한국자동차공학회논문집 제9권 제3호, pp.35~41

가솔린엔진의 금속면온도 및 냉각수로의 전열 특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Characteristics of Metal Temperature and Heat Rejection to Coolant of Gasoline Engine

오 창 석*, 유 택 용*, 신 승 용*, 최 재 권*
Changseok Oh, Taekyong Ryu, Seungyong Shin, Jaekwon Choi

ABSTRACT

In recent applications, map controlled thermostat has been adapted to optimize engine cooling system and vehicle cooling system. First of all, this strategy is focused on improving fuel consumption rate and reducing emissions, especially unburned hydrocarbon. The object can be obtained through controlling engine metal temperature by varying engine coolant temperature with engine load and speed. To achieve this goal, it is necessary to understand the characteristics of engine metal temperature and heat rejection rate to coolant.

From the results of tested engines, it is obvious that fuel consumption rate has more dominant effect on engine metal temperatures than the corresponding engine power does. Also, Re-Nu relation which shows heat rejection rate to coolant in function of air-fuel mixture and engine specifications has been studied. Also, the empirical Re-Nu relation at full loaded engine was developed.

주요기술용어 : Map controlled thermostat(맵제어식 써모스탯), Heat rejection rate to coolant(냉각수로의 전열량), Engine cooling system(엔진 냉각계), Vehicle cooling system(차량 냉각계), Metal temperature(금속면 온도), Air fuel mixture(혼합기)

Nomenclature

Re_g	: 레이놀즈수
Nu	: 누셀수
Q_c	: 냉각수로의 전열량
T_c	: 냉각수 온도
T_g	: 평균 유효 가스 온도
h_e	: 열전달계수
b	: 실린더직경
μ	: 점성계수
k_g	: 연소가스의 열전도계수
A_p	: 피스톤 상면의 면적
g_o	: 중력가속도
G_g	: 단위면적, 단위시간당 혼합기 질량
ψ	: 함수식

* 회원, 현대자동차 파워트레인연구소

1. 서 론

최근의 엔진냉각은 엔진 및 차량냉각계의 최적화 측면에서 냉각수온도를 제어함으로써 엔진의 연비향상과 배기가스저감의 목적을 꾀하고 있다. 이러한 목적을 달성하기 위해서는 엔진운전조건에 따른 최적의 냉각계를 구성하는 것이 필수적이다.

차량냉각계에서의 냉각수온제어는 써모스탯의 선정으로 1차 결정이 되어진다고 할 수 있다. 대부분의 차량주행은 엔진의 부분부하조건에서 이루어지며, 부분부하시의 엔진은 전부하시의 엔진과 그 열적 부하가 다르기 때문에 최적의 엔진조건을 유지하기 위해서는 엔진냉각수온을 엔진속도 및 부하조건에 따라서 변하도록 설정하는 것이 필요하다.

최근에 ECU에 의해서 제어가 되는 써모스탯의(Map Controlled Thermostat) 필요성이 대두되는 것도 이러한 이유 때문이다.[1] 이러한 맵제어 써모스탯은 기존의 기계식 써모스탯이 단지 주위 냉각수 온도에 따라 써모스탯의 개변온도와 완전전개온도가 결정되어지는데 반하여 맵제어 써모스탯은 기존의 Wax Element에 Precision Resistor를 설치하여 주위의 냉각수온도뿐 아니라 컴퓨터에 의해 제어되는 입력값에 따라 써모스탯의 양정을 변하게 할 수 있도록 되어 있다.

즉, 기존의 써모스탯은 엔진금속면의 온도가 가장 높은 전부하상태에 맞추어 냉각수온도나 냉각수유량이 결정되어 있다. 따라서 부분부하상태에서 이 냉각수 온도와 냉각수유량을 이용하게 되면 엔진 금속면 온도는 감소하게 되어 엔진은 최적의 상태에서 벗어나게 된다.

반면에 맵제어 써모스탯은 부분부하에서의 냉각수온도를 기존의 써모스탯을 이용할 때보다 높은 상태에서 유지하다가 어느 순간 전부하에 이르면 기민한 양정변화를 이용하여 냉각수온도를 떨어뜨려 엔진금속면온도의 증가를 허용하지 않는 방식이다.

이렇게 되면 부분부하시 엔진의 평균 금속면 온도를 높게 유지할 수 있어 마찰저감에 의한 연료소비율과 미연배기가스측면에서 향상된 결과를 얻을 수 있다.

이러한 맵제어방식 써모스탯을 적용하기 위해서는 엔진속도 및 부하비에 따른 엔진 금속면 온도 특성에 대한 이해가 필수적이라 할 수 있다. 하지만 기존의 연구[2,3,5]가 주로 공연비, 점화시기, 압축비등과 같은 각각의 연소인자에 의한 영향을 평가하거나 냉각수 유량, 온도 등과 같은 냉각조건측면에서의 영향을 평가하는데 주안점을 두어온 실정이다. 본 연구에서는 엔진 냉각계 최적화의 관점에서 필수적인 주행시 운전조건에 따른 엔진 금속면 온도에 대한 체계적인 정보를 얻고자 한다. 또한, 이런 과정을 통하여 냉각수로의 방열량에 대한 경험식을 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

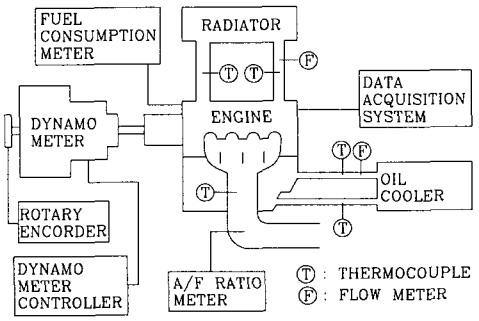


Fig. 1 Schematics of experimental setup

본 실험 장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있는 바와 같이, 실차 라디에이터 시스템과 오일쿨러가 연결된 1.5 ℓ MPI엔진과 데이터 취득 시스템(data acquisition system)으로 구성되어 있다. 라디에이터 시스템에는 샤워(shower)가

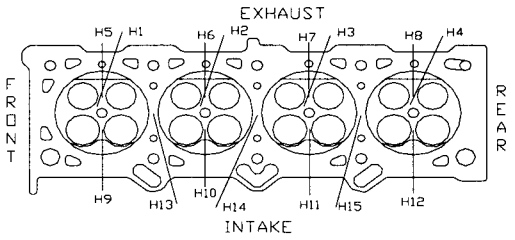
설치되어 있어, 샤워의 물량조절을 통하여 엔진 냉각수 온도를 제어할 수 있도록 하였으며, 오일쿨러는 오일온도를 제어하기 위해서 사용되었다. 또한, 엔진의 연료소비율을 측정하기 위해서 Onosokki사의 FX-203P 중량 유량계(gravity flow meter)를 사용하였다. 엔진 금속면 온도측정은 1.6mm Sheath형 K-Type 열전대를, 냉각수 및 오일온도 측정은 Sheath형 T-Type 열전대를 이용하였다.

Table 1 Locations of metal temperature measurement

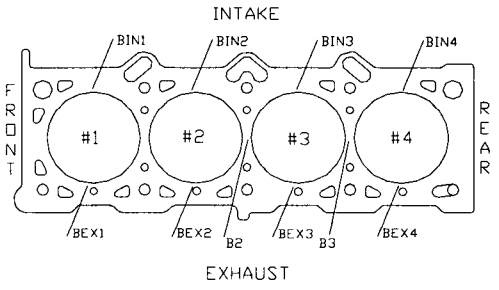
Term	Combustion Chamber No.	Locations	
H1	#1	Spark Plug Boss & Ex. V/V Seat	Head
H2	#2		
H3	#3		
H4	#4		
H5	#1	Ex. V/V Seat & Ex. V/V Seat	
H6	#2		
H7	#3		
H8	#4		
H9	#1	In. V/V Seat & In. V/V Seat	
H10	#2		
H11	#3		
H12	#4		
H13	#1 & #2	Between Combustion Chambers	
H14	#2 & #3		
H15	#3 & #4		
BEX1	#1	Exhaust Side TRR	Block
BEX2	#2		
BEX3	#3		
BEX4	#4		
BIN1	#1	Intake Side TRR	
BIN2	#2		
BIN3	#3		
BIN4	#4		
B2	#2 & #3	Cyl. Block Siamese	
B3	#3 & #4		

금속면 온도 측정 위치는 Fig. 2 및 Table 1에 나타내었다. 실린더헤드온도는 열적 부하를 가장 많이 받는 곳으로 알려진 점화플러그와 배기 밸브 시트 사이 4곳과 배기 밸브 시트 사이 4곳, 흡기 밸브 시트사이 4곳에서 측정하였으며, 실린더블록온도는 배기와 흡기쪽 TRR(Top Ring Reversal)부위 각각 4곳 및 사이아미즈(Siamese) TRR의 3곳에서 측정하였다. 여기서 사이아미즈 TRR의 3 지점을 제외한 모든 지점의 온도는 연소실 1mm 전의 금속면 온도이다.

또한 실험 엔진은 현대자동차의 1.5ℓ급 MPI엔진으로 제원은 Table 2에 나타나 있다.



(a) Cylinder head



(b) Cylinder block

Fig. 2 Locations of thermocouples

Table 2 Specifications of test engine

Type	I4
Stroke Volume(cc)	1,495
Bore(mm)xStroke(mm)	75.5x83.5
Compression Ratio	9.5
Valve Mechanism	DOHC

2.2 실험방법

본 실험은 엔진속도 2000RPM에서 6000RPM까지 1000RPM단위로 또한 각 엔진속도에서 엔진 부하비는 20%에서 100%(W.O.T.)까지 20% 단위로 증가시키며 이루어졌다. 엔진출구 냉각수온도와 엔진입구 오일온도는 각각 90°C로 제어하였다.

실험시 측정 데이타에는 위에 언급한 금속면 온도와 함께 연료 소비율, 출력, 냉각수로의 전열량을 계산하기 위한 냉각수유량과 엔진입출구 냉각수온도 등의 데이터가 포함되어 있다.

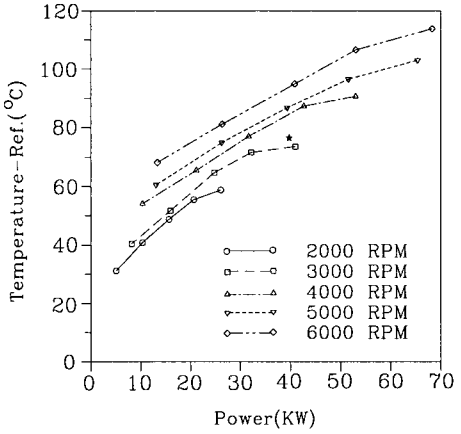
3. 실험결과 및 검토

3.1 엔진금속면 온도 측정 실험

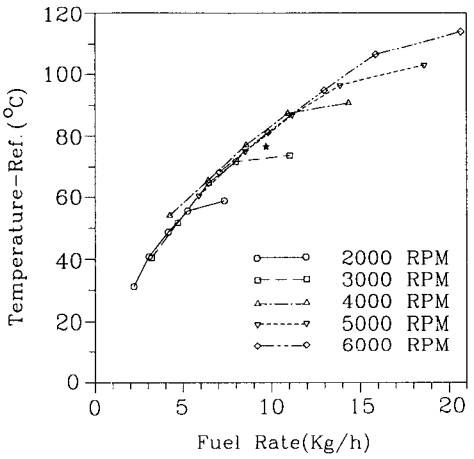
Fig. 3은 엔진속도 및 부하별로 1번 실린더헤드의 스파크 플러그 보스부와 배기 밸브 시트 사이의 금속면 온도측정값을 출력과 연료소비량별로 나타낸 것이다.

그림에서 볼 수 있듯이 출력에 따른 금속면 온도는 20%에서 80%까지는 거의 선형적인 증가를 보여주는데 비하여, 80%에서 100%로의 부하비 증가에 따른 온도 증가 변화는 완만한 모습을 보여 주고 있다. 이의 주원인은 각각의 조건에서 사용되는 공연비가 다르기 때문으로 부분부하에서는 이론공연비인 14.5:1를 사용하는데 비하여 전부하에서는 13:1의 공연비를 사용하였기 때문이다. 이는 3000 RPM, 전부하조건(Full Throttle)에서 공연비를 14.5:1로 제어하였을 때(각 그림에서 *표시) 금속면온도가 13:1을 사용하였을 때 보다 거의 선형적으로 증가하는 모습으로부터 확인할 수 있다.

출력에 따른 금속면 온도 변화 그래프와 비교하였을 때 연료소모량에 따른 금속면 온도 변화 그래프가 훨씬 높은 상관관계를 가지고 있음을 알 수 있다. 즉, 출력에 따른 그래프에서는 동일출력에서 엔진속도에 따라 다른 금속면온도를 보여주는데 비하여 연료량에 따른 그래프에서는 13:1의 공연비를 사용하는 전부하 조건을 제외하고 엔진속도에 따른 영향은 거의 나타나지 않고 단지 연료량에 따른 변화만이 나타난다. 이 결과들로부터 특정엔진의 특정부위에서의 금속면온도는 연료소모량에 지배를 받는 것을 알 수 있다.



(a) Metal temperature versus power

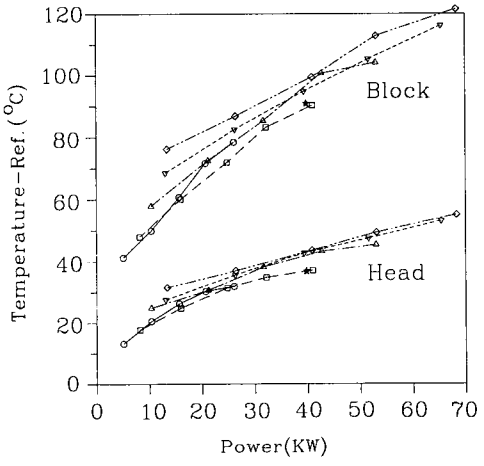


(b) Metal temperature versus fuel consumption rate

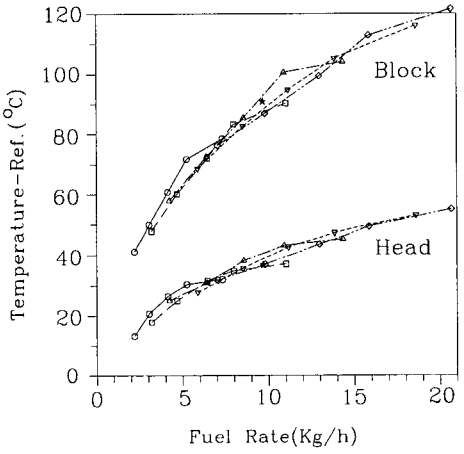
Fig. 3 Correlation between metal temperature and power/fuel consumption at spark plug boss & exhaust valve seat(H1)

(주) 금속면온도의 절대값은 현대자동차 대외비이므로 -Ref의 표현을 사용하였음.

이러한 금속면온도 특성은 실린더헤드뿐 아니라 실린더블록에서도 나타나는데 Fig. 4의 실린더블록 사이아미즈 온도분포에서도 확인할 수 있다. 또한 그림에서 표시하지 않은 다른 온도측정위치에서도 그 절대값에서만 차이가 날 뿐 동일한 경향을 보여주었다.



(a) Metal temperature versus power



(b) Metal temperature versus fuel rate

Fig. 4 Correlation between metal temperature and power/fuel consumption at siamese (H13, B2)

3.2 냉각수로의 전열량 측정 실험

Fig. 5는 각 엔진속도에서 부하를 변화시키며 연소가스쪽 레이놀즈수(Re_g)와 냉각수로의 전열량을 표시할 수 있는 유효 열전달 계수가 포함된 누셀수(Nu)의 상관관계를 그래프로 표시한 것이다.

여기서 누셀수와 레이놀즈수는 참고문헌에 나타난 공연비에 대한 평균유효가스온도(T_g), 점성계수(μ), 열전도계수(k_g), 피스톤 상면 면적(A_p), 실린더 직경(b), 단위면적, 단위시간당 혼합기 질량(G_g) 및 다음 식으로 표현되는 열전달계수(h_e)를 이용하였다.

$$h_e = \frac{Q_c}{A_p(T_g - T_c)} \tag{1}$$

$$\frac{h_e b}{k_g} = \psi\left(\frac{G_g b}{\mu g_o}\right) = \psi(Re_g) \tag{2}$$

즉, 모든 엔진의 열전달을 엔진에 유입되는 연료-공기 혼합기의 레이놀즈수와 누셀수 사이의 상관 관계식으로 표현한 것으로 Taylor C. F.[4]는 다음과 같은 경험식을 유도하였다.

$$Nu = \frac{h_e b}{k_g} = 10.4 \times Re_g^{0.75} \tag{3}$$

또한, 유택용 등[5]은 실험을 통하여 다음과 같은 경험식을 제시하였다.

$$Nu = \frac{h_e b}{k_g} = 8.2 \times Re_g^{0.75} \tag{4}$$

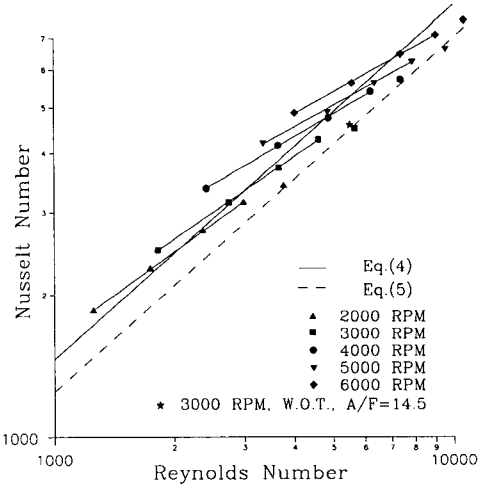


Fig. 5 Nusselt number vs. gas-side Reynolds Number of the tested engine at various engine

여기서 유택용 등[5]이 사용한 엔진이 Taylor가 실험한 엔진에 비해 열전달량이 작음을 알 수 있는데 이는 최근의 엔진이 소형화, 경량화, 고출력화하는 등 연소 및 엔진구조의 변화에 기인하는 것으로 판단된다. 이러한 특징은 각 엔진속도별로 20%부하비에서 100%부하비까지 20%씩 부하를 증가시키며 실험결과를 도시한 Fig. 5에서 명확하게 드러난다. 즉, 동일엔진에서도 부하를 달리하며 실험한 결과 단일계수를 사용한 식(2)로는 모든 부하 영역을 대표할 수 없으며, 따라서 식(3)이나 (4)는 전 영역의 평균을 의미하거나 실험을 진행한 특정 영역을 대표하는 값이라 할 수 있다.

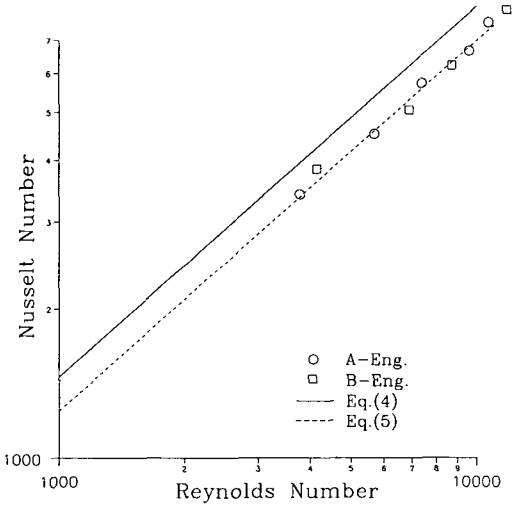


Fig. 6 Nusselt Number vs. gas-side Reynolds number of the tested engines

이와 같이 동일한 연료소모율을 가지는 경우 엔진속도가 다르더라도 엔진금속면온도는 같은데 반하여 냉각수로의 전열량에서는 차이가 나는 이유는 엔진속도를 높이면서 출력감소를 가져오는 원인중 하나인 마찰손실의 증가분이 냉각수 및 오일 등으로의 전열량 증가를 가져오기 때문이며, 이는 실험결과 거의 동일한 연료소모율을 나타내는 3000 RPM, 60% 부하비와 4000RPM, 40% 부하비를 비교해 보았을 때 출력 감소분의 약 54%가 냉각수로의 전열량증가분, 38%가 오일로의 전열량증가분으로 사용되는 것으로부터 확인할 수 있다. 즉, 동일한 연료소모율이더라도 엔진속도가 높아지면서 마찰 손실 증가분의 상당부분이 냉각수로의 전열량 증가로 나타나기 때문이며, 이 경우 엔진 금속면온도가 증가되지 않는 것은 엔진속도증가와 함께 냉각수유속도 빨라져 냉각수측의 열전달계수도 함께 높아지기 때문으로 판단된다.

본 연구에서는 열적 부하가 가장 심하면서 예측 측면에서도 가장 유용하게 이용될 수 있는 전부하 상태에 적용할 수 있는 경험식을 얻기 위하여 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 2종류엔진(A 및 B-Eng.은 각각 1.5, 1.8ℓ급 MPI엔진으로 A-Eng.에 대한 제원은 Table 2에 나타나 있음)에 대한 전부하 실험 결과를 도시하였으며 이것으로부터 다음과 같은 경험식을 얻었다.

$$Nu=\frac{h_e b}{k_g}=7.0\times Re_g^{0.75} \qquad (5)$$

Fig. 6에서 식(5)는 점선으로, 식(4)는 실선으로 표시되어 있으며, 두 가지 종류엔진에 대한 전부하 실험 결과는 도형으로 표시하였다. 이 그림에 표시되어 있지는 않지만 Taylor[4]가 제시한 식(3)은 위 두 식보다 냉각수로의 열전달량이 큰데 그 이유는 앞서 설명한 바와 같이 최근의 엔진이 경량화, 고출력화된 원인과 함께 Taylor의 경험식에 이용된 여러 엔진의 데이터가 일정한 부하비에서 얻어진 실험결과가 아닌 것에도 기인하는 것으로 판단되며, 따라서 식(3)은 실험 대상 엔진의 여러 작동 영역에 걸친 평균값의 의미를 가지고 있는 것으로 판단된다.

4. 결 론

최근에 엔진 냉각계의 최적화를 통하여 연

비향상 및 배기 가스 저감 효과를 얻기 위하여 맵제어식 써모스탯의 적용이 대두되고 있으며, 이에는 엔진 금속면 온도 변화 특성 및 냉각수로의 전열량 예측에 대한 시스템적 이해가 필수적이다. 본 연구에서는 이러한 목적을 달성하기 위하여 위 두 가지 측면에서 실험을 진행하였으며, 실험 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 엔진 속도 및 부하비에 따른 금속면온도를 엔진출력 및 연료소모량으로 표현하였으며, 이로부터 각 부분의 온도는 출력에 의해서라기보다는 연료소모량에 의해서 지배받는 것을 알 수 있다.
2) 무차원화된 레이놀즈수와 누셀수를 이용하여 냉각수로의 전열량을 예측하는 Taylor가 제시한 경험식은 엔진 작동 전 영역에서의 평균적인 값으로서 실제적으로 이 경험식을 이용하여 전열량을 평가하기 위해서는 엔진 부하에 의한 영향을 고려하여야 한다.
3) 동일한 연료소모율을 사용하는 경우 엔진금속면온도는 일정한데 반하여 냉각수로의 전열량은 엔진속도증가와 함께 증가하는 모습을 보이는데 이는 엔진속도 증가에 따른 마찰손실 증가분의 일정량이 냉각수로의 전열량 증가분으로 사용되기 때문이며, 이 경우에도 냉각수 유속증가에 의한 냉각수측 열전달계수증가로 엔진금속면온도는 일정한 값을 유지한다.
4) 실험대상 엔진의 전부하 상태에서 실험한 결과 연료-공기 혼합기에 의해서 무차원화된 레이놀즈수와 유효열전달계수가 포함된 누셀수의 상관관계는 다음과 같은 근사식으로 표현됨을 알 수 있었다.

$$Nu = \frac{h_e b}{k_g} = 7.0 \times Re_g^{0.75}$$

참 고 문 헌

1) A. K. Andrew, C. F. Bradshaw and B. T. Creed, "Electric Thermostat System for Automotive Engines", SAE 880265, 1988.
2) Povolny et al., "Cylinder Head Temperature and Coolant Heat Rejection of a Multi-Cylinder Liquid Cooled Engine of 1650-Cubic-Inch Displacement", NACA TN2069, Apr., 1950.
3) C. C. J. French, "Thermal Loading of a Petrol Engine", I. Mech. E., Vol. 187, 49/73, Proc., 1973.
4) C. F. Talyor, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Vol.1, 2nd, MIT Press, pp.267-304, 1984.
5) 류택용, 신승용, 이은현, 최재권,"가솔린 엔진에서의 냉각수로의 전열량에 대한 연구", 한국자동차공학회논문집, Vol.5, No.6, 1997.