

자동차 엔진의 냉각계통 설계에 관한 연구

A Study on the Design of the Vehicle Cooling System

박 찬 국*, 이 중 범**, 정 우 인***
Chankuk Park, Jongbum Lee, Woon Chung

ABSTRACT

To maintain the reasonable temperature in the engine is very important to keep the steady combustion state of engine and to prevent increasing of oil consumption, deteriorating of lubricant, shortening of the life time of engine and decreasing of material strength.

The method of energy balance for divided elements of radiator and engine-oil cooler is considered to analyse the performance of radiator and engine-oil cooler. The data obtained by engine test and vehicle cooling tunnel test are applied to program for calculation of radiator outlet temperature. As a result, data obtained by numerical analysis agree well with those by experiments. And thus, it is concluded that this simulation program is available in developing the cooling system for a new car.

주요기술용어: Engine cooling system(엔진냉각장치), Engine oil cooler(엔진오일냉각기), Numerical Analysis(수치해석), Energy balance method(에너지평형식) Radiator(방열기)

1. 서 론

자동차가 도로를 주행할 때 자동차 엔진의 온도를 적절하게 유지하는 것은 혼합기의 정상연소상태를 유지하는 동시에 엔진 윤활유의 소모 및 변질, 엔진수명의 단축 등을 방

지하기 위하여 매우 중요하다. 이러한 냉각계통에 대한 요구 성능은 더욱 증대하고 있으며 방열기의 적절한 방열성능의 필요성이 요구되고 있다. 엔진 냉각장치에 대한 이론적 해석은 각 요소의 복잡한 구조와 관련요소의 다양성으로 인해 모든 요소에 대한 분석적 계산은 많은 어려움이 있기 때문에 많은 학자들이 수치해석 및 실험 상관식을 병행하여 해석하였다^{(1) - (13)}.

본 연구에서는 방열기(radiator)에 대한 열전달해석을 위해 에너지평형식을 이용하여

* 정회원, 전남대학교 기계공학부

** 정회원, 교통안전공단

*** 정회원, 기아자동차(주)

수치해석을 시행하였으며, 이 해석을 위하여 필요한 부수적인 조건들에 대해서는 본 저자들이 실험을 통하여 수립한 실험적 관계식⁽¹⁸⁾을 활용하였다. 특히 기존의 연구에서 제외되었던 엔진오일 냉각기(engine oil cooler)에서의 열부하를 실험적방법으로 결정하고, 그 결과를 방열기의 수치해석에 적용함으로써 자동차 냉각장치 설계에 활용할 수 있는 냉각성능 예측 수치해석 프로그램을 개발하여 제시하였다.

2. 방열 성능의 분석 및 수치해석

2-1. 냉각장치에서의 열전달해석

냉각장치의 관련요소들은 발열체와 방열체 그리고 냉각매체로 구분된다. 발열체로는 엔진, 엔진오일 냉각기, 변속기오일 냉각기(T/M oil cooler)와 차량 냉방용 응축기(condenser) 등이 있으며, 열을 대기중으로 방출시키는 방열체로 방열기가 있다. Fig.1은 냉각장치에 대한 실험개요도로서 방열기 및 엔진오일냉각기의 구성을 볼 수 있다.

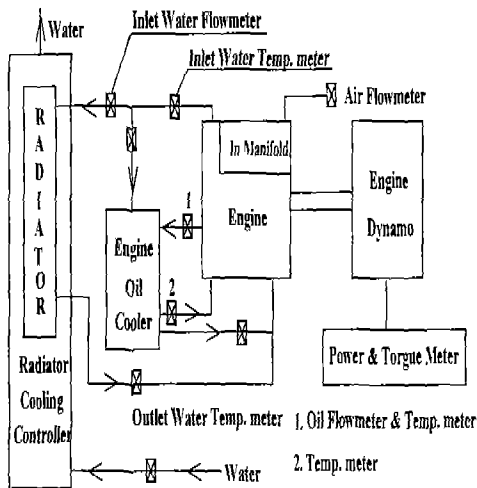


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

한편 응축기를 통과한 냉각공기는 가열된 상태로 방열기에 유입이 되며 이 경우, 냉각공기의 온도만 증가할 뿐 흡입공기유량은 응축기의 입구에서와 동일한 것으로 간주할 수 있으므로 본연구에서는 응축기를 통과하면서 온도가 상승된 공기가 방열기에 흡입되는 것으로 계산하였다.

방열기의 전열량 Q_R 과 엔진오일 냉각기 전열량 Q_O 는

$$Q_R = U_R \cdot A_R \cdot \Delta T_{mR} \quad (1)$$

$$Q_O = U_O \cdot A_O \cdot \Delta T_{mO} \quad (2)$$

으로 나타난다. 위식에서 U_R , A_R , ΔT_{mR} 는 각각 방열기에서의 열전달계수, 전열면적, 냉각수와 냉각공기사이의 평균온도차이고 A_O , U_O , ΔT_{mO} 는 엔진오일냉각기에서의 열전달계수, 전열면적, 냉각수와 엔진오일사이의 평균온도차이다.

식(2)에서 엔진오일 냉각기의 발열량 Q_O 를 고정시킨 상태에서, 열전달계수 U_O 와 A_O 를 연계시켜 엔진 오일냉각기 출구에서의 냉각수 및 오일 온도를 결정하였으며 이 결과를 실험결과와 비교함으로써 엔진오일 냉각기에 대한 수치해석 프로그램의 정확성을 검증하였다. 또한 이를 방열기 전열관계식, 식(1)에 적용시켜 방열기에서의 방열량 Q_R 을 고정시킨 상태에서 방열기열기 면적 A_R 를 U_R 과 연계하여 방열기 면적 A_R 를 결정하였다. 이때 방열기의 경우에는 폭 방향으로의 열전달 특성은 동일하다고 가정하고 두께 및 높이 방향에 대하여 2차원으로 해석하였으며, 엔진오일 냉각기의 경우에는 오일과 냉각수의 유동방향에 대한 1차원으로 해석하였다.

방열기에서 전열현상을 해석하는데에 요구되는 엔진에서의 발열량, 냉각수 유량 및 흡입공기의 속도 등은 기존에 저자들이 실험을 통하여 결정한 관계식을 사용하였으며 엔진

오일 냉각기에서의 발열량, 오일 유량, 오일 냉각기를 통과하는 냉각수의 유량 등은 실험을 통하여 새로이 관계식을 정립하여 사용하였다. 자동변속 오일냉각기, 인터쿨러(inter cooler) 등에서 발열되는 열량은 단순히 방열기 출구의 냉각수 온도를 높이는 것으로만 취급하여 무시하였다.

방열기와 엔진오일 냉각기와 같은 열교환기의 방열성능을 예측하는 방법에는 열전달계수 U와 총 전열면적 A를 알고 있는 경우에 열교환기의 열교환량을 구하는 방법으로 LMTD 방법⁽⁷⁾과 ϵ -NTU 방법⁽²⁾. 열교환기를 요소로 분할하여 각 요소에 대해 질량 보존식 및 에너지 평형식을 수립하여 열전달해석을 수행하는 방법 등이 있다. 에너지평형식을 사용하는 방법은 국소적인 물성치 변화나 열전달계수의 변화를 고려할 수 있어 다른 방법보다 더욱 정확한 계산 결과가 기대되나 ϵ -NTU 방법은 그 편의성 때문에 효용성이 높다. 이에 따라 본 연구에서는 에너지평형식과 ϵ -NTU 방법을 동시에 사용하고 그 결과들을 비교하였다.

2-2. 에너지평형식

2-2-1. 에너지평형식의 차분화

Fig.2는 방열기의 두께와 높이방향에 대하여 방열기를 제어체적으로 분할한 그림이다. 그림에서 방열기의 전면에서 유입된 냉각공기는 주로 방열기의 두께방향으로 유동하나 루버의 영향으로 일부의 공기는 상하방향으로 흐르기도 한다. 이에 반하여 냉각수는 분리된 수관을 통하여 방열기의 위에서 아래로 거의 1차원적 유동을 하고 있다. 따라서 각 제어체적에서 냉각수의 질량유량은 일정한 값을 가지나 냉각공기의 질량유량은 2차원 유동으로 다음과 같이 계산하였다.

각 계산점에서 방열기 두께방향으로의 공

기 질량유량 \dot{m}_{ai} 는

$$\dot{m}_{ai}(i+1, j) = \dot{m}_{ai}(i, j) + \frac{\{ \dot{m}_{aw}(i, j+1) - \dot{m}_{aw}(i, j) \} \delta A_n}{\delta A_e} \quad (3)$$

이며, 루버를 통한 높이방향의 질량유량 \dot{m}_{aj} 는

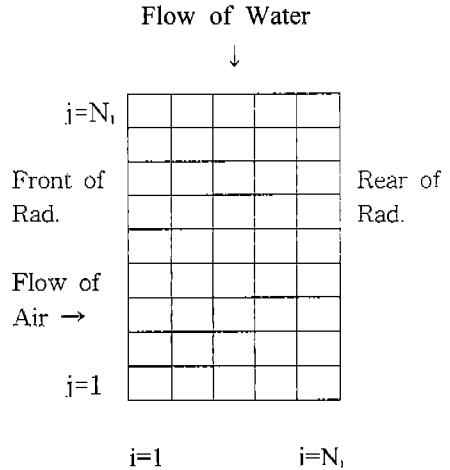


Fig. 2 Control volumes for the calculation

$$\dot{m}_{aj}(i, j+1) = [[K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j) + [-K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j+1)] \times \cos \theta_e \sin \theta_e \frac{\delta A_n}{\delta A_e} \quad (4)$$

이다. 위 식들에서 δA_e 는 방열기의 두께방향, δA_n 은 방열기의 높이방향에 대한 제어체적 단면적이다. 또한 $K(i, j)$ 는 루버 방향에 따라 결정되는 상수로 양의 j방향에 대해서는 +1이 음의 방향에 대해서는 -1이 저장되어 질량유량 \dot{m}_{aj} 의 방향을 결정하게 된다.

제어체적에서 냉각수 및 공기의 온도를 구하기 위하여 냉각수와 공기사이의 열전달과 각유체에 대하여 입출구온도차에 의한 열평형을 고려하였다. 먼저 냉각수에 대한 에너

지평형식을 구하기 위하여 냉각수에서 공기로 전달된 열량을 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\delta Q(i, j-1) = U(i, j-1)A_{tot}(\overline{T}_w - \overline{T}_a) \quad (5)$$

냉각수에 대한 온도상승을 고려할 때 냉각수의 온도는 다음과 같이 계산된다.

$$T_w(i, j-1) = \frac{Cp_w(i, j)}{Cp_w(i, j-1)} \cdot T_w(i, j) - \frac{U(i, j-1)A_{tot}(\overline{T}_w - \overline{T}_a)}{\dot{m}_w(i, j-1)Cp_w(i, j-1)} \quad (6)$$

위 식들에서 A_{tot} , U , Cp , \overline{T}_a , \overline{T}_w 는 각각 제어체적에서의 전열면적, 총괄열전달계수, 냉각수의 비열, 냉각공기와 냉각수의 평균온도를 나타내며 \dot{m}_w 는 냉각수의 질량유량이다.

냉각공기에 대한 에너지평형식은 루버의 방향을 고려한 제어체적에 대하여 다음식과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_e + \dot{E}_n &= \dot{E}_w + \dot{E}_s + \delta Q \quad (7) \\ \dot{E}_e &= \dot{m}_{ai}(i+1, j)Cp_a(i+1, j)T_a(i+1, j) \\ \dot{E}_n &= \dot{m}_{aj}(i, j+1)Cp_a(i, j)T_a(i, j) \\ \dot{E}_w &= \dot{m}_{wi}(i, j)Cp_w(i, j)T_w(i, j) \\ \dot{E}_s &= \dot{m}_{sj}(i, j)Cp_w(i, j-1)T_w(i, j-1) \\ \delta Q &= U(i, j)A_{tot}(\overline{T}_w - \overline{T}_a) \end{aligned}$$

한편 엔진오일냉각기의 열전달요소는 다소 복잡하게 구성되어 있으나 대체적으로 오일과 냉각수가 병행유동하고 있는 구조로 파악하였으며 엔진오일냉각기를 모델링한 그림을 Fig.3에 나타냈다. 이에 따라 엔진오일 냉각

기의 각 제어체적에서 냉각수 및 엔진오일은 1차원유동을 하고, 각 유체의 질량유량은 일정한 것으로 가정하였으며 제어체적의 수는 N_i 개로 하였다. 또한 각 요소의 제어체적에서 엔진오일 및 냉각수 사이의 전열량 δQ 는

$$\delta Q(i) = \dot{m}_o(i) (Cp_o(i)T_o(i) - Cp_o(i-1)T_o(i-1)) \quad (8)$$

와 같이 쓸 수 있으며, 열전달계수를 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\delta Q(i) = U(i, j-1)A_{tot}(\overline{T}_O - \overline{T}_w) \quad (9)$$

여기에서 A_{tot} , U , \dot{m}_o 는 식(5) 및 (6)의 경우와 마찬가지로 제어체적에서의 전열면적, 총괄열전달계수, 오일의 질량유량을 나타내며 \overline{T}_O 는 엔진오일의 평균온도, \overline{T}_w 는 냉각수의 평균온도이다. 식 (8)과 식 (9)로부터 엔진오일의 온도는 다음과 같이 구할 수 있으며

$$T_o(i) = \frac{Cp_o(i-1)}{Cp_o(i)} T_o(i-1) - \frac{U(i)A_{tot}(\overline{T}_O - \overline{T}_w)}{\dot{m}_o(i)Cp_o(i)} \quad (10)$$

냉각수의 온도도 동일한 방법으로 구할 수 있다.

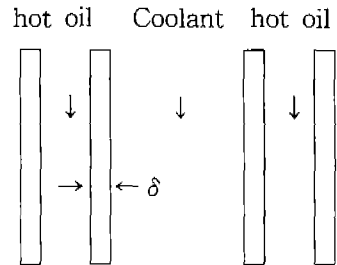


Fig.3 Simplified model of oil cooler

2-2-2. 열전달계수

자동차용 방열기는 대부분 수관에 파형핀이 부착되어 있는 형태로 되어 있으며 루버가 있게 된다. 그러나 평판핀으로 단순화시키고 핀 양쪽 수관의 온도차가 크지 않다는 가정하에 핀의 중앙단면이 단열된 것으로 가정하고 해석하였다. 단순화된 수관과 핀에 대하여 냉각수로부터 냉각공기로의 총괄열전달계수는 다음식과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a \eta_t} + \frac{1}{h_w \phi} + \frac{\delta_t}{K_t \phi} + R_f \quad (11)$$

h_w , h_a , K_t , δ_t , R_f 는 각각 냉각수측의 대류 열전달 계수, 냉각공기측의 대류 열전달계수, 수관의 열전도계수, 수관의 두께 그리고 Fouling factor를 나타낸다. 또한 η_t 는 면적가중치를 고려한 핀의 효율이며

$$\eta_t = (1 - \phi) \eta_f + \phi \quad (12)$$

으로 나타나고, 여기서 단순핀의 효율 η_f 는

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_a}{K_f \cdot t_f}} \quad (13)$$

로 나타낼 수 있으며 여기에서 L 은 핀 높이, K_f 는 핀 열전도계수, t_f 는 핀 두께이다. 또한 ϕ 는 전체 전열 면적 A_{tot} 에 대한 수관부 전열 면적 A_t 의 비이다.

식(11)에 적용되는 공기측의 열전달계수로는 다음과 같은 루버핀형 방열기에 대하여 Shah와 London⁽¹⁶⁾가 제시한 식을 이용하였으며

$$h_a = \frac{7.23 K_a}{\nu^{0.08}} \left\{ P_r^{-0.42} H_r^{0.33} \left(\frac{L_e}{B} \right)^{1.1} B^{0.26} D_a^{-0.5} \right\} P_r^{1/3} Re_{D_a}^{0.5} \quad (14)$$

식 (11)에서 나타나는 물측의 열전달계수로는 관내의 완전히 발달된 유동에 대하여 Dittus - Boelter⁽¹⁷⁾가 제시한 실험식을 사용하였다.

$$h_w = 0.023 Re_{D_w}^{0.8} P_r^{0.3} \left(\frac{K_w}{D_w} \right) \quad (15)$$

한편 엔진오일 냉각기의 전열성능의 해석을 위한 열전달계수는 실험적으로 구하였다. 실험결과에 의하면 엔진의 회전수가 2000에서 4250rpm까지 열전달계수는 거의 일정한 값을 보여주고 있음을 알 수 있었으며 이에 따라 수치해석에서도 실험에서 얻은 열전달계수를 평균하여 적용하였다.

2-3. Effectiveness-NTU

이미 언급한 바와 같이 방열기에서 전열량을 계산하기 위하여 에너지평형식 외에 Effectiveness - NTU 방법을 응용하였다. 이때에 전열면적 및 열전달계수는 당연히 에너지평형식의 경우와 동일한 값으로 설정하였다. 냉각수는 혼합되지 않고 냉각공기만 혼합되는 경우의 effectiveness는

$$E = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{C} [1 - \exp(-NC)] \right\} \quad (16)$$

으로 표현되며 위식에서 E 는 effectiveness, N 은 NTU (Number of Transfer Unit)를 나타낸다. C 는 C_{min}/C_{max} 로 C_{min} , C_{max} 는 각각 질량유량과 비열의 곱으로 작은측 값과 큰측의 값을 나타낸다.

3. 실험

3-1 실험 방법

실험에 사용된 엔진은 실제 차량에 장착된

엔진과 동일한 기종으로 선택하였으며 엔진 성능 실험장치의 개요도는 이미 언급한 Fig. 1과 같다. 한편 엔진 냉각방법은 실제의 차량상태와 비슷하게 구성하기 위하여 방열기를 그대로 사용하여 별도의 냉각수에 의한 냉각시스템을 형성하였다.

실험은 KS R 0071 GROSS의 조건에 준하여 100%의 부하율 즉, Full-Throttle 개도상태로 엔진 회전수 1,000rpm부터 최고 회전수 4,250rpm까지 단계별로 구분하여 수행하였다. 이는 기존의 연구에서 수행한 시험방법과 동일한 방법이다. 다만 본실험에서는 오일냉각기의 발열량과 오일순환량을 파악하는데 초점을 맞추어 엔진오일 냉각기 입·출구에서 냉각수 유량과 온도, 그리고 엔진오일냉각기 입구에서 오일 유량과 입·출구 오일 온도를 측정하였으며, 각 시험 모드에서 밀도와 비열을 고려하여 각각의 전열량을 계산하였다.

3-2 실험 결과

3-2-1 엔진 오일 순환량

엔진오일 냉각기에서의 오일순환량은 참고 문헌⁽²¹⁾에서 마력당 0.417~0.583 l/min를 제시하고 있는데 이는 안전 밸브(Relief Valve)와 작동여부를 고려하지 않은 토출량으로 판단된다. Fig.4에 본 실험에서 측정한 오일 순환량을 나타내었다. 여기에서 엔진회전수 3,000rpm이하에서는 마력당 0.446~0.586 l/(min·ps)으로 나타나 문헌에서 제시한 값과 거의 일치하는 것을 볼 수 있으나 엔진회전수가 3,000rpm이상일 때에는 토출량은 0.211~0.389 l/(min·ps)로 낮아지는데, 이는 오일압력이 3.0kg/cm² 이상이 되고 이에 따라 안전밸브가 작동하여 오일펌프 토출량의 일부를 재순환시키기 때문인 것으로 판단된다. Fig.5는 엔진회전수에 따른 엔진오일 순환량을 나타낸 것으로 이를 엔진회전수

에 대한 관계식으로 나타내면 오일 순환량 V_{Oil} 은

$$V_{Oil} = 0.00644169 \times n + 3.47262, \quad n < 2,500 \text{ rpm} \quad (17)$$

$$V_{Oil} = 0.000792 \times n + 10.854, \quad n \geq 3,000 \text{ rpm} \quad (18)$$

으로 표현될 수 있다.

3.2.2 냉각수 순환량

Fig.4에서 엔진오일 냉각기에서의 냉각수 순환량을 엔진냉각수 전유량에 대한 비율로 나타낸 결과를 볼 수 있다.

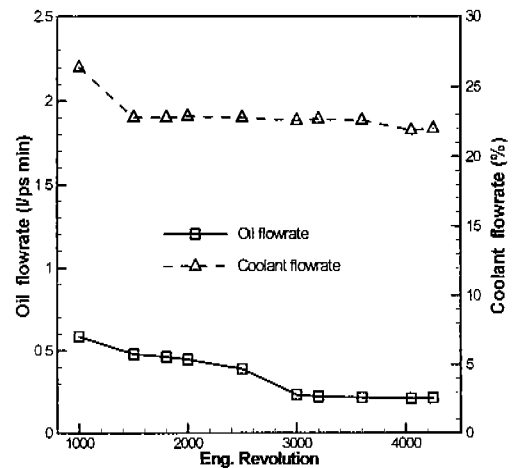


Fig.4 Engine oil flowrate per power and portion of coolant flowrate relative to total flowrate in engine oil cooler

참고문헌⁽¹⁹⁾에서는 엔진 냉각수 전 유량의 20~30%로 제시하고 있으며, 그림에서 보는 바와 같이 실험에서 얻은 냉각수 유량은 전체 냉각수 유량의 20.5~27.0%를 보이고 있어 문헌에서 제시한 것과 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한 냉각수유량을 Fig.6

의 결과에 따라 엔진회전수에 대한 관계식으로 나타내면 순환량 V_w 는

$$V_w = 0.006642 \times n + 1.4244 \quad (19)$$

으로 쓸 수 있다.

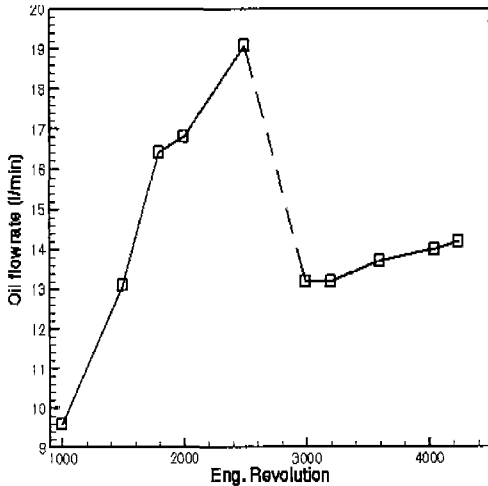


Fig.5 Engine oil flowrate in engine oil

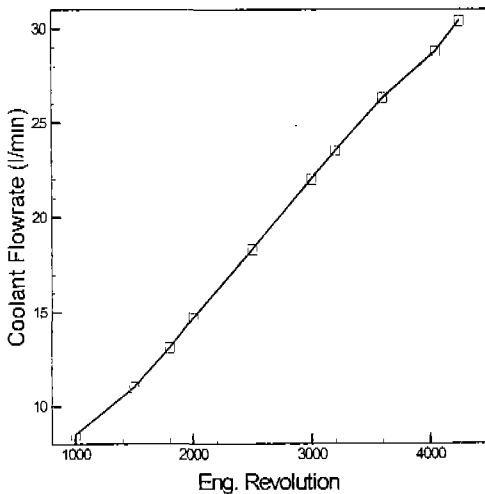


Fig.6 Coolant flowrate in engine oil cooler

3.2.3 열전달계수

Table 1은 엔진오일 냉각기에서 냉각수와 오일의대수평균온도차(LMTD)와 발열량, 그리고 이로부터 결정된 열전달계수를 보여주

고 있다. 여기에서 엔진회전수가 1800rpm일 때를 제외하고는 열전달계수는 거의 비슷한 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. 엔진회전수가 1800rpm일 때에 오일 냉각기의 실험결과에서 발열량이 타경우에 비하여 상대적으로 작다는 것을 고려할 때, 열전달계수는 전회전수에 걸쳐 일정한 값을 갖는다고 판단 할 수 있다. 이에 따라 수치해석에서는 1800rpm의 경우를 제외한 회전수에 대한 평균열전달계수를 적용하였다.

Table 1 Heat transfer coefficients in engine oil cooler

RPM	Heat Rejected (w)	LMTD (°C)	Heat Tranf. Coeff.(w/m ² C)
1500	1152.6	6.1	2422.4
1800	1450.3	10.5	1770.8
2000	1955.3	10.7	2342.8
2500	2836.7	14.5	2508.1
3000	3295.6	17.4	2428.2
3200	3831.1	21.7	2263.4
3600	4664.2	23.7	2523.1
4050	5590.9	27.8	2578.4
4250	6112.8	31.1	2519.9
Mean			2448.3

4. 결과 및 고찰

Table 2는 엔진오일 냉각기에 대하여 실험적으로 얻은 냉각수 및 오일 순환량을 적용하여 수치해석을 수행하고, 수치해석에서 얻은 오일의 입출구 온도차와 냉각수의 입출구 온도차를 실험에서 얻은 결과를 비교한 도표이다. 표에서 엔진 오일의 경우에 비교적 많은 오차가 발생하고 있음을 볼 수 있는데, 이는 오일순환량 및 발열량을 실험식화 하면서 발생한 오차에 기인하는 것으로 판단 된다.

Table 2 Comparison of experimental and calculated results in engine oil cooler

RPM	Temp. Diff. of Oil			Temp. Diff. of Coolant		
	Experiments	Calculation	Error (%)	Experiments	Calculation	Error (%)
2000	3.7	4.4	15.9	1.9	2.0	5.3
2500	4.7	5.2	10.6	2.2	2.3	4.5
3000	7.9	8.9	12.6	2.2	2.3	4.5
3200	9.2	10.7	16.3	2.4	2.7	12.5
3600	10.8	12.2	12.9	2.6	2.8	7.7
4050	12.7	13.9	9.4	2.8	2.9	3.6
4250	13.6	14.4	5.8	2.9	2.9	0.0

RPM	Area of Heat Transfer		
	Actual Size	Calculation	Error (%)
2000	0.078	0.0650	16.7
2500	0.078	0.0715	8.3
3000	0.078	0.0743	4.7
3200	0.078	0.0723	7.3
3600	0.078	0.0781	- 0.1
4050	0.078	0.0780	0.0
4250	0.078	0.0733	6.1

그러나 엔진회전수가 2500rpm이상일 때에는 오차가 비교적 작은 범위에 있음을 보여준다. 냉각수의 경우, 순환량에 대한 실험결과가 비교적 선형분포를 보이고 있으며 이에 따라 냉각수의 입출구 온도차도 실험결과와 비교적 작은 오차범위내에서 일치하고 있다. 한편 오일냉각기의 전열면적은 온도차에 대한 오차범위보다 더 작은 오차범위를 나타내고 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 엔진오일

냉각기에 대한 모델링은 일정한 범위의 오차 내에서 방열기의 프로그램에 적용이 가능한 것으로 판단된다.

위의 결과에 따라 출력이 다른 엔진의 오일냉각기에 수치해석을 적용하고 실제 전열면적과 수치해석에서 얻은 결과를 Table 3에 나타냈다. 위 표에서 오일의 유량에 따른 최대 전열량을 고려할 때 역시 수치해석이 실제의 현상을 대체적으로 예측하고 있다고 판단된다.

Table 3 Comparison of actual specifications and calculated results of engine oil cooler

	Temp. of Oil	Temp. of Coolant	Flowrate of Oil	Heat Tr. Area
Actual Spec.	120 °C	80.0 °C	90 lpm	0.312m ²
Calculation	120 °C	80.7 °C	36.2 lpm	0.139m ²

Table 4는 엔진오일냉각기에 대한 수치해석 프로그램을 방열기에 대한 수치해석프로그램에 적용시켜 방열기 면적을 결정하고 그 결과와 실제 자동차에서 사용하고 있는 방열기의 면적과 비교한 도표이다. 여기서 엔진 방열량은 엔진출력의 65%, 냉각수 유량은 엔진출력 마력당 1.5 l/min, 방열기 전면 풍속은 5m/s를 적용시켰다. 그리고 방열기 냉각수입구온도는 90°C로 고정시켰으며, 출구온도와 차는 7°C이내로 하였다. 또한 엔진오일 냉각기 입구 오일 온도는 120°C로 하였다. 위의 표에서 에너지평형식의 결과와 ϵ -NTU에 의한 결과는 거의 비슷한 값을 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 D-1 엔진의 경우 계산치가 실제의 값보다 크게 나오는데, D-1엔진의 실제 운용에 있어서의 문제점을 고려하면 매우 합리적인 결과로 판단된다. D-2엔진의 경우 실제방열기의 면적이 크게 설계되었지의 여부에 대한 신중한 검토가

요구된다.

Table 4 Radiator size by calculation

Engine	D-1	D-2
Max. Power(ps)	60	171
Actual Size(mm ³)	555x350x27	644x580x49
Calculated Size by Energy Balance(mm ³)	581x350x27	643x502x49
	4.5 %	- 13.6 %
Calculated Size by ϵ -NTU (mm ³)	565x350x27	643x513x49
	1.8 %	- 11.7 %

위의 여러 결과에 대한 검토를 통하여 본 연구에서 제시한 실험관계식, 엔진오일 냉각기의 프로그램등을 방열기 수치해석 프로그램에 적용함으로써 새로운 자동차의 냉각장치 설계시 응용할 수 있을 것으로 판단되며, 향후 더욱 정확한 수치해석 프로그램을 개발하여 연계시키면 그 정확도를 더욱 높일 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

본 연구에서는 자동차 엔진 열교환기인 방열기와 엔진오일냉각기를 각 요소로 분할하여 에너지 평형식을 이용하여 해석함으로써 방열기 설계에 적용할 수 있는 수치해석 프로그램을 개발하였으며, 실험과 수치해석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

본 연구에서 제시한 실험관계식, 엔진오일 냉각기의 프로그램 등을 방열기 수치해석 프로그램에 적용함으로써 새로운 자동차의 냉

각장치 설계시 응용할 수 있을 것으로 판단되며, 향후 보다 정확한 수치해석 프로그램을 개발하여 연계시키면 그 정확도를 더욱 높일 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 1997년도 교육부 기계공학연구비에 의하여 연구되었으며, 기아 자동차(주)의 협력으로 수행되었기에 관계 당국에 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Frank G. Tenkel, "Computer Simulation of Automotive Cooling System.", SAE 870713, 1987.
2. 정 종수, 이 춘식, "자동차용 라디에타의 방열 성능 설계에 관한 연구 (I), 방열 성능의 해석", 자동차 공학회지 Vol.11, NO.5, 1989.
3. K.D. Emmenthal and W.H. Hucho, "A Rational Approach to Automotive Radiator Systems Design.", SAE 740088, 1974.
4. Akio Kakinuma, "Trends in Engine Cooling Systems", JSAE Review Vol.7, NO.1, 1985.
5. 박 경석, 신 진석, 이 경우, "자동차용 기관의 냉각수 온도 조절 최적화에 관한 연구(I)", SAE 923705, 1992.
6. R.A. Beard and G.J. Smith, "A Method of Calculating the Heat Dissipation from Radiators to Cool Vehicle Engines.", SAE 710208, 1971.
7. Tetsa Sakai, Shinichi Ishiguro and Yoshifusa Sudoh, "The Optimum Design of Engine Cooling System by

- Computer Simulation." SAE 942270, 1994.
8. Frank G. Rising, "Engine Cooling System Design for Heavy Duty Trucks.", 1977.
 9. Vincent J. Ursini, Edward C. Chiang, and John H. Johnson, "A Computer Cooling System Study of A Diesel Powered Truck for Control of Transient Coolant, Oil and Cab Temperatures." , SAE 821049, 1982.
 10. Jagdish K. Patel, "De-Aeration and Associate Systems Consideration for The Engine Cooling System Design.", SAE 821044, 1982.
 11. Jean-Claud Corbel, "An Original Simulation Method for Car Engine Cooling System; A Modular System.", SAE 870713, 1987.
 12. W.M. Kays, K.E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, 1993
 13. 社団法人自動車技術會, 自動車技術ハンドブック〈第2分冊〉設計編, pp. 93~94, 1991.
 14. Yildiz Bayazitoglu, M. Necati Özişik, Elements of Heat Transfer, 1988.
 15. Davenport, C. J., "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin.", AICHE Symposium Series, Vol.79, No.225, 1983.
 16. Shah, R. K., and London, A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Advances in Heat Transfer, Supplement 1, 1978.
 17. Holman, J. P., Heat Transfer, sixth ed., 1986.
 18. 박찬국의 3인, "자동차 엔진 방열기의 냉각 성능 및 방열면적 예측에 관한 연구", SAE 97370055, 1997.
 19. 長尾不二夫, "內燃機關講義" 養賢堂, pp.444~449, 1991.
 20. 홍진관, "터보과급 가솔린 엔진의 열전달에 관한 연구", 고려대학교, 박사학위논문, 1989.
 21. 官下直地, 黒木秀雄, "자동차 디젤 엔진", 일진사, p.162, 1996.