

〈논 문〉 SAE NO. 97370115

가솔린 엔진에서의 냉각수로의 전열량에 대한 연구

A Study on the Heat Rejection to Coolant in a Gasoline Engine

류택용*, 신승용*, 이은현*, 최재권**
T. Y. Ryu, S. Y. Shin, E. H. Lee, J. K. Choi

ABSTRACT

The heat rejection to coolant is a dominant factor for building vehicle cooling system such as radiator and cooling fan. Since the vehicle cooling system also has effects on fuel consumption and noise, the study of heat rejection to coolant has been emphasized. However, the study on heat rejection to coolant has been mainly focused on the field that related to the characteristics of combustion and localized heat loss. It is no much of use in design for the entire cooling system because it is focused on such a specific point.

In this work, the heat rejection rate to coolant for four different engines are obtained to derive a simple heat transfer empirical formula that can be applied to the engine cooling system design, and it is compared with the other studies. Also, to observe effects of engine operation factors and heat transfer factors on coolant, we measured the metal temperature and the heat rejection rate.

The heat rejection to coolant does not depend significantly upon the coolant flowrate, but mainly upon the amount of air fuel mixture and the air fuel ratio as long as the composition of coolant does not change.

The reduction of heat rejection to coolant did not effectively improve the fuel consumption, but was mostly converted to raise the exhaust gas temperature and the oil temperature.

주요기술용어 : Heat Rejection Rate to Coolant(냉각수로의 전열량), Vehicle Cooling System(차량 냉각계), Air Fuel Mixture(혼합기), Fuel Consumption(연비), Metal Temperature(금속면 온도)

*현대자동차 중앙연구소

**정회원, 현대자동차 중앙연구소

기 호 설 명

- A_c : 열전달 모델에서 냉각수측 표면적
 A_g : 열전달 모델에서 연소실측 표면적
 A_p : 피스톤 상면의 면적
 b : 실린더 직경
 C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 : 상수
 F : 연료 공기 비
 G_g : 단위면적, 단위시간당 혼합기 질량
 g_0 : 중력 가속도
 H_L : 연료의 저위발열량
 h : 대류 열전달 계수
 h_{AN} : 부동액의 대류 열전달 계수
 h_c : 냉각수의 대류 열전달 계수
 h_e : 전 열전달 계수
 h_g : 연소가스의 대류 열전달 계수
 h_{WA} : 물의 대류 열전달 계수
 k : 열전도 계수
 k_g : 연소가스의 열전도 계수
 k_w : 연소실벽 열전도 계수
 L : 특성 길이
 n, m : 지수
 P : 출력
 $P_{w.o.t}$: 전부하(Wide Open Throttle)에서의 출력
 Pr : 프란틀 수
 Q_c : 냉각수로의 전열량
 Q_f : 연료의 발열량
 Re : 레이놀즈 수
 T_c : 냉각수 온도
 T_g : 평균 유효 가스 온도
 t : 연소실 벽 두께
 μ : 점성 계수
 η : 효율

1. 서 론

냉각은 크게 수열 관점에서의 엔진 냉각계와 방열 관점에서의 차량 냉각계로 대별할 수 있다. 오늘날, 수열 관점에서의 엔진 냉각의 역할은 열 부하 저감에 의한 내구성 확보뿐만 아니라, 노크

억제를 통한 성능 개선, 물 펌프(Water Pump) 최적화를 통한 연비 및 소음 개선 그리고 워-업(Warm-Up) 시간 단축에 의한 유해 가스 배출 저감 등으로 그 기능이 확대되고 있다. 또한 방열 관점에서의 차량 냉각의 역할도 과열 방지를 통한 내구성 확보와 과냉 방지를 통한 연비 개선 뿐만 아니라 히터 성능과 성에 제거 기능 등, 역할의 범위가 확대되고 있다. 이처럼 냉각의 역할 및 기능이 과거에 비해 상당히 폭넓어져 그 중요성이 높아지고 있다.

이에 따라 여러 가지 운전 인자가 냉각수로의 전열량에 미치는 영향에 대한 연구가 활발히 이루어져 왔다. 고전적인 것으로서는 John H. Povolny 등¹⁾의 연구가 있으며 국부적인 열손실 관점에서는 C. C. J. French²⁾의 연구가 발표된 바 있다. 또한 단기통 엔진을 이용하여 운전 인자에 따른 냉각수로의 전열량 변화에 대하여 연소 측면에서 해석을 시도한 宮崎弘昭³⁾의 연구와 실린더 헤드의 연소실, 배기 포트(Exhaust Port), 배기 매니폴드(Exhaust Manifold), 흡기 포트(Intake Port) 각 부분에 대해서 공연비와 점화시기에 따른 전열량 변화에 대한 今別府 悟⁴⁾의 연구가 있었다. 이와 같이 냉각수로의 전열량에 대한 연구가 연소 측면에서 이루어져 엔진 및 차량 개발 단계에서 실용성이 떨어지고, 냉각수 측 변화에 대한 연구는 미진한 실정이다. 물론, 1950년대에 Taylor⁵⁾가 이런 모든 인자들의 영향에 대한 연구를 통해 경험식까지 제시하였으나, 현재의 엔진 구조와는 크게 다르고, 또한 점화시기에 의한 영향 평가가 제대로 이루어지지 않아 그 효용성에 대한 검증이 요구되고 있는 실정이다. 본 논문은, 이미 검증된 열전달 모델을 이용하여 현대자동차에서 자체 개발한 4 종류 가솔린 엔진에 대한 누셀 수(Nusselt Number)와 레이놀즈 수(Reynolds Number)의 상관 관계 경험식을 유도하였고, 이를 기존식과 비교 검토하였다. 그리고 냉각수 온도, 냉각수 유량, 냉각수 성분, 엔진 속도, 엔진 부하, 공연비, 점화시기 등을 변화시키면서 냉각수로의 전열량과 금속면 온도를 측정하여 각 인자의 영향을 정량적으로 분석하였고, 차량 실험을 통해 이를 검증하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

Fig.1에 냉각수 및 오일로의 전열량 측정 장치의 개략도를 나타냈다. 전열량 측정은 엔진에 실차 라디에이터와 오일 쿨러를 연결하여 엔진 동력계에서 수행하였다.

냉각수 온도는 라디에이터에 설치된 샤워(Shower)의 물량 조절로 제어하였고, 오일 온도는 오일 쿨러를 사용하여 제어하였다. 엔진 냉각수와 엔진 오일의 입·출구에 T-Type 열전대를 장착하여 엔진 및 오일의 온도를 측정하였는데, 별도의 실험조건을 명시하지 않은 모든 실험에서는, 냉각수 출구와 오일 입구 온도를 90°C 정상 상태로 제어하고 수행하였다. 유량 측정은 EG & G 회사의 터빈(Turbine) 유량계를 이용하여 냉각수 및 오일 유량을 측정하였다.

그리고 외기는 및 풍량 변화에 의한 영향을 최소화하기 위하여 외기온은 20~25°C를 유지하였고 일정 거리에 위치한 송풍기가 동일한 풍속으

로 바람을 불어주는 상태에서 전열량 측정 실험을 진행하였다.

또한 전열량 측정 실험은 현대자동차에서 자체 개발한 A, B, C, D 엔진을 사용하였으며, Table 1에 엔진 제원을 나타냈다.

3. 엔진 열교환에 대한 이론적 고찰

연소가스로부터 냉각수로의 열전달 과정은 3차원이고 엔진 구조가 복잡하기 때문에 정확한 해석이 어려운 실정이다. 따라서 Taylor C. F.⁶⁾에 의해 그 타당성이 입증된 Fig.2와 같은 모델을 이용하여 단순화시켜 해석하였다. 열전달은 정상 상태 1차원 흐름이고, Ag를 지나는 열은 모두 Ac를 통과하여 냉각수로 전달된다고 가정하였다. 여기서 Ag 및 Ac는 연소가스 및 냉각수 쪽에 노출된 표면을, t는 Ag와 Ac 사이의 평균 길이를, Kw는 열전달 경로의 평균 열전도율을 나타낸다. 이때 연소가스에서 냉각수로의 열전달 식은 아래와 같다.

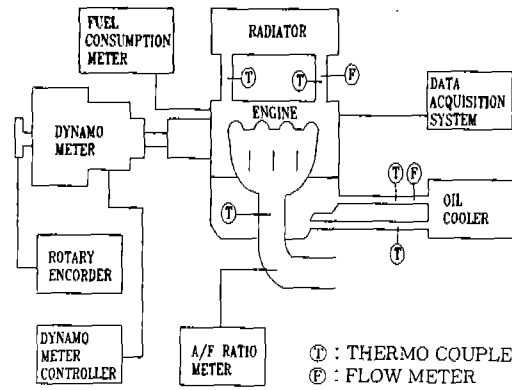


Fig.1 Schematics of Experimental Setup

Table 1 Specifications of Test Engines

ENGINE	A	B	C	D
형식	14	14	14	14
배기량(cc)	1495	1495	1975	2362
직경×행정	75.5×83.5	75.5×83.5	82×93.5	88.5×96
압축비	9.5	9.5	10.3	9.3
밸브배치	SOHC	DOHC	DOHC	DOHC

$$Q_c = \frac{(T_g - T_c)}{1/h_g A_g + t/k_w A_g + 1/h_c A_c} \quad (1)$$

여기서 평균 유효 가스 온도 Tg는 냉각수로의 전열량이 없을 때의 연소 가스면에 접하는 금속

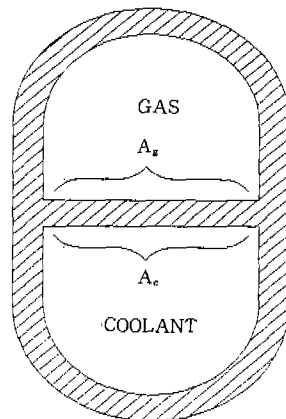


Fig.2 Simple Model of Heat Exchange

면의 온도로 연료-공기 비(F)에 의해서만 변하는 것으로 알려져 있다. 엔진 냉각에서 지배적인 열전달 형태인 강제대류 열전달 실험식은 아래와 같다.

$$\frac{hL}{k} = C [Re]^n [Pr]^m \quad (2)$$

식 (2)를 식 (1)에 대입하고 특성 길이 L을 실린더 직경 b로 대치하면 엔진 열전달 식은 다음과 같이 얻어진다.

$$Q_c = \left[\frac{(T_g - T_c)}{b \frac{1}{(C_1 k Re^n Pr^m)_c} A_c + \frac{t}{k_w} A_w + b \frac{1}{(C_1 k Re^n Pr^m)_c} A_c} \right] \quad (3)$$

즉, 냉각수로의 전열량은 열전달 경로(t)가 짧을수록, 연소가스와 냉각수에 노출된 각각의 표면적이 클수록, 그리고 레이놀즈 수, 프란틀 수, 열전도 계수 각각의 물성치가 클수록 증가한다는 것을 의미한다.

식 (3)에서 열저항의 크기를 비교해 보면 아래와 같다.

$$\frac{b}{(C_1 k Re^n Pr^m)_c} A_c \ll \frac{t}{k_w} A_w \ll \frac{b}{(C_1 k Re^n Pr^m)_c} A_c \quad (4)$$

즉, 연소가스와 연소실에 노출된 벽면과의 열저항이, 벽면 및 냉각수측 열저항에 비해 50~1000배 정도 크다. 따라서 연소가스와 냉각수와의 열전달식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_c = \left[\frac{A_g (T_g - T_c)}{(C_1 k Re^n Pr^m)_g} \right] \quad (5)$$

식 (5)는 연소가스에 노출된 표면적 A_g 를 피스톤의 표면적 A_p 로, 분모 항을 전 열전달 계수 h_e 로 대치하여 식 (6)과 (7)로 표현할 수 있다고 알려져 있다.⁶⁾

$$h_e = \frac{Q_c}{A_p (T_g - T_c)} \quad (6)$$

$$\frac{h_e b}{k_g} = \phi \left(\frac{G_s b}{\mu g_0} \right) = \phi (Re_g) \quad (7)$$

식 (7)에서 프란틀 수가 제외된 이유는 연소가스의 그 값이 거의 일정하여 상수로 취급할 수 있기 때문이다.

즉, 모든 엔진의 열전달은 엔진에 유입되는 연료-공기 혼합기의 누셀 수와 레이놀즈 수 사이의 상관 관계식으로 표현할 수 있다.

참고문헌⁶⁾에 나타난 공연비에 대한 평균 유효 가스 온도(T_g) 및 점성 계수(μ) 그리고 열전도 계수(k_g) 그래프를 이용하여 실험에 사용된 4종류 엔진에 대한 누셀 수와 레이놀즈 수 상관 관계 그래프를 Fig.3에 나타내었다.

그리고 이 데이터로부터 아래와 같은 경험식을 유도하였다.

$$Nu = \frac{h_e b}{k_g} = 8.2 \times Re_g^{0.75} \quad (8)$$

그런데 Taylor C.F.⁶⁾가 유도한 레이놀즈 수와 누셀 수 사이의 상관 관계 경험식은 다음과 같다.

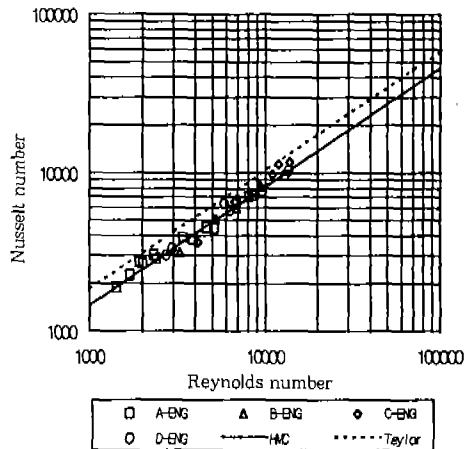


Fig.3 Nusselt Number vs. Gas-Side Reynolds Number of the Tested Engines

$$Nu = \frac{h_e b}{k_s} = 10.4 \times Re_g^{0.75} \quad (9)$$

두 식을 비교해 보면, 본 실험에 사용된 엔진이 Taylor가 실험한 엔진에 비해 열전달량이 작음을 알 수 있는데, 이는 연소 및 엔진 구조차이에 의해 기인하는 것으로 판단된다.

연소 측면으로는, 본 실험 엔진의 연소 상태가 과거에 비해 패스트 번(Fast Burn)화 됨으로써 연소 시간이 짧아진 요인이 있으며, 엔진 구조 측면에서도 최근의 엔진이 소형화, 경량화 및 고출력화하면서 연소실과 냉각수와의 살두께 증가(예를들면, 블록의 보어와 보어 사이의 사이아미즈(Siamese)화, 점화플러그와 밸브 사이 각의 협각화, 강성 보강을 위한 리브 채택)로 전열 면적 감소와 열전달 경로가 길어진 효과도 있을 것으로 판단된다. 그런데 본 연구에서는 이들에 대한 정량적인 분석을 수행하지 못하였다.

4. 실험 결과 및 검토

4.1 냉각수 유량의 영향

Fig.4에 냉각수 유량 변화에 따른 전열량 실험 결과를 나타냈다. 실험은 B 엔진을 이용하여 2600rpm, 19.7kw 조건에서 수행하였다.

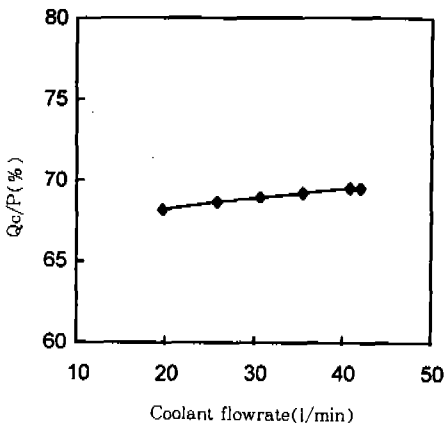


Fig.4 Effect of Changing Coolant Flowrate on Heat Rejection Rate Per Unit Power

실험 결과 냉각수 유량이 증가할수록 냉각수로의 전열량이 증가하는 경향을 나타냈으나 그 증가량은 극히 미약하였다. 즉, 유량을 53% 이상 변화시켜도 냉각수로의 전열량 변화는 2% 미만으로 나타났다.

식 (8)이 의미하듯, 냉각수로의 열전달은 연소가스 및 연소실에 노출된 벽면과의 열전달 형태에 가장 큰 영향을 받는다는 것을 이 실험으로부터도 확인할 수 있다.

4.2 냉각수 온도의 영향

Fig.5에 냉각수 온도에 따른 출력 대비 냉각수로의 전열량 변화를 나타냈다. 실험은 A 엔진을 사용하여 4000rpm, 전부하 조건에서 수행하였다.

실험 결과 냉각수 온도 30°C 증가에 따라서 냉각수로의 전열량은 9% 감소하였고, 오일로의 전열량은 26% 증가하였다. 또한 냉각수와 오일로의 전열량을 합친량은 4% 감소하였다. 이처럼 냉각수 온도 증가에 따라서 냉각수로의 전열량이 줄어드는 이유는 식 (6)에 나타나 있는 것처럼 냉각수 온도 증가에 따라 $(T_g - T_c)$ 가 감소하기 때문이다.

또한, 냉각수 온도 증가시, 엔진 금속면 온도

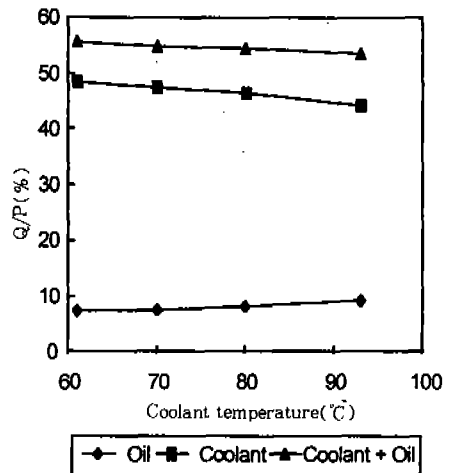


Fig.5 Effect of Changing Coolant Temperature on Heat Rejection Rate Per Unit Power

상승에 따른 마찰 손실 저감으로 오일로의 전열량이 감소해야함에도 불구하고 오히려 증가하는 것으로 보아 냉각수와 오일 사이에 열교환이 있음을 알 수 있다. 그리고 실험에서는 배기가스로의 전열량을 측정하지 않았지만, 냉각수로의 전열량 감소분중 일부가 배기가스로의 전열량 증가로도 나타난다고 알려져 있다. 이는 냉각수로의 전열량 감소분 전부가 연비 개선으로 이어지지 않는다는 것을 의미한다.

한편 냉각수와 오일 및 배기가스 사이에 열교환이 있다는 사실은, 3항의 이론 전개 과정중 연소실 표면에 도달한 열이 모두 냉각수로 전달된다는 가정에 수정이 필요하다는 것을 의미하고 있다. 그러나 그 절대치가 상대적으로 작아 실제 엔진 냉각계 설계 자료로서는 3항에 제시한 경험 식으로도 충분하다.

4.3 냉각수 성분의 영향

4.3.1 엔진 동력계 시험

Fig.6에 100% 물 성분의 냉각수와 50% 물 + 50% 부동액 성분의 냉각수 사용시의 출력 대비 냉각수로의 전열량 실험 결과를 나타냈다. 실험은 D 엔진을 이용하여 수행하였고 부동액은

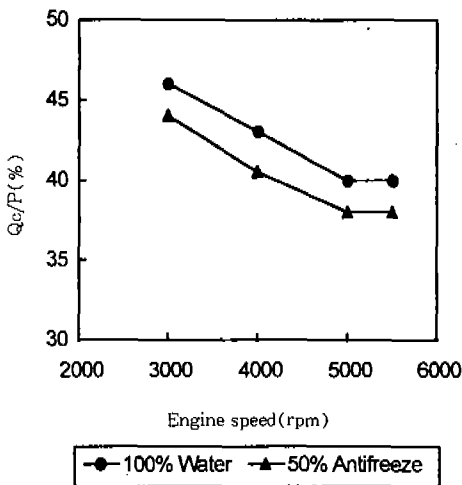


Fig.6 Effect of Antifreeze Concentration Ratio on Heat Rejection Rate Per Unit Power

에틸렌 글리콜 주성분이다.

실험 결과 50% 물+50% 부동액 성분의 냉각수가 100% 물 성분의 냉각수에 비해 출력 대비 냉각수로의 전열량이 4.4% 작게 나타났다.

이와같은 실험 결과를 이론적으로 해석하기 위하여 100% 물 성분의 냉각수와 부동액을 혼합한 냉각수의 전열량비는 식 (1)을 참고하여 써보면 아래와 같다.

$$\frac{Q_{AN}}{Q_{WA}} = \frac{1/h_g A_g + t/k_w A_g + 1/h_{WA} A_c}{1/h_g A_g + t/k_w A_g + 1/h_{AN} A_c}$$

$$= \frac{C_2 + \frac{C_3}{h_{WA}}}{C_2 + \frac{C_3}{h_{AN}}}$$

$$= \frac{C_2 + \frac{C_3}{(C \cdot k \cdot Re^n \cdot Pr^m)_{WA}}}{C_2 + \frac{C_3}{(C \cdot k \cdot Re^n \cdot Pr^m)_{AN}}}$$

(첨자 AN는 부동액, WA는 물을 의미함)

따라서 냉각수에 부동액 혼합에 따른 전열량비 차이는 냉각수의 레이놀즈 수와 프란틀 수 그리고 열전도율의 차이에 의해 대류 열전달 계수가 변하기 때문이다. 즉 냉각수에 부동액 혼합량을 증가시킬수록 대류 열전달 계수가 작아지기 때문에 냉각수로의 전열량이 감소한다.⁷⁾

4.3.2 차량 냉각 시험

Table 2에 B 엔진 탑재 자동 변속기 장착 차량으로 미국 캘리포니아 주 Death Valley에서 100% 물과 50% 물+50% 부동액 성분의 냉각

Table 2 Effect of Antifreeze Concentration Ratio on Coolant and Oil Temperature

시험조건	외기온 (°C)	냉각수 온도(°C)	엔진오일 온도(°C)
100% 물	48	T ₁	T ₂
50% 물 + 50% 부동액	49	T ₁ +5	T ₂ +7

수를 사용하여 수행한 차량 냉각 성능 실험 결과를 나타냈다. 실험 장소는 등판구배 5~8%의 14마일 거리의 직선로이며, 실험은 에어컨 작동 조건, D단, 55Mile/h 정속 주행 상태에서 진행하였다.

실험결과 냉각수에 50% 부동액 혼합시의 냉각수 온도가, 물 100% 성분의 냉각수를 사용한 차량의 냉각수 온도보다 5°C 높게 나타났다.

엔진 동력계에서의 실험 결과 냉각수에 부동액 혼합량을 증가시킬수록 냉각수로의 전열량이 감소하는데도 불구하고 실차에서는 냉각수 온도가 더 높게 유지되는 것은 냉각수 성분의 물성치 차이로 인한 냉각수 자체의 대류 열전달 계수 차이로 라디에이터 방열 성능에 변화가 유발되기 때문이다. 즉, 전열량에 영향을 주는 인자인 냉각수의 대류 열전달 계수는 엔진측 연소가스와 냉각수와의 열교환에서보다는 라디에이터측 냉각수와 공기와의 열교환에서 더 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있다.⁷⁾

4.4 점화시기의 영향

4.4.1 엔진 동력계 시험

Fig.7에 점화시기에 따른 출력대비 냉각수로의 전열량 실험 결과와 그때의 급속면 온도 및 배기가스 온도 변화를 나타냈다. 여기서 급속면 온도

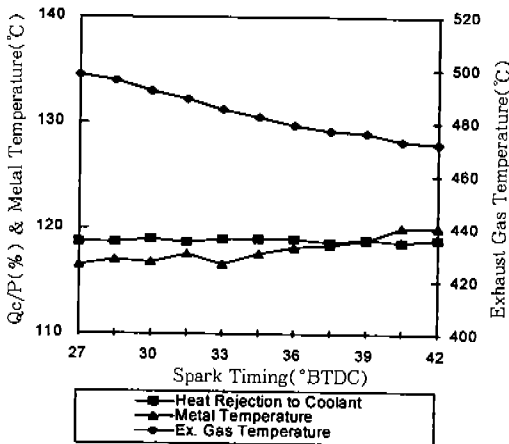


Fig.7 Effect of Spark Timing on Heat Rejection Rate Per Unit Power

측정 지점은 헤드 밑면에서 4mm 상부의 #2, #3번 연소실 사이이다. 실험은 A 엔진을 이용하여 2400rpm, 7.5kw 조건에서 수행하였다. 이때 MBT는 34.5° BTDC이다

실험결과 점화시기를 27° BTDC에서 42° BTDC로 변화시킬 때 냉각수로의 전열량 변화는 없는 것으로 나타났으나 배기가스 온도는 498°C에서 472°C로 감소하였고 급속면 온도는 116°C에서 120°C로 증가하는 결과를 나타냈다.

냉각수로의 전열량은 연소실의 급속면 온도와 배기 포트에서의 배기가스 온도에 크게 영향을 받으므로, 연소 조건의 변화로 연소실 급속면 온도 및 배기 포트에서의 배기가스 온도가 높아지면 냉각수로의 전열량은 증가한다.

실험 결과, 냉각수로의 전열량은 변화가 없는데, 연소실내 급속면과 배기가스 온도가 서로 반대의 경향을 나타내는데 이를 해석해 보면 아래와 같다.

냉각수로의 전열은 주로 연소실과 배기 포트를 통해 이루어지므로 연소실에서의 작동가스 온도와 배기 가스 온도에 많은 영향을 받는다. 점화시기를 변화시킨다고 해서 냉각수 자체의 열전달 계수가 변하는 것이 아니므로 배기 포트에서 열전달 변화는 작동가스의 물성과 온도에 영향을 받는다. 그런데 공연비를 일정하게 유지했으므로 작동가스의 밀도, 속도는 동일하다(물론 점화 시기의 차이로 인한 연비 차이로 인해 혼합기량이 차이가 있으나 그 양은 미미함). 그러므로 배기가스 온도가 감소한 것은 배기 포트에서의 열손실 증가에 기인한 것이 아니라, 연소실에서 배기 포트로 나간 작동가스 자체의 온도가 낮아졌기 때문이며, 이로 인해 배기 포트를 통한 냉각수로의 전열량은 감소한다. 전체 냉각수로의 전열량은 변함이 없으므로 배기 포트에서의 감소량만큼 연소실 내에서 증가 분이 있어야 하는데, 연소실 급속면 온도를 보면 증가하였다. 발생열의 변화 없이 전열량이 증가하면서 급속면 온도가 증가할 수 없다. 따라서 연소실내의 작동가스 평균 온도는 점화시기가 진각됨에 따라 증가한다는 사실을 유추할 수 있다. 그러므로 점화시기를 진각시키면 연소실내에서 냉각수로의 전열량이 증가한다

고 해서 단순하게 배기가스 온도가 감소할 것이라고 볼 수 없다. 참고문헌⁸⁾을 보면 점화시기를 진각시키면 연소 최고압은 증가하지만 배기 행정 중에는 감소한다. 이로부터 배기 가스 온도의 저하는 연소실 내에서 냉각수로의 전열량 감소에도 기인하지만 작동가스 자체의 발생열 변화에도 기인함을 알 수 있다. 즉 점화시기를 진각 시키면 다음과 같은 현상이 발생된다.

첫째, 작동가스 발생열의 증가로 연소실내에서 냉각수로의 열전달이 증가하여 연소실 금속면 온도도 상승한다.

둘째, 작동가스 발생열과 냉각수로의 전열량 변화에 의해 배기가스 온도가 감소한다.

셋째, 배기가스 온도 감소에 의해 배기 포트에서 냉각수로의 전열은 감소한다.

따라서 전체 냉각수로의 전열량은 변함이 없으며, 또한 점화시기 지각시에도 위의 반대 경향이 나타나 진각시와 동일하게 전체 냉각수로의 전열량은 변함이 없다.

4.4.2 차량 냉각 시험

Fig.8에 점화시기 설정값이 다른 2개의 ECU를 동일 차량에 각각 장착하여 차량 냉각 성능을 측정된 결과를 나타냈다. 실험 차량은 B 엔진을 탑재한 자동 변속기 장착 차량이며, 외기온 및

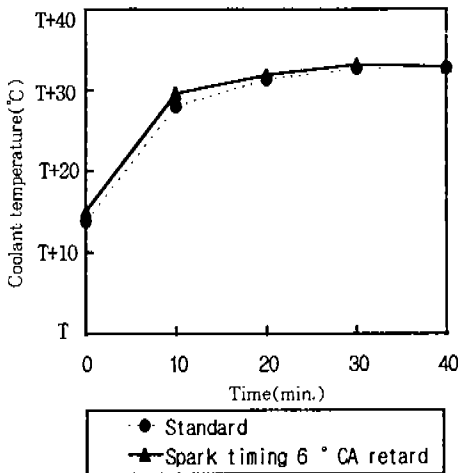


Fig.8 Effect of Spark Timing on Vehicle Cooling Performance

풍속을 조절할 수 있는 환경시험실에서 7% 동판로, 차속 50Km/h 조건에서 실험을 수행하였다. 두 차량은 실험 영역에서 점화시기가 6° CA 차이가 난다.

실험 결과 점화시기 6° CA 변화에 의한 차량 냉각 성능 차이는 없는 것으로 나타났다.

한편 점화시기 변화에 의해 과도한 노크(Severe Knock)가 발생하게 되면 차량 냉각 성능을 크게 악화시키게 되는데 이때의 실험 결과를 Fig.9에 나타냈다. 실험 장소 및 조건은 위와 동일하다. 실선은 노크가 발생하지 않을 때를 점선은 과도한 노크가 발생할 때를 가리킨다.

4.4.1항과 4.4.2항의 결과로부터, 노크를 유발시키지 않는 점화시기 변화는 냉각수로의 전열량에 영향을 주지 못함을 알 수 있다.

4.5 공연비 영향

4.5.1 엔진 동력계 시험

Fig.10에 공연비 변화에 따른 냉각수로의 전열량 및 금속면 온도 그리고 배기가스 온도 측정 결과를 나타냈다. 실험은 A 엔진을 이용하여 2400rpm, BMEP 250Kpa 조건에서 수행하였는데, 점화시기는 각각의 공연비에서 MBT이다. 금속면 온도 측정 지점은 실린더 헤드 밑면에서

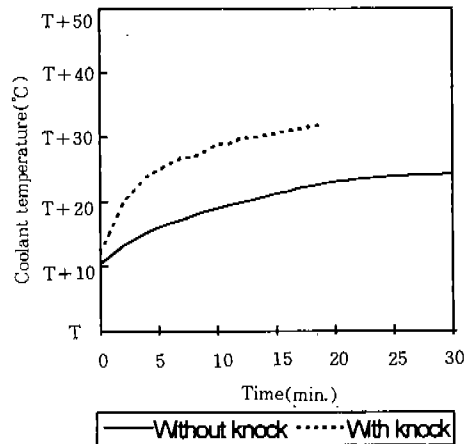


Fig.9 Effect of Knock on Vehicle Cooling Performance

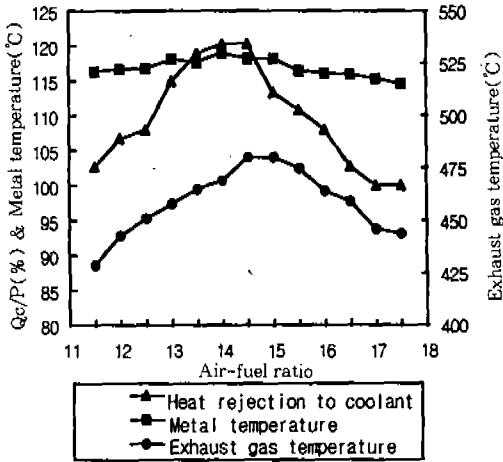


Fig.10 Effect of Air Fuel Ratio on Heat Rejection Rate Per Unit Power

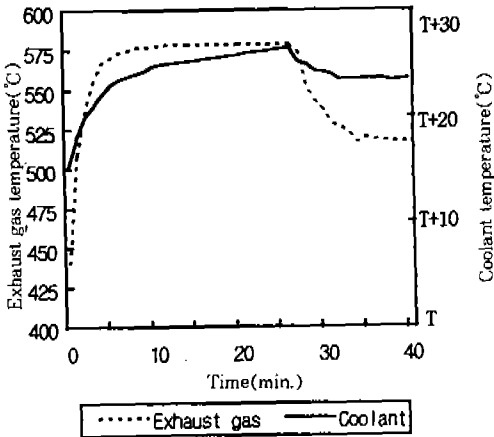


Fig.11 Effect of Air Fuel Ratio on Vehicle Cooling Performance

4mm 상부의 #2, #3번 연소실 사이이다.

공연비 변화에 따른 냉각수로의 전열량은 이론 공연비 부근에서 최대로 나타났다. 이는 냉각수로의 전열이 주로 이루어지는 연소실 금속면 온도와 배기 포트에서의 배기 가스 온도가 이론 공연비 부근에서 최대가 되기 때문이다.

한편, 연소 가스 온도는 열해리 때문에 이론 공연비 보다 약간 늦은 13:1 근처에서 최고 점을 이루는 것으로 알려져 있는데, 이와 달리

연소실 벽면 및 배기 가스 온도가 이론 공연비 부근에서 최대를 이루는 것은, 연료 증발시 잠열에 의한 냉각 효과 때문인 것으로 판단된다.

참고로 Taylor⁶⁾의 정의에 따른 평균 유효 가스 온도도 이론 공연비 근처에서 최대를 이룬다.

4.5.2 차량 냉각 시험

Fig.11은 C 엔진 탑재 자동 변속기 장착 차량으로 등판구배 7%, 차속 50KPH 실험 조건에서 수행한 차량 냉각 성능 실험 결과를 나타내고 있는데, 실험 시작 26분간은 공연비 제어 센서가 정상 작동하였으나, 그 후부터는 파손되어 미작동하였다.

Fig.11에 나타난 실험결과를 보면, 공연비 제어 센서가 정상 작동하는 26분간의 냉각수 온도는 점진적으로 상승하는 경향을 나타냈으나, 공연비 제어 센서가 미작동한 직후부터 급격히 온도가 떨어지는 경향을 나타냈다. 이는 공연비 제어 센서가 정상 작동하여 이론 공연비 부근에서 제어되는 26분간은 냉각수로의 전열량이 많은데 비하여, 공연비 제어 센서가 미작동한 그 이후는 이론 공연비 이외의 영역에서 제어되어 냉각수로의 전열량이 상대적으로 작아지기 때문에 나타난 결과이다.

연비 저감과 매연을 줄이기 위하여 차량의 주 운전 영역에서는 엔진이 이론 공연비로 운전되게끔 하는데, 이것이 냉각계 가속도를 높인다는 것을 알 수 있다.

4.6 엔진 부하의 영향

Fig.12와 13에 A 엔진을 이용하여 3000rpm과 4000rpm의 엔진 속도에서 전부하 출력(Pw.o.t) 대비 부분 부하 출력 변화에 따른 냉각수로의 전열량 변화를 나타냈다. 전열량 측정 실험은 공연비 14.5:1 조건에서 MBT 또는 DBL-2° CA 점화시기로 수행하였다.

실험 결과, 3000rpm과 4000rpm 공히 엔진 부하가 증가할수록 냉각수로의 전열량(Qc)은 1보다 작은 지수 함수로 증가하는 경향을 나타냈다.

4.4항의 실험 결과를 보면 점화시기 변화에 의한 냉각수로의 전열량 변화는 없고, 또한 동일

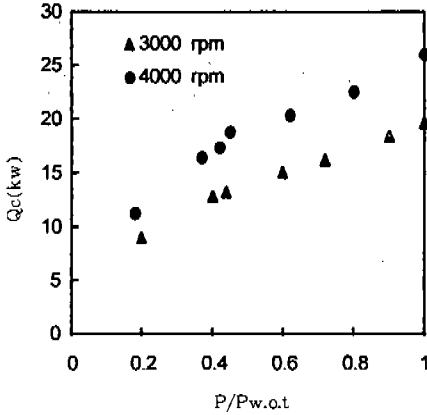


Fig.12 Effect of Engine Load on Heat Rejection Rate to Coolant

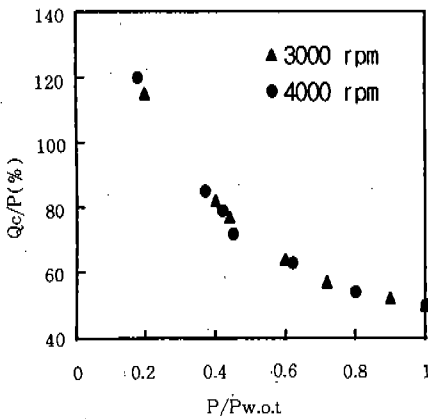


Fig.13 Effect of Engine Load on Heat Rejection Rate Per Unit Power

공연비에서 실험을 수행했기 때문에 부하 변화에 따른 냉각수로의 전열량 변화는 혼합기량에 의해서만 지배받게 된다. 즉 부하 증대에 따른 냉각수로의 전열량 증대는 혼합기량 증대에 의해 나타난 결과로 판단된다.

한편, 부하 변화에 따른 출력대비 전열량 비를 Fig.13에 나타냈는데 이를 해석하면 아래와 같다. 엔진에 유입되는 연료의 열량을 Q_f , 혼합기의 저위 발열량을 H_L , 연료-공기 비를 F 라 하면 아래와 같은 관계식이 성립한다.

$$\frac{Q_f}{A_f} = G_g H_L \left(\frac{F}{1+F} \right) \quad (11)$$

식 (6), (8), (11)에서 A_p 를 소거하면 식 (12)와 같다.

$$\frac{Q_c}{Q_f} = 8.2 \frac{k_g}{b} \left(\frac{b}{\mu g_0} \right)^{0.75} \frac{(T_g - T_c)(1+F)}{G_g^{0.25} F H_L} \quad (12)$$

또한, 엔진 축출력을 P , 제동 열효율을 η 라 하면

$$P = \eta Q_f \quad (13)$$

가 된다. 식 (12)와 (13)에서 Q_f 를 소거하면 출력 대비 냉각수로의 전열량 식은 아래와 같게 된다.

$$\frac{Q_c}{P} = 8.2 \frac{k_g}{b} \left(\frac{b}{\mu g_0} \right)^{0.75} \frac{(T_g - T_c)(1+F)}{G_g^{0.25} \eta F H_L} \quad (14)$$

여기서 평균 유효 가스 온도(T_g) 및 연소가스의 열전도율(K_g)은 공연비에 의해서만 변하게 되므로 상수로 취급하고 간략히 하면 아래와 같다.

$$\frac{Q_c}{P} = C_5 \frac{1}{G_g^{0.25} \eta} \quad (15)$$

즉, 부하를 증가시키면 펌핑 손실(Pumping Loss)이 감소하고, 전체 에너지중 마찰 손실이 차지하는 비율이 작아지므로 제동 열효율 η 가 증가한다. 혼합기량 G_g 또한 증가하므로 출력대비 냉각수로의 전열량은 감소하게 된다.

4.7 엔진 속도의 영향

Fig.14에 동일 출력을 유지하면서 엔진 속도만을 변화시킬 때 냉각수로의 전열량 실험 결과를 나타냈다. 실험은 A 엔진을 이용하여 엔진 출력 16kw 일정 조건에서 진행하였다.

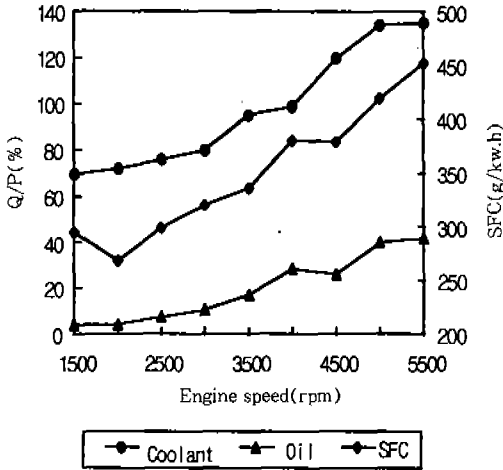


Fig.14 Effect of Engine Speed on Heat Rejection Rate Per Unit Power

동일 출력을 유지하면서 엔진 속도만 변화시킬 때, 속도가 증가할수록 냉각수 및 오일로의 전열량 모두가 증가하는 경향을 나타냈으며 연료 소비율도 295g/kw.h에서 452g/kw.h로 증가하는 결과를 나타냈다.

엔진내로 유입된 총 연료 에너지는 축출력, 냉각 손실, 펌핑 손실 그리고 보기 구동계를 포함한 전 운동계의 마찰 손실 등으로 분배된다. Fig. 14와 같이 동일 축출력을 유지하면서 엔진 회전수를 높일 때, 혼합기량(총연료 에너지)에 비례하여 전열량이 증가한다는 것은 결국 펌핑 손실과 마찰 손실이 커진다는 것을 의미한다.

따라서 동일 출력을 유지하면서 엔진 속도를 증가시킬 때 냉각수로의 전열량이 증가하는 이유는 펌핑 손실 증대와 마찰 손실 증대로, 엔진에 유입되는 총 연료 에너지가 증가하였기 때문이다.

4.6과 4.7항의 실험 결과로부터, 연소 특성 및 마찰 손실 저감 등을 통한 연비 개선이 이루어지면 차량 냉각 성능도 개선됨을 알 수 있다.

5. 결 론

현대자동차에서 자체 개발한 4종류의 가솔린

엔진을 이용하여 각각의 운전 인자와 냉각수측 열전달 인자 변화에 따른 냉각수로의 전열량 측정 실험 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 실험에 사용된 가솔린 엔진의 열전달 관계식은 아래와 같다.

$$Nu = \frac{h_e b}{k_g} = 8.2 \times Re_g^{0.75}$$

- 2) 냉각수 유량을 53% 증대시 냉각수로의 전열량 증가는 1.8%로서 미미하다.
- 3) 냉각수에 부동액 혼합량을 증가시킬수록 냉각수로의 전열량은 감소하는데 이의 원인은 냉각수 자체의 열전도 계수, 프란틀 수, 레이놀즈 수 차이에 의해 대류 열전달 계수가 작아지기 때문이다.
- 4) 엔진 냉각수에 부동액 혼합량을 증가시킬수록 차량 냉각수 온도가 높게 유지되는데 이는 냉각수 자체의 대류 열전달 계수 차이로 라디에이터 방열 성능이 감소하기 때문이다.
- 5) 동일 출력, 동일 엔진 속도에서 노크를 유발시키지 않는 점화시기 변화는 냉각수로의 전열량에 영향을 주지 못한다.
- 6) 점화 시기를 진작시키면 실린더 헤드의 연소실 금속면 온도는 증가하고 배기 포트의 배기가스 온도는 감소한다.
- 7) 동일 엔진 속도에서 엔진 부하가 증가할수록 냉각수로의 전열량은 1보다 작은 지수함수로 증가하고, 출력대비 냉각수로의 전열량은 감소한다.
- 8) 동일 출력을 유지하면서 엔진 속도를 증가시키면 펌핑 손실과 마찰 손실 증대로 연료 소비율이 증가하므로 냉각수로의 전열량은 증가한다.
- 9) 연소 특성 및 마찰 손실 저감 등을 통해 연비 개선이 이루어지면 차량 냉각 성능이 개선된다.

참 고 문 헌

1. Povolny et al., "Cylinder Head Temperatures and Coolant Heat Rejection of a Multi-Cylinder Liquid Cooled Engine of 1650-Cubic-Inch Displacement", NACA TN 2069, Apr., 1950.
2. French, C. C. J., "Thermal Loading of a Petrol Engine", I. Mech. E, Vol.187, 49/73, Proc., 1973.
3. 宮崎弘昭, "Effect of Operating Factors on the Heat Loss to the Coolant in 4-Cycle S. I. Engine", 日本機械學會論文集(B編), 60卷, 577號, No.93~1591.
4. 宮崎弘昭, "Effect of Operating Factors on the Heat Loss to the Coolant in 4-Cycle S. I. Engine", 日本機械學會論文集(B編), 60卷, 577號, No.93~1871.
5. 今別府 悟, 平野 芳則, "An Analysis of Heat Release to the Coolant in the Cylinder-head", JSAE 892155.
6. Taylor, C. F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Vol.1, 2nd, MIT Press, pp.267~304.
7. 류택용, 신승용, 최재권, "엔진 냉각수에 부동액 혼합이 엔진 및 차량 냉각 성능에 미치는 영향", 자동차공학회지, Vol.16, No.6, 1994.
8. Heywood, J., B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, pp.371~375.