

자동차 엔진 냉각시스템의 컴퓨터 시뮬레이션

원성필^{*1)} · 윤종갑²⁾

울산대학교 기계자동차공학부^{*1)} · 울산대학교 기계기술연구소²⁾

Computer Simulation of an Automotive Engine Cooling System

Sungpil Won^{*1)} · Jonggap Youn²⁾

^{*1)}School of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

²⁾Machinery Research Center, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received 11 March 2003 / Accepted 16 May 2003)

Abstract : An automotive engine cooling system is closely related with overall engine performances, such as reduction of fuel consumption, decrease of air pollution, and increase of engine life. Because of complex reaction between each component, the direct experiment, using a vehicle, takes high cost, long time, and slow response to the system change. Therefore, a computer simulation would provide the designer with an inexpensive and effective tool for design, development, and optimization of the engine cooling system over a wide range of operating conditions. In this work, it has been predicted the thermal performance of the engine cooling system in cases of stationary mode, constant speed mode, and city-drive mode by mathematical modelling of each component and numerical analysis. The components are engine, radiator, heater, thermostat, water pump, and cooling fans. Since the engine model is the most important, that is divided into eight sub-sections. The volume mean temperature of eight sub-sections are simultaneously calculated at a time. For detail calculation, the radiator and heater are also divided into many sub-sections like control volumes in finite difference method. Each sub-section is assumed to consist of three parts, coolant, tube with fin, and air. Hence it has been developed the simulation program that can be used in case of design and system configuration changes. The overall performance results obtained by the program were desirable and the time-traced tendencies of the results agreed fairly well with those of actual situations.

Key words : Engine cooling system(엔진냉각시스템), Mathematical modelling(수학적 모델링), Computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션), Radiator(라디에이터), Volume mean temperature(체적평균온도)

Nomenclature

c : specific heat, J/kg^oC

E : system energy, J

H : total enthalpy, J

i_{LHV} : lower heating value, J/kg

k : thermal conductivity, W/m^oC

L : length, m

M : mass, kg

r : radius, m

R : thermal resistance, ^oC/W

T : temperature, ^oC

V : volume, m³

W : power, W

τ : time, sec

η : thermal efficiency

*To whom correspondence should be addressed.
spwon@mail.ulsan.ac.kr

Subscripts

- a : air
- i : inlet
- m : mean or tube with fin
- o : outlet
- w : water

1. 서론

요즘 자동차의 설계는 작은 부품에서부터 차체에 이르기까지 모든 과정에서 컴퓨터가 이용된다. 컴퓨터를 이용함으로써 고객들의 다양한 요구를 충분히 만족시키면서도 신차의 개발 주기를 2-3년 정도로 앞당길 수 있게 되었다. 옛날이나 지금이나 자동차에 대해서 변하지 않는 요구사항은 출력이 좋아야 한다는 것이며, 좋은 엔진을 장착한 차를 선호한다. 엔진이 제 성능을 발휘하기 위해서는 냉각시스템이 필요하다. 주행 시 엔진 실린더 내 최고 온도는 2000°C 이상 올라가며 엔진의 열효율을 30% 정도라 하면 70%의 열은 동력의 생성과 관계없이 방출되거나 엔진을 과열시키게 된다. 따라서 엔진 냉각시스템은 엔진의 성능과 밀접한 관계가 있으며 연료소비율이나 오염물질의 배출량에도 영향을 끼치고 엔진 수명도 좌우한다. 엔진 과열을 막고 적정 온도로 유지시키는 냉각시스템을 설계하거나 성능을 검토하기 위해서는 시험 차량에 의한 실제 실험을 행하여 문제점을 해결해나가는 방법이 가장 바람직하다. 그러나 이 방법은 많은 시간이 소비될 뿐만 아니라 작동조건의 변화에 대한 냉각시스템의 반응을 완전히 이해하기 힘들다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하는 방법이 최근 부상하고 있다. 이 방법은 다양한 조건에서 엔진 냉각시스템의 성능분석이 가능하고 최적화 설계를 경제적으로 할 수 있는 장점을 가지고 있다.

선진국에서는 1970년대부터 엔진 냉각시스템에 대한 이론적인 연구를 체계적으로 해오고 있다. Kurland(1971)¹⁾는 라디에이터 선정에 관한 프로그램을 개발하였으며, Tenkel(1974)²⁾은 엔진 냉각시스템에 대한 간단한 시뮬레이션을 수행하였다. Johnson과 Chiang(1982)³⁾은 트럭용 엔진 냉각시스템의 성능을 분석할 수 있는 프로그램을 개발하였

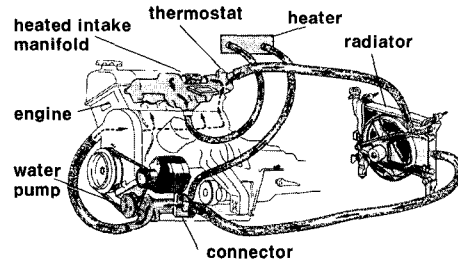


Fig. 1 A Engine cooling system

으며, Chang (1990)⁴⁾, Mohan(1997)⁵⁾, Kulkarni (1998)⁶⁾등이 차례로 수정 보완하였다. 이 외에도 Ambrogi (1997)⁷⁾는 냉각 브라인의 성능에 대한 연구를 수행하였고, Ap(1999)⁸⁾은 엔진 냉각시스템에 대한 간단한 모델을 제시하였다. 냉각시스템에 대한 국내의 연구는 많지 않은 편이다. 류택용(1997)⁹⁾등은 엔진으로부터의 전열량에 대한 연구를 하였으며, 오창석(1999)¹⁰⁾ 등은 냉각수 유량 계산방법을 제시하고 실험치와 비교하였다. 국내 연구는 냉각시스템 전체를 모델로 한 것이 아니라 구성요소 중 일부를 대상으로 한 것이 대부분이다. 엔진 냉각시스템 전체를 모델로 삼아 전반적인 성능을 검토하는 연구가 필요하다 하겠다.

본 연구는 Fig.1에서 보는 것과 같은 엔진 냉각시스템의 전반적인 열적 성능을 이론적으로 고찰하는데 목적이 있다. 이를 위해서 엔진 냉각시스템의 구성 요소인 엔진, 라디에이터, 히터, 서모스탯, 워터 펌프, 냉각 팬 등을 각기 수학적으로 모델링하고 연결시켜 계산할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 공회전 모드, 정속주행 모드 및 시내주행 모드에 대해서 성능을 분석하고자 한다. 엔진 각 부분의 열전달율을 계산하는데 체적평균온도의 개념을 적용하였으며, 라디에이터나 히터 등에 있어서는 검사체적의 개념을 적용하여 많은 요소로 나누어 계산하였다.

2. 수학적 모델링

라디에이터와 히터 및 엔진을 모델링 하는데 체적평균온도 개념을 적용하였다. 엔진이나 라디에이터를 요소로 나누고 각 요소는 하나의 검사체적으로 매순간마다 일정한 온도로 유지된다는 개념이

다. 어떤 시간에 대해서 체적평균온도 T_m 은 다음과 같이 정의된다.

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

여기서 V 는 체적이다. 인접한 요소사이의 열전달을 계산식은 체적평균온도를 기준으로 하면 경계 온도를 기준으로 하는 보통의 식과는 다소 다르게 된다. 예를 들어 Fig.2와 같은 실린더 형상에서 r_1 에서의 열전달율은 다음과 같이 표현된다.

$$q(r_1) = \frac{T_i - T_{m1}}{R_{r1}} \quad (2)$$

위 식에서 R_{r1} 은 열저항으로

$$R_{r1} = \frac{a_i}{2\pi kL} \frac{k + r_2 h_i a_i}{r_1 h_i a_i}, a_i = \frac{1}{2} - \frac{r_1^2 \ln(r_2/r_1)}{r_2^2 - r_1^2}$$

이 된다. 열저항은 대류와 전도 저항을 포함하고 있으며 필요하다면 복사 저항도 포함시킬 수 있다.

마찬가지로 경계 r_2 와 r_3 에서의 열전달율은 다음과 같이 유도된다.

$$q(r_2) = \frac{T_{m1} - T_{m2}}{R_{r2}} \quad (3)$$

$$R_{r2} = \frac{a}{2\pi kL}, a = \frac{r_2^2 \ln \frac{r_3}{r_2}}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{r_2^2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2^2 - r_1^2} + \ln \frac{r_3}{r_1}$$

$$q(r_3) = \frac{T_{m2} - T_o}{R_{r3}} \quad (4)$$

$$R_{r3} = \frac{a_o}{2\pi kL} \frac{k r_3 h_o a_o}{r_2 h_o a_o}, a_o = \frac{r_3^2 \ln(r_3/r_2)}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{1}{2}$$

본 연구에서 모델링을 단순화시키기 위해서 사용된 가정은 다음과 같다.

- 1) 매 순간마다 각 요소내의 온도는 체적평균온도로 균일하다.
- 2) 실린더 형상에서 원주방향으로의 열전달은 없으며, 반경방향과 축방향만 고려한다.
- 3) 엔진과 라디에이터 사이의 관로 등 엔진과 연결된 모든 중간 관로에서의 열손실은 무시한다.
- 4) 연료는 이소옥탄(iso-octane)이고 냉각수는 체적비로 에틸렌글리콜 50%가 함유된 수용액이다.

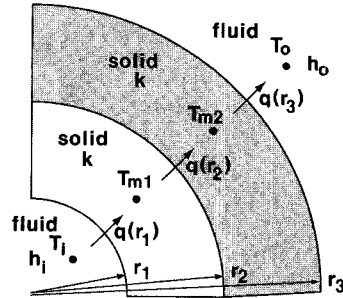


Fig. 2 Heat flow in a cylinder

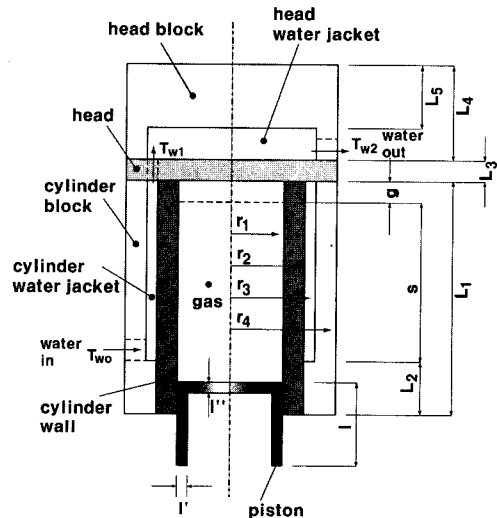


Fig. 3 Engine model consisted of 8 sub-sections

2.1 엔진 모델링

엔진의 형태는 Fig.3에서 보는바와 같이 실린더 형상으로 단순화시키고 8개의 요소로 나누었다. 각 요소는 실린더 워터재킷(평균온도, T_{wm1}), 헤드 워터 재킷(T_{wm2}), 실린더블럭(T_{cb}), 실린더 벽(T_{cl}), 연소실(T_{cs}), 피스톤(T_{pb}), 실린더헤드(T_{ht}), 헤드블럭(T_{hb})이다.

Fig.4는 연소실과 주위 요소사이의 열전달 관계를 보여주고 있으며, 연소실에서의 에너지 균형식은 다음과 같다.

$$\sum_m Q + H_R = \frac{dE_g}{dt} + H_P + W \quad (5)$$

입출구 총엔탈피인 H_R , H_P 는 연료 질량유량 \dot{m}_f 와 저위발열량 i_{LHV} 의 곱으로 근사화된다. 즉

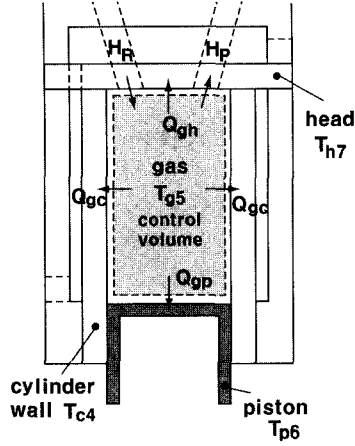


Fig. 4 Heat flow inside the cylinder

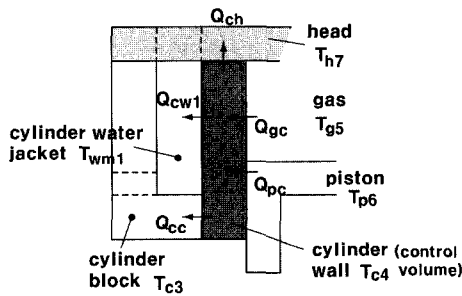


Fig. 5 Heat flow in the cylinder wall

$$H_R - H_P = \dot{m}_f \cdot i_{LHV} \quad (6)$$

한편 엔진출력은 엔진의 열효율 η_c 로부터

$$W = \eta_c \cdot \dot{m}_f i_{LHV} \quad (7)$$

이 된다. 한편 열은 연소실로부터 실린더벽, 실린더 헤드 및 피스톤으로 전달되므로

$$\sum_m Q = -Q_{gc} - Q_{gh} - Q_{gp} \quad (8)$$

가 되고 각각의 열전달율은

$$Q_{gc} = (T_{g5} - T_{c4}) / R_{gc} \quad (9)$$

$$Q_{gh} = (T_{g5} - T_{h7}) / R_{gh} \quad (10)$$

$$Q_{gp} = (T_{g5} - T_{p6}) / R_{gp} \quad (11)$$

이 된다. 열저항인 R_{gc}, R_{gh}, R_{gp} 는 식 (2)의 저항 R_r 과 비슷한 형태로 나타낼 수 있다. 연소실내 가스의

질량 M_g 은 공연비 A/F 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_g = M_f + M_a = M_f(1 + A/F) \quad (12)$$

그리고 연소실내 내부에너지 변화율은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \frac{dE_g}{dt} &= \frac{d(M_g c_{vg} T_{g5})}{dt} \\ &= c_{vg} \dot{m}_f \left(1 + \frac{A}{F}\right) T_{g5} + M_g c_{vg} \frac{dT_{g5}}{dt} \end{aligned} \quad (13)$$

위 식에서 c_{vg} 는 가스의 정적비열이다.

Fig.5는 실린더벽에서의 열전달 흐름을 보여주고 있다. 이 요소에서의 에너지 균형은

$$\sum_m Q = \frac{dE_{cw}}{dt}, E_{cw} = M_{cw} c_c T_{c4} \quad (14)$$

가 되며 E_{cw} 는 실린더벽의 내부에너지이고 M_{cw} 는 실린더벽 질량, c_c 는 비열을 나타낸다. 실린더벽의 질량은 Fig.2에 나타낸 차원을 기준하면

$$M_{cw} = \rho_c \pi (r_2^2 - r_1^2) L_1 \quad (15)$$

가 되며, 출입하는 열은 다음과 같이 표현된다.

$$\sum_m Q = Q_{gc} + Q_{pc} - Q_{ch} - Q_{cw1} - Q_{cc} \quad (16)$$

이 식에서 Q_{pc} 는 피스톤에서 실린더벽으로 흐르는 열전달율을 나타내며 다음과 같다.

$$Q_{pc} = (T_{p6} - T_{c4}) / R_{pc} \quad (17)$$

열저항 R_{pc} 는 전도저항이므로 식 (3)의 저항과 비슷하게 표현되며 Q_{ch}, Q_{cw1}, Q_{cc} 는 실린더벽에서 헤드, 워터재킷, 실린더블럭으로의 열전달율을 각각 나타내며, 마찬가지로 유도될 수 있다. 또한 실린더블럭, 실린더헤드, 헤드블럭, 피스톤 등의 요소에서도 비슷한 관계식들이 도출된다.

Fig.6은 실린더 워터재킷에서의 에너지 균형 관계를 보여주고 있으며 식으로 나타내면

$$\frac{dE_{cw1}}{dt} = \sum_m Q + \dot{m}_w c_{pw} (T_{wo} - T_{w1}) \quad (18)$$

이 되고 워터재킷의 평균온도 T_{w1} 을 입출구의 평균온도로 가정하여 정리하면 다음과 같다.

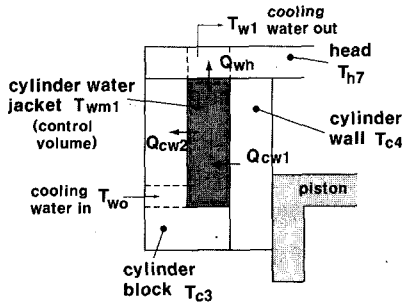


Fig. 6 Heat flow in the cylinder water jacket

$$\frac{M_{w1}c_{ww}}{2} \left(\frac{dT_{wo}}{dt} + \frac{dT_{w1}}{dt} \right) = Q_{cw1} - Q_{cw2} - Q_{wh} + \dot{m}_w c_{pw} (T_{wo} - T_{w1}) \quad (19)$$

여기서 Q_{cw1} 은 실린더벽에서 워터재킷으로의 열전달율이고 Q_{cw2} 는 워터재킷에서 실린더블럭으로의 열전달율이며 Q_{wh} 는 워터재킷에서 실린더헤드로의 열전달율이다. 한편 c_{ww} , c_{pw} 는 냉각수의 정적비열과 정압비열을 각각 나타내며 워터재킷의 질량은

$$M_{w1} = \rho_w \pi (r_3^2 - r_2^2) (L_1 - L_2) \quad (20)$$

으로 표현된다. 헤드 워터재킷에서의 에너지 관련 식도 유사하게 유도될 수 있다.

이와 같이 8개 요소에 대한 에너지 방정식을 모두 유도하여 연립으로 계산하면 헤드 워터재킷에서의 냉각수 출구온도, 실린더벽 온도 등 8개의 미지 온도를 모두 구할 수 있다.

2.2 라디에이터와 히터 모델링

라디에이터 내의 냉각수온도를 정확하게 계산하기 위해서 흐름방향으로 30개 요소로 나누었으며 각 요소는 공기(평균온도 T_a), 튜브와 핀(T_m) 및 냉각수(T_c)로 나누어 에너지균형식을 각각 적용한다. 냉각수에서 튜브와 핀으로 튜브와 핀에서 공기로 열이 흐르게 되므로 Fig.7에서와 같은 요소에 에너지균형식을 적용하면 다음과 같이 표현된다.

$$(Mc)_c \frac{dT_c}{dt} = (\dot{m}c_p)_c (T_{ci} - T_{co}) - h_c A_c (T_c - T_m) \quad (21)$$

$$(Mc)_m \frac{dT_m}{dt} = h_c A_c (T_c - T_m) - h_a \phi A_a (T_m - T_a) \quad (22)$$

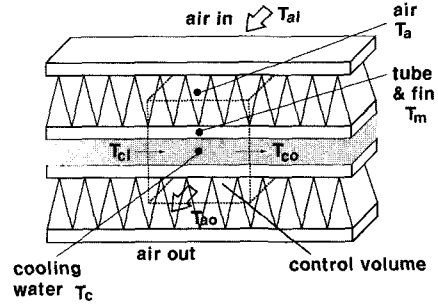


Fig. 7 Control volume in the radiator

$$(Mc)_a \frac{dT_a}{dt} = (\dot{m}c_p)_a (T_{ai} - T_{ao}) - h_a \phi A_a (T_m - T_a) \quad (23)$$

위 식에서 냉각수와 공기의 평균온도는 각각 입출구 온도의 산술평균값으로 생각하며, A_a 는 핀 면적을 포함한 공기측 총전열면적, A_c 는 튜브 내면의 전열면적이고 ϕ 는 표면효율로서 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (24)$$

위에서 A_f 는 핀만의 면적이다. η_f 는 핀효율로서 평판핀으로 가정하면

$$\eta_f = \frac{\tanh F}{F}, \quad F = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f t}} l_f \quad (25)$$

가 된다. 여기서 t 는 핀 두께이며 l_f 는 핀 길이이고 k_f 는 핀의 열전도도이다.

각 요소에서 알고 있는 T_{ai} 와 T_{ci} 로부터 식 (21)-(23)을 연립으로 계산하면 냉각수 출구온도 T_{co} , 공기출구온도 T_{ao} 및 튜브와 핀의 평균온도 T_m 이 결정된다. 냉각수 출구온도는 이웃한 요소의 냉각수 입구온도가 되며 이와 같이 계속해서 계산해 나간다. 공기의 최종 출구온도는 각 요소 공기 출구온도의 평균값으로 생각한다.

히터에서도 라디에이터와 마찬가지로 20개의 요소로 분할하여 계산한다.

2.3 워터펌프 모델링

워터펌프는 냉각수를 순환시키는 역할을 하는데 해석을 단순화시키기 위해서 워터펌프에서의 토출

량 즉 냉각수 순환량은 참고문헌¹⁰⁾에 있는 데이터를 참고하여 워터펌프 회전속도(폴리비 1:1.15, 즉 엔진 회전속도의 1.15배)의 함수로 주었다.

$$\dot{m}_w = f(rpm_w), rpm_w = 1.15 \cdot rpm \quad (26)$$

2.4 서모스탯 모델링

서모스탯은 냉각수 온도에 따라 개폐되는 왁스 밸브이다. 본 연구에서는 엔진출구 냉각수온도가 82°C 미만일 때는 냉각수가 엔진과 히터 내에서만 순환된다고 가정했으며, 82°C 이상이 되면서 점진적으로 라디에이터 쪽으로 흐른다고 가정하였다. 라디에이터/히터의 흐름 비율은 항상 고정된 값으로 77%/23%를 취하였다. 온도에 대한 개폐 비율은 기존의 데이터¹⁰⁾를 참고하여 냉각수 온도의 함수로 주었으며 엔진 출구 냉각수 온도가 95°C 이상일 때 완전히 열린다고 가정하였다.

2.5 공기유동 모델링

라디에이터 입구의 공기속도는 방열에 큰 영향을 끼친다. 그러나 라디에이터 입구의 공기속도를 정확하게 알기는 어렵다. 따라서 몇 가지 가정을 하였다.

- 1) 차가 정지해 있을때 냉각팬에 의한 공기속도는 2.5m/s이다.
- 2) 운행시에는 차량 속도의 20%가 공기속도로 부가된다.
- 3) 엔진 블럭 주변의 공기속도는 라디에이터 입구 속도의 75%이다
- 4) 히터에서의 공기속도는 0.5m/s로 일정하다.

2.6 물성과 열전달계수의 계산

0°C에서 125°C 사이의 에틸렌글리콜 50% 수용액에 대한 각종 물성은 ASHRAE¹¹⁾ 데이터를 피팅한 식을 사용하였으며, -100°C와 2300°C 사이의 공기 물성과 0°C와 160°C 사이의 엔진오일의 물성은 참고문헌¹²⁾의 데이터를 피팅한 식을 사용하였다.

모델링에 관계된 열전달계수는 정확하게 계산하기는 어렵다. 따라서 일반적인 관계식^{6),12)}을 사용하였는데, 한 예로 연소가스의 열전달계수 관계식은

다음과 같다.

$$h_g = 0.08 Re_g^{0.8} \frac{k_g}{L_g} \quad (27)$$

위 식에서 특성길이 L_g 와 레이놀즈수에 포함되는 속도 v_g 는 다음과 같이 정의된다.

$$L_g = \frac{4V_g}{A_g} = \frac{4\pi r_1^2(s+g)}{\pi r_1^2}$$

$$v_g = \frac{2(s+g) \cdot rpm}{60}$$

여기서 s 는 피스톤의 행정길이이고 g 는 간극의 길이이다. 식 (27)은 자체적으로도 최대 $\pm 30\%$ 의 오차가 있기 때문에, 계산된 온도분포를 분석하여 +20%의 보정을 하였다. 다른 열전달관계식도 온도분포 분석을 통하여 최대 $\pm 20\%$ 의 보정을 하였다.

2.7 계산 방법

2.1과 2.2절에서 유도된 에너지균형 방정식을 시간간격 $\tau - \tau + \Delta\tau$ 에 대해서 fully implicit scheme을 적용하여 적분하면 차분방정식으로 만들 수 있다. 일련의 연립방정식이 얻어지게 되는데 엔진에서는 8x8, 라디에이터와 히터에서는 각 검사체적에서 3x3 행렬식이 얻어지며 이를 가우스-조단 소거법으로 계산한다. 어떤 시간에서 계산된 값은 다음 시간에서는 알고 있는 전시간(old time)의 값으로 주어지게 된다. 이렇게 주어진 시간까지 반복해서 계산하면 된다.

초기치로 주어지는 값은 주변공기온도, 시간간격, 최대계산시간, 주행모드, 연료의 저위발열량, 엔진과 라디에이터, 히터의 각종 기하학적 데이터 등이다. 프로그램 내에서는 주행모드에 따라서 연료소모량, 공기속도, 냉각수 순환량, 각종 열저항, 열전달계수 등이 전시간의 데이터를 기준으로 먼저 계산되고 행렬을 계산해서 각 요소의 온도를 새롭게 구하게 된다.

3. 결과 및 검토

개발된 프로그램을 이용해서 세 가지 주행 모드에 대해서 계산을 수행하고 검토해 보고자 한다. 검

토되는 사항은 라디에이터 측 냉각수량의 변화와 엔진 입출구 냉각수 온도, 실린더벽 온도 및 헤드블럭의 온도이다. 엔진요소 중 실린더벽과 헤드블럭의 온도를 선정 한 이유는 헤드의 온도는 실린더벽 온도와 비슷하고 실린더블럭의 온도는 헤드블럭의 온도와 비슷하기 때문이다. 한편 초기에 엔진 냉각 시스템의 모든 요소는 주변 공기온도와 같은 온도로 유지되며 주변 공기온도는 변하지 않는다고 가정하였다. 한편 계산에 사용된 모델은 H사의 소형 승용차로, 아래 Table 1에 주요 제원을 나타내었다.

Table 1 엔진냉각시스템의 주요 제원

| Type | Description | Specifications | |
|----------------|--------------------|------------------|------|
| Engine | type | in-line HOHC | |
| | no. of cylinders | 4 | |
| | bore | 75.5mm | |
| | stroke | 82mm | |
| | total displacement | 1468cc | |
| | compression ratio | 9.4 | |
| Cooling system | cooling method | water cooled | |
| | quantity | 5.3 liter | |
| | water pump | centrifugal type | |
| | thermostat | open | 82°C |
| | | full | 95°C |

3.1 공회전 모드

이 모드는 차량이 정지한 상태에서의 엔진 워밍업(warming-up)을 모사한다고 할 수 있으며, 엔진 회전속도는 800rpm으로 일정하다.

Fig.8은 외기온도가 0°C일 때의 결과를 보여주고 있다. 라디에이터 측 냉각수 순환량은 280초까지는 0인데 이것은 엔진출구 냉각수 온도가 그때까지는 82°C 미만이기 때문에 서모스탯이 닫혀있어서 엔진과 히터 쪽으로만 냉각수가 흐르고 있다는 것을 나타낸다. 280초 이후에는 대략 25초 간격으로 열림과 닫힘이 반복되고 있다. 시간에 대한 온도의 변화를 보면 서모스탯이 처음 열리는 280초 이후에 냉각수량의 주기적인 작용에 동조하여 주기적으로 반복되는 정상상태에 도달하고 있다. 개폐가 반복될 때 엔진 입출구 냉각수의 시간에 대한 평균온도차는 20°C 정도 되며, 실린더벽은 120°C, 헤드블럭은 77°C 정도에서 미세 진동을 하면서 평형을 이루고 있다. 외기온도가 0°C 이하인 겨울철에 워밍업을 위

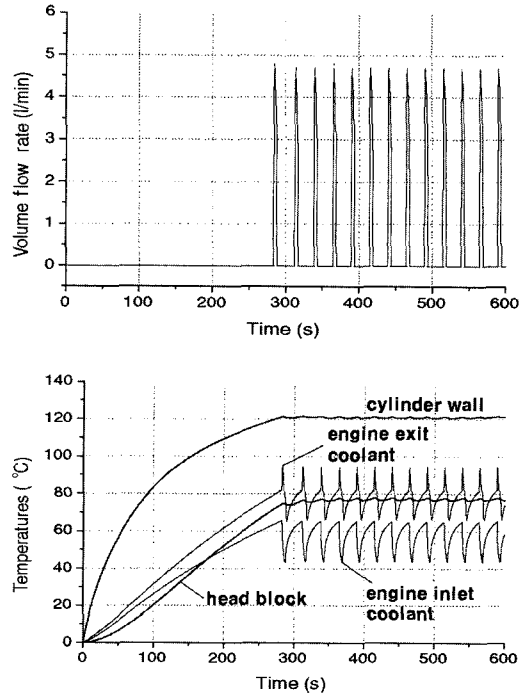


Fig. 8 Variations of volume flow rate of radiator and temperatures in a stationary mode at 0°C

해 5분 이상 공회전시키는 것은 의미가 없다고 할 수 있다. 왜냐하면 위 결과로부터 300초 이후에는 주기적인 정상상태에 도달하여 더 이상 워밍업이 되지 않기 때문이다.

Fig.9는 외기온도가 20°C일 때의 결과를 보여주고 있다. 엔진 시동 후 대략 100초 정도 지나면 서모스탯이 처음으로 작동하고 계속해서 열림/닫힘을 반복한다. 반복되는 주기는 0°C일 때보다 작아지나 최대 냉각수량은 거의 같다. 외기온도는 높아졌지만 회전수가 800rpm으로 같으므로 연료소모량이 같고 결국 열원의 발열량이 일정하기 때문에 개폐 주기가 짧아지는 것이 타당한 결과로 보인다. 주기가 짧아지므로 온도의 진동도 많아지지만 엔진 입출구의 냉각수의 평균온도차는 15°C 정도로 작아진다. 이 사실로부터 개폐의 주기가 짧아지면 입출구 냉각수 평균온도차가 작아짐을 알 수 있다. 외기온도가 증가함으로써 해서 실린더벽 온도와 헤드블럭 온도는 0°C인 경우에 비해서 5°C 정도 커진 상태에서 평형을 이룬다.

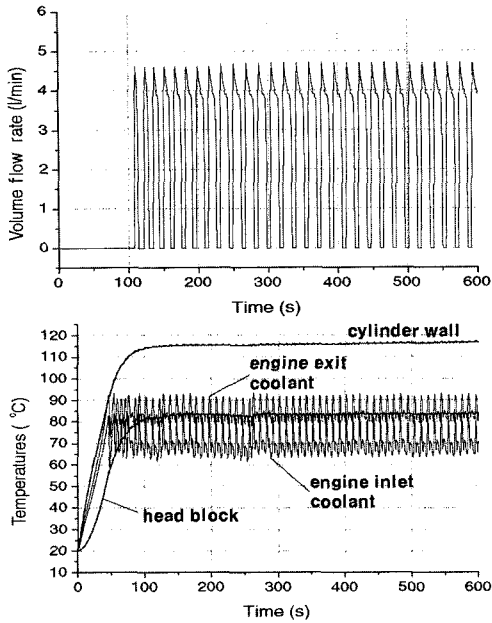


Fig. 9 Variations of volume flow rate of radiator and temperatures in a stationary mode at 20°C

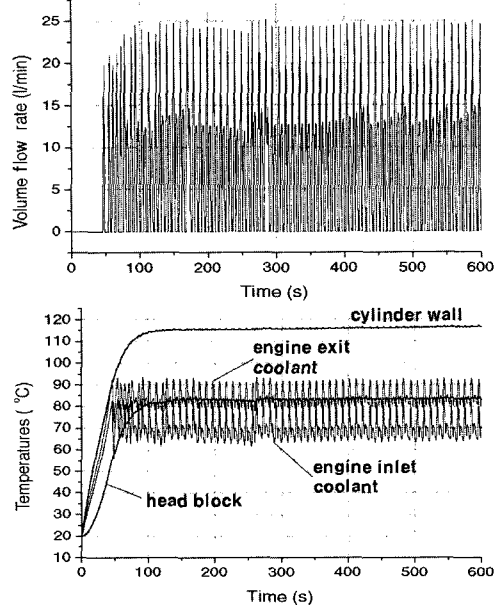


Fig. 10 Variations of volume flow rate of radiator and temperatures in a constant speed mode at 20°C

3.2 정속 주행 모드

이 모드는 고속도로 같은 곳에서 일정속도로 주행하는 것을 모사한다. 속도는 100kmh이고 엔진회전속도는 2000rpm으로 가정한다.

Fig.10은 외기온도가 20°C일 때의 결과를 보여주고 있다. 50초 정도 지나서 서모스탯이 작동하며 아주 짧은 주기로 냉각수 순환량이 크게 진동하고 있다. 짧은 주기 때문에 냉각수 입출구의 온도의 진동은 심하나 평균온도차는 10°C 정도로 작아진 것을 알 수 있다. 냉각수량이 커짐으로 해서 실린더벽 온도는 조금 작아진 상태에서 평형을 이루고 있다. 그림으로는 나타내지 않았으나 외기온도 0°C일 때의 결과도 Fig.11과 다르지 않았다. 결국 고속주행 시에는 외기온도의 영향이 크지 않다는 것을 알 수 있다.

사실 공회전 시나 정속주행 시에 위의 결과에서 보는 것처럼 냉각수량의 변화가 날카롭지는 않을 것으로 예상된다. 실제로 서모스탯 왁스밸브의 개폐에는 약간의 시간지연이 있게 되는데 계산에서는 이를 전혀 고려하지 않았기 때문으로 생각된다.

3.3 시내 주행 모드

이 모드는 출퇴근길 시내 주행을 모사한다고 할

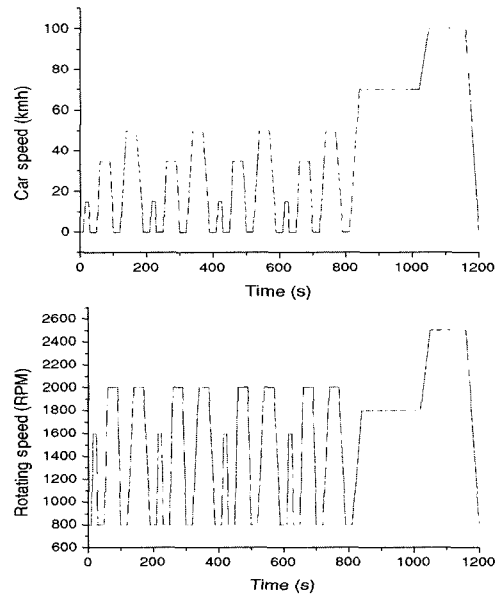


Fig. 11 Car speed and engine rpm in a city-drive mode

수 있다. 시내주행 모드에서의 차량 속도와 이에 대응하는 엔진 회전속도를 Fig.11에서 보여주고 있다. 이것은 ECE/EC¹³⁾ 모드에 기초한 것이다. 800초까지 하나의 패턴이 네 번 반복되고 있는데 이것은 도심 주행을 모사한 것이라 볼 수 있으며, 1200초까지의

패턴은 도심을 벗어나 회사에 도착하기까지의 주행
을 묘사한 것이다.

Fig.12는 외기온도 20°C일 때의 결과이다. 냉각수
순환량의 시간에 대한 변화는 Fig.12의 엔진 회전속
도의 주기적인 패턴을 따라가면서 진동하는 모습을
보여주고 있다. 온도의 변화도 패턴을 따라 변하며
연소로부터 직접적인 영향을 받는 실린더벽의 패턴
화가 헤드블럭보다 뚜렷하며 엔진 입구 냉각수 온
도가 엔진출구 냉각수 온도보다 패턴화가 뚜렷하
다. 엔진입구 냉각수 온도의 패턴화가 보다 뚜렷한
것은 냉각수 순환량의 변화에 민감한 라디에이터
출구 냉각수의 온도변화가 그대로 전달되기 때문이
다. 결국 전반적인 변화 경향이 실제의 주행 경향과
꽤 잘 일치한다고 할 수 있다.

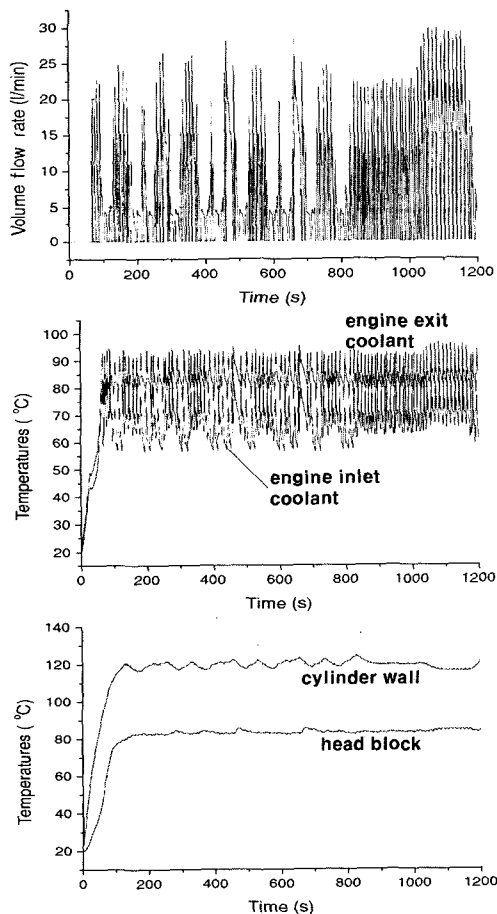


Fig. 12 Variations of volume flow rate of radiator and
temperatures in a city-drive mode at 20°C

4. 결론

본 연구에서 엔진 냉각시스템의 열적 성능이 이
론적으로 검토되었다. 체적 평균온도의 개념과 요
소 분할의 개념을 적용하여 모델링하였으며 차분화
하여 수치적으로 계산하였다. 앞선 결과를 종합해
보면 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 엔진 워밍업 시에 외기온도는 엔진 냉각시스
템의 성능에 영향을 끼친다.
- 2) 정속주행 시에는 외기온도의 영향이 크지 않
으며 엔진 회전속도가 클수록 정상상태에 빨리 도
달한다.
- 3) 개폐주기가 작아지면, 다시 말해 엔진 회전속
도가 커질수록 엔진 입출구 냉각수의 평균온도차가
작아진다.
- 4) 회전속도가 일정한 공회전 모드나 정속주행
모드의 경우 실린더벽 같이 연소의 영향을 직접 받
는 요소의 온도변화 진폭은 매우 작지만 회전속도
가 변하는 시내주행 모드인 경우 오히려 패턴이 뚜
렷하게 나타난다. 이는 실린더 내에서 일어나는 연
소의 영향을 직접 받기 때문이다.
- 5) 시내주행 시에 냉각수 순환량은 엔진회전속도
의 일정한 패턴 내에서 진동한다.

본 연구에서 엔진과 라디에이터 모델링에 중점을
두었다. 서모스탯이나 워터펌프는 간단히 처리하였
다. 앞으로 이에 대한 모델링도 개선할 것이다.

후 기

본 연구는 2002년 울산대학교 학술연구비 지원을
받았으며 이에 감사한다.

References

- 1) C. N. Kurland, "A Computer Program for
Engine Cooling Radiator Selection", SAE
710209, 1971.
- 2) F. G. Tenkel, "Computer Simulation of Auto-
motive Cooling System", SAE 740087, 1974.
- 3) E. C. Chiang, J. H. Johnson, V. J. Ursini,
"Computer Cooling System Study of a Diesel
Powered Truck for Control of Transient
Coolant, Oil, and Cab Temperatures", SAE

- 821049, 1982.
- 4) X. C. Chang, E. C. Chiang, J. H. Johnson, "A One Dimensional Transient Compressible Flow Model for Cooling Air Flow Rate Computation", SAE 900721, 1990.
 - 5) K. V. Mohan, O. Arici, S. Yang, and J. H. Johnson, "A Computer Simulation of the Turbo-Charged Diesel Engine as an Enhancement of the Vehicle Engine Cooling System", SAE 971804, 1997.
 - 6) A. J. Kulkarni, The Vehicle Engine Cooling System Simulation with the Addition of a Compressible Cooling Air Flow Model Validation Using Transient Experimental Data, Master's Thesis, Michigan Technological University 1998.
 - 7) G. Ambrogi, E. V. McAssey, "The Effect of Off Design Operation on the Thermal Performance of Propylene-Glycol and Ethylene-Glycol Engine Coolants", SAE 971827, 1997.
 - 8) N. S. Ap, "A Simple Engine Cooling System Model", SAE 1999-01-0237, 1999.
 - 9) T. Y. Ryu, S. Y. Lee, J. K. Choi, "A Study on the Heat Rejection to Coolant in a Gasoline Engine", Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.77-88, 1997.
 - 10) C. S. Oh, T. Y. Ryu, E. H. Lee, J. K. Choi, "The Study on the Experiment of Coolant Flow Rates of the Engine Cooling System and Calculation Methods", Transactions of KSAE, Vol.7, No.6, pp.1-7, 1999.
 - 11) ASHRAE Handbook, Fundamentals, 1997.
 - 12) F. P. Incropera, D. P. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, 2nd ed., Wiley, 1983.
 - 13) H. Karmotf, B. Dlenhart, "Optimization of Automotive Refrigeration Systems Using Road Maps", SAE 971801, 1997.