

## 자동차 엔진냉각계의 해석 프로그램의 개발

배 석 정, 이 정 희, 최 영 기\*  
 중앙대학교 대학원 기계공학과, \*중앙대학교 기계공학부

### Development of Simulation Program of Automotive Engine Cooling System

Suk Jung Bae, Jung Hee Lee, Young Ki Choi\*\*

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chung Ang University, Seoul 156-756, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Chung Ang University, Seoul 156-756, Korea

(Received April 30, 2003; revision received September 29, 2003)

**ABSTRACT:** A numerical program has been developed for the simulation of automotive engine cooling system. The program determines the mass flow rate of engine coolant circulating the engine cooling system and radiator cooling air when the engine speed is adopted by appropriate empirical correlation. The program used the method of thermal balance at individual element through the model for radiator component in radiator analysis. This study has developed the program that predicts the coolant mass flow rate, inlet and outlet temperatures of each component in the engine cooling system (engine, transmission, radiator and oil cooler) in its state of thermal equilibrium.

This study also combined the individual programs and united into the total performance analysis program of the engine cooling system operating at a constant vehicle speed. An air conditioner system is also included in this engine cooling system so that the condenser of the air conditioner faces the radiator. The effect of air conditioner to the cooling performance, e.g., radiator inlet temperature, of the radiator and engine system was examined. This study could make standards of design of radiator capacity using heat rejection with respect to the mass flow rate of cooling air. This study is intended to predict the performance of each component at design step or to simulate the system when specification of the component is modified, and to analyze the performance of the total vehicle engine cooling system.

**Key words:** Automotive engine cooling system(엔진냉각시스템), Radiator(방열기), Air conditioner(공기조화기), Numerical simulation(수치해석)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$\dot{E}$  : 에너지 [kW]

$H$  : 엔탈피 [kJ/kg]

$h$  : 대류열전달계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$k$  : 전도열전달계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$\dot{Q}$  : 열전달률 [kW]

$\dot{W}$  : 단위시간당 일 [kW]

#### 그리스 문자

$\gamma, \rho$  : 기체의 비열비와 밀도 [ $kg/m^3$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-820-5281; fax: +82-2-826-2510

E-mail address: ykchoi@cau.ac.kr

하첨자

- $a, w$  : 공기와 물
- $i, o$  : 입구와 출구
- $0$  : 정체 음속

1. 서론

자동차 내부에서 가장 큰 열원인 엔진은 연소실 내에서 공기-연료 혼합물이 연소됨에 따라 실린더 벽의 온도가 국소적으로 2000~3000 K까지 도달하고 사이클 평균 온도 역시 1000 K 정도의 고온이 된다. 그러므로 엔진을 적절히 냉각시키지 않으면 엔진 오일의 점성을 떨어뜨려 피스톤과 실린더 벽 사이에서 급속 마찰이 일어나게 되고 이것은 동력 손실뿐만 아니라 피스톤 및 실린더 벽 등의 기계요소에 치명적인 손상을 가하게 된다. 한편 엔진이 적정온도 이하로 냉각되거나 외기의 온도가 매우 낮은 경우에는 연료-공기 혼합물이 잘 기화되지 않아 연료소모량이 많아지고 불완전연소 및 유해배출물이 증가하게 되며 연소기체의 평균 온도 및 평균 압력이 떨어져 피스톤 전달 동력이 감소하게 된다.

따라서 냉각시스템을 이용하여 항상 적정온도를 유지하는 것이 중요하다. 이를 위하여 자동차 내의 각 부품에서 발생하는 열부하에 대한 해석이 먼저 선행되어야 한다. 효율적인 냉각시스템을 개발하기 위해서는 우선 시스템을 구성하는 각 부품의 성능을 향상시켜야 하며 주행조건에 따른 전체 시스템에 미치는 영향을 예측할 필요가 있다. 실험적 연구방법은 비교적 정확한 결과를 산출하지만 각 구성요소를 변경할 때 제작에 소요되는 시간과 비용이 크게 증가되는 문제가 있다. 따라서 수치이론을 통해 필요한 자료를 만들고 이를 토대로 최소한의 실험을 이용하여 설계기준을 만들 수 있는 근사적인 자료를 축적하는 것이 바람직하다.

엔진 냉각시스템에 대한 이론적 해석은 현재까지 꾸준히 연구되어 왔고 상용 프로그램도 상당히 개발되어 있다.

Assanis and Heywood<sup>(1)</sup>는 간접 분사방식의 디젤 엔진의 성능특성을 열역학적 모델을 사용하여 해석하였으며, Poulos and Heywood<sup>(2)</sup>는 실린더 내의 점화 플러그 위치변화에 따라 엔진 성능

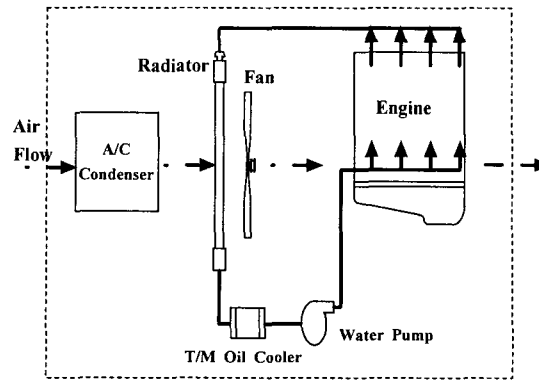


Fig. 1 Configuration of conventional engine cooling system components.

특성을 계산하는 프로그램을 개발하였다.

Corbel<sup>(3)</sup>과 Tenkel<sup>(4)</sup>은 냉각시스템을 방열기, 공기시스템, 팬, 냉각수시스템 등 4요소로 모듈화하고 냉각시스템에 대한 계산모델을 제시하였으며 모델에 필요한 각 요소의 성능자료에 대하여 언급한 바 있다.

Davis et al.<sup>(5)</sup>과 Cherng and Wu<sup>(6)</sup>는 자동차 에어컨을 각 요소별로 나누어 해석하고 이를 종합하여 전체 시스템을 구성하는 방법에 대해 기술하였다.

Xu et al.<sup>(7)</sup>은 엔진 냉각시스템 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 엔진 작동조건의 변화에 따른 마이크로 프로세서 제어함수를 구하고 이를 이용하여 냉각시스템을 해석하였다.

기존의 방열기 해석에서는 방열기 냉각공기와 엔진 냉각수의 질량유량을 구하는 데에 있어서 팬이나 펌프의 정압곡선과 시스템의 압력강하곡선의 일치점을 이용하거나 엔진에서 발생한 열을 방열기에서 이론적으로 모두 방출한다는 가정 하에 에너지균형식에 의하여 질량유량을 결정하였다.<sup>(8)</sup>

본 연구에서는 방열기 해석에서 엔진의 회전수에 따라 냉각시스템을 순환하는 엔진 냉각수와 방열기 냉각공기의 질량유량이 결정되도록 하였다. Fig. 1에서와 같이 자동차 냉각시스템을 구성하는 각 부분, 즉 엔진, 동력 전달장치, 방열기, 오일 냉각기 및 에어컨 등을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고 이를 연결하여 전체 냉각시스템을 해석할 수 있는 종합 프로그램을 개발하고자 한다. 또한 이 프로그램을 이용하여 주행조건에 따른 냉각시스템의 성능을 분석하고자 한다.

2. 이론적 해석

2.1 엔진에서의 발열량

2.1.1 실린더 내부의 열역학적 모델

실린더, 흡기관, 배기관을 열역학적 개방계로 모델링하여 에너지 보존식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j H_j \quad (1)$$

여기서  $\dot{E}$ 는 에너지,  $\dot{Q}$ 는 열전달률,  $\dot{W}$ 는 단위시간당 일을 나타내고,  $\dot{m}_j$ 과  $H_j$ 는 각각 질량유량과 엔탈피를 나타낸다.

2.1.2 기체교환과정에 대한 모델

혼합기체가 이상기체이고 등엔트로피 유동일 때 노즐을 통과하는 질량유량은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \rho_0 c_0 A \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left\{ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\gamma + 1/\gamma} \right\}} \quad (2)$$

여기서  $\rho$ 는 기체의 밀도,  $A$ 는 노즐의 면적,  $\gamma$ 는 비열 비, 하첨자 0은 정체상태를 나타내며  $c_0 = \sqrt{\gamma R T_0}$ 은 정체 음속을 나타낸다.

2.1.3 연소모델

연소과정 중의 실린더 안을 미연 영역과 기연 영역으로 나누어 고려하며, 산화질소(NO<sub>x</sub>) 생성 모델에 대해서는 기연 영역을 단열 중심부와 열경계층으로 나누어 기연 영역의 온도분포를 보다 실제적으로 다루도록 하였다.

(1) 연소실 형상과 화염전파에 대한 모델

미연 혼합물의 유입률을 계산하기 위해 화염 전면 면적을 구한다. 또한, 연소과정 중에 미연 영역과 기연 영역의 다른 열전달률을 계산하기 위해 화염이 전파되면서 연소기체와 상호 접하게 되는 연소실의 표면에 대한 자료<sup>(9)</sup>를 이용하여 구한다.

(2) 난류모델

연소과정은 미연 혼합물이 화염 전면으로 유입되는 과정과 화염 안에서 연소되는 과정이 동시에 일어나는 것으로 간주한다. Taylor 미시 척도

에서 확산은 층류로 가정하였으므로 이 척도에서의 연소는 층류 화염속도에서 이루어진다. 본 연구에서 층류 화염속도의 계산은 잔류기체의 영향을 고려한 Metghalchi and Keck의 수정된 경험식<sup>(10)</sup>을 사용하였다.

2.1.4 열전달모델

엔진 안에서의 열 유동 방향은 실린더 내부의 혼합기체로부터 실린더 블록, 실린더 헤드, 피스톤으로 강제대류되고 이 열은 전도를 통해 다시 실린더 블록 냉각수와 헤드 냉각수로 전달된다. 실린더 안의 혼합기체로부터 냉각수로의 열전달은 사이클 평균 기체온도와 냉각수온도의 열전위차에 따른 열 유속만큼 냉각수로 방출된다고 가정한다. 또한 엔진성분을 피스톤, 실린더 블록, 실린더 헤드로 나누고 이들 성분의 표면온도는 균일하고 사이클 평균된 값을 가지며 벽을 통한 열전도는 1차원이라 가정하여 모델링한다.

(1) 실린더 안에서의 대류 열전달모델

연소과정에서 기연기체 영역과 미연기체 영역에 접한 연소실 표면으로의 열전달은 각각 다음과 같다.

$$\dot{Q}_u = A_{u,w} h_u (T_u - T_w) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_b = A_{b,w} h_b (T_b - T_w) \quad (4)$$

여기서  $u$ 와  $b$ 는 각각 미연과 기연기체를 나타내며 대류 열전달계수  $h_u$ 와  $h_b$ 는 각각 Annand 모델<sup>(11)</sup>과 Woschni 모델<sup>(12)</sup>을 사용하여 계산한다.

(2) 실린더 내부의 복사 열전달모델

엔진 실린더 내부의 복사 열유속을 정확히 예측하는 식은 아직 없으나 본 연구에서는 Annand가 제시한 모델<sup>(11)</sup>을 사용한다.

$$\dot{q}_R = \beta \sigma (\overline{T}_g^4 - T_w^4) \quad (5)$$

여기서  $\sigma$ 는 Stefan-Boltzmann 상수( $5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ),  $\beta$ 는 무차원 상수,  $\overline{T}_g$ 는 평균 기체온도,  $T_w$ 는 벽 온도를 각각 나타낸다.

2.2 방열기 해석모델

일반적으로 자동차의 방열기는 전면길이에 비

해 폭이 얇기 때문에 본 연구에서는 방열기의 폭 방향에 대해서는 열전달 특성이 동일하다고 가정하고 전면에서의 2차원으로 해석한다.

2.2.1 냉각공기 및 냉각수의 유량

방열기에서의 방열량은 이곳을 통과하는 냉각수 및 냉각공기의 유량에 의존하며 따라서 이들 유량을 정확히 예측해야만 냉각시스템 전체의 상태를 정확하게 진단할 수 있게 된다.

(1) 냉각공기의 유량

차량의 주행속도는 엔진의 회전수와 기어 단수와 관계로 표현하면

$$V_{car} = \frac{2\pi r}{1000} \frac{60N}{i} \quad (6)$$

여기서  $V_{car}$ 는 차량의 주행속도,  $r$ 은 타이어의 유효 반지름,  $N$ 은 엔진 회전수, 그리고  $i$ 는 기어 단수에 따른 총 감속비를 각각 나타낸다.

냉각공기의 유량은 전면의 속도분포가 균일하며 차량속도에 따라 변화한다고 가정하여 계산한

다. 방열기 전면 공기속도는 냉각팬의 작동 여부에 따라 다음과 같은 실험적 관계식<sup>(13)</sup>을 이용하여 계산한다.

$$v_a = C_1 V_{car} + C_2 \quad (7)$$

여기서 냉각팬이 작동하고 있을 때에는  $C_1=0.034$ ,  $C_2=0.07$ 을 사용하였으며, 냉각팬이 작동하지 않을 때에는  $C_1=0.0373$ ,  $C_2=-0.676$ 의 값을 사용하였다.

(2) 냉각수의 유량

냉각수의 물성치는 100℃ 이하에서 대기압 상태의 물성치를, 100℃ 이상의 온도에서는 포화액체 상태의 물성치를 4차식으로 근사화하여 사용하였다.<sup>(9)</sup> 4차 근사다항식의 계수는 Table 1에 주어져 있으며, 적용할 수 있는 온도범위는 냉각공기에 대해서는 -40~200℃, 냉각수에 대해서는 5~200℃이다.

외부저항이 일정한 상태에서 냉각수의 유량은 대체로 엔진 회전수에 비례하는 것으로 알려져

Table 1 Coefficients of polynomial for air and water thermal property

|               |       | Air                        | Water                      |
|---------------|-------|----------------------------|----------------------------|
| Density       | $c_0$ | 1.28298                    | 1.00005                    |
|               | $c_1$ | $-5.11505 \times 10^{-3}$  | $1.55656 \times 10^{-2}$   |
|               | $c_2$ | $2.13532 \times 10^{-5}$   | $-5.93253 \times 10^{-3}$  |
|               | $c_3$ | $-5.61226 \times 10^{-8}$  | $1.95357 \times 10^{-5}$   |
|               | $c_4$ | $5.68065 \times 10^{-11}$  | $-3.58479 \times 10^{-8}$  |
| Viscosity     | $c_0$ | 1.71850                    | 1.70606                    |
|               | $c_1$ | $5.15763 \times 10^{-3}$   | $-4.13741 \times 10^{-2}$  |
|               | $c_2$ | $-4.40531 \times 10^{-6}$  | $4.53979 \times 10^{-4}$   |
|               | $c_3$ | $-2.37551 \times 10^{-10}$ | $-2.21364 \times 10^{-6}$  |
|               | $c_4$ | $7.23546 \times 10^{-12}$  | $3.89564 \times 10^{-9}$   |
| Specific heat | $c_0$ | 1.00526                    | 4.20866                    |
|               | $c_1$ | $7.98283 \times 10^{-6}$   | $-1.61214 \times 10^{-3}$  |
|               | $c_2$ | $4.18066 \times 10^{-7}$   | $2.58227 \times 10^{-3}$   |
|               | $c_3$ | $4.69072 \times 10^{-10}$  | $-1.29301 \times 10^{-3}$  |
|               | $c_4$ | $-1.24828 \times 10^{-12}$ | $3.51456 \times 10^{-3}$   |
| Conductivity  | $c_0$ | $2.41301 \times 10^{-2}$   | $5.59047 \times 10^{-1}$   |
|               | $c_1$ | $7.94617 \times 10^{-5}$   | $2.04849 \times 10^{-3}$   |
|               | $c_2$ | $-3.80879 \times 10^{-8}$  | $-9.94605 \times 10^{-6}$  |
|               | $c_3$ | $1.98727 \times 10^{-11}$  | $1.64103 \times 10^{-8}$   |
|               | $c_4$ | $-1.05191 \times 10^{-11}$ | $-1.95486 \times 10^{-11}$ |

있다. 본 연구에서는 대우자동차의 1.6 TBI 엔진에 대한 유량 및 회전수의 실험자료<sup>(9)</sup>를 직선식으로 근사시켜서, 엔진의 회전수가 결정되면 냉각시스템을 순환하는 냉각수의 유량이 결정되도록 하였다. 엔진 회전수에 따라 구해진 근사식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_w = (0.012348N - 2.6891) \frac{\rho_w \times 10^{-3}}{A_w \times 60} \quad (8)$$

여기서,  $\dot{m}_w$ 는 냉각수의 유량,  $A_w$ 는 수관의 면적,  $N$ 은 엔진 회전수를 나타낸다.

2.2.2 질량보존식

Fig. 2에서 각 제어체적에 대해 질량보존식을 적용하면 각 계산점에서 핀과 평행한 방향의 질량유량  $\dot{m}_{ai}$ 를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_{ai}(i+1, j) = \dot{m}_{ai}(i, j) + \{ \dot{m}_{aj}(i, j) - \dot{m}_{aj}(i, j+1) \} \frac{\delta A_n}{\delta A_e} \quad (9)$$

여기서  $\delta A_e$ ,  $\delta A_n$ 은 하나의 제어체적에 할당된 공기의 유효 유동면적이다.

2.2.3 에너지균형식

(1) 냉각수에 대한 에너지균형식

냉각수에서 공기로의 손실된 열량은 다음과 같다.

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_w \frac{A_w}{N_i} \{ C_{p,w}(i, j+1) T_w(i, j+1) - C_{p,w}(i, j) T_w(i, j) \} \quad (10)$$

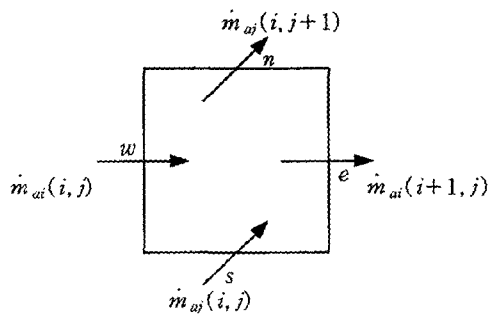


Fig. 2 Mass flux through the control volume and node indices.

여기서  $C_{p,w}$ 는 물의 정압비열,  $T_w$ 는 물의 온도를 나타낸다.

이것을 또한 총괄 열전달계수를 이용하여 다음과 같이 나타내면

$$\delta \dot{Q} = U(i, j) \frac{A_{tot}}{N_i N_j} (\overline{T_w} - \overline{T_a}) \quad (11)$$

여기서  $U$ 는 총괄 열전달계수,  $N_i$ 는  $i$ 방향의 격자수,  $N_j$ 는  $j$ 방향의 격자수를 각각 나타낸다.

식(10)과 (11)로부터 냉각수의 온도에 대한 계산식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_w(i, j+1) = \frac{C_{p,w}(i, j)}{C_{p,w}(i, j+1)} T_w(i, j) - \frac{U(i, j) A_{tot} (\overline{T_w} - \overline{T_a})}{\dot{m}_w A_w N_j C_{p,w}(i, j+1)} \quad (12)$$

(2) 공기에 대한 에너지균형식

루버의 방향을 고려한 제어체적에 대한 에너지균형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_{\delta A} C_{p,a} T_a dA = \delta \dot{Q} \quad (13)$$

$$\dot{E}_e + \dot{E}_n = \dot{E}_w + \dot{E}_s + \delta \dot{Q} \quad (14)$$

제어 표면에서 나가는 공기의 온도는 다음 식으로부터 계산된다.

$$T_a(i+1, j) = \frac{\dot{E}_w + \dot{E}_s - \dot{E}_n + \delta \dot{Q}}{\dot{m}_{ai}(i+1, j) C_{p,a}(i+1, j) \delta A_e} \quad (15)$$

냉각수 및 공기의 온도는 방열기의 입구온도가 주어지면 식(14)와 (15)를 이용하여 전진 대입에 의해 구한다.

2.2.4 총괄 열전달계수

고온의 냉각수로부터 냉각공기로의 열전달은 전기회로 상사를 이용하여 구한다.

$$\delta \dot{Q} = \frac{T_w - T_a}{\frac{1}{h_w A_t} + \frac{\delta}{k_t A_t} + \frac{1}{\eta_t h_a A}} \quad (16)$$

여기서,  $h_w$ 와  $h_a$ 는 각각 냉각수와 냉각공기측의 대류열전달계수이고  $k_t$ 는 튜브의 열전도계수이다. 또한  $\delta$ 와  $A_t$ 는 각각 튜브두께와 전열면적을 나타내고  $A$ 는 튜브 및 핀을 합한 전체 전열면적을 나타낸다.

2.2.5 계산절차

방열기 해석 프로그램의 흐름도는 Fig. 3과 같으며 방열기 해석절차를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 방열기의 형상에 관한 자료를 읽는다.
- (2) 냉각수 및 공기의 물성치를 계산한다.
- (3) 엔진의 발열량을 계산한다.
- (4) 각 계산점에서 냉각수와 공기의 질량유량을 계산한다.
- (5) 방열기 입구에서의 냉각수온도, 출구에서의 공기온도를 가정한다.
- (6) 제어체적에서의 평균 온도 및 평균 온도에

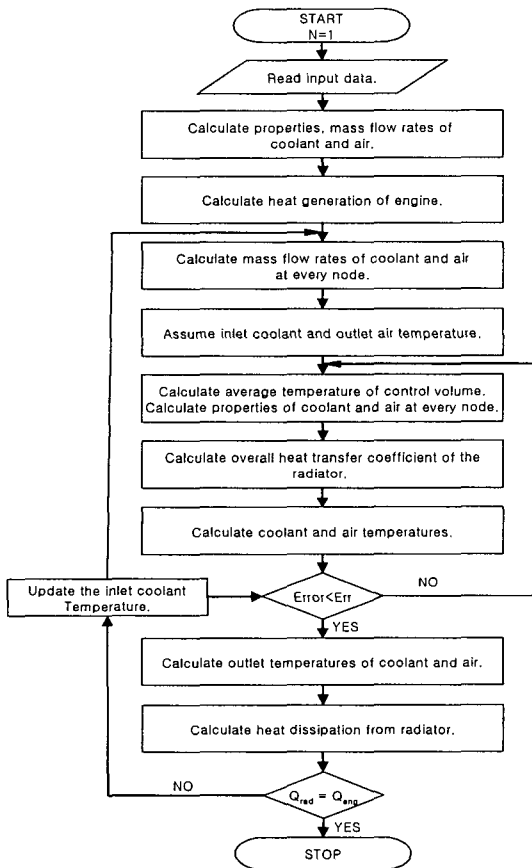


Fig. 3 Flow chart for analysis of radiator.

대한 물성치를 계산한다.

- (7) 방열기의 총괄 열전달계수를 계산한다.
- (8) 냉각수 및 공기의 온도를 계산한다.
- (9) 각 계산점에서의 상대오차가 허용오차보다 클 경우 (6)단계로 돌아간다.
- (10) 각 계산점에서의 상대오차가 허용오차보다 작은 경우 방열기 출구에서의 냉각수 및 공기의 온도를 구한다.
- (11) 방열기로부터 제거된 열량을 계산한다.
- (12) 위에서 구한 출구 냉각수온도로부터 입구 냉각수온도를 다음과 같은 방열기에서의 에너지 균형식으로부터 구한다.

$$T_{w,i} = \frac{C_{p,o} T_{w,o}}{C_{p,i}} + \frac{Q_{Eng}}{m_w A_{fw} C_{p,i}} \quad (17)$$

- (13) 이와 같이 계산된 입구 냉각수온도를 각 계산점에 재배치한다.
- (14) 출구온도의 상대오차가 허용오차보다 작은 경우 계산을 종결한다.

2.3 에어컨과 차량열부하 모델

본 연구에 사용된 에어컨과 차량열부하 해석은 Hong et al.<sup>(14)</sup>의 모델을 그대로 사용하였으며 상세한 내용은 논문을 참고하기 바란다. 또한 본 해석에 사용된 에어컨의 사양은 Bac<sup>(15)</sup>의 논문에 상세히 기록되어 있다.

2.4 엔진 냉각시스템의 열평형 해석

엔진 냉각시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 냉각시스템의 각 구성성분에 대한 독립적인 해석이 아니라 사이클 순환경로에서 냉매가 각 성분으로 유입 유출되는 온도를 냉각시스템의 열평형이 성립하도록 결정하는 것이다. 이와 같은 냉각시스템 해석의 중요성은 열평형상태에서 유기적으로 연결된 각 성분들의 성능을 보다 정확히 예측함으로써 최적의 운전조건을 제시해 줄 수 있다는 점에 있다. 냉각시스템 각 성분에서의 입구, 출구온도나 발열량, 방열량, 그리고 냉매의 유량 등은 서로 상호적인 관계에 의해서 결정되어야 한다.

2.4.1 에어컨과 엔진의 연결

에어컨의 응축기는 Fig. 1에서와 같이 방열기의

앞에 놓이게 된다. 냉각공기의 유동은 방열기를 통과하면서 엔진 냉각수를 냉각하는 역할을 하는데, 방열기로 들어오는 냉각공기는 먼저 에어컨 응축기를 통과하게 되고 응축기를 통과한 냉각공기의 온도는 응축기에서 발생한 열로 인해 상승하게 된다. 이때 에어컨 응축기에서는 2상 유동 등의 복잡한 과정을 보인다. 본 연구에서는 응축기가 냉각공기의 온도만을 증가시킨다고 가정하였다. 따라서 방열기 입구 냉각공기의 온도는 에어컨 응축기를 통과하는 냉각공기의 온도와 같다고 가정하고 계산하였다.

에어컨이 작동될 경우 응축기는 엔진의 동력을 소모하게 되고 엔진의 열부하를 가중시키게 된다. 이에 따라 에어컨의 응축기와 엔진의 동력을 연결시키고 에어컨의 열부하를 엔진의 열부하에 연결시켰다.

2.4.2 방열기와 엔진의 연결

엔진 실린더 벽면의 온도를 냉각수온도에 의해 수정되도록 하였으며 실린더 벽면의 온도는 피스톤과 실린더 블록, 헤드에서 각각 다른 사이클 평균 온도로 유지된다고 가정하여 계산하였다. 실린더 내부의 기체온도는 매 사이클마다 계속 변하므로 실린더 내부 벽면의 온도도 함께 변하지만 벽면온도가 매 순간 변동하는 영역은 실린더 블록의 매우 얇은 층에 국한되고 대부분의 영역은 정상상태의 열전도가 지배적이므로 실린더 내부의 벽면온도는 사이클 평균된 벽면온도를 유지한다고 볼 수 있다.

실린더 내부의 사이클 평균 벽면온도에 대한 수정은 엔진 입구 냉각수온도와 출구 냉각수의 평균 온도, 한 사이클 동안 냉각수로 빠져나가는 열량, 실린더 블록에 대한 정상상태 전도 열저항, 그리고 실린더 외벽에서의 대류 열저항을 이용하여 결정된다.

피스톤을 통한 전도열과 마찰열을 정확하게 계산하기는 힘들지만 실험이나 비교적 정밀한 계산 결과에 따르면 실린더 기체로부터 피스톤으로 대류되어 들어온 열의 약 65~70%가 실린더 블록을 통해 전달되는 것으로 알려져 있다.<sup>(9)</sup> 이런 결과에 따라 실린더 기체로부터 내부 벽면을 통해 냉각수로 빠져나가는 열량 중 피스톤을 통한 열량은 피스톤에 들어오는 열량 중 65%만이 냉각수로 빠져나간다고 가정하고 계산하였다.

(1) 실린더 블록의 기체측 표면온도  
한 사이클이 종료되면 각 사이클당 냉각수로 빠져나간 열량이 계산되고 이것과 상사 전기회로의 저항을 계산하면 실린더 내부 벽면온도  $T_{w,i}$ 가 계산된다.

$$\dot{Q}_B + \dot{Q}_P = U_i A_i (T_{w,i} - T_c) \quad (18)$$

$$R_1 = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_B L} \quad (19)$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi r_o h L} \quad (20)$$

$$U_i A_i = \frac{1}{\sum_j R_j} \quad (21)$$

여기서,  $T_c$ 는 실린더 블록 냉각수 입구온도이고  $T_{w,i}$ 와  $T_{w,o}$ 는 각각 실린더 블록의 기체와 냉각수 표면온도이며  $h$ 는 실린더 블록과 냉각수 사이의 대류열전달계수이고  $r_i$ 와  $r_o$ 는 각각 실린더 내부와 외부 반경이며  $L$ 은 실린더 블록의 사이클 평균 전열길이이고  $\dot{Q}_B$ 와  $\dot{Q}_P$ 는 각각 실린더 블록과 피스톤에서의 열전달률을 나타낸다.

총 열전달량과 한 사이클 동안 냉각수로 빠져나간 열량을 이용하여 실린더 블록의 기체측 표면온도를 다음과 같이 구한다.

$$T_{w,i} = T_c + \frac{\dot{Q}_B + \dot{Q}_P}{U_i A_i} \quad (22)$$

여기서 하첨자  $c$ 는 실린더 블록의 냉각수 입구를 나타내며 실린더 외벽에서의 대류열전달에 대한 상관식은 Nusselt<sup>(16)</sup>이 제시한 관 입구 유동의 열전달계수 상관식을 수정하여 사용하였다.

$$h = 0.036 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{D_e}{L_s}\right)^{0.055} \left(\frac{k_w}{D_e}\right) \quad (23)$$

여기서  $L_s$ 는 실린더 외벽의 전열부 길이를 나타내며  $D_e$ 는 물 재킷의 내경과 외경의 차이를 나타낸다.

(2) 피스톤 표면온도의 수정

피스톤 표면온도는 피스톤 링과 실린더 블록 사이의 접촉 열저항을 이용하여 계산되며 피스톤

의 접촉 열저항은 다음 식으로 계산된다.

$$R_P = \frac{2L_c(k_P + k_B)}{\pi k_P k_B B L_H} \quad (24)$$

$$T_P = T_w + R_P \dot{Q}_P \quad (25)$$

여기서,  $k_P$ 는 피스톤의 열전도도,  $k_B$ 는 블록의 열전도도,  $L_c$ 는 피스톤과 블록 사이의 간극,  $L_H$ 는 피스톤 링의 두께,  $B$ 는 실린더 보어의 직경을 각각 나타낸다.

(3) 실린더 헤드에서의 온도

피스톤과 실린더 블록의 온도가 수정되면 실린더 블록 출구의 냉각수 온도와 방열기 입구의 냉각수 온도, 실린더 헤드로 빠져나가는 열량을 이용하여 실린더 헤드에서의 온도를 계산한다.

$$h_H = 0.6 \text{Re}^{0.7} k_w / D_e \quad (26)$$

$$R_H = \delta_H / (k_H A_H) + 1 / (h_H A_H) \quad (27)$$

$$T_H = T_{c1} + R_H \dot{Q}_H \quad (28)$$

여기서, 하첨자  $c1$ 은 방열기 입구를 나타내며  $k_w$ 는 실린더 헤드 냉각수의 열전도도,  $k_H$ 는 실린더 헤드의 열전도도, 그리고  $\delta_H$ 는 실린더 헤드의 두께를 나타낸다.

## 2.5 총괄 프로그램의 구성

앞에서의 구성요소를 총괄한 엔진 냉각시스템 해석 프로그램의 계산절차는 다음과 같다.

- (1) 엔진 제어변수, 에어컨, 방열기의 입력자료를 읽는다.
- (2) 실린더 벽, 헤드, 피스톤의 온도, 방열기 입구 냉각수온도를 가정한다.
- (3) 냉각수의 질량유량을 계산한다.
- (4) 엔진 해석모델을 통하여 엔진의 한 사이클을 모사한다.
- (5) 엔진의 출력과 엔진의 발열량을 계산한다.
- (6) 에어컨이 작동되고 있으면 인체 발열량, 실내 부하를 계산한다.
- (7) 에어컨의 성능(COP)을 계산한다.

$$\text{COP} = \frac{\text{응축기에서 제거된 열량}}{\text{압축기에서 소요된 일}}$$

(8) 계산된 응축기 출구 공기온도와 방열기 입구 공기온도를 일치시킨다.

(9) 에어컨이 작동되고 있지 않으면 방열기 입구의 공기온도를 입력자료에서 읽어들인다.

(10) 방열기에서의 열 방출률을 계산한다.

(11) 방열기 출구의 새로운 온도를 계산한다.

(12) 엔진과 방열기 사이의 냉각수 열평형이 이루어지지 않으면 (10)단계로 돌아간다.

(13) 열평형이 이루어지면 실린더 벽, 헤드, 피스톤의 온도를 계산한다.

(14) 상대오차가 허용오차보다 크면 (4)단계로 돌아간다.

(15) 상대오차가 허용오차보다 작으면 계산을 종결한다.

## 3. 계산결과 및 고찰

### 3.1 엔진 해석결과

#### 3.1.1 엔진 실린더 해석결과

본 연구에서는 대우자동차의 1.6 TBI 엔진에 대하여 해석하였으며 엔진의 사양은 Table 2와 같다.

Fig. 4는 에어컨을 켜진 상태에서 엔진의 회전수가 1000~5000 rpm으로 변화할 때 크랭크 각의 증가에 따른 2영역 연소모델의 실린더 내부의 압력을 나타낸 그림이다. 모든 엔진 회전수에 대하여 연소 영역(약  $-5^\circ \sim 41^\circ$ )에서 최대 압력이 발생함을 알 수 있으며 팽창과정( $41^\circ$  이후)에서 연소체적의 증가로 인해 압력이 급격히 감소함을 알 수 있다.

Table 2 Engine specification

|   |                   |
|---|-------------------|
| Number of cylinders                             | 4                 |
| Firing order                                    | 1 3 4 2           |
| Initial crank angle of each cylinder            | 0. 180. 540. 360. |
| Bore (mm)                                       | 79.0              |
| Stroke (mm)                                     | 81.5              |
| Connecting rod length (mm)                      | 129.75            |
| Compression ratio                               | 8.6               |
| Valve timing (crank angle degree) on 720° cycle |                   |
| Exhaust valve opens                             | 120.0             |
| Exhaust valve closes                            | 385.0             |
| Inlet valve opens                               | 342.0             |
| Inlet valve closes                              | 596.0             |



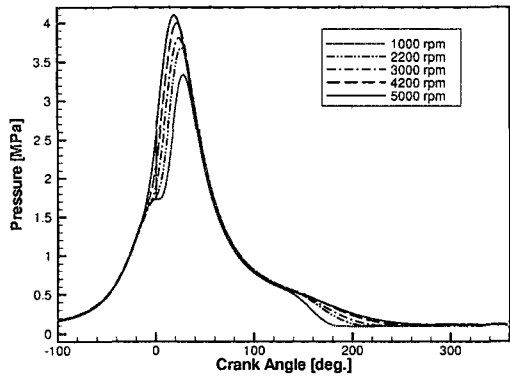


Fig. 4 Pressure profile in each cylinder for various engine speed.

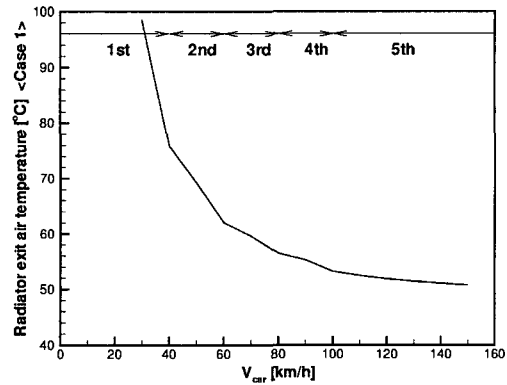


Fig. 6 Variation of radiator exit air temperature with respect to vehicle speed (CASE 1).

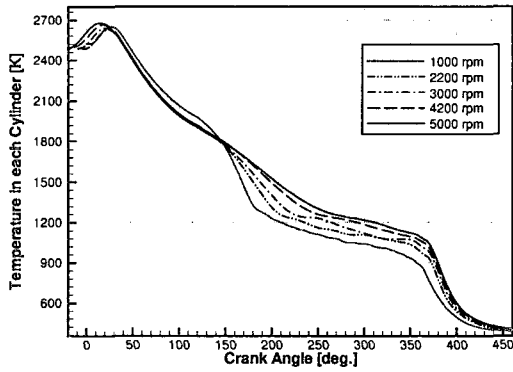


Fig. 5 Temperature profile in each cylinder for various engine speed.

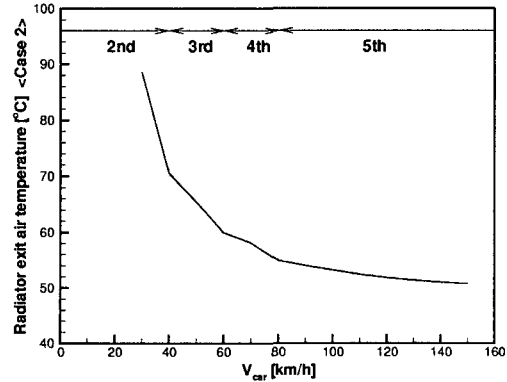


Fig. 7 Variation of radiator exit air temperature with respect to vehicle speed (CASE 2).

Fig. 5는 에어컨을 켜 상태에서 엔진의 회전수가 1000~5000 rpm으로 변화할 때 크랭크 각의 증가에 따른 2영역 연소모델의 실린더 내부 평균 온도의 변화를 보여준다. 5000 rpm에서 온도의 최대값이 나타남을 알 수 있으며 각 회전수에서 최대값이 발생하는 시기는 엔진 회전수의 증가에 따라 빨라지는 것을 볼 수 있다. 이것은 회전수의 증가에 따라 연소 영역의 압력 증가로 점화시기가 점점 더 빨라지기 때문으로 생각된다.

3.1.2 기어변속에 따른 결과

Fig. 6과 Fig. 7은 차량속도와 기어단수를 변화시키며 방열기 출구로 방출되는 냉각공기온도를 나타낸 그림이다. Fig. 6은 40 km/h 미만의 속도

에서는 1단 기어를, 60 km/h 미만에서는 2단, 80 km/h 미만에서 3단, 100 km/h 미만에서 4단, 그리고 100 km/h 이상에서 5단 기어를 사용하였다 (CASE 1). Fig. 7은 CASE 1에 대하여 80 km/h 이하의 차량속도에서 기어단수를 각각 1단씩 높게 조정하여 해석한 결과이다(CASE 2). 40 km/h 이하의 속도에서 공기의 온도는 각각 80°C 이상으로 상당히 높지만, 그 이상의 속도에서 점차적으로 낮아져 100 km/h 이상에서는 거의 일정한 분포를 나타낸다. Fig. 7에서는 Fig. 6에서보다 기어단수가 높기 때문에 기어 감속비에 대응하여 엔진 회전수가 낮아지고, 그에 따라 엔진의 발열량이 감소하게 된다. 그러므로 방열기 출구의 냉각공기온도가 80 km/h 이하의 영역에서 앞의 경

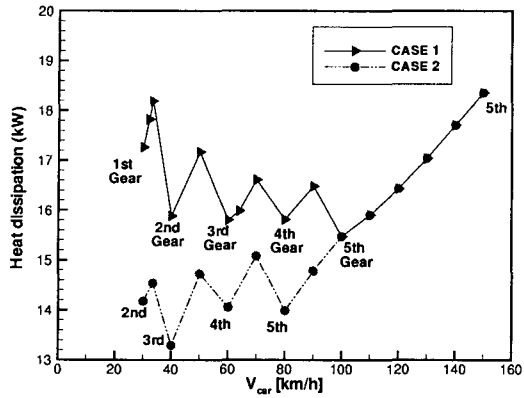


Fig. 8 Variation of heat dissipation of radiator with respect to vehicle speed.

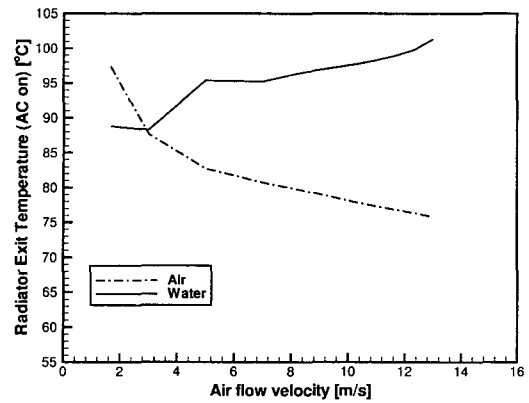


Fig. 9 Radiator exit air and water temperature at air conditioner on condition.

우에서보다 낮아짐을 알 수 있다. 이것은 차량속도의 증가에 따라 방열기 입구공기의 질량유량이 증가하여 열교환기 입구와 출구의 공기온도차가 작아지므로 공기온도가 감소하게 되는 것이다.

Fig. 8은 차량속도와 기어변화에 따른 방열기의 열전달률을 나타낸 그림이다. 주어진 차량속도에서 기어단수가 낮을수록, 즉 기어 감속비가 높을수록 엔진 회전수가 증가하고 이에 따라 냉각수로 전달되는 열량 역시 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 차량속도 증가에 따라 냉각 손실열량 역시 증가하는 것을 알 수 있다.

3.2 방열기 해석결과

본 연구에서 사용한 방열기의 제원은 Table 3과 같다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 에어컨을 작동시키는

Table 3 Radiator geometry

|                                      |           |
|--------------------------------------|-----------|
| Radiator width (mm)                  | 382       |
| Radiator height (mm)                 | 635       |
| Radiator thickness (mm)              | 23.5      |
| Tube surface area (mm <sup>2</sup> ) | 2.5×21.53 |
| Tube thickness (mm)                  | 0.32      |
| Fin height (mm)                      | 8.74      |
| Fin pitch (mm)                       | 3         |
| Louver height (mm)                   | 0.63      |
| Louver pitch (mm)                    | 1.14      |
| Louver angle (°)                     | 28        |

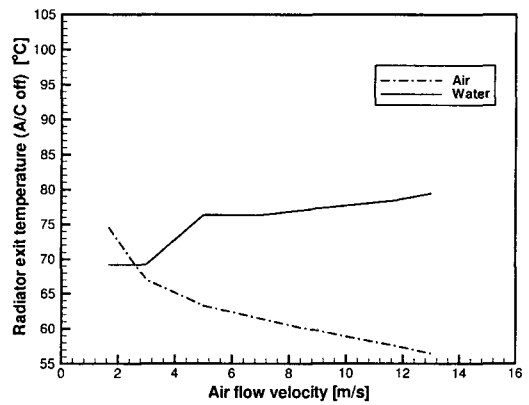


Fig. 10 Radiator exit air and water temperature at air conditioner off condition.

경우와 그렇지 않은 경우를 나타내며 유입되는 공기속도에 따른 방열기 출구의 냉각공기와 냉각수의 온도를 나타낸 그림이다. 냉각공기의 방열기 출구온도는 공기 유동속도의 증가에 따라 감소하는 경향을 보이지만 방열기 출구의 냉각수온도는 점진적으로 증가함을 보이고 있다. 냉각공기의 유량이 증가함에도 불구하고 온도차이가 점점 더 커지는 것은 냉각수의 질량유량 역시 증가하기 때문이다. 에어컨을 작동시켰을 때의 온도 차이가 작동시키지 않았을 때보다 전체 공기 유동속도 영역에 걸쳐 2~3°C 정도 높게 예측됨을 볼 수 있다. 또한 방열기 출구 냉각수온도와 냉각 공기온도는 에어컨 작동 여부에 따라 각각 대략 20°C 정도 차이를 보이며, 그 온도변화 역시 거의 같은 모습으로 진행됨을 알 수 있다.

### 3.3 총괄 엔진 냉각시스템 해석결과

Fig. 11에서는 에어컨을 켜었을 때 외부 공기온도 변화에 따른 냉각공기와 물의 방열기 출구온도를 나타내고 있다. 외기의 온도가 22.5℃에서 40℃까지 증가할 때 방열기 출구의 온도는 서서히 증가하는 경향을 보이고 있다. 반면 냉각공기와 물의 온도차이는 외기온도에 따라서 서서히 감소하는 경향을 보인다. 이것은 외기온도의 증가에 따라 냉방부하가 역시 증가하게 되어 방열기의 성능이 다소 감소되었기 때문이다.

Fig. 12는 외부 공기온도에 따른 엔진 발열량과 방열기의 방열량을 나타내는 그림이다. 발열량의 크기에 비해서 그 차이가 미소하지만 외기온도에 따라서 발열량과 방열량이 조금씩 감소함을 볼 수 있다.

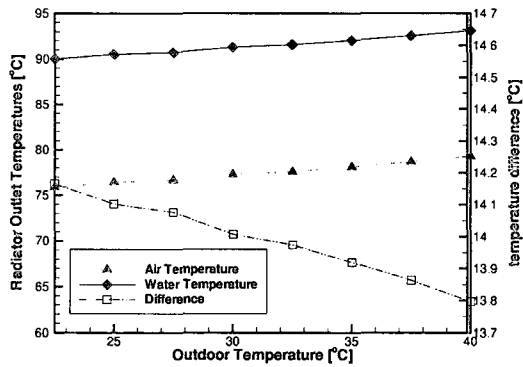


Fig. 11 Air and water temperatures of radiator outlet and temperature difference with respect to outdoor temperature.

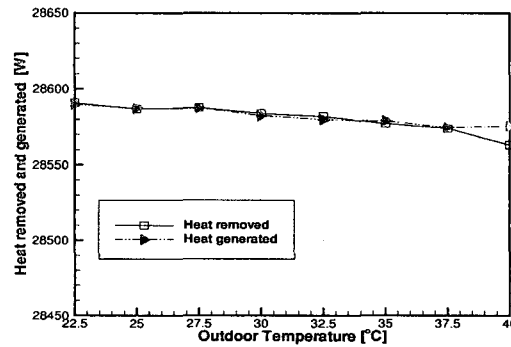


Fig. 12 Heat removed from radiator and heat generated in engine with respect to outdoor temperature.

Fig. 13은 엔진 회전수가 3000 rpm일 때 연소 및 팽창과정 중 크랭크 각의 증가에 따른 피스톤, 실린더 블록과 실린더 헤드로의 열전달률을 에어컨 작동상태에 따라 비교한 그림이다. 열전달률의 최대값은 연소과정 중에 실린더 헤드, 피스톤, 실린더 블록의 순서로 나타난다. 팽창과정 중에는 연소기체가 하사점으로 이동함에 따라 실린더 블록의 전열면적이 상대적으로 커져 열전달률이 가장 크고 실린더 헤드, 피스톤의 순서로 작아짐을 알 수 있다. 또한 에어컨을 작동시켰을 때의 열전달률의 최대값은 각 부분에 대하여 에어컨을 작동시키지 않을 때와 거의 같은 크랭크 각에서 나타난다. 에어컨을 작동시킬 때 추가되는 열 부하와 동력의 감소로 인하여 각 부분에서의 열전달률이 에어컨을 작동시키지 않을 때보다 약 10% 가량 작아져서 엔진 냉각성능이 떨어짐

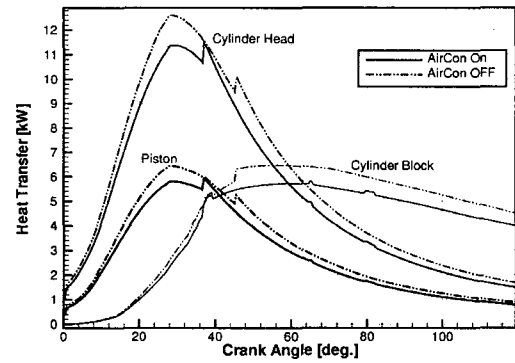


Fig. 13 Heat transfer rate at piston, cylinder block and cylinder head.

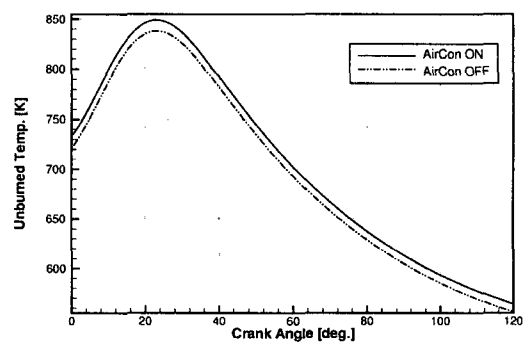


Fig. 14 Unburned gas temperature during combustion process.

을 볼 수 있다.

Fig. 14는 엔진 회전수 3000 rpm에서 연소과정 중 미연 영역의 온도분포를 에어컨의 작동상태에 따라 비교한 그림이다. 혼합기의 연소가 시작되어 끝나는 크랭크 각 41°까지 완전히 연소되며 41° 이후에서는 팽창이 이루어지면서 미연기체의 온도가 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 에어컨을 작동시켰을 때와 작동시키지 않았을 때의 크랭크 각에 따른 온도변화의 모양은 거의 같음을 볼 수 있다. 에어컨을 작동시켰을 때의 과도한 열 부하가 실린더 블록과 헤드의 열전달률을 감소시켜 실린더 내부의 미연 영역 온도가 에어컨을 작동시키지 않았을 때보다 증가함을 볼 수 있다.

Fig. 15에는 에어컨의 작동상태, 그리고 엔진 회전수가 1000~5000 rpm으로 변화할 때, 크랭크 각

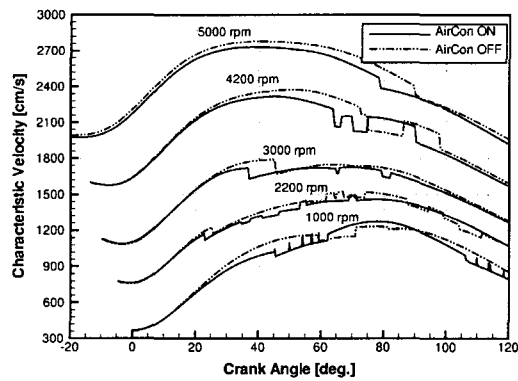


Fig. 15 Characteristic velocity in cylinder for various engine speed during combustion process.

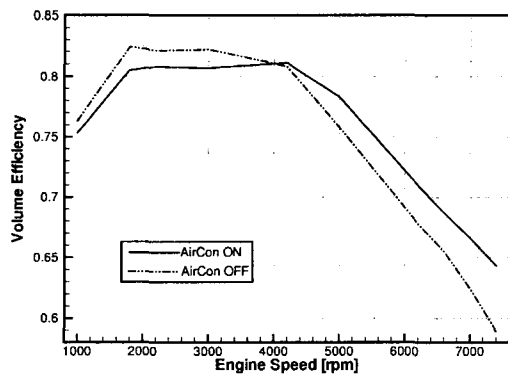


Fig. 16 Volumetric efficiency for various engine speed.

에 따른 연소과정중의 Woschni 모델의 특성속도 변화를 나타내었다. 엔진 회전수의 증가에 따라서 특성속도는 급격히 증가하며, 엔진 회전수 증가에 따라 점화시기가 빨라짐으로 인하여 특성속도의 분포가 나타나는 시기 역시 빨라지는 것을 볼 수 있다. 에어컨을 작동시켰을 때의 특성속도가 에어컨을 작동시키지 않을 때보다 다소 작으며 불연속점이 빨리 시작됨을 알 수 있다.

Fig. 16은 엔진 회전수 변화에 대한 체적효율을 에어컨 작동상태에 따라 비교한 그림이다. 체적효율은 엔진의 회전수 1800 rpm까지 증가하고 4200 rpm까지는 서서히 증가 혹은 감소하다가 그 이상의 회전수에서 급격히 감소하는 경향을 보여주고 있다. 에어컨을 작동시켰을 때에는 엔진의 회전수 4200 rpm 이하에서 체적효율이 에어컨을 작동시키지 않았을 때보다 낮지만 4200 rpm 이상에서는 오히려 높게 예측되고 있다.

Fig. 17은 공기유동 속도에 대한 방열기의 열 방출률을 에어컨의 작동상태에 따라 나타낸 그림이다. 열방출률은 방열기로 유입되는 공기속도가 증가함에 따라 일정한 증가를 보이며 8m/s 이상의 유속에서는 완만한 증가를 보인다. 공기유동 속도의 변화에 따라서 에어컨을 작동시켰을 때의 열방출률이 에어컨을 작동시키지 않을 때보다 높게 나타난다.

Fig. 18과 Fig. 19는 엔진 회전수에 따른 엔진 냉각수와 냉각공기의 방열기 출구온도를 나타낸 그림이다. 에어컨이 켜졌을 때와 꺼졌을 때 엔진 회전수에 따른 출구온도는 두 경우 모두 낮은 엔진 회전수에서 냉각수의 온도가 낮아졌다가 다시 높아지는 것을 볼 수 있다. 엔진 회전수 증가에

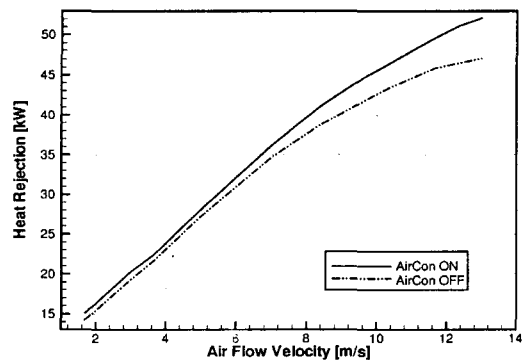


Fig. 17 Heat rejection from radiator with air flow velocity.

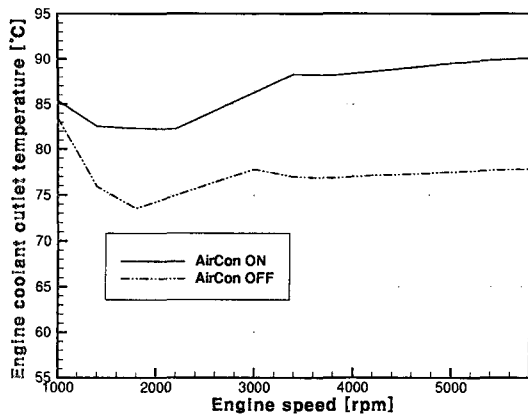


Fig. 18 Radiator outlet temperatures of engine cooling water when air conditioner is on and off.

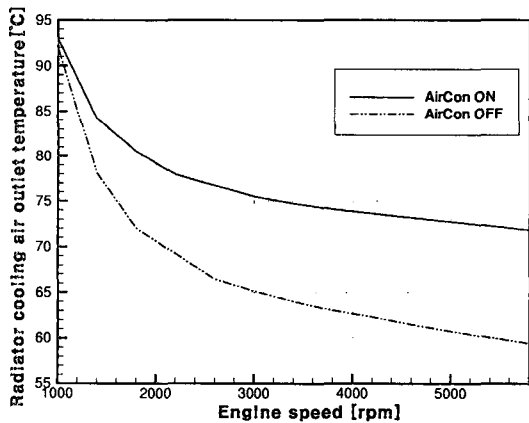


Fig. 19 Radiator outlet temperatures of cooling air when air conditioner is on and off.

따라 냉각공기의 질량유량 증가로 인해 방열기를 통과하는 공기의 출구온도 역시 낮아지고 있다. 방열기 출구의 냉각수온도의 에어컨 작동 여부에 따른 차이는 엔진 회전수 증가에 따라 점차적으로 증가하며, 냉각공기의 온도차이 역시 같은 경향을 보인다. 에어컨 작동 여부에 따른 냉각수의 출구온도와 냉각공기의 온도차이는 엔진 회전수에 따라 점차적으로 증가하는 경향을 보인다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 자동차 엔진 냉각시스템의 각 구성요소를 모듈화하였고 이것을 하나로 연결하

여 총괄 엔진 냉각시스템 해석 프로그램을 완성하였다. 주행조건에 따라 시뮬레이션한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 실린더 내부 평균 온도의 최대값은 엔진 회전수의 증가에 따라 발생시기가 점점 더 빨라짐을 알 수 있었다.

(2) 에어컨을 작동시켰을 때의 온도차이는 작동시키지 않았을 때보다 전체 공기유동 영역에 걸쳐 2~3°C 정도 높게 예측되었다. 또한 방열기 출구온도와 냉각 공기온도는 에어컨 작동 여부에 따라 각각 20°C 내외의 온도차이를 보였다.

(3) 차량속도가 주어졌을 때, 기어단수가 높을 수록 엔진 회전수와 냉각손실 열량은 감소함을 보였다.

(4) 에어컨을 작동시켰을 때 각 부분의 열전달률이 작동시키지 않았을 때보다 약 10% 정도 낮아짐을 알 수 있었다.

(5) 본 해석 프로그램은 엔진 냉각시스템의 각 구성요소를 변경하거나 설계 및 제작단계에서 구성요소의 성능을 예측하는 데 사용될 수 있으며 이 결과는 최적설계조건을 근거자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 2002학년도 중앙대학교 학술연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Assanis, D.N. and Heywood, J.B., 1986, Development and use of a computer simulation of the turbocompounded diesel system for engine performance and component heat transfer studies, SAE Paper 860329.
2. Poulos, S.G. and Heywood, J.B., 1983, The effect of chamber geometry on SI engine combustion, SAE Paper 830334.
3. Corbel, J.C., 1987, An original simulation method for car engine cooling systems: A modular system, SAE Paper 870713.
4. Tenkel, F.G., 1974, Computer simulation of automotive cooling systems, SAE Paper 740087.
5. Davis, G.L., Chianese, F. Jr. and Scott, T.C.,

- 1972, Computer simulation of automotive air conditioning—Components, system, and vehicle, SAE Paper 720077.
6. Cherng, J. G. and Wu, W. J., 1989, Design tool for climatic control of an automotive vehicle, SAE Paper 891966.
  7. Xu, Z., Johnson, J. H. and Chiang, E. C., 1984, A simulation study of a computer controlled cooling system for a diesel powered truck, SAE Paper 841711.
  8. Kays, W. M. and London, L., 1984, Compact Heat Exchanger, McGraw-Hill, New York.
  9. Park, K. S., 1993, Development of program for optimization of automotive engine cooling system, Report of Dawoo Motors.
  10. Metghalchi, M. and Keck, J. C., 1980, Laminar burning velocity of propane air mixtures at high temperature and pressure, Combustion and Flame 38, pp. 143-154.
  11. Annand, W. J. D., 1963, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines, Proc. I. Mech. E., Vol. 177, No. 36, pp. 973-989.
  12. Woschni, G., 1967, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE Paper 670931.
  13. Won, J. P., Park, K. S. and Jung, D. H., 1998, A study on heat transfer characteristics of automotive engine cooling control system, KSME Journal B, Vol. 22, No. 8, pp. 1183-1194.
  14. Hong, J. W., Choi, Y. K. and Lee, J. H., 1998, Development of program for the automotive air conditioning system analysis, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 227-237.
  15. Bae, S. J., 2000, Development of Simulation Program for Optimization of Automotive Engine Cooling System, Chung Ang University, Seoul, Korea.
  16. Nusselt, W., 1931, Der warmeaustausch zwischen wand und wasser im rohr, Forsch, Geb. Ingenieurwes, Vol. 2, p. 309.