

자동차용 엔진 냉각시스템의 이론적 해석

윤종갑*, 송승훈**, 원성필***

Theoretical Analysis in an Automotive Engine Cooling System

Jong Gap Youn, Seung Hoon Song, Sung Pil Won

Key Words: Engine Cooling System(엔진냉각시스템), Radiator(라디에이터), Heater(히터), Theoretical Modelling (이론적 모델링)

Abstract

In this work, it has been predicted the thermal performance of the engine cooling system in cases of stationary mode, constant speed mode, city-drive mode, and hill-climb mode by theoretical modeling of each component and numerical analysis. The modelling components are engine, radiator, heater, thermostat, water-pump, and cooling-fan. And also it has been developed the simulation program that can be used in case of design and system configuration changes. The comparison has not been made to verify the results of this work with experimental data, but the overall tendencies were agreed well with those of actual situation in four modes.

기호설명

A	:	전열면적
E	:	시스템 에너지(J)
g	:	간극 (m)
h	:	열전달계수(W/m ² °C)
i_{LHV}	:	저위 발열량 (J/kgf)
k	:	열전도도(W/m°C)
M	:	질량(kg)
Q	:	총 열전달율 (W)
q	:	열전달율 (W)
u	:	단위 질량당 내부에너지 (J/kg)
\dot{V}	:	체적유량(ℓ/min)
W	:	일률 (W)

해 자동차의 여러 분야에 이용되고 있다.^[1~11] 이는 소비자의 의식구조가 빠른 속도로 변화하고 점차 다양해짐에 따른 잦은 설계변경이 불가피하기 때문이다. 자동차가 주행 시 실린더 내의 혼합기가 연소될 때 2000°C 이상 온도가 올라가며 가솔린 기관의 열효율을 30% 정도라 하면 70% 정도의 열은 동력의 생성과 상관없이 엔진을 과열시키게 되므로 기관의 과열을 방지하고 적정 온도로 유지시켜 시스템을 보호하고 엔진의 성능향상을 위하여 시험차량에 의한 하드웨어 실험을 행하지만 많은 비용과 시간을 소비하고 여러 조건에 의한 시스템의 반응을 분명히 이해하기 힘들다. 그래서 컴퓨터 시뮬레이션은 설계자들에게 값싸고 효과적인 설계와 다양한 조건에서 자동차 엔진 냉각 시스템의 설계와 개발을 최적화 할 수 있는 분석도구이다. 본 연구는 냉각 시스템 구성요소인 엔진, 라디에이터, 히터, 서모스탯, 워터 펌프, 냉각팬 등을 모델링하고 수치해석을 통하여 자동차의 정지 시, 정속 주행 시, 시내 주행 시, 등판 주행 시에 있어서 엔진 냉각 시스템의 열적 성능을 컴퓨터 프로그램으로 예측 가능하게 하고 냉각 시스템 구성요소의 설계 변화와 시스

1. 서론

최근 급속히 발전하는 컴퓨터 기술로 보다 훌륭한 성능의 자동차를 개발하려는 엔지니어들에 의

* 울산대 대학원 기계공학과
 ** 정일공업(주) 연구개발팀
 *** 울산대 기계자동차공학부

템 배열의 변화를 가능하게 하여 엔진 시스템의 성능을 향상시키는데 있다.

2. 수학적 모델링

본 연구에서는 엔진 냉각 시스템을 해석하기 위하여 각 요소를 분할하여 평균 온도 개념을 적용하여 수치 해석을 하였고 연료는 이소옥탄 냉각수는 에틸렌 글리콜(ethylene glycol)과 물을 50 : 50 비율의 혼합물을 사용하였다. 엔진 내부의 실린더는 원통형의 형상을 하고 있고 실린더 내부는 연소과정에서 발생하는 연소열에 의해 가열되며 적당한 온도로 유지하기 위하여 전도, 대류, 복사에 의한 열전달이 일어난다. 엔진은 실린더, 실린더 헤드, 실린더 블록, 피스톤, 워터 재킷으로 구성되어 있다. 각 경계면은 대부분 두가지 이상의 구성요소와 접하고 있다. 따라서 경계면의 온도를 기준으로 하는 기존의 열저항 관계식은 경계에서 병렬연결로 계산해야 하므로 복잡해지고 시간에 따라 변하는 비정상 상태이기 때문에 해석이 어려워진다. 그래서 본 논문에서는 평균 온도 개념으로 열저항을 구하여 병렬연결을 하지 않고 서로의 평균 온도와 그 사이의 저항으로서 각각의 열균형식을 만들었다.

체적평균온도 T_m 의 정의는

$$T_m = \frac{1}{V} \int_V T dV \quad (1)$$

이며, 여기서 V 는 검사체적이다.

2.1 엔진 모델링

엔진에서의 열전달 과정은 비정상 1차원 과정으로 가정할 수 있으며 엔진의 형상은 실린더형 구조를 가지고 있다. 본 논문에서는 엔진을 실린더 형상으로 모델링하고 1개의 실린더 형상을 8개의 요소로 나누었다. 각 요소는 실린더 워터 재킷 (평균온도, T_{wm1}), 헤드 워터 재킷 (T_{wm2}), 실린더 블록 (T_{cb}), 실린더 벽 (T_{cl}), 실린더내 연소실 (T_{gs}), 피스톤 (T_{pb}), 실린더 헤드 (T_{H}),

헤드 블록 (T_{hb})이다.

Fig.1은 본 모델링에서 나눈 엔진 각 부분의 평균온도와 기본적인 치수를 보여주고 있다.

Fig.2는 실린더 블록을 기준으로 한 열흐름의 예를 보여준다.

실린더 블록을 기준으로 하는 에너지 보존식은

$$\sum_{net\ in} Q = \frac{dE_{cb}}{dt} \quad (2)$$

로 정의되며, 시스템의 에너지 E_{cb} 는

$$E_{cb} = M_{cb} c_c T_{cb} \quad (3)$$

이다. 여기서 c_c 는 실린더 블록의 비열이며 M_{cb} 는 실린더 블록의 질량으로 다음식에서 구한다.

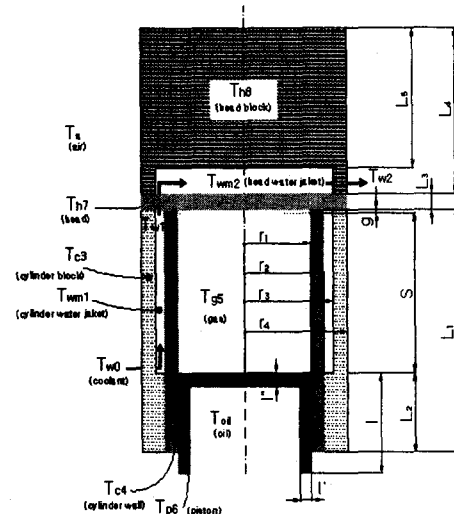


Fig.1 Engine model consisted of 8 sub-sections

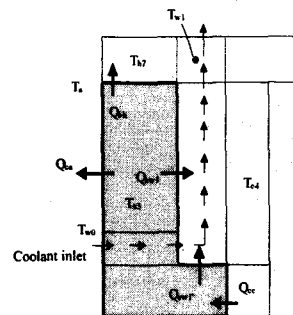


Fig.2 Heat flow in a cylinder block

$$M_{cb} = \rho_c [\pi (r_4^2 - r_2^2) L_2 + \pi (r_4^2 - r_3^2) (L_1 - L_2)] \quad (4)$$

한편 실린더 블록에서의 총 열전달을 $\sum_{net\ in} Q$ 는

$$\sum_{net\ in} Q = Q_{cc} - Q_{ca} - Q_{cwl} - Q_{cwl'} - Q_{bh} \quad (5)$$

이며, Q_{cc} 는 실린더벽에서 실린더 블록으로의 열전달로 다음과 같다.

$$Q_{cc} = \frac{T_{c3} - T_{c3}}{R_{cc}}, \quad R_{cc} = \frac{r_{cc}}{2\pi k_c L_2}$$

$$r_{cc} = \frac{r_2^2 \ln \frac{r_4}{r_2}}{r_4^2 - r_2^2} - \frac{r_2^2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2^2 - r_1^2} + \ln \frac{r_4}{r_1}$$

Q_{ca} , Q_{cwl} , Q_{bh} 도 비슷하게 유도할 수 있다.

2.2 라디에이터 와 히터 모델링

라디에이터에서 비정상 해석에서 열교환기를 유한 요소로 나누어 에너지 평형식을 구하여 해석하는 방법이 국소적인 물성치와 열전달 계수의 변화도 고려할 수 있어 보다 정확하다고 할 수 있다. 라디에이터는 코어(core)전면의 공기유속과 관(tube)내부 냉각수 유속분포가 균일하다고 가정하며 두 유체가 혼합되지 않는 직교류 열교환기로 해석한다.

Fig.3는 라디에이터의 형상을 보여주고 있으며 굵은선은 관계식을 유도하기 위한 임의의 검사체적이다. 검사체적에서 공기의 평균온도를 T_a , 튜브와 핀등의 금속체의 평균온도를 T_m , 냉각

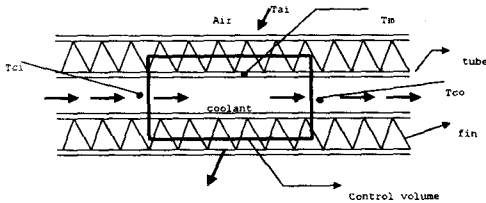


Fig.3 Simplified model of water tube and fin geometry in a radiator

수의 평균온도를 T_c 라하고 각 요소에 열역학 제 1법칙을 적용하면 비정상상태 평형식을 얻을 수 있다.

$$(Mc_p)_m \frac{dT_m}{dt} = h_c A_c (T_c - T_m) - h_a \phi A_a (T_m - T_a)$$

$$(Mc_v)_c \frac{dT_c}{dt} = (\dot{m} c_p)_c (T_{c,i} - T_{c,o}) - h_c A_c (T_c - T_m)$$

$$(Mc_v)_a \frac{dT_a}{dt} = (\dot{m} c_p)_a (T_{a,i} - T_{a,o}) + h_a \phi A_a (T_m - T_a) \quad (6)$$

여기서 c_v 는 정적 비열 c_p 는 정압 비열을 나타내고 하첨자 m 은 금속체 c 는 냉각수 a 는 공기를 나타내고 i, o 는 입구와 출구, ϕ 는 표면 효율을 나타낸다

2.3 워터 펌프 모델링

워터 펌프는 엔진에 부착되어 엔진의 크랭크축으로부터 V벨트에 연결되어 크랭크축의 1~1.5배의 회전속도로 회전하며 기관 회전속도 변화에 따라 유량은 제어된다. 기관 회전속도 변화에 따른 냉각수 유량은 기존 데이터^[12]를 참조하여 다음과 같은 함수로 근사화할 수 있다.

$$\dot{m}_w = f(\text{rpm}) \quad (7)$$

2.4 서모스탯 모델링

서모스탯은 수온에 따라 자동적으로 작동하여 라디에이터의 유량을 조절하게 되는데 실린더 헤

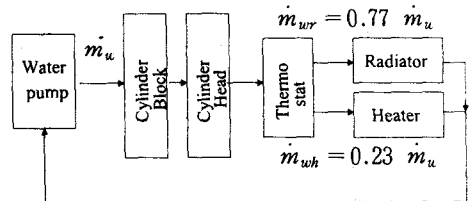


Fig. 4 Schematic diagram in a coolant flow

드출구의 냉각수 온도에 의해 제어된다. 실린더 헤드출구의 냉각수 온도가 일정 수준 이하(82℃) 일 때는 냉각수가 히터로 흐르게 되며 온도가 증가하면서 라디에이터와 히터로 냉각수가 흐른다. 냉각수의 유동 저항과 온도에 따른 서모스탯 개폐시간 때문에 정확한 유량을 계산하기가 어려워 기존 데이터^[13]를 참고로 하였다.

Fig. 4은 엔진 냉각 시스템에서 서모스탯이 열린 경우 냉각수 흐름도를 보여주고 있다.

2.5 냉각 공기 모델링

라디에이터 입구의 공기유속은 라디에이터 방열량에 큰 영향을 미치며 자동차가 정지 시 팬의 구동에 의한 속도와 주행 시 자동차의 속도와 팬의 속도를 고려했으며 실제로는 그릴과 콘덴서 등에 의한 압력손실로 자동차 속도보다 작아진다. 본 연구에서는 정지 시에는 냉각 팬의 구동에 의해 2.5 m/s속도(v_{fan})로 라디에이터로 들어오고 히터로는 0.5 m/s의 속도가 들어온다고 가정했으며 주행 시에는 자동차속도(v_{car})의 20%가 라디에이터 공기유속에 영향을 준다고 가정하였고 엔진 주위를 통과하는 공기 유속은 라디에이터 공기 유속의 75%로 계산하였다.

Fig.5는 냉각공기 유동의 개략도를 보여주고 있다.

3. 결과 및 검토

3.1 기본 데이터

H사 E승용차의 엔진, 라디에이터, 히터를 분해하여 실제 각 부분의 기본치수, 체적과 무게를 측정하고 본 연구의 엔진 모델로 변환시켜 시뮬레이션 데이터로 이용했다.

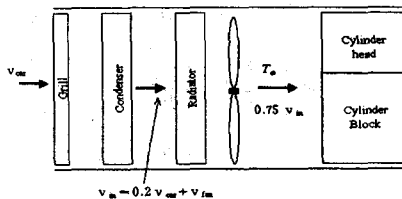


Fig.5 Schematic diagram in an air flow

3.2 계산 결과 및 검토

프로그램에 자동차를 정지 시와 주행 시 실제와 같은 조건을 주어서 엔진 냉각시스템의 온도 변화를 비롯한 열적 성능을 비교, 분석하기 위해서 주행모드는 일정시간을 경과하는 동안의 기관 회전속도와 자동차의 속도만을 고려했다. 주행모드는 일정속도 모드, 시내주행 모드, 등판길 모드로 구분하고 실제 주행에서 일어날 수 있는 상황을 가상해서 설정하였다. 프로그램에서는 자동차 속도, 기관과 워터 펌프 회전속도 및 엔진입구 냉각수 유량, 라디에이터와 히터의 입구 냉각수 유량을 계산하고 공기와 오일을 포함한 엔진 각 부분 10개 섹션의 온도, 라디에이터와 히터에서는 10개 섹션에서 냉각수, 금속체 및 공기의 온도를 구하게 된다. 초기는 자동차가 정지한 상태이므로 모든 온도가 초기온도와 같다고 가정하였으며 자동차의 속도와 기관 회전수는 0이다. 엔진이 가동되면서 엔진 각 부분의 온도는 올라가게 되며 엔진냉각 시스템이 작동하게 된다.

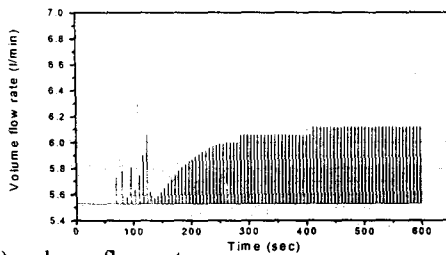
일정주행모드, 기관 회전속도와 자동차의 속도를 일정하게 한 모드로서 자동차의 시동 시나 정속 주행 시에 해당한다. 시동 조건은 엔진 정지 시에서 자동차의 시동만 걸었을 때의 엔진 냉각 과정의 해석이고 정속 조건은 일정 속도까지 자동차의 속도를 증가시켜 계속 그 속도를 유지했을 때에 정상상태의 엔진 냉각 과정의 해석이다. 시동 시 공회전 조건은 자동차의 속도는 0 km/h이며 기관의 회전속도는 보통 시동 속도인 800rpm으로 선택하였고 외기 온도를 0℃, 10℃, 20℃, 30℃로 변화시켜가며 열적 성능을 분석하였다. 정지된 엔진으로부터 시동을 걸어 600초 동안 시스템에서 냉각수의 체적유량 변화와 엔진 냉각 시스템의 각 요소 중 엔진입구 냉각수 온도 (T_{w0}), 엔진출구 냉각수 온도 (T_{w2}), 실린더 가스온도 (T_{g0}), 피스톤 온도 (T_{p0}), 헤드 블록 온도 (T_{h0}), 라디에이터 출구 냉각수 온도의 변화를 비교, 검토하였다.

Fig.6는 초기온도가 20℃일 때이다. 시동시 초기의 온도조건은 라디에이터의 작동과 정상상태에 이르는 시간에도 영향을 끼친다. 또한 서모스탯

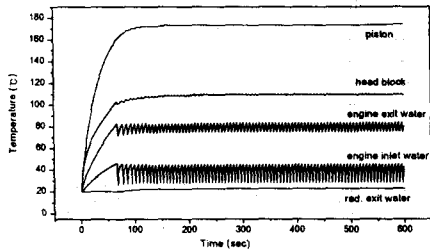
에 의한 냉각수 체적유량의 변화는 엔진 냉각 시스템의 온도 변화를 가져옴을 알 수 있다. 그러나 기관 속도가 일정하므로 실린더 내 가스의 온도는 큰 변화없이 각 조건 모두가 거의 같음을 알 수 있다. 정속 주행조건은 자동차 속도를 100 km/h로 고정하고, 실제 기관속도와 유사한 2000 rpm을 초기조건으로 했으며 초기온도는 0°C와 20°C를 주어서 비교, 검토하였다.

Fig.7은 초기온도 20°C일 때의 결과이다. 정속 주행조건도 시동시 공회전 조건과 마찬가지로 외기의 온도 조건에 영향을 받음을 알 수 있다.

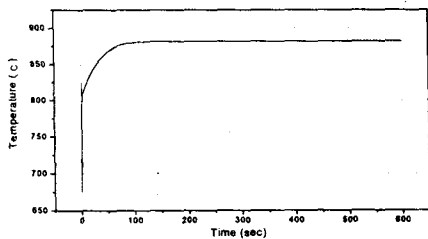
시내 주행조건시의 결과. 유럽연합에서 자동차 주행 테스트모드로 이용하는 것이 ECE/EC모드^[10]이며, 시내주행 특성을 잘 나타내어 주며 본연구를 기준으로 약간의 변형을 주어 이를 시내 주행모드로 선택했다.



(a) volume flow rate



(b) cooling system part temperatures



(c) gas temperature

Fig.6 Variation of volume flow rate and temperatures in a stationary mode at 20°C

Fig.8은 시내 주행 모드의 시간변화에 따른 자동차의 속도변화를 보여준다.

Fig.9는 자동차의 속도에 대응되는 기관 회전속도의 변화이다.

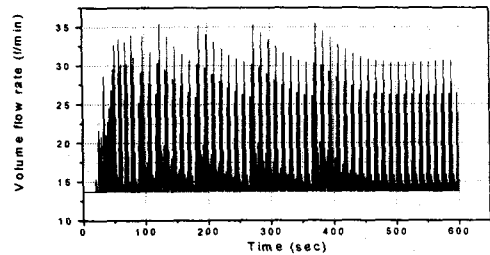
Fig.10은 외기온도 20°C일 경우 시내 주행에서 이 모드 변화에 대응하여 모든 부분의 온도가 잘 동조하고 있음을 알 수 있어 본 모델의 시뮬레이션이 꽤 정확하다고 할 수 있다.

등판 주행조건시의 결과. 가상으로 기관 회전속도와 자동차 속도를 변화시켜 실제 언덕길과 같은 주행조건을 설정하였다.

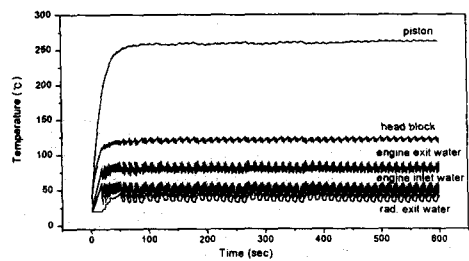
Fig.11은 자동차의 속도변화를 보여 준다.

Fig.12는 기관 회전속도를 나타낸다.

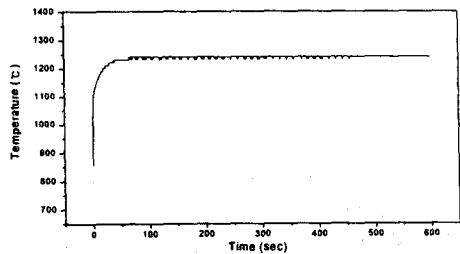
Fig. 13은 외기 온도가 20°C인 경우 등판 주행 조건 시 결과이며 냉각수 체적 유량의 변화로 자동차의 속도변화에는 관계없이 기관 회전속도의



(a) volume flow rate



(b) cooling system part temperatures



(c) gas temperature

Fig.7 Variation of volume flow rate and temperatures in a constant speed mode at 20°C

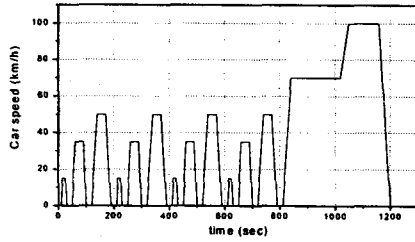


Fig.8 Car speed variation of a city-drive mode

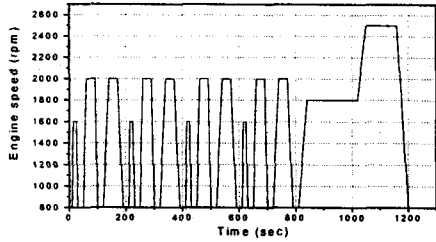
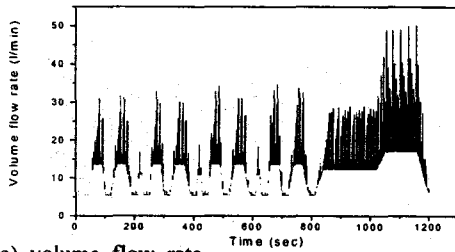
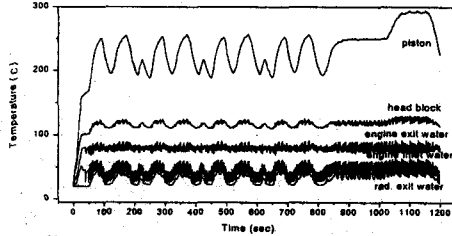


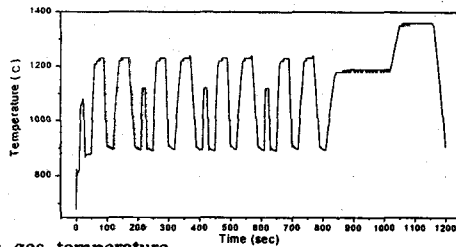
Fig.9 Engine speed variation of a city-drive mode



(a) volume flow rate



(b) cooling system part temperatures



(c) gas temperature

Fig.10 Variation of volume flow rate and temperatures in a city-drive mode at 20°C

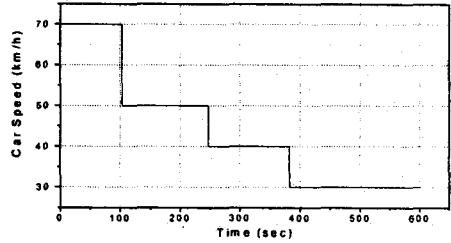


Fig.11 Car speed variation of a hill-climb mode

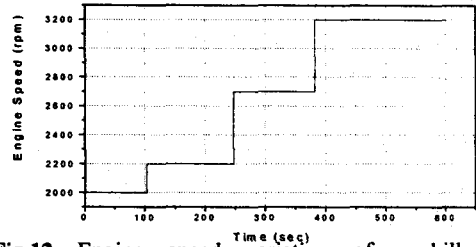
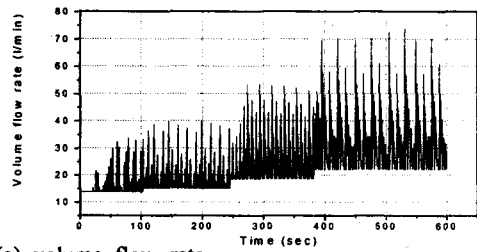
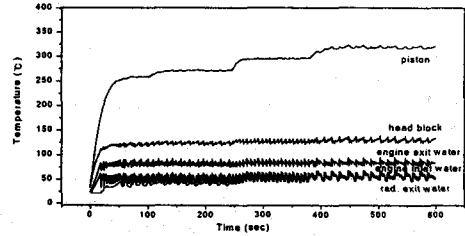


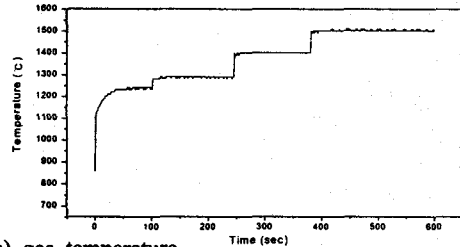
Fig.12 Engine speed variation of a hill-climb mode



(a) volume flow rate



(b) cooling system part temperatures



(c) gas temperature

Fig.13 Variation of volume flow rate and temperatures in a hill-climb mode at 20°C

증가의 따른 유량의 변화를 볼 수 있으며 실린더 가스 온도변화는 자동차의 속도나 냉각수 유량 변화와 관계없이 기관 회전속도의 변화와 동일한 경향으로 단계적으로 증가한다.

4. 결론

본 연구는 엔진냉각시스템을 이론적으로 해석한 것으로 결과 및 고찰에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 시동시 공회전 조건에서 외기 온도의 변화는 라디에이터의 작동에 큰 영향을 끼친다.
- 2) 기관 회전속도가 클수록 빨리 정상상태에 도달한다.
- 3) 시내 주행 조건 시 냉각수의 유량은 큰 폭으로 진동한다.
- 4) 등판 조건 시 자동차의 속도보다는 기관회전속도가 냉각수의 유량과 시스템의 온도를 좌우한다.

본 연구는 이론적인 모델링과 시뮬레이션을 통하여 엔진 냉각 시스템 해석한 것으로 실험데이터와 직접적인 비교는 할 수 없었으나 여러 모드에서의 전반적인 경향은 실제상황과 비슷한 것으로 생각된다. 현재 제작하여 가동 중인 실험장치를 통한 데이터의 비교와 함께 프로그램의 수정과 보완이 필요하다.

참고문헌

- [1] E. R. Klinge, "Truck Cooling System Air Flow", Paper 99C presented at SAE National Transportation, Baltimore, October 1958.
- [2] Frank G. Tenkel, 1974 "Computer Simulation of Automotive Cooling System", SAE Paper 740087.
- [3] Chang X. Chiang, Chiang E. C., Johnson J. H., 1990 "A One-Dimensional Transient Compressible flow Model for Cooling Air flow Rate Computation", SAE Paper 900721.
- [4] G. Ambrogi, E. V. McAssey, 1997 "The Effect of Off-Design Operation on the Thermal Performance of Propylene-Glycol and Ethylene-Glycol Engine Coolants", SAE Paper 971827.
- [5] J. Kern, P. ambros, 1997 "Concepts for a Controlled Optimized Vehicle Cooling System", SAE Paper 971816.
- [6] J. A. Sidders, D. G. Tilley, 1997 "Optimising Cooling System Performance Using Computer Simulation", SAE Paper 971802.
- [7] N. S. Ap, 1999 "A Simple Engine Cooling System Simulation Model", SAE Paper 1999-01-0237.
- [8] P. J. Shayler, J. P. Chick, 1997 "Correlation of Engine Heat Transfer for Heat Rejection and Warm-up Modelling", SAE Paper 971851.
- [9] S. C. Chapra, R. P. Canale, 1994 "Numerical Methods for Engineers (second edition)", McGraw-Hill.
- [10] H. Kamotf, B. Dlenhart, B. Taxis-Reischl 1997."Optimization of Automotive Refrigeration Systems Using Load Maps", SAE Paper 971801.
- [11] 정동수, 이춘식, 1989 "자동차용 라디에이터의 방열성능설계에 관한 연구(I) 방열성능의 해석", 자동차공학회지 Vol.11. No.5, pp.65~75.
- [12] 류택용, 신승용, 최재권, 1997 "가솔린 엔진에서의 냉각수로의 전열량에 대한 연구", 한국자동차공학회논문집 Vol.5, No.6, pp.77~88.
- [13] 오창석 외 3인, 1999 "엔진 및 차량냉각계의 냉각수유량 측정실험 및 계산방법에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집 Vol.7, No.6, pp.1~7.