

수소기관 개발을 위한 기초연구(직접분사식 수소기관의 열손실)

남성우, 이종태
성균관대학교 기계공학과
수원시 장안구 천천동 300, 440-746

A Study on the Development of Hydrogen Fueled Engine : Heat Loss of Direct Injection Hydrogen Fueled Engine

Seong Woo Nam, Jong Tai Lee
Department of Mechanical Engineering
300, Chun chun-dong Suwon, 440-746, Korea

Abstract : Analysis of heat loss is needed to achieve the high performance and high efficiency in hydrogen engine. So, cooling losses at each part of the direct injection hydrogen fueled engine were measured to evaluate the behavior and distribution of heat loss. Unsteady instantaneous temperature and heat flux at cylinder head were measured by use of instantaneous temperature probe. And these results were compared with those of gasoline engine.

1. 서 론

수소연료의 높은 단열화염온도 및 큰 열전달계수로 인하여 수소기관의 연소실벽표면의 온도는 가솔린기관의 경우보다 상승하게 된다^{1,2)}. 특히 직접분사식 수소기관의 경우에는 공급열량의 증대로 인하여 냉각손실 및 열부하가 더욱 증대하게 된다^{3,4)}.

따라서 고효율 및 고출력의 수소기관을 개발하고자 하면, 이들에 관여하는 인자중의 하나인 냉각손실 및 연소실벽면의 열유속과 같은 열손실의 상세한 해석이 필요하다.

기관의 냉각손실은 주로 실린더헤드 및 실린더벽

면으로 전달되며 일부는 피스톤헤드를 통하여 윤활유로 전달되는 것으로 구분할 수 있다. 그러므로 수소기관의 냉각손실을 상세히 파악하기 위해서는 실린더헤드, 실린더벽면 및 윤활유로의 냉각손실을 분리추정하여 기관각부의 냉각손실거동 및 분포를 해석하여야 한다.

열부하는 기관에서 가장 큰 열적부하를 나타내리라 예측되는 연소실 벽면에서 비정상열유속의 최대치를 측정함으로써 해석가능하다. 그러므로 열부하를 파악하기 위해서는 연소실벽표면의 순간온도를 측정하여 연소실벽표면의 온도분포 및 열유속을 해석할 필요가 있다.

그러나 수소기관에 관한 많은 연구에도 불구하고⁵⁻¹⁰⁾ 냉각손실계동과 기관각부의 냉각손실을 구분하여 냉각손실분포를 파악하고 연소실벽표면의 순간온도 및 비정상열유속을 해석한 결과는 아직 명확하지 않다. 특히 이러한 수소기관의 열손실을 가솔린기관과 비교평가한 연구는 보고된 바 없다.

따라서, 본 연구에서는 수소기관 각부의 냉각손실을 측정하여 냉각손실의 계동 및 분포를 파악하고 또한 실린더헤드에 박막형 순간온도프로브를 삽입하여 연소실벽면에서의 순간온도 및 열유속을 해석하였다. 그리고 이들의 결과를 가솔린기관의 경우와 비교평가하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험에 사용한 수소기관의 개략은 Fig. 1과 같다. 수소기관은 흡입과정중에 공기만을 흡입하고, 압축행정 초기에 고압의 수소가스를 실린더 내에 직접 분사하는 433cc, 단기통의 직접분사식 스파크점화 수소기관이다.

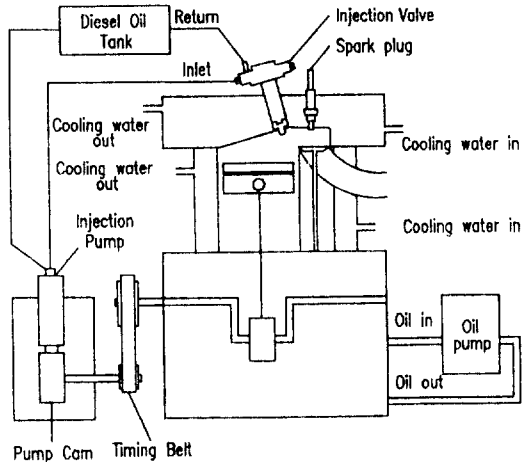


Fig. 1. Schematic diagram of hydrogen fueled engine

실린더헤드에는 Fig. 2와 같은 볼밸브식 수소분사밸브를 장착하였다. 이 분사밸브는 이전에 사용하

포핏 밸브방식의 분사밸브대신 볼밸브를 사용하여 편심되는 문제를 없애고 볼밸브가 운전중 회전하므로서 밸브시트를 연마하는 효과를 이용하여 기밀성 및 내구성을 향상시킨 방식이다.

수소가스는 입구 A로부터 분사밸브 배럴 B에 충전되며, 분사펌프의 유압에 의해 구동되는 분사니들에 의해 볼밸브 C가 개폐되어 출구 D로 분사된다. 볼밸브는 볼밸브표면에 작용하는 수소가스의 압력차에 의해 자동적으로 밸브시트 E에 밀착되며, 스프링 F는 단지 볼밸브가 밸브시트에 안착되도록 안내하는 역할만을 한다. 분사밸브의 하단부에는 연소실내의 연소가스가 역류하는 것을 차단하기 위하여 체크밸브 G를 설치하였다.

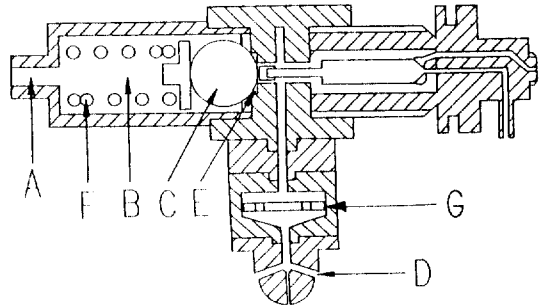


Fig. 2. Details of hydrogen injection valve with ball type

실린더 헤드와 실린더 벽면으로의 냉각손실을 구분하여 측정하기 위해 실린더 헤드 및 실린더 벽면에 별도의 냉각수 통로를 설치하였다. 그리고, 냉각통로의 입출구에 각각 열전대를 삽입하였고, 출구쪽에는 냉각수유량 조절밸브를 설치하였다. 윤활유로의 냉각손실을 측정하기 위하여 크랭크실 내의 엔진오일을 외부로 추출하여 순환시킬 수 있게 오일펌프를 설치하였으며, 오일펌프 입출구 쪽에 열전대를 삽입하였다.

연소실 벽면으로의 비정상 열유속은 Fig. 3과 같은 박막형 순간온도 프로브를 사용하여 측정하였다^{11,12)}. 박막형 순간온도 프로브에서 벽표면의 순간온도를 측정하기 위한 열점(hot junction)은 두께 10 μ m로 니켈도금 하였다. 임의의 깊이 온도를 측정하기 위한

냉점(cold junction)은 점용접으로 접점이 구성되어 있으며 열점으로 부터 4mm 깊이에 위치한다. 순간 온도 프로브의 삽입위치는 Fig. 4와 같이 연소실내에서 가장 고온부로 예측되는 배기밸브 근방, 흡기밸브 근방과 연소실 내에서 가장 저온부로 예측되는 연소실 끝 지점이다. 이후 이를 각각 1번, 2번, 3번 프로브라 칭한다.

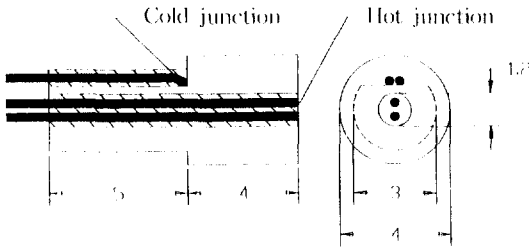


Fig. 3. Details of instantaneous temperature probe

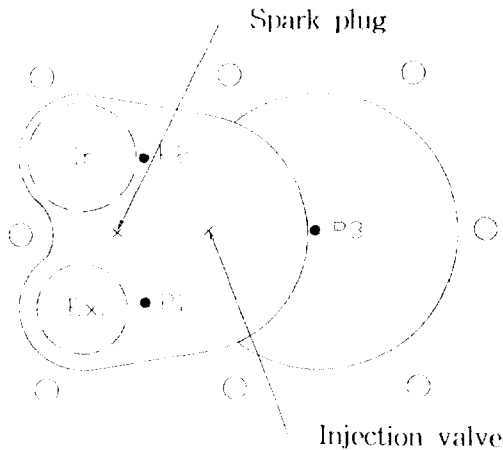


Fig. 4. Location of instantaneous temperature probe

Fig. 5는 실험장치의 전체적인 개략이다. 실험장치는 동력계에 직결된 수소기관, 수소가스 공급계통, 흡입 및 배기계통과 각 부의 측정장치로 구성된다.

수소연료는 12 MPa의 압력으로 충전되어 있는 고압의 수소가스를 압력조절기에서 약 2.5 MPa의 압력

으로 감압되어 accumulator에 저장된 후, 수소분사밸브를 통하여 실린더 내에 분사된다. 수소가스의 분사량을 측정하기 위하여 accumulator전방에 차압변환기를 설치하였다. 연소실내의 압력은 압력변환기로 측정하며, 이 값은 증폭기를 거쳐 데이터 레코더에 저장한 후, A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에서 해석하였다.

실험에는 기관회전수와 기관부하를 변화시켰다. 각각에 대한 실험조건으로서 점화시기는 MBT, 연료공기 당량비는 1.0, 수소연료의 분사시기는 120°b.t.c. 냉각수 출구 온도는 70°C로 일정하게 유지 하였다. 가솔린 연료 사용시의 실험은 수소기관에 장착되어 있는 수소분사밸브를 제거한 후, 흡기관 쪽에 기화기를 장착하여 가솔린 연료를 공급함으로써 수행하였다. 이 경우의 실험조건은 수소기관의 경우와 동일하게 유지하였다.

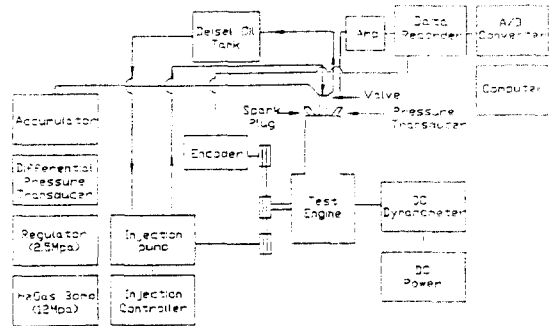


Fig. 5. Schematic diagram of experimental apparatus

3. 수소기관의 냉각손실 및 분포

3.1 냉각손실

Fig. 6은 수소기관의 냉각손실 및 단위출력당의 냉각손실을 기관회전속도 변화에 대해 나타낸 것이다. 여기서 냉각손실은 실린더 헤드, 실린더 벽면 및 윤활유로의 냉각손실의 합이다.

기관회전속도가 증가함에 따라 수소기관의 냉각손실은 증가하는 경향을 나타낸다. 이것은 기관회전속

도의 증가에 따른 단위시간당의 공급열량의 증가에 기인하는 것으로, 기관회전속도가 1200rpm에서 2000 rpm으로 증가하는 경우의 냉각손실은 약 24% 정도 증가하였다. 또한 단위출력당의 냉각손실은 기관회전 속도가 증가함에 따라 체적효율 및 열전달계수의 복합적인 영향에 의하여 감소후 증가하는 경향을 나타낸다. 최대토크가 발생하는 1600rpm에서 최소치를 보이며, 이 경우의 냉각손실은 기관출력의 약 1.6배 정도를 나타낸다.

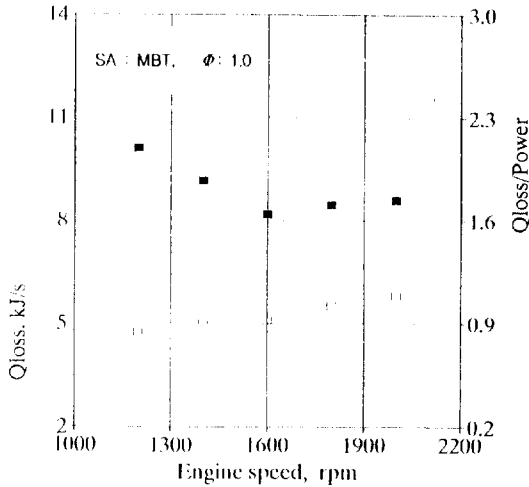


Fig. 6. Cooling loss and cooling loss per unit power as a function of engine speed

Fig. 7은 냉각손실 및 단위출력당의 냉각손실을 단위 시간당의 공급열량 변화에 대해 가솔린 기관의 경우와 비교하여 나타낸 것이다.

공급열량이 증가함에 따라 수소기관 및 가솔린 기관 모두 냉각손실이 증가하는 경향이지만, 수소기관의 냉각손실은 수소연료의 단열화염온도 및 열전달계수가 크게 기인하여 가솔린기관 보다 약 30% 정도 큰 것을 나타낸다. 단위출력당의 냉각손실량은 단위시간당의 공급열량이 증가함에 따라 두 기관 모두 감소후 증가하는 경향이며, 두 기관의 최대토크가 발생하는 지점에서 최소치를 나타낸다. 동일한 공급열량시의 냉각손실을 단위출력당으로 고찰하면 수소기관의 단위

출력당의 냉각손실이 가솔린기관의 경우에 비해 약 46% 정도 크게 나타남을 알 수 있었다.

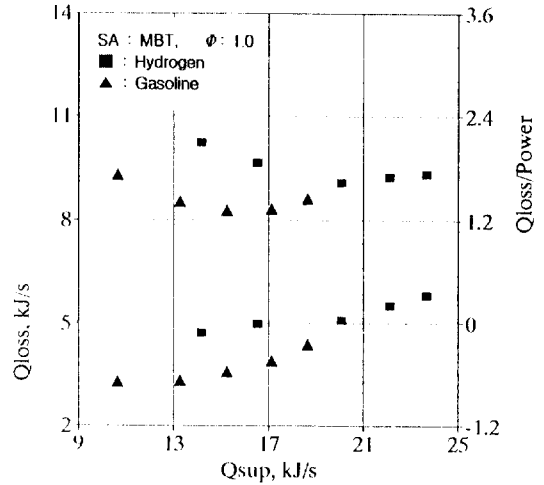


Fig. 7. Cooling loss and cooling loss per unit power as a function of supplied heat energy in hydrogen and gasoline engines

3.2 냉각손실분포

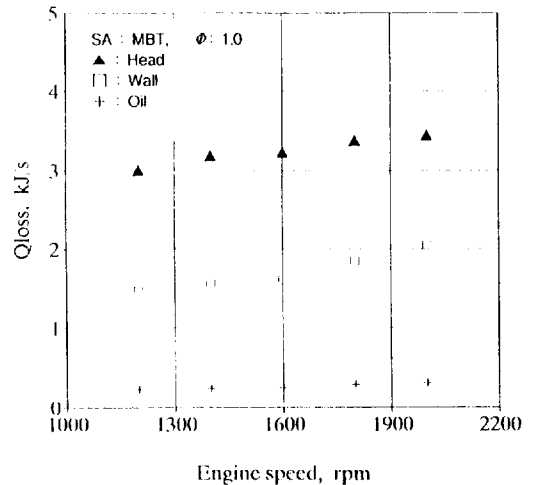


Fig. 8. Cooling losses at each part as a function of engine speed

Fig. 8은 기관회전속도 변화에 대한 냉각손실을 실린더헤드, 실린더벽면 및 윤활유로의 냉각손실로 구분하여 나타낸 것이다.

기관회전속도의 증가에 따라 기관 각 부에서의 냉각손실은 전체적으로 증가하는 경향이다. 그리고 실린더 헤드에서의 냉각손실이 가장 크며, 이것은 고온의 연소가스에 직접 접촉하는 시간이 실린더 헤드에서 가장 길데 기인하는 것으로 판단된다. 기관회전속도 1600rpm의 경우 실린더 벽면 및 윤활유 쪽으로의 냉각손실은 실린더 헤드에 비해 각각 51%, 7% 정도를 나타낸다.

Fig. 9는 공급열량 변화에 대한 실린더 헤드, 실린더 벽면 및 윤활유에서의 냉각손실을 가솔린 기관의 경우와 비교하여 나타낸 것이다.

공급열량이 증가함에 따라 기관 각부의 냉각손실은 두기관 모두 증가하는 경향이다. 동일한 공급열량이 주어진 경우 수소기관의 냉각손실은 가솔린기관에 비하여 실린더헤드에서는 약 33%, 실린더벽면에서는 약 30% 정도 크며, 윤활유쪽에서는 두기관 모두 비슷한 크기를 나타내고 있다.

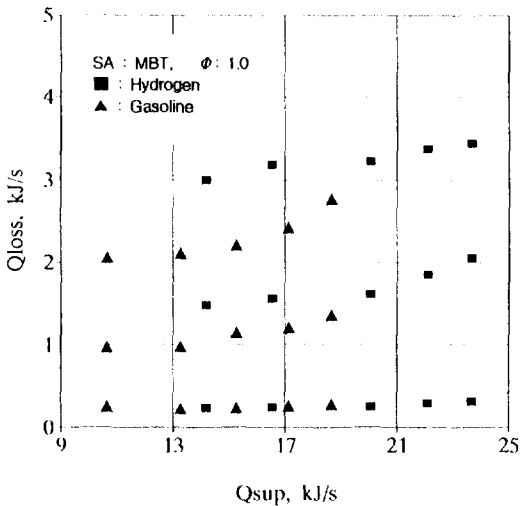


Fig. 9. Cooling losses at each part as a function of supplied heat energy in hydrogen and gasoline engines

Fig. 10은 수소기관의 냉각손실분포가 가솔린기관의 경우와 어떤 차이가 있는지 파악하기 위하여 기관 각부에서의 냉각손실의 합인 총냉각손실에 대한 기관 각부의 냉각손실의 비를 가솔린기관의 경우와 비교한 것이다.

기관부하가 증가함에 따라 수소기관의 경우 실린더헤드에서의 냉각손실의 비는 감소, 실린더 벽면에서는 증가하는데 반하여 가솔린기관의 경우는 이와 반대인 경향이다. 이것은 수소연료의 빠른 연소속도에 의해 수소기관의 연소기간 감소율이 가솔린기관보다 커서 고온의 기연가스가 연소실벽면에 접하는 기간이 상대적으로 작는데 다른 열전달량의 감소에 기인한 것으로 생각된다. 총냉각손실에 대한 기관 각부의 냉각손실분포는 각 변수에 대하여 모두 실린더헤드에서는 약 63~67%, 실린더벽면에서는 약 27~32%, 윤활유에서는 약 5~7% 정도인 것으로 확인되었다.

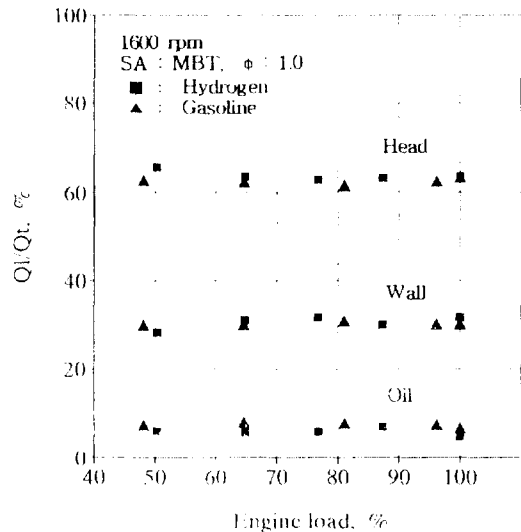


Fig. 10. Cooling loss per total cooling loss as a function of engine load in hydrogen and gasoline engines

4. 연소실 벽표면의 순간온도 및 열유속

4.1 연소실 벽표면의 순간온도

Fig. 11은 연소실 벽표면의 순간온도와 냉점의 온도를 각각의 측정 위치에 대해 나타낸 것이다.

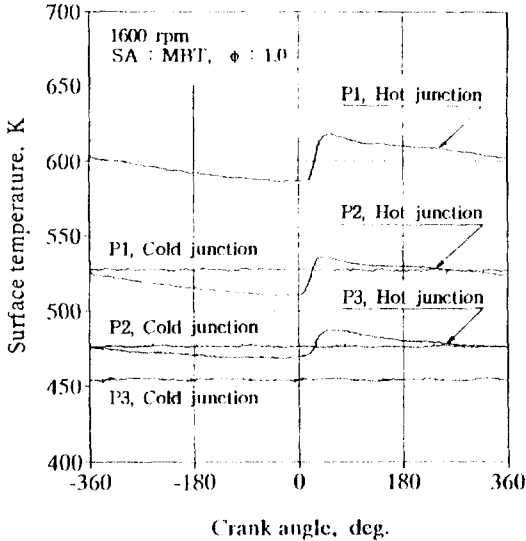


Fig. 11. Surface temperature of each probe

연소실 벽표면의 온도 및 냉점의 온도는 점화플러그로부터 동일한 거리일지라도 고온의 연소가스에 직접 접촉하는 시간이 상대적으로 긴 배기밸브 근방의 1번 프로브가 가장 높고, 흡입공기의 냉각효과에 의해 흡입밸브 근방의 2번 프로브가 배기밸브 근방보다 다소 낮다. 점화플러그로부터 가장 멀리 떨어져서 고온의 연소가스가 접하는 시간이 짧은 3번 프로브가 가장 낮다. 각 지점의 온도진폭은 연소실 벽표면의 온도가 높을수록 큰 것을 나타낸다. 연소실 벽표면의 평균온도는 1번 프로브가 600K로, 2번 프로브의 522K, 3번 프로브의 477K에 비해 각각 78K, 133K 정도 높게 나타났다.

기관회전속도 변화에 대한 온도진폭과 연소실 벽표면의 평균온도 및 최고온도를 Fig. 12에 나타낸다.

연소실 벽표면의 평균온도는 기관회전속도가 증가함에 따른 공급열량의 증가로 인해 상승하는 것을 나타낸다. 온도진폭은 기관회전속도가 증가함에 따라 증가하리라 생각하는데 오히려 감소하는 경향이다. 이것은 열전달계수, 연소시간 등의 복합적인 원인에 의한 것이라 생각되나, 기관 회전수가 증가함에 따라 실린더내 유속이 증가하게 되고, 이에 따라 연소시간이 감소하게 되어 한 사이클당 고온의 연소가스가 벽면에 접하는 시간이 짧아짐에 의한 것이라 생각된다. 그러나 이에 대한 상세한 해석이 추후 필요하다. 이러한 온도진폭의 감소로 연소실 벽표면의 최고온도의 증가율은 평균온도의 경우보다 약간 작다. 기관회전속도가 1200rpm 인 경우의 온도진폭은 약 35K 정도이며, 2000 rpm 인 경우는 약 26K 정도로, 1200rpm 인 경우에 비해 약 26%의 감소를 보인다.

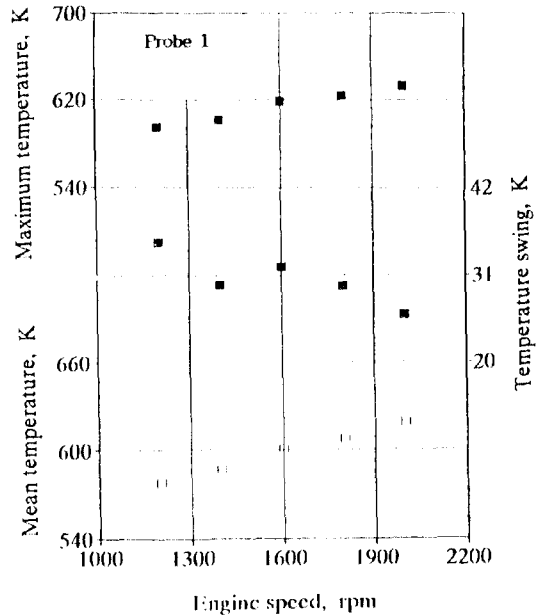


Fig. 12. Maximum temperature, temperature swing and mean surface temperature as a function of engine speed

Fig. 13은 수소기관의 연소실 벽표면의 순간온도 및 냉점의 온도를 가솔린 기관의 경우와 동일한 열량을

공급한 경우에 대해 비교한 것이다. 이 경우 측정 위치는 1번 프로브이다.

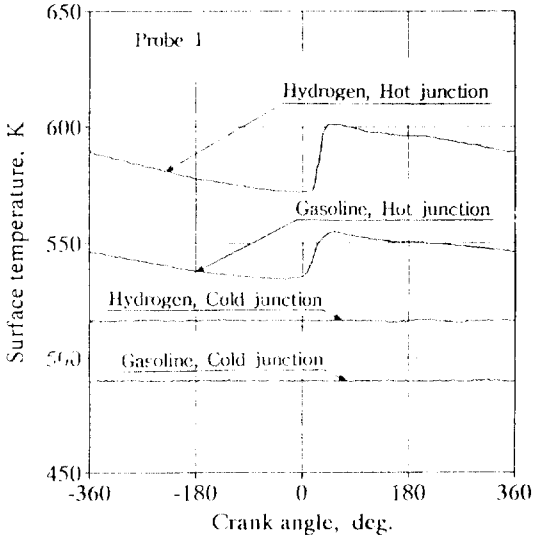


Fig. 13. Surface temperature in hydrogen and gasoline engines

수소기관과 가솔린기관 모두 연소실 벽표면의 순간온도는 급격히 상승하다 감소하며, 냉점의 온도는 대체로 일정한 경향이다. 그러나 수소기관의 연소실 벽표면의 순간온도 및 냉점의 온도는 수소 연료의 단열화염온도 및 열전달 계수가 가솔린 연료에 비해 큰데 기인하여 가솔린 기관의 경우에 비해 전체적으로 높은 것을 나타낸다. 수소기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 가솔린기관의 경우보다 약 50K 정도 높으며, 온도진폭은 가솔린기관의 경우가 약 20K 정도인데 반하여 수소기관의 경우는 약 32K 정도로 약 60% 정도 크다.

4.2 연소실 벽면의 열유속

Fig. 14는 수소기관의 연소실 벽면에서의 비정상 열유속을 각각의 측정 위치에 대해 나타낸 것이다. 여기서 연소실 벽면에서의 비정상 열유속은 1차원 비정상 열전도 방정식에 관한 Fourier 미분방정식으로

부터 구하였다¹³⁾.

비정상 열유속은 연소실 벽표면의 평균 온도와 냉점과의 온도의 온도차 및 온도진폭에 지배를 되므로, 이러한 온도차 및 온도진폭이 클수록 열유속은 증가하게 된다. 그림에서 보는 바와 같이 각 측정위치에 있어서 연소실 벽면에서의 비정상 열유속은 모두 상사점 근방에서 급격히 상승하여 최대치를 이루고 급격히 감소하는 경향이다.

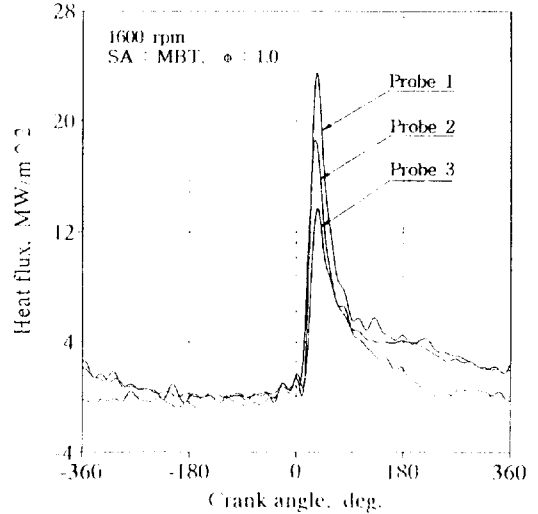


Fig. 14. Heat flux as a function of crank angle at each probe

또한 Fig. 11의 결과와 같이 온도진폭 및 연소실 벽표면의 평균온도가 1번 프로브에서 가장 큰데 기인하여 비정상 열유속은 1번 프로브에서 가장 크며, 다음은 2번, 3번 프로브의 순서이다. 1번 프로브에서의 비정상 열유속의 최대치는 21MW/m²으로, 2번 프로브의 18.6MW/m², 3번 프로브의 13.8 MW/m²에 비해 각각 13%, 52% 정도 큰것을 나타낸다.

Fig. 15에 수소기관의 비정상 열유속을 가솔린기관의 경우와 비교하여 나타낸다. 여기서 측정위치는 1번 프로브이다.

연소실 벽면으로의 비정상 열유속은 수소기관과 가솔린기관 모두 상사점근방에서 급격히 상승하여

최대치를 이루고 급격히 감소하는 경향이다. 전술한 바와 같이 수소기관의 연소실 벽표면의 평균온도와 온도진폭이 가솔린기관의 경우보다 크게 기인하여 수소기관의 열유속은 가솔린 기관보다 현저히 큰 것을 나타낸다. 비정상 열유속의 최대치는 수소기관의 경우가 21MW/m²으로, 가솔린기관의 12MW/m²보다 약 1.8배 정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 수소기관의 연소실 설계시 가솔린기관보다 큰 열적강도를 고려해야 한다는 것을 의미하는 것이다.

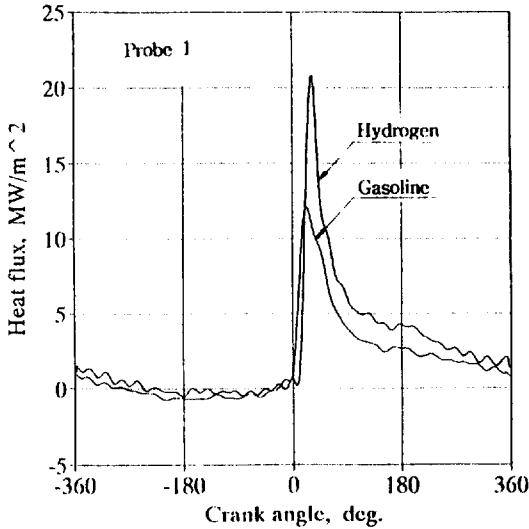


Fig. 15. Heat flux in hydrogen and gasoline engines

5. 결 론

직접분사식 스파크 점화 수소기관의 열손실을 파악하고자 기관 각부에서의 냉각손실 및 연소실벽면의 순간온도를 측정하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

각 운전변수에 대한 수소기관의 냉각손실 및 냉각손실분포의 경향은 가솔린기관의 경우와 비슷한 경향을 나타냄을 알 수 있었다. 그러나 수소기관의 냉각손실은 동일한 공급열량이 주어진 경우, 가솔린기관에 비하여 약 30%정도 크다. 이를 기관각부의 냉각손실로 구분하여 실린더헤드에서는 33%, 실린더벽

면에서는 30%정도 크며, 윤활유 쪽에서는 그리 큰 차이가 없는 것으로 밝혀졌다. 수소기관의 냉각손실 분포는 가솔린기관의 경우와 마찬가지로 실린더헤드에서는 약 63~67%, 실린더벽면에서는 약 27~32%, 윤활유에서는 약 5~7% 정도를 나타낸다.

수소기관의 경우 연소실 벽표면의 순간온도, 평균 온도, 온도분포 및 열유속 등은 가솔린기관에 비해 전반적으로 크나 정성적인 경향은 대체로 동일하다. 단, 기관회전속도를 변화시킨 경우 가솔린 기관의 온도진폭이 증가하는데 반하여 수소기관의 경우는 감소하는 특이한 차이를 나타낸다. 이것은 연소시간의 차이에 기인하리라 생각되지만 추후 상세한 원인 규명이 필요하리라 생각된다.

고온의 연소가스에 접하는 시간이 가장 길고 온도가 가장 높은 배기밸브 근방에서 수소기관의 연소실 벽 표면 최고 순간온도는 가솔린 기관의 경우에 비해 약 50 K 정도 높고, 비정상 열유속의 최대치는 수소기관의 경우가 가솔린 기관에 비해 약 1.8배 정도 높게 나타났다.

* 본 연구는 1993년도 교육부학술연구조성비(기계공학 ME93-E-20)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 관계자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. R. M. Cole and A. C. Alkidas, "Inventory of Heat Losses for a Divided Chamber Diesel Engine", SAE 821050, pp.3307~3322, 1982.
2. Giichi Yamagishi, Mitsru Hoshi, "A Study of the Heat Dissipation of the Four Stroke Water Cooled Gasoline Engine", JSME Vol.12, pp.21~29, 1973.
3. 이종태, 김용태, 김지문, 이성열, "직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능 특성에 관한 연구", 한국수소에너지학회지, 1992
4. Furuham et al, "Hydrogen combustion study in direct injection hot surface ignition engine", SAE 861579, pp.973-986, 1986.

5. F.E.Lynch, "Turbocharging the Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine", Third World Hydrogen Conference, Tokyo, Japan, 1980. 6. 23~26.
6. James S. Wallace, Liviu Segal, and James F.Keffer, "Lean Mixture Operation of Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engines", SAE852119, 1985
7. J.B.Finegold and Wm. D. Van Vorst, "Engine Performance with Gasoline and Hydrogen", Hydrogen Energy, part B, pp.685-696, Miami, 1974
8. Shoichi Furuham, 1991, "Trend of Social Requirements and Technical Development of Hydrogen-Fueled Automobiles", JSME Review, Vol. 13, No.1, pp.4~13.
9. B.Nagalingam, Karl Schmillen, Martin Dubel, "Performance of the Supercharged Spark Ignition Hydrogen Engine", SAE 831688, 1988
10. M.R.Swain, J.M.Pappas, and R.R.Adt, Jr., "Experimental Hydrogen-Fueled Automotive Engine Design Data-Base Project", Final Report to U.S. Dept.of Energy, DOE/CS/31212-1, May, 1983.
11. Y. Enomoto and S. Furuham: 内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, 1984
12. A. C. Alkidas, J. P. Myers, "Transient Heat Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark Ignition Engine", Transaction of the ASME Vol.104, pp. 62~67, 1982.
13. 이성열, 이종태, 이영조, 송영식, "순간 온도 측정 프로브를 이용한 피스톤 표면 온도 측정", 대한 기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 694~699, 1990.