

冷却水溫 變化에 따른 가솔린 기관 特性에 關한 實驗的 研究

권기린* · 홍성수**

An Experimental Study on Gasoline Engine Characteristics According to Coolant Temperature Variation

Ki-Rin Kwon* and Sung-Soo Hong**

ABSTRACT

The purpose of this study is to prevent the stick, scuffing, scratch between piston and cylinder in advance, to obtain data for duration test in actual engine operation. The temperature gradient in cylinder bore according to coolant temperature were measured in use of 1.5 l class gasoline engine. 20 thermocouples were installed at points of 2mm inside from cylinder wall near top ring of piston in cylinder block, which points have suffered major thermal loads and suggested as proper measurement points for engine design by industrial engineers. Under full load and 70°C, 80°C and 90°C coolant temperature conditions, the temperature in cylinder block and engine oil increased gradually in according to the increase of coolant temperature, the siamese side temperature of top dead center is 142°C in peripheral distribution, that is about 20°C higher than thrust, anti-thrust, and rear side temperature, the fuel consumption in 70°C coolant temperature is lower than 80°C and 90°C coolant temperature, the engine torque in 80°C, 90°C coolant temperature condition is about 0.5kg.m higher than 70°C coolant temperature.

Key words : Gasoline engine, temperature of cylinder wall, peripheral temperature distributions, axial temperature distributions

1. 서론

가솔린 엔진은 고출력화, 경량화, 저소음화, 저배기화, 저연비를 만족시켜야 한다. 그러나 가솔린 엔진의

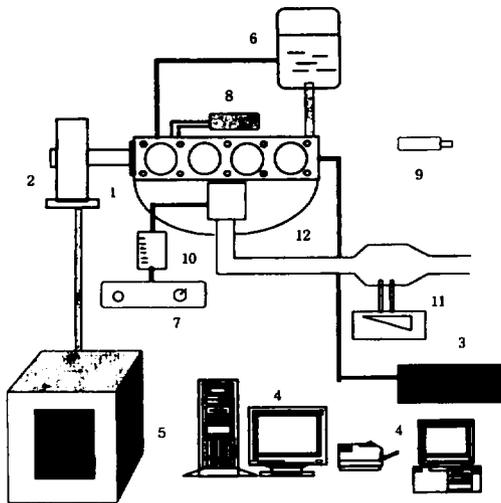
설계시 구성 부품, 특히 운동 부품의 고온화로 인하여 내구성이 약해지는 문제점을 고려하여야 한다. 이러한 문제점으로는 재료의 내열성, 열팽창, 열변형 등을 지적할 수 있다^{1,2)}. 또한, 최근의 엔진 설계 경향은 경량화를 목적으로 실린더와 실린더 사이에 충분한 냉각수 자켓을 두고 있지 않은 예가 점점 많아지고 있고, 이 경우 인접한 실린더 벽면 온도는 엔진의 내구성에 대한 중요한 측정 부분의 하나라고 선진국에서는 지적하고 있다^{3,4)}.

* 제주대학교 기계에너지생산공학과, 산업기술연구소
Dept. of Mechanical, Energy & Production Eng., Res. Inst. Ind. Tech., Cheju Nat'l Univ.

** 제주대학교 산업대학원
Graduate School of Industry, Cheju Nat'l Univ.

현재 한국의 자동차 공업중 엔진 분야의 외국기술 의존도가 높다는 점과 실린더 블록의 경우 열용량 및 열변형 문제는 엔진 성능과 진동 특성에 큰 영향을 미치고 있으며⁵⁾, 실린더 표면 온도 160°C 이상에서는 윤활유의 증발로 인하여 윤활유 소비가 급격히 증대하고, 180°C 이상에서부터 윤활유에 의해 카본 부착이 심해진다고 보고되고 있다⁶⁾.

따라서, 본 연구에서는 냉각수 온도 변화에 따른 기관 구성 부품의 열적 거동과 냉각수온 변화에 따른 엔진오일과 배기 매니폴드에서의 배기가스 온도 변화를 측정하고, 이에 따른 현안 문제점을 미연에 추출하여 신규엔진 개발시 내구시험 개시 가부에 대한 사전 판단과 엔진운전시의 냉각관계 개선, 오버랩 평가, 개발 예산을 줄이는데 크게 도움이 되는 자료를 얻어내고자 한다.



1. Gasoline Engine 2. Dynamometer 3. Data Logger
4. Personal Computer 5. Dynamo Controller 6. Water Cooling Tank
7. Fuel Tank 8. Oil Cooler 9. Timing Light
10. Fuel Meter 11. Flowmeter 12. Intake Manifold

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

본 연구에서는 1500cc급 가솔린 엔진을 사용해서 냉각수 온도를 70°C, 80°C, 90°C로 일정하게 유지시키고 각 부하별 회전수를 변화시키면서 냉각수 온도 변화에 따른 실린더 보어에 있어서 온도 구배를 온도

기록계를 사용하여 20 point를 동시에 실측하였다.

이것은 실동 엔진 운전시 예상되는 피스톤과 실린더 사이에서 소손, 소착 등의 신뢰성 현안을 미연에 추출하고 신규 엔진 개발시 내구시험 개시 가부에 대한 사전 판단과 개발 예산을 줄이는데 크게 기여하기 위함이다.

II. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 엔진은 대우자동차(주)의 제품으로서 실린더 내경 76.5mm, 행정길이 81.5mm, 4실린더 분사식 가솔린 기관을 사용했으며 그 제원은 Table 1과 같다. 실험에 사용된 실험 장치도는 Fig. 1과 같고, 주요 구성부로서는 기관동력계 및 콘트롤러, 냉각수 온도 조절 탱크와 오일쿨러가 연결된 1.5 l MPI 엔진틀 기본으로 하여 데이터 수집장치, 흡입 공기 유량계, 연료탱크, RPM 게이지 등을 사용했다. 디지털 온도계는 설정된 냉각수 온도에 맞게 냉각수 파이프에 설치되어 있는 전자식 밸브를 작동시켜 엔진 냉각수 온도를 출구 제어할 수 있도록 하였다. 열

Table 1. Test engine specifications

Item	Content
Type of Engine	SOHC
Type of Cooling System	water cooling
Cylinder Arrangement	4-line type
Cycle	4 cycle
Bore × Stroke	76.5×81.5 mm
Piston Displacement	1.498cc
Maximum Torque	13.9kg · m/3,000rpm
Maximum Brake Horsepower	93Ps/5,800rpm
Compression Ratio	9.5 : 1
Ignition Timing	10° BTDC
Lubrication System	full flow
Fuel Supply Type	MPI

전대는 Front부와 Rear부 각 4점, Thrust와 Anti-

Thrust부 각 4점, 상사점 원주 45° 방향 4점, 냉각수 입/출구부 각 1점, 오일 열교환기부 1점 그리고 배기 가스 대기관 1점 등 총24점으로 구성되어 있다.

2.2 실험 방법

실린더의 온도는 K-Type 열전대를 실린더 벽면에 설치하여 측정하였다. Fig. 2와 같이 3번과 4번 실린더가 인접한 사이어미스를 Front부, 그 반대측을 Rear 부, 배기매니폴드가 있는쪽을 Anti-Thrust부 그리고 흡기매니폴드가 있는 방향을 Thrust부로 정하였다. Fig. 3은 실린더 벽면 온도를 측정하기 위해 설치한 Thermocouple의 위치를 나타낸 것이다. 피스톤 Crown 부에 들어온 열량의 80% 이상이 제1압축링을 통하여 실린더 벽에 전달되기 때문에 피스톤이 TDC에서 1압축링이 일치하는 중심부 위치(8.05mm)와 BDC에서 1압축링이 일치하는 위치(89.56mm) 사이를 4등분하여 피스톤 운동방향으로 16포인트와 횡방향의경우 피스톤이 TDC에서 1압축링이 일치하는 중심부 위치에서 8등분하여 Front, Rear, Thrust, Anti-Thrust부를 제외한 45° 방향에 4포인트를 설치하여 실린더 벽면 주위에 총 20포인트의 Thermocouple을 설치하였다.

Fig. 3의 아래 그림에서 4번 실린더 보어의 흡·배기측 및 Rear측은 수직방향으로 4등분하고, 수평하게 실린더 벽에서 2mm 위치까지 드릴작업을 한 후, 직경이 3.2mm인 Sheath형 열전대를 삽입하고 Devcon으로 충분히 충전하여 냉각수나 오일이 새는 것을 방지하였다. Photo. 2의 (b)와 (c)는 실험 기관에서 사이어미스 종방향과 TDC에서 설치한 것을 제외하고 종방향으로 12개의 Thermocouple을 설치한 것을 보여준다.

사이어미스 종방향에 설치된 4점과 TDC에서 횡방향 45° 에 설치된 4점은 직경이 0.254mm인 열전대를 사용했다. 횡방향의 경우 원주방향의 4점은 실린더 블록 상판으로부터 깊이 8.05mm, 실린더 벽으로부터 2mm되는 위치에 설치하여 열전대를 삽입한 후 Devcon으로 채우고, 5~6시간뒤에 가는 줄을 이용하여 평면작업을 실시하여 연소실 압력의 누설을 방지하도록 하였다. Photo. 2의 (d)는 사이어미스 종방향에 설치된 4점과 TDC에서 횡방향 45° 에 설치된 4

점을 줄 작업하기 전 모습을 보여주는 것이다.

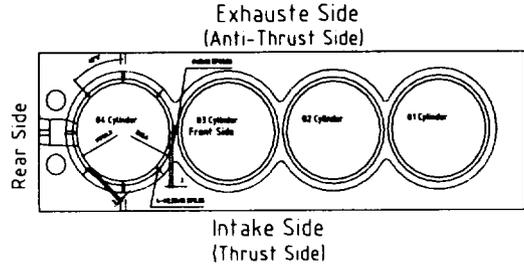


Fig. 2 Sensor installation position in cylinder block

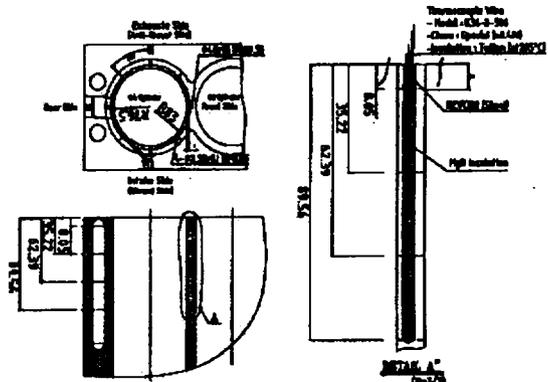


Fig. 3 Measuring point of cylinder wall

사이어미스 종방향에 설치된 4점은 Fig. 3에서 확대한 것처럼 직경 4mm, 깊이 89.56mm의 Hole을 형성하여 0.254mm 와이어 열전대를 Hole에 삽입한 후 고순도 마그네샤 분말을 견고히 상부 8mm 위치까지 충전한다. 마그네샤 분말을 채운 그 위에 Devcon을 채우고, 위에 기술한 방법으로 마무리 작업을 실시하였다.

실험전에 냉각수 온도가 80°C에 도달하여 안정화가 될 때까지 기관을 2000rpm의 일정한 속도로 운전시켰다. 냉각수 제어 온도는 기관 출구 온도를 기준으로 하였으며 일정 냉각수 온도하에서 기관속도를 1500rpm부터 4000rpm까지 500rpm 간격으로 증가시켜 나갔다. 냉각수 온도 제어를 위해 밸브 제어용 디지털 온도계가 기관 출구 냉각수 통로의 온도센서를 통해 입력된 온도를 감지하고, 온도 변화에 대해 밸브

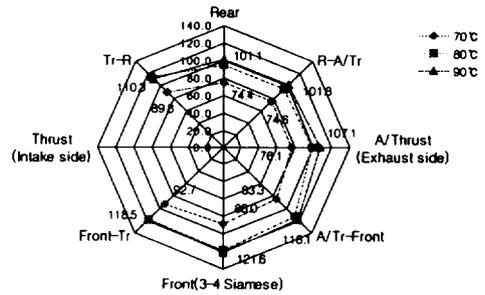
를 제어함으로써, 기관내의 냉각수 온도가 일정하도록 하였다. 임의의 기관 속도에 도달한 후 약 300초가 지났을 때를 모든 측정 조건이 안정화 되었다고 보고 이때의 각 측정값들을 읽어서 기록하였다. 그리고 각 실험 조건에서 테스트는 5회 실시하고 데이터는 최고값과 최저값을 빼고 나머지 평균값을 사용하였다.

III. 실험 결과 및 고찰

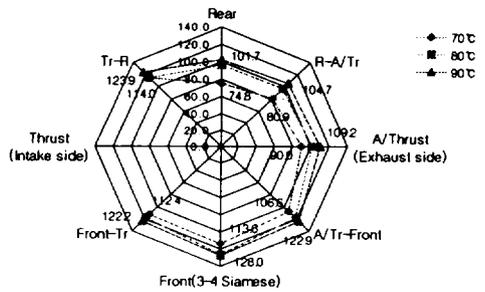
3.1 냉각수온 변화에 따른 기관부품의 열적 거동

기관을 전부하로 하고, 기관 속도를 1500rpm, 2000rpm, 3000rpm 그리고 4000rpm으로 유지한 후 냉각수온을 70°C, 80°C 및 90°C로 증가시키면서 실린더 블록 벽면의 온도변화를 측정하였다.

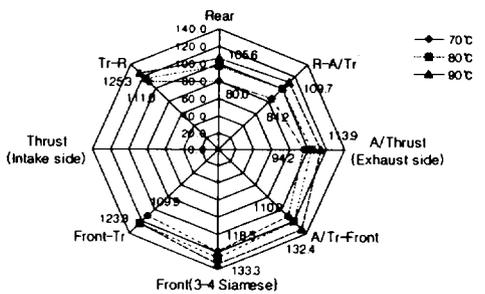
Fig. 5의 (a), (b), (c) 그리고 (d)는 냉각수온 변화에 따른 실린더 블록의 온도변화를 비교한 것이다. 실험결과는 냉각수온 증가에 따라 온도 곡선이 전반적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. Fig. 5 (a)는 1500rpm의 경우이며 배기 측이 76.1~107.1°C, 사이어미스 측이 83.3~121.6°C, 그리고 Rear측이 74.4~101.1°C의 온도분포를 보이고 있다. Fig. 5 (b)는 2000rpm의 경우이며 배기 측이 90.0~109.2°C, 사이어미스 측이 113.6~128.0°C, 그리고 Rear측이 74.8~101.7°C의 온도분포를 보이고 있다. Fig. 5 (c)는 3000rpm의 경우이며 배기 측이 94.2~113.9°C, 사이어미스 측이 118.5~133.3°C, 그리고 Rear측이 80.0~105.6°C의 온도분포를 보이고 있다. Fig. 5 (d)는 4000rpm의 경우이며 배기 측이 101.3~118.4°C, 사이어미스 측이 130.2~143.6°C, 그리고 Rear측이 88.8~112.8°C의 온도분포를 보이고 있다. 냉각수온 증가에 따른 온도분포는 실린더가 인접한 사이어미스 부위 온도가 가장 높게 나타나고 있으며 Rear부위가 가장 낮은 온도분포를 보이고 있다. 이것은 실험 엔진의 냉각수 유동 설계에 따른 영향으로 판단되어진다. 그리고, 흡기 측은 데이터 에러로 측정되지 않았지만 배기 측에 비해 약간 낮은 온도분포를 보일 것으로 예측된다. 이는 연소가스가 배기 행정중에 배기구를 통해 배출될 때 전도되는 열의 영향 때문이다.



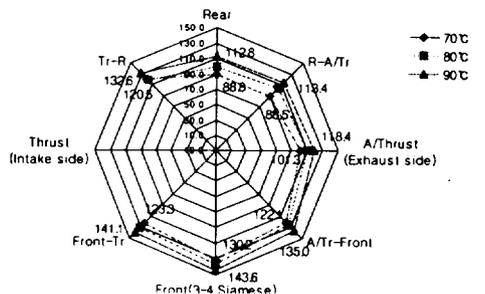
(a) 1500rpm



(b) 2000rpm



(c) 3000rpm



(d) 4000rpm

Fig. 5 Coolant temperature effect on cylinder block

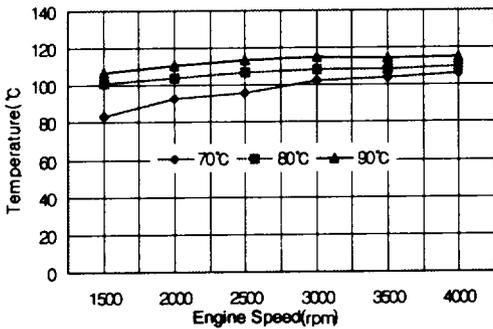


Fig. 6 Effect of coolant temperature on engine oil

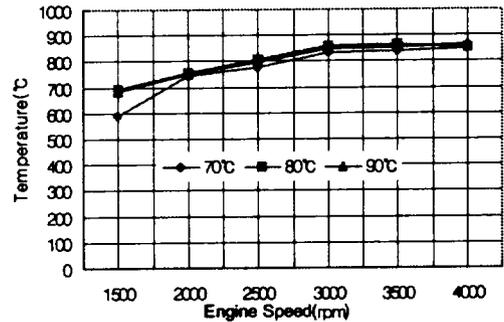


Fig. 7 Effect of coolant temperature on exhaust gas temperature

3.2 냉각수온 변화에 따른 엔진오일과 배기매니폴드에서의 배기가스 온도 비교

Fig. 6과 7은 기관 부하조건을 전부하로 하고, 냉각수온은 증가에 따른(70°C, 80°C 및 90°C) 엔진 오일과 배기 매니폴드에서의 배기가스 온도 변화를 비교한 것이다. 실험 결과 냉각수온 증가에 따라 엔진 오일 온도가 대체적으로 일정한 폭으로 상향 전이하는 경향을 보이고 있는데, 이는 기관 내부에서 발생하는 연소에 의한 열과 미끄럼 운동부에서 발생하는 마찰 열을 엔진 오일이 흡수하여 냉각 작용을 하기 때문이다. Fig. 6 그래프를 보면, 냉각수온이 70°C일 때 엔진 오일은 82.5 ~ 105.8°C, 냉각수온이 80°C에서 101.3 ~ 108.5°C 그리고 냉각수온이 90°C일 때는 107.1 ~ 114.7°C의 온도 분포를 보이고 있다.

Fig. 7은 냉각수온 증가에 따른 배기 매니폴드에서 배기가스의 온도를 비교한 것인데 대체적으로 냉각수온의 영향을 받지않고 엔진 회전수 증가에 따라 일정한 폭으로 증가하고 있다. 이는 엔진에서의 에너지흐름을 생각할 때 배기 가스를 통해 외부로 배출되는 에너지는 압력에 의한 엔탈피를 비교해야 됨을 보여주는 것이다.

을 사용해서 냉각수 온도 변화에 따른 기관 구성 부품의 열적 거동과 연료 소모량 및 연소 가스의 평균 압력과 출력 변화를 실험적으로 분석함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 냉각수온 증가에 따른 금속면의 온도분포는 전반적으로 증가하는 경향을 보이고 있으며, 실린더가 인접한 사이어미스 부위 온도가 가장 높게 나타났고, rear부위가 가장 낮은 온도 분포를 보인다.
2. 냉각수온 증가에 따라 엔진 오일 온도가 대체적으로 일정한 폭으로 상향 전이하는 경향을 보이고 있는데, 냉각수온이 70°C일 때 엔진 오일은 76.6 ~ 105.8°C, 냉각수온이 80°C에서 101.3 ~ 108.5°C 그리고 냉각수온이 90°C일 때는 107.1 ~ 114.7°C로 증가하는 것으로 나타났다.
3. 엔진에서의 에너지 흐름을 고려할 때, 배기가스를 통해 배출되는 에너지는 배기 가스의 온도를 비교하는 것보다 압력 변화에 의한 엔탈피를 분석하는 것이 유용하다.

참고문헌

IV. 결 론

신규엔진 개발시 내구시험 개시 가부에 대한 사전 판단에 기여하기 위하여 4기통 1500cc급 가솔린 엔진

- 1) 榎本良揮, 1986. 自動車エンジンの温度測定および熱損失に關する研究, 武蔵工業大學博士學位論文, pp.1-18.
- 2) 古浜庄一, 1984. 自動車 ENGINEの Tribology. ナツメ社, pp.251-253.

- 3) 日本機械學會編, 1986, エンジンの溫度測定, JSME-S007, pp.101.
- 4) 高松英俊, 1986, 薄幅 Oil Ring을持つ Two Ring Piston의 溫度および Ring 舉動に 關する研究, 武藏工業大學碩士學位論文, pp.27-28.
- 5) 이현순, 1986, 한국 내연기관 개발의 현재와 미래, 대한기계학회지, Vol. 29 (6), pp.573-580.
- 6) 吉田 秀樹, 1981, 內燃機關の潤滑油消費量に關する研究, 武藏工業大學碩士學位論文, pp.144.
- 7) 류택용, 신승용, 1998, 엔진 냉각계 개선을 통한 가솔린 엔진의 성능향상, 한국자동차공학회논문집 제6권 제3호, pp.1-11.
- 8) 손병진, 김창현, 1998, 자동차용 가솔린 기관의 실린더 블록에 대한 열적 거동 해석, 한국자동차공학회논문집 제6권 제5호, pp.211-221.
- 9) 김주연, 안상호, 1997, 유한요소법을 이용한 디젤 엔진의 실린더블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대한 해석, 한국자동차공학회논문집 제5권 제3호, pp.147-155.
- 10) 이교승, 이진호, 1997, 자동차용 디젤엔진 피스톤의 열변형 특성에 관한 연구, 한국자동차공학회논문집 제5권 제1호, pp.162-172.
- 11) 尹永春, 1996, 가솔린 엔진의 실린더 溫度特性에 關한 研究, 濟州大學校 碩士學位論文, pp.18-28.
- 12) 윤영춘, 권기린, 1997, 가솔린 엔진의 실린더 溫度特性에 關한 研究, 한국자동차공학회지, 97380030, pp.210-217.
- 13) 조진호, 1993, 내연기관 공학, pp.713-806.
- 14) Furuhashi, S., 1983, Thermal problem of internal combustion engines (1), *Internal combustion engines-22*(5), pp.61-69.
- 15) Furuhashi, S., 1984, Effect of oil properties on piston frictional forces, *JSME-29*, pp.55-62.
- 16) 新 啓一郎, 立石辛南, 木村 勉, 1986, Problems about piston ring for automotive engine at high revolutions and power, *自動車技術-40*(4), pp.499-504.
- 17) 高松英俊, 1986, 薄幅 Oil Ring을持つ Two Ring Piston의 溫度および Ring 舉動に 關する研究, 碩士學位論文, 武藏工業大學大學院, pp.27-28.
- 18) 榎本良揮, 1986, 自動車エンジンの溫度測定および熱損失に關する研究, 博士學位論文, 武藏工業大學大學院, pp.1-18.
- 19) 古浜庄一, 1984, 自動車 ENGINE의 Tribology, ナツメ社, pp.251-253.
- 20) 藤本博也, 古浜庄一, 後藤隆治, 1990, Measurement of Cylinder bore deformation by mean of a turning piston with a gap sensor during engine operation, *日本機械學會論文集-56*(523), pp.851-857.
- 21) 伊東明美, 一杉英司, 石田郁夫, 染谷常雄, 古浜庄一, 1993, Study on the measurement of piston skirt deformation under engine operating condition, *日本自動車技術會*, pp.149-152.
- 22) 石田宣之, 西村周一, 寺本正彦, 1986, Development of Nissan's new Twin-Cam engine series, *內燃機關-25*(320), pp.25-40.
- 23) 新 啓一郎, 立石辛南, 木村 勉, 1986, Problems about piston ring for automotive engine at high revolutions and power, *自動車技術-40*(4), pp.499-504.
- 24) 厚木自動車部品(株) 社內資料.