도가 현저히 높다. 특히 S1은 연소가스에 항상 노출되어 있으므로 벽표면온도가 가장 높은 값을 나타낸다. 상사점과 하사점의 중간지점인 S4지점에서는 팽창과정중의 급격한 가스온도의 감소로 벽표면온도가 현저히 낮고 온도스윙도 크지 않다. S4지점의 벽표면온도는 실린더 라이너의 하부위치인 S5나 S6보다 오히려 약간 낮은 것을 나타내나 그 차이는 미미하다.

그런데 S2지점 및 상사점에서 스트로크의 1/4만큼 내려온 S3지점의 순간온도의 파형은 연소가스에 의한 온도상승 외에 일시적인 온도상승을 보인다. 이 시점들은 피스톤 링과 접촉하는 시기와 거의 일치하므로 피스톤 링에 의한 영향으로 생각된다. 이를 입증하고자 각 측정지점의 순간온도파형을 각각의 운전조건에 대해 파악하였다.

Fig. 6은 피스톤이 상사점에 위치한 경우 탑랜드 중앙부를 마주보는 실린더 라이너의

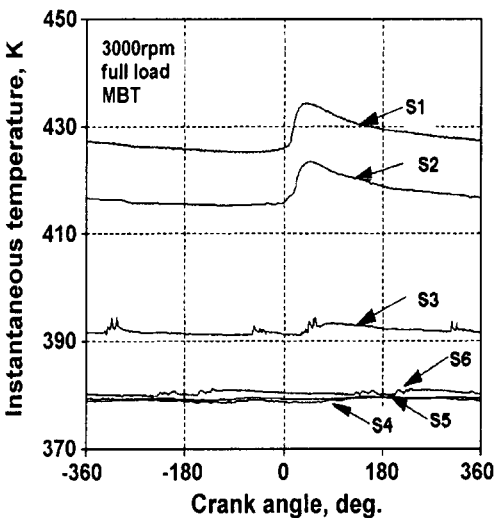


Fig. 5 Instantaneous surface temperature at the axial direction of cylinder liner

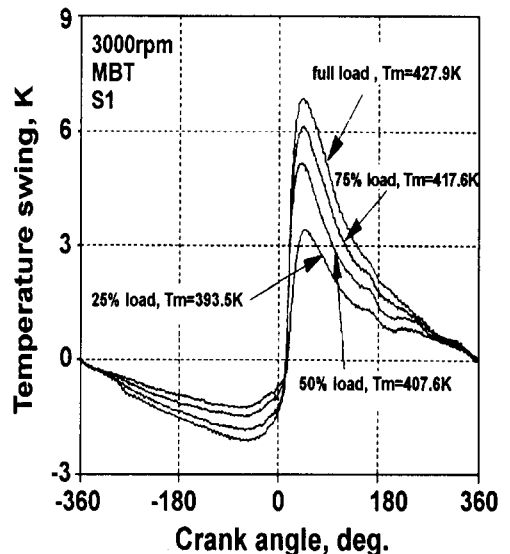


Fig. 6 Temperature swing versus engine load at S1

S1지점에서 측정한 온도스윙을 기관부하에 대해 나타낸 것이다. 평균온도 및 온도스윙은 기관부하가 증가함에 따른 단위시간당 공급열량의 증가로 현저히 증가하는 경향을 보인다. 그리고 순간온도의 상승시점이나 최고치가 나타나는 시점은 기관부하변화에 대해 크랭크각으로 환산할 때 거의 일치함을 나타낸다. 그러나, 순간온도의 상승시점과 최고온도가 나타나는 시점은 전 사이클 과정 동안 가스에 노출되어 있음에도 불구하고 측정지점이 피스톤 탑랜드부의 틈새에 위치함에 따른 연소지연으로 TDC이후로 약간 지연됨을 알 수 있다.

Fig. 7은 피스톤이 상사점에 위치한 경우 탭링과 접하는 S2지점의 온도스윙을 기관회전수변화에 대해 나타낸 것이다. 벽표면 평균온도 및 최고온도는 기관회전수가 증가함에 따른 단위시간당 공급열량의 증가로 증가하지만 온도스윙은 거의 변화가 없다. 최고온도가 나타나는 시점은 기관회전수증가에 따라 약간 지각되는데 이는 기관회전수의 증가에 따른 단위 크랭크각당의 시간 감소로 한 사이클동안의 열전달 기간이 감소하기 때문으로 생각된다.

S2지점의 순간온도 파형은 Fig. 6의 S1지점의 파형과 달리 상사점 근처에서 상승을 하다가 약간 떨어진 후 다시 상승하는 양상을 나타낸다. 이 온도상승은 고온의 연소가스와의 접촉이 탭링의 거동에 의해 차단되는 것과 탭링으로부터 열이 전달되어 생기는 두 가지 경우로 생각해 볼 수 있다. 만약 이 온도상승이 고온의 연소가스와의 접촉으로 급상승하였다가 탭링의 거동에 의해 차단되는 것이라면 순간온도 상승 시점은 S1과 거의 동일하게 일어나야 한다. 그러나 Fig. 6의 S1지점과 비교해 보면 온도상승시점이 오히려 더 빠른 것을 알 수 있다. 그러므로 온도상승은 탭링으로부터 열이 전달되는 것이라 생각할 수 있다. 이 경우 측정

지점보다 탭링이나 탭링 그루브의 온도가 더 높아야 한다. 동일기관의 피스톤 각부에 대한 전년도 연구결과를 보면, 탭링 그루브의 온도가 실린더 라이너보다 20℃ 이상 높으며 기관회전수가 증가함에 따라 그 차이는 더욱 커지는 것이 확인되었다.<sup>7)</sup> 따라서 상사점 부근의 온도상승은 피스톤 탭링과의 접촉에 의한 열전달에 기인하는 것으로 생각된다. 이 경우 실린더 라이너 표면과 링의 마찰에 의해 생성된 열도 포함된다. 상사점 근처에서는 피스톤의 속도가 느리므로 그 개연성은 더욱 크다.

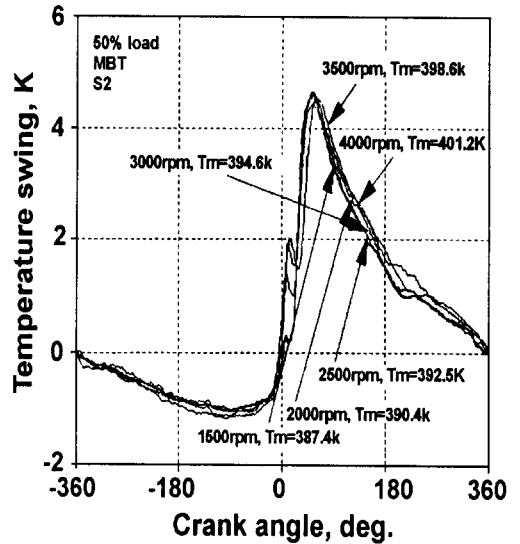


Fig. 7 Temperature swing versus engine speed at S2

피스톤 링의 접촉에 의한 온도변화의 가능성에 대해 보다 상세히 밝히기 위하여 3개의 피스톤 링이 각 사이클과정마다 접촉하게 되는 지점, 즉 피스톤이 상사점에 위치할 때 스트로크의 1/4만큼 아래로 내려온 S3지점에 대한 벽표면순간온도를 기관부하변화에 대해 파악하여 Fig. 8에 나타낸다.

벽표면순간온도의 파형은 한 사이클동안 4번 순간적으로 상승하며 이 경향은 기관부하가 변화하여도 동일하다. 온도변화를 수

반하는 두 구간을 크랭크각으로 환산한 결과, 사이클을 수행하여 링이 다시 그 위치에 올 때까지의 기간이다. 그리고 한 구간에서 급격한 온도변화를 보이는 두 점에 대한 크랭크각의 차이를 피스톤 변위로 환산하면 피스톤 탐링과 제 2압축링 사이의 거리에 해당한다. 사이클 중 흡입 및 팽창과정에는 오일링, 제 2압축링, 탐링순으로 접촉하게 되며, 압축 및 배기과정에는 이것의 역순으로 접촉하게 된다. 또한 팽창과정 중에는 피스톤 링에 의한 세 번의 상승외에 연소가스와의 접촉에 의해 상대적으로 완만한 온도상승을 갖는 구간이 존재한다. 이와 같은 결과를 종합하면 각 구간에서의 순간적인 온도상승은 링과의 접촉에 의한 것임을 알 수 있다. 그리고 피스톤 링으로부터의 열전달에 의한 실린더 라이너의 온도상승은 탐링에 의한 영향이 가장 크며, 오일링도 부분적으로 온도변화에 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

### 3.2 반경방향의 벽표면순간온도의 거동

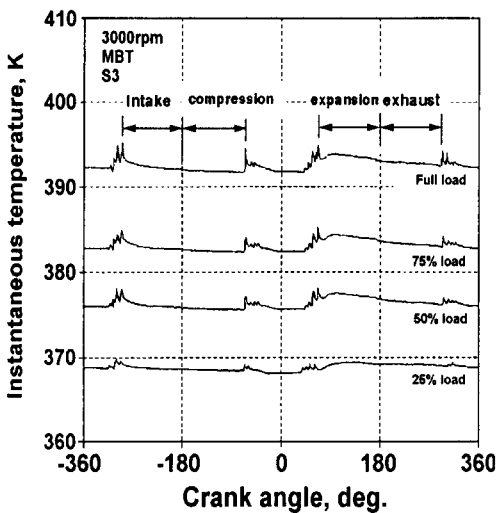


Fig. 8 Instantaneous surface temperature versus engine load at S3

Fig. 9는 상사점에서 탐링과 접하는 반경방향지점의 순간온도 파형을 나타낸 것이다. Siamese영역은 평균온도를 측정하였으므로 이 그림에는 표시하지 않았다.

배기쪽의 순간온도가 전반적으로 흡기쪽보다 높음을 알 수 있다. 이것은 배기쪽의 경우 신기에 의한 냉각효과가 작고 고온의 배기매니폴드가 위치하며 냉각수유동형태의 차이에 기인하는 것으로 생각된다. 순간온도의 상승시점 및 최고온도가 나타나는 시점은 각 측정점이 실린더 라이너의 상면으로부터 동일거리에 위치함에도 불구하고 차이를 나타낸다. 순간온도의 상승시점 및 최고치가 나타나는 시점은 배기쪽 부근이 전반적으로 흡기쪽 부근보다 빠르며, 특히 배기쪽의 S2지점이 가장 빠르며 흡기쪽의 L2지점이 가장 느리다. 이는 탐링의 거동에 따른 실린더 라이너 벽면과 피스톤 링 및 연소가스와의 접촉시기의 차이에 기인한 것으로 생각된다. 피스톤 링의 거동은 링의 탄성력, 연소실 압력, 링의 질량과 피스톤운동에 의한 관성력 및 피스톤의 진동에 의해

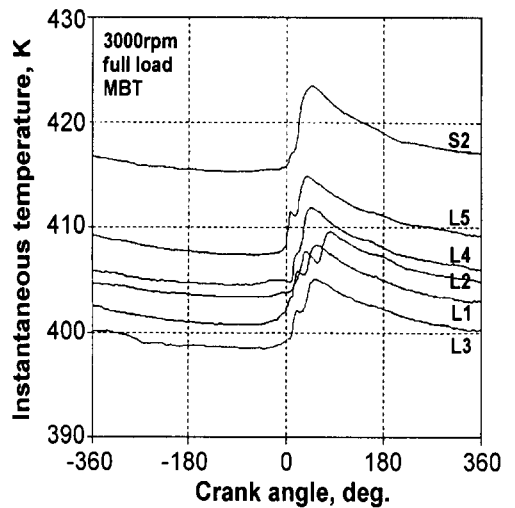


Fig. 9 Instantaneous surface temperature at measuring points of radial direction

변화하게 된다. 압축 및 팽창과정중 피스톤 링은 링 그루브의 하단에 위치하게 되며, 압축과정 중 피스톤은 배기쪽 실린더 라이너의 표면을 따라 미끄러짐이 일어나므로 링으로부터의 열전도에 의해 배기쪽의 순간적인 온도상승시점이 빠르게 된다. 또한, 상사점 직후에는 급작스런 연소로 인해 피스톤 슬랩이 일어나 배기쪽으로 기울어지게 된다. 이때 피스톤 링그루브의 하단에 위치한 링도 피스톤과 함께 기울어지게 되므로 연소가스와 접촉하는 시점이 빠르게 되어 순간온도의 최고치가 나타나는 시점이 빠른 것이라 생각된다.

### 3.3 벽표면 평균온도 분포

Fig. 10은 배기쪽과 siamese영역의 축방향에서 측정한 벽표면 평균온도의 분포를 나타낸 것이다. 배기쪽 축방향의 평균온도는 실린더 라이너 상부로부터 아래로 내려 갈수록 급격히 감소하지만, 스트로크의 1/2 위치인 S4지점 이하에서는 큰 변화가 없다. Siamese 영역의 축방향 평균온도도 스트로크의 1/2지점까지 크게 떨어지는 것은 상기

와 동일하지만 하사점 근방에서 벽표면 온도가 약간 증가하는 경향은 배기쪽 축방향의 경우에 비해 약간 크다. 전술한 바와 같이 실린더 라이너의 벽표면온도의 경우 가스온도 뿐만 아니라 피스톤에 의해서도 영향을 받는다. 따라서 하사점에서 약간 온도가 증가하는 것은 피스톤속도가 실린더의 중간지점에서 빠르고 하사점 부근에서 느린 데 따른 열전달기간의 차이 및 냉각수 순환량의 차이에 의한 것이라 생각된다. 또한 siamese영역은 냉각수 통로가 없으므로 이 부근의 벽면 온도가 배기쪽보다 전반적으로 높다. 이로 인해 피스톤헤드 역시 siamese영역 쪽이 배기쪽보다 높게 되므로 하사점의 온도상승이 siamese쪽에서 약간 크게 나타나는 것이라 생각된다.

Fig. 11은 피스톤이 상사점에 위치할 때 탭링과 접하는 반경방향의 평균온도를 기관 부하에 대해 나타낸 것이다. 벽표면 평균온도는 siamese영역이 가장 높고 흡기쪽이 가장 낮다. 이 경향은 기관부하가 변화하여도 동일하다. 전부하 운전시 siamese영역은 약 455K이며, 흡기쪽은 약 400K로서 실린더

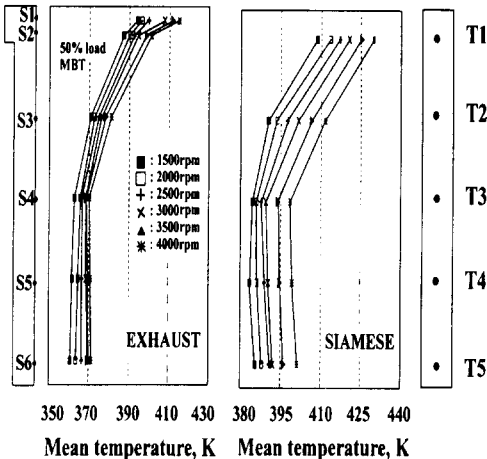


Fig. 10 Distribution of mean temperature at the axial direction of cylinder liner

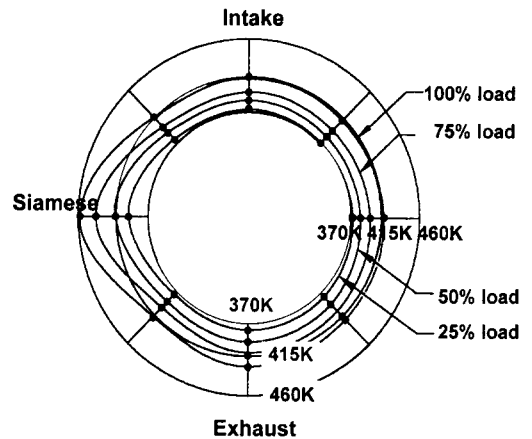


Fig. 11 Distribution of mean temperature at the radial direction of cylinder liner

라이너의 상부로부터 동일한 거리일지라도 약 55K의 차이를 보인다. 이는 실린더 라이너 반경방향의 허용온도차 20K를 상회한 것이다. 기관부하가 25%부하에서 전부하로 증가됨에 따라 흡기쪽은 372K에서 401K로 29K가 상승하고 배기쪽의 경우 382K에서 418K로 36K가 증가하는데 반해 siamese 영역의 경우 405K에서 455K로 50K의 증가를 보인다. 이는 오일의 탄소화 및 링 그루브내 링의 소착방지를 위한 실린더 라이너의 설계안정치인 453K근방이다.<sup>10)</sup> 이보다 열공급량을 증가시키면, 벽표면온도 증가에 의한 실린더 라이너의 직접적인 열적장애가 단기간내 발생하지 않더라도, 오일점도의 감소 및 증발률의 증가로 인한 오일소모가 증가하고, 피스톤 링으로부터의 열전달 감소로 링 그루브내의 링소착 등을 초래할 수 있다. 따라서 siamese영역의 상부에 냉각효과를 증대시키는 대책이 필요할 것으로 생각된다.

#### 4. 순간열유속 및 열유속분포

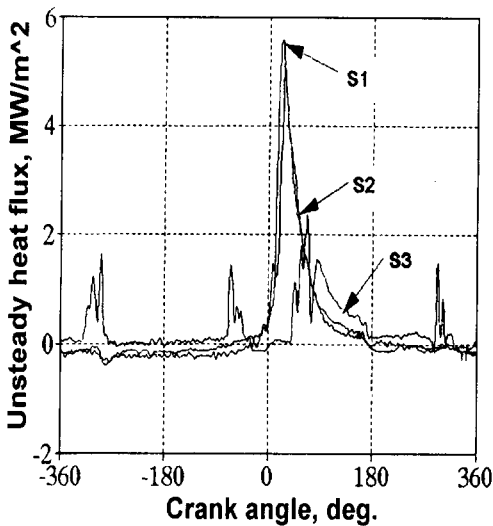


Fig. 12 Unsteady heat flux at the axial direction of the cylinder liner

#### 4.1 순간열유속

Fig. 12는 실린더 라이너의 축방향에서 측정된 순간열유속을 나타낸 것이다. 열유속은 순간온도가 가장 높은 S1지점이 가장 크다. S2지점의 순간열유속의 최대치는 S1보다 작으나 그리 큰 차이를 나타내지 않는다. S3지점의 열유속은 이보다 현저히 작으며 각 사이클 과정중 열유속이 순간적으로 상승되는 양상이 나타난다. 이 지점은 피스톤 링이 접하는 지점이며, 이 지점에서의 열유속이 S3지점의 열유속의 상당부분을 차지한다.

전술한 바와 같이 실린더 라이너로의 열유속은 피스톤측면을 통한 열전달 영향이 나타나므로 피스톤측면의 기하학적 형상과 열유속 상승율의 변화를 고려하면 연소가스 및 피스톤 각부로부터 실린더 라이너에 전달되는 열유속을 근사적으로 추정할 수 있다.

일례로 S3지점에서 구한 연소가스, 피스톤 링, 랜드부 및 스커트부를 통한 열유속을 크랭크각에 대해 적분하여 백분율로 나타낸

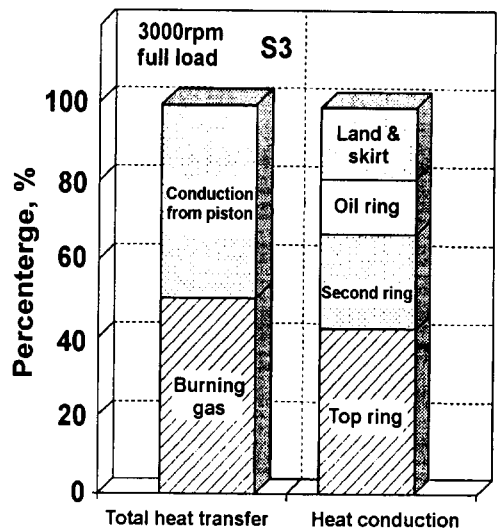


Fig. 13 Heat outflow from various zones of piston to the cylinder liner



것이 Fig. 13이다. S3지점에서 측정한 열유속 중 연소가스와 피스톤 측면을 통해 전달되는 열량은 거의 같은 크기를 나타낸다. 피스톤 측면을 통해 전달되는 열량에는 실린더 라이너 표면과의 마찰에 의해 생성된 열이 포함되어 있지만 상기결과는 실린더 라이너의 열유속이 피스톤 측면으로부터 전달된 열량에 의해 큰 영향을 받는다는 것을 의미하는 것이다. 피스톤측면으로부터 전달되는 열유속을 상세히 구분하면 탭링이 약 42%, 제 2압축링이 약 24%, 오일링이 약 14%이며 랜드부 및 스커트부를 통해 전달되는 열유속은 약 20%를 차지한다. 피스톤 측면으로부터 전달되는 열유속의 약 80%가 피스톤 링에 의해 전달되며 열전달면적은 링부에 비해 상대적으로 훨씬 크나 벽표면 온도가 낮고 벽표면주위의 유히막의 두께가 두꺼운 랜드부 및 스커트부는 약 20%를 차지한다.

따라서 피스톤측면으로부터 전달되는 열

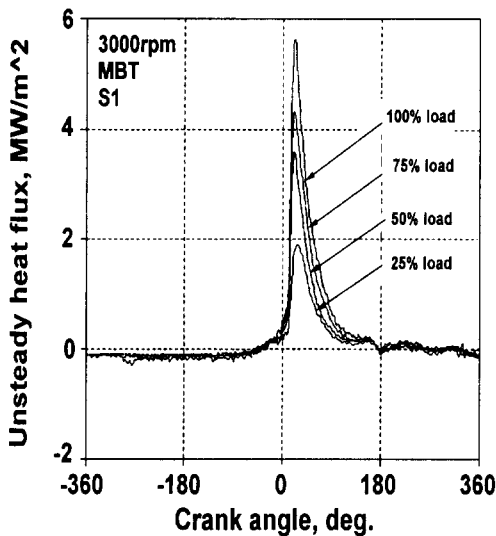


Fig. 14 Unsteady heat flux versus engine load at S1

유속의 대부분은 피스톤 링에 의해 전달되며 그 중 반 이상이 탭링에 의해 전달됨이 확인되었다.

Fig. 14는 실린더 라이너에서 순간온도가 가장 높은 S1지점의 순간열유속을 기관부 하변화에 대해 나타낸 것이다. 기관부하가 증가하는데 따른 열유속 변화는 흡입, 압축 및 배기과정 중 그리 크지 않지만 팽창과정 중에는 현저한 증가를 나타낸다. 이는 한 사이클 중 대부분의 열이 팽창과정 중에 실린더 라이너에 유입됨을 의미하는 것이며 흡입 및 압축과정 초기에 부의 값을 갖는 것은 라이너의 벽면으로부터 실린더내 가스로 열전달이 이루어짐을 나타내는 것이다. 기관부하가 25%와 전부하인 경우, 순간열유속의 최대치는 각각 1.93MW/m<sup>2</sup>와 5.61MW/m<sup>2</sup>으로 약 190%의 증가를 보인다.

#### 4.2 열유속 분포

축방향의 열유속변화를 살펴보기 위해서

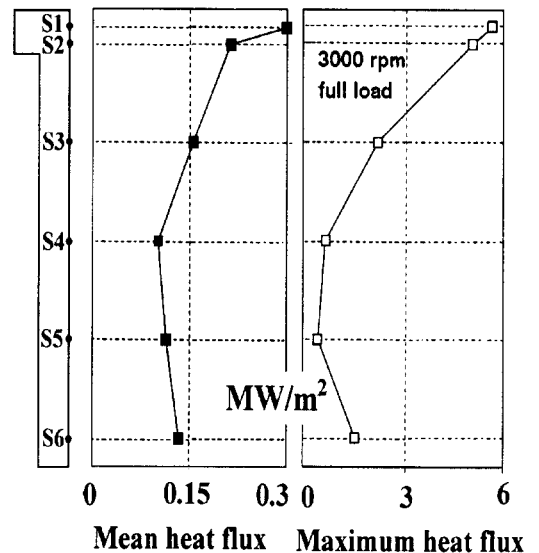


Fig. 15 Mean and maximum heat flux in measuring points of axial direction

Fig. 15에 평균열유속과 최대열유속을 나타낸다. 실린더 라이너의 열유속은 벽표면온도와 임의깊이의 온도에 의해 좌우되므로 Fig. 10의 배기쪽 벽표면온도분포의 경향과 마찬가지로 상부에서 아래로 내려갈수록 급격히 감소하다가 하부쪽에서 약간 상승하는 경향이다. 그렇지만 실린더 라이너의 상부로부터 스트로크의 1/2지점까지의 열유속이 큰 부분을 차지한다. 특히 연소과정중의 열유속의 크기를 의미할 수 있는 순간열유속의 최대치는 스트로크의 1/2지점까지가 대부분이다.

따라서 실린더 라이너에서 연소가스로부터 열전달량을 예측하는 경우 실린더 라이너의 상부에서 측정된 열전달에 관한 결과를 사용하면 스트로크의 1/2을 열전달 면적으로 계산하는 것이 타당하다는 Mackerle의 결과와 일치한다.<sup>10)</sup>

Fig. 16은 실린더 라이너의 반경방향의 각 지점에서 측정한 평균열유속과 최대열유

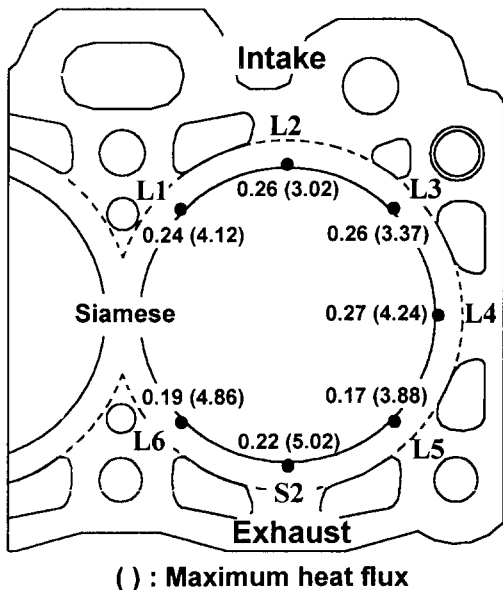


Fig. 16 Mean and maximum heat flux in measuring points of radial direction

속을 나타낸 것이다. 최대열유속은 순간온도경향과 같이 배기쪽이 높으나 평균열유속은 최대열유속과 반대로 흡기쪽이 높게 나타난다. 평균열유속이 상대적으로 큰 것은 전과정을 통하여 열전달이 지속적으로 이루어짐을 뜻하므로 흡기쪽의 냉각이 전과정을 통해 원활함을 알 수 있다. 상기조건에서 실린더 라이너의 반경방향의 비정상 순간열유속의 최대치는 3.0MW/m<sup>2</sup>에서 5.0MW/m<sup>2</sup>의 범위로서 위치에 따라 65%의 차이를 보이는데 반해 평균열유속은 0.5MW/m<sup>2</sup>에서 0.62 MW/m<sup>2</sup>로 약 24%의 차이를 보인다.

## 5. 결론

DOHC 가솔린기관의 실린더 라이너를 대상으로 벽표면순간온도 및 비정상 열유속을 측정하고 그 거동과 분포를 해석하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 열적감응도가 뛰어난 압착식 순간온도 프로브를 제작하여 실린더 라이너에 삽입하여 피스톤 링과의 접촉에 의한 미소한 온도변화를 측정할 수 있었다.
- 2) 실린더 라이너의 벽표면 순간온도는 피스톤 링의 접촉에 의해 순간적으로 변화하며 오일링도 온도변화에 영향을 미침을 알 수 있었다. 그리고 이러한 순간온도의 거동으로부터 피스톤 링의 거동을 파악할 수 있는 가능성이 있음을 파악하였다.
- 3) 두 실린더가 인접한 siamese부의 벽면온도는 냉각수가 접하지 않아 다른 부분보다 현저히 높으며 고부하 운전시 그 크기는 일부 실린더 라이너의 설계안정치를 상회하는 것이 보여졌다. 따라서, 이 부분에 대해 적절한 냉각대책이 요구됨을 알 수 있

었다.

4) 순간열유속의 측정결과, 열유속은 실린더 라이너의 상부로부터 하부로 갈수록 급격히 감소하며, 상부로부터 스트로크의 1/2지점까지의 열유속이 큰 부분을 차지함을 알 수 있었다.

5) 피스톤으로부터 실린더 라이너로의 열전달은 대부분 피스톤 링에 의해 일어나며 그 중 탑링의 영향이 1/2이상임을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 기아자동차(주) 및 AFERC(첨단 유체공학센터)의 지원하에 수행되었음을 알립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals," pp. 683~711.
- 2) J. H. Horlock and D. E. Winterbone, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines," Vol. II, pp. 773~805.
- 3) Herbert E. Ellinger and James D. Halderman, "Automotive Engines Theory and Servicing," pp. 68~87.
- 4) Chin-Hsiu Li, "Piston thermal Deformation and Considerations," SAE 820086, 1982.
- 5) 조진우, 류영, 이종태, "DOHC 가솔린기관의 연소실 벽표면순간온도와 비정상 열유속의 측정 및 해석(제1보:실린더헤드에 관한 연구)," 자동차공학회논문집 제 7권 제 1호, pp.10~19, 99370002, 1999.
- 6) 류영, 위신환, 이종태, "DOHC 가솔린기관의 연소실 벽표면순간온도와 비정상 열유속의 측정 및 해석 (제2보:피스톤에 관한 연구)," 자동차공학회논문집 제 7권 제 2호, pp. 8~18, 99370036, 1999.
- 7) Enomoto, "A Study on the Thermocouple for Measurement of Instantaneous Combustion Chamber Wall Temperature in Internal Combustion Engine," JSME, Vol. 50, No. 455, pp. 1353~1362, 1984.
- 8) 류영, 위신환, 송영식, 최경호, 이종태, "선박용 디젤기관의 피스톤 벽표면 온도 및 열유속 측정," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집 pp. 349~355, 96380126, 1996.
- 9) G. H. Choi, K. H. Choi, J. T. Lee, Y. S. Song, Y. Ryu and J. W. Cho "Analysis of Combustion Chamber Temperature and Heat Flux in a DOHC Engine," SAE 970895, pp. 135~147, 1997.
- 10) 장병주, 김두화, 김우변, "내연기관공학," pp 294~295, 학문사 1994.
- 11) Tim Gilles, "Automotive Engines," pp. 289~306, 3rd Edition, Delmar publishers, 1991.
- 12) Hundgens, R.D., "Analysis of Coolants from Diesel Engines," SAE 900435, 1990.
- 13) Dennis N. Assanis and Edward Badillo, "Transient Analysis of Piston-Liner Heat-Rejection Diesel Engines," SAE 880189, 1988.
- 14) N. Hur, "Coolant Flow Analysis, 3.3L and 3.8L V6 Engine," Analysis and Design Application Co. Report No. 46-06-001, 1989.
- 15) S. Furuhashi, et.al., "Piston Ring Motion and its Influence on Engine Tribology," SAE 790860, 1979.
- 16) J. T. Kovach, E. A. Tsakiris and L.T. Wong, "Engine Friction Reduction for Improved Fuel Economy," SAE 820085, 1982.