

# 좁은 공간 내의 밀폐형 장치 냉각시스템에 대한 열평형 평가

김성광\* · 안석환\*\* · 남기우\*\*\*

\*국방기술품질원

\*\*부경대학교 기계공학부

\*\*\*부경대학교 신소재공학부

## Evaluation of Heat Balance for Cooling System of an Armored Installation in Small Space

SUNG-KWANG KIM\*, SEOK-HWAN AHN\*\* AND KI-WOO NAM\*\*\*

\*Defence Agency for Technology and Quality, Changwon, Korea

\*\*School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

\*\*\*Division of Materials Science and Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

**KEY WORDS:** Heat exchanger 열교환기, Heat balance 열평형, Efficiency-NTU(number of transfer unit) 효율-NTU법, Armored vehicle 밀폐형 차량

**ABSTRACT:** In this study, the heat balance test of an engine was conducted, and the heat released to coolant is measured and corrected using a power adjustment factor for high fuel temperature to simulate heat rejection of the engine. An engine-converter matching simulation program which can compute the engine speed, transmission output speed, transmission input and output power is developed from the vehicle, transmission and engine performance curve. With this information and the engine heat rejection characteristics, the engine and transmission heat rejection rates can be determined at given condition. In analyzing the air mass flow, a sub program computing the air mass flow rate from the equation of the pressure balance between cooling fan static pressure rise and pressure losses of cooling components is developed.

### 1. 서 론

최근 고출력 디젤엔진을 장착한 밀폐형차량은 냉각 요구조건은 점점 가혹해지고 있는 반면, 설치공간은 작아지고 복잡해지고 있어 제한된 공간에서 적절한 냉각용량을 확보하는 것은 어려운 일이며 이에 따라 좁은 공간내에서 차량에 알맞은 냉각용량을 설계는 매우 중요한 인자가 된다(Corbel, 1987). 따라서 엔진 및 차량 제조업체에서는 차량의 사용조건을 고려하여 (-32℃~+50℃) 과열 및 과냉 방지와 엔진의 열효율을 극대화할 수 있는 적절한 냉각용량을 결정하여 가능한 한 실제 차량에 적용한 조건에 유사한 상태로 차량 냉각시험을 실시하여 적합성을 검토하고 최종적으로 차량시험을 실시하여 시스템을 증명할 필요가 있다. 특히 밀폐형차량의 경우 차량 냉각을 시킬수 있는 열교환기 및 팬의 설계가 무엇보다도 중요하다. 압축착화방식을 사용하는 디젤엔진의 냉각 손실은 대략 20~30(%) 정도이며 엔진의 내구성 및 열효율을 높이기 위한 방안으로 고온의 연소가스와 접촉하는 연소실을 일정한 온도범위 이내로 유지시켜 주어야 한다(Xu et al., 1984; Chiang et al., 1982; Nutt and Poehlm, 1982).

차량냉각시스템에 대한 요구성능의 증가에 따라 방열기의

방열성능 향상의 필요성이 증대되고 차량의 방열부하에 따른 방열기의 설계기술에 대한 요구도가 증가하고 있다(김성광 등, 2007).

본 연구에서는 이와 같은 밀폐형 차량의 방열기의 설계기술 확보에 대한 연구의 일환으로 그 성능을 미리 예측할 수 있는 범용 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 각 변수에 따른 냉각시스템의 성능 변화를 알아보고자 한다.

### 2. 열교환기 이론해석

#### 2.1 열교환기 이론해석

일반적으로 열 교환기를 해석하는 방법에는 대수 평균 온도차법(Log-mean temperature difference method)과 효율-NTU(Number of transfer unit)법이 있다. 이 두 방법은 열교환기 내에서 총괄 전열 계수(Overall heat transfer coefficient)와 물성치가 일정하다는 가정에서 유도되는 방법이다.

효율-NTU 방법은 열교환기의 효율을 정의하여 열전달량을 계산한다. 즉 냉각수와 냉각공기의 입구온도가 주어질 때 사용 가능한 식으로 열교환기의 효율은 실제 열전달량과 최대 가능 열전달량의 비로 정의된다. 최대 가능 열전달량은 열교환기의 크기가 무한하다고 가정했을 때의 열전달량이다. 이때 두 유체의 출구 상태는 유동의 유량과 비열의 곱이 큰 유체의 입구

조건이 된다. 따라서 여기서의 열전달량은 다음과 같이 주어진다.

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (1)$$

여기서  $C_{\min}$ 은 두 유체의 질량유량과 비열의 곱 중 작은 쪽의 값이며  $T_{hi}$ 와  $T_{ci}$ 는 고온과 저온의 유체 입구측 온도이고  $T_{hi}$ 는  $T_{co}$ 와 같은 값이다.

또한, 실제 열전달량  $q$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$q = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

$$q = C_h(T_{hi} - T_{ho}) \quad (3)$$

위 식에서  $T_{ho}$ 는 고온유체의 출구온도이며 위의 관계로부터 열교환기의 효율을 계산하면 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{\max}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (4)$$

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{\max}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (5)$$

이 효율은 열교환기에 따라 NTU와  $C_r$ 의 함수로 주어지며, 이들의 정의는 다음과 같다.

$$\epsilon = f(NTU, C_r) \quad (6)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (7)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (8)$$

이 관계를 이용하면 열교환기의 효율이 주어질 경우 유체의 입구조건만으로 열교환기에서의 열교환량과 출구조건을 구할 수 있다. 여기에서는 각 구성요소의 입구조건이 주어질 경우, 구성 요소를 통과한 유체의 출구조건을 계산하는 것이 목표이다. 그러므로 효율-NTU 법을 사용하는 것이 효과적이다 (Holman, 2000).

## 2.2 방열기 이론해석

시스템에서 방열기의 역할은 냉각 시스템의 냉각수가 실어 온 엔진의 방출열을 복사과 대류를 통하여 대기 중으로 방출

하는 것이다. 따라서 방열기 역시 열교환기로서의 모델링이 가능하며 이를 통하여 방열기의 성능을 예측할 수 있다.

방열기의 구조는 일반적으로 냉각수가 통과하는 유로와 이 유동에 수직한 방향으로 통과하는 냉각공기의 유로로 생각할 수 있다. 이 열교환기의 성능을 예측하기 위해서는 앞 절에서 언급한 대수평균 온도차법이나, 효율-NTU법이 유리하며, 본 연구에서는 냉각수 출구온도를 알고 있을 때 사용되는 효율-NTU를 사용하였다.

효율-NTU법을 방열기에 적용하기 위하여, 방열기를 한쪽이 혼합이고 다른 한 쪽이 비 혼합인 경우의 직·교류형 열교환기로 모델링하였다. 여기서 주어진 입구조건과 열교환량으로부터 총괄열전달 계수와 전열면적의 곱을 계산하였다. 계산된 UA와  $C_{\max}$ ,  $C_{\min}$  으로부터 NTU와  $C_r$ 을 결정할 수 있으며, 이들 값이 계산되면 다음의 효율 관계식 (6)으로부터 열교환기의 효율을 계산할 수 있다.

방열기 모델링시 사각형 방열기와 다른 점은 냉각공기의 방향이 사각형 형태는 Axial 방향 형태로 공기의 유동이 변형된다.

Fig. 1에서 핀이 있는 환형 Plate 의 국소 단면을 고려하면 지배방정식은

$$mc \left[ \frac{dT_R}{dt} \right]_{R/D} = (mc\Delta T)_{coolant} - (mc\Delta T)_{cooling\ air} \quad (9)$$

이다. 이를 정적인 상태라고 가정하면 냉각수의 방열량은

$$q = (m Cp \Delta T)_{coolant} = \epsilon * C_{min} * TRIANGLET_{\max} \quad (10)$$

이며, 여기서 효율

$$\epsilon = 1 - \exp((NTU)^{0.22}(\exp(-Cr(NTU)^{0.78}) - 1)/Cr) \quad (11)$$

$$NTU = UA/C_{min}, Cr = C_{min}/C_{max} \quad (12)$$

$$UA = \frac{1}{1/h_i A_i + t_p/k A_o + 1/(h_o A_o + \eta_f h_o A_f)} \quad (13)$$

여기서 효율은 열교환기의 구조 및 유동특성에 다른 열교환 효율로서 Fig. 2에서 보듯이 교차유동(두 유체는 혼합되지 않음)일 경우의 식을 사용한다.

$$A_i \cong A_o \text{이고, } h_o \gg h_i \quad (14)$$

이며

$$t_p/kA_o \gg 1./(h_oA_o + \eta h_oA_f) \tag{15}$$

이므로

$$UA \cong h_o(A_o + \eta_f A_f) \tag{16}$$

로 근사시킬 수 있다. 즉,

$$\epsilon = f(NTU) \tag{17}$$

$$NTU = f(UA(h_o)) \tag{18}$$

이므로 결국 공기측의 대류 열 전달계수  $h_o$ 를 구하면

$$h_o = function(D_H, V, \mu, C_p, k) \tag{19}$$

이고, Buckingham's PI 이론에 의하면 Nusselt수  $Nu = \frac{h_o D_H}{k} = B * \frac{\rho D_H V}{\mu} * \frac{C_p \mu}{k}$  로 Reynolds수와 Prandtl 수의 곱으로 나타낼 수 있다.

### 2.2.1 핀 효율 계산

핀 효율이란 핀 전체가 핀 기저부의 온도와 같다고 가정했을 때의 방열량에 대한 실제 방열량의 비로 나타나는데 핀 효율을 계산하기 위하여 핀을 Fig. 2와 같은 직립 사각핀으로 모델링하며 이때 두 모델의 수력지름과 핀 높이는 같다.

핀 효율(Holman, 2000)은

$$\eta_f = \frac{\tanh mL}{mL} \tag{20}$$

로 나타낼 수 있다.

$$mL = \sqrt{\frac{hP}{kA}} L = \sqrt{\frac{h(2Z+2t)}{kzt}} L \tag{21}$$

여기서  $z$ 는 핀의 폭,  $t$ 는 두께, 만약 핀의 폭이 매우 크다면  $2z$ 는  $2t$ 보다 훨씬 클 것이다. 따라서,  $Z \gg t$  이므로

$$mL = \sqrt{\frac{2h}{kLt}} L^{\frac{3}{2}} \tag{22}$$

여기서  $Lt$ 는 핀의 형상면적이라 하고, 다음과 같이 정의된다.

$$A_m = Lt \tag{23}$$

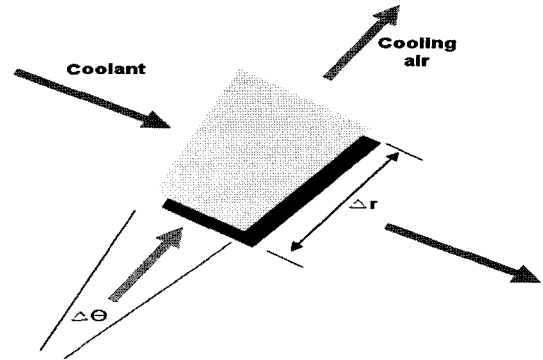


Fig. 1 Diagram of annular cooler air and coolant flow

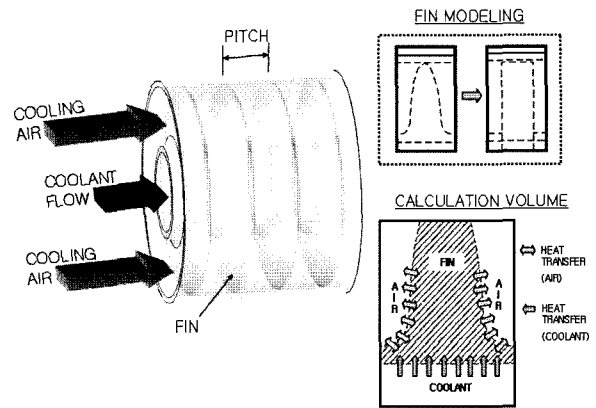


Fig. 2 Diagram of annular cooler fin & flow direction

따라서, 다음식과 같이 정리된다.

$$mL = \sqrt{\frac{2h}{kA_m}} L^{\frac{3}{2}} \tag{24}$$

그러므로 끝이 단열된 핀의 효율은 식 (24)를 식 (20)에 대입하여 계산할 수 있다.

### 2.2.2 대류 열전달계수 $h_o$

방열기의 열전달량을 구하기 위해서는 먼저 국소 계산영역에서의 공기측 대류 열전달계수( $h_o$ )를 구하여야 한다. 공기측 대류 열전달계수는 냉매의 물성치 및 구조, 온도차에 따라 변하는 값으로 계산에 의하여 구한다는 것은 매우 난해하여 주로 실험식을 이용한다. 본 연구에서 다루고 있는 공기의 유동 형태는 입구영역 조건 또는 완전 성장한 난류 유동으로 간주하여 난류 경계층 열전달식을 고려하면

$$N = B(\text{Pr})^m (\text{Re})^n \quad (23)$$

가 된다. 여기서 상수  $B$ 는 계산영역의 구조 및 냉각공기의 유동량과 물성치에 따라 좌우되는 값이고  $m$ 과  $n$ 은 유동의 특성 및 물성치에 따라 변하는 값으로서 프로그램 검정시 구한 실험값을 적용한다.

### 3. 시뮬레이션 해석

본 연구에서 대상으로 하는 차량 냉각시스템의 개략도는 Fig. 3과 같으며 크게 2개의 방열기로 나뉘어져 있는데, 여기서는 주 방열기만 기술하기로 한다.

주 방열기는 엔진본체, 엔진오일 열교환기 및 T/M(Transmission)오일 열교환기에서 발생한 열을 방열한다. 방열기는 냉각수 통로와 냉각핀(Cooling fin)으로 구성되어 있다.

Fig. 4는 냉각수 흐름의 방향을 도시한 그림으로 안쪽 두 칸이 충전공기 냉각수 통로이고 바깥쪽 6칸이 엔진냉각수 통로이며 냉각공기는 지면에 평행한 방향으로 흐른다. 따라서 고온의 냉각수와 냉각공기는 서로 교차하게 되어 Fin과 Plate 형태

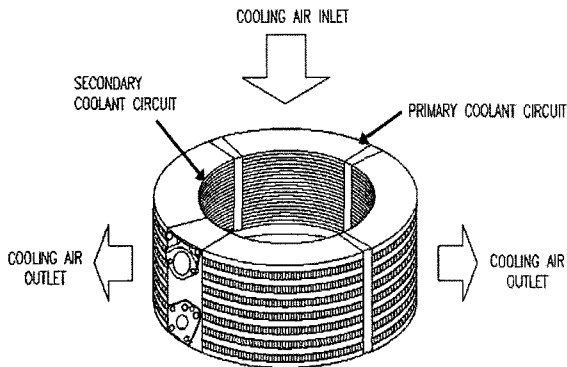


Fig. 3 Schematic diagram of annular cooler

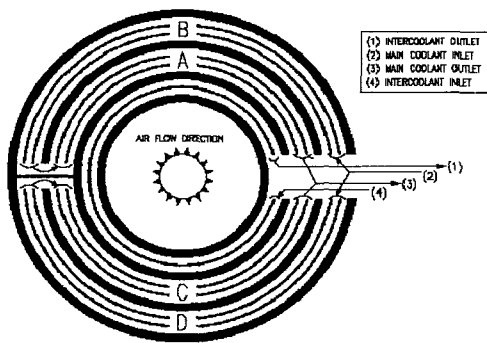


Fig. 4 Annular cooler of coolant flow

로 모델링할 수 있다. 즉, Fig. 4는 반경방향에 따른 엔진냉각수 및 충전공기 냉각수 통로를 도시한 그림으로 엔진출구에서 나온 고온의 냉각수는 바깥쪽 3칸으로 들어간 후 180° 돌아 방향을 바꾼 후 중간 3칸으로 흘러나오며, 안쪽 2칸은 인터쿨러 열교환기에서 나온 고온의 충전공기 냉각수 통로로 냉각수는 360° 돌아 주 방열기로 빠져나오게 된다. 본 연구에 적용한 효율-NTU 법은 냉각수와 냉각공기의 입구조건이 주어질 때 사용가능한 방법이다. 한편 연구대상의 방열기의 Main 냉각수 유동형태는 Fig. 4의 방열기 입구 온도(②: Main coolant 입구 조건)만 기지수로서 A, C 구간에 미소 검사체적을 잡은 경우 냉각수 및 냉각공기의 온도가 미지수가 되고 수렴조건은 방열기 입구 냉각수 온도가 된다. 이러한 경우 미소 유한 요소에 효율-NTU 법을 적용하는 것은 불가능하나 그 해결방법으로 먼저 Fig. 5의 냉각수 출구단 온도를 임의의 값으로 가정(Fig. 1의  $T_{c2}$  가정,  $T_{c1}$  = 기지값)한다.

- ①  $T_{c1}$  (=  $T_{c2} + \text{TRIANGLET}$ ) 가정
- ② 효율-NTU 방법 적용
- ③ 새로운  $T_{c2}$  계산
- ④ 새로운  $T_{c2}$  값이 전 값과 비교하여 같아질 때까지  $\Delta T$  변경

같은 방법을 미소 구간에 계속 적용하여 Fig. 4의 냉각수 입구 온도 (B, D 구간)와 같은지 비교하고, 다른 값이면 새로운  $T_{c2}$ 를 가정하여 반복 수행한다. 이상과 같은 방법은 냉각수의 유로가 복잡하고 반경 방향에 따라 냉매의 질량유량 및 물성치가 변하는 환형 방열기의 경우 방열기 전체에 대한 총괄 열전달계수를 구하는 것보다 미소 체적으로 분할하여 구하는 것이 정확성 및 일반성 면에서 유리한 것으로 판단된다. 또한 방열기 임의의 단면에서의 냉각공기 및 냉각수의 온도, 효율 등을 구할 수 있다는 장점이 있는 반면 계산 시간이 많이 소요된다. 웬은 유체 커플링 시스템에 의해 변속기로부터 동력을 받으며 엔진출구 냉각수의 온도에 따라 3단계로 구동되어 엔진이 과냉되거나 과열되는 것을 방지하며 급가속시에는 Kick-down 시스템에 의해 일시적으로 웬 구동을 정지시켜 가속성을 향상시키도록 되어 있다.

방열기를 가진 차량에 대한 냉각시스템을 계산하는 프로그램은 임의의 외기온도 및 엔진의 운전 조건에 따라 발열량 및 방열량과 엔진 각 부위 온도를 구할 수 있다.

본 프로그램에서 의 발열량은 엔진 출력성능실험 데이터로부터 부하별, 속도별 발열량을 수식화하여 프로그램에서 계산한다.

주 프로그램을 수행하려면 입력 데이터로 외기온도, 엔진속도와 엔진부하 데이터가 필요하게 된다. 이러한 임의의 입력 데이터에 따라 냉각팬 회전수, 송풍공기량, 냉각팬 소요동력, 냉각수펌프 토출량, 방열기의 방열량, 엔진의 발열량, 오일의 발열량, 인터쿨러의 발열량과 엔진 각 부의 온도가 계산되며 특히 방열기에서 토출된 냉각공기의 온도가 계산되어 냉각공기온도의 증가율을 알 수 있다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 프로그램의 적합성 판정

본 프로그램의 적합성 검증을 위하여 먼저 방열기 단품상태에서 규격상의 실측치와 프로그램의 계산치를 비교한다. 계산 프로그램을 수행하기 위해서는 입력데이터가 필요하며 프로그램 수행결과는 Table 1에 나타나 있다.

Fig. 5는 외기온도의 변화에 따른 방열기의 방열량을 Maincooler와 Intercooler 및 엔진의 방열량을 나타내고 있다. 이때 외기온도가 증가할수록 방열량이 감소한다. 이는 공기량 증가에 따라 방열기 마찰압력 손실 증가로 송풍량 감소에 따른 냉각수온도가 상승하여 이에 따른 차량 출력 감소로 방열량이 감소된다.

Fig. 6은 송풍공기량의 변화에 따른 방열량을 나타낸 그림으로 송풍공기량이 증가할수록 방열량이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7은 공기유량 및 외기온도 변화에 따른 핀효율 및 방열효율을 나타낸 그림으로, 공기유량과 외기온도가 증가함에 따라 핀효율이 감소함을 알 수 있으며, 이때 핀효율 및 방열효율은 냉각공기량이 8kg/s 일 때 70%이다.

#### 4.2 냉각시스템의 체계상태 검증

Fig. 8은 차량 냉각시스템의 흐름을 알아보기 쉽게 개략적으로 도시한 그림이다. 주어진 대기조건 및 엔진의 운전조건에 따라 각 구성품의 작동상태를 결정한 후 열평형 계산에 의해 엔진 각 부의 냉각수 및 오일의 온도와 냉각공기의 온도를 결정한다. 냉각수 펌프에서 토출된 냉각수는 엔진부와 인터쿨러부로 일정량씩 들어가게 된다. 먼저 인터쿨러부로 들어간 냉각수는 인터쿨러 방열기에서 방열된 후 연소공기 냉각기인 인터

Table 1 Test and prediction data of annular cooler

Test & prediction factor	Data			
	Primary(Main) circuit		Secondary(I.C) circuit	
	Test	Prediction	Test	Prediction
Input data				
Air flow(kg/s)	8.0	8.0	8.0	8.0
Coolant flow(ℓ/h)	32,500	32,500	5,000	5,000
Turbocharge air inlet temp.(°C)	62.0	62.0	48.0	48.0
Coolant inlet temp.(°C)	107.0	107.0	99.3	99.3
Test & prediction data				
Heat dissipation(kW)	283.0	284.5	112.5	117.0
Turbocharge air outlet temp.(°C)	97.2	101.0	62.0	63.0
Coolant outlet temp.(°C)	98.7	98.0	77.8	76.0

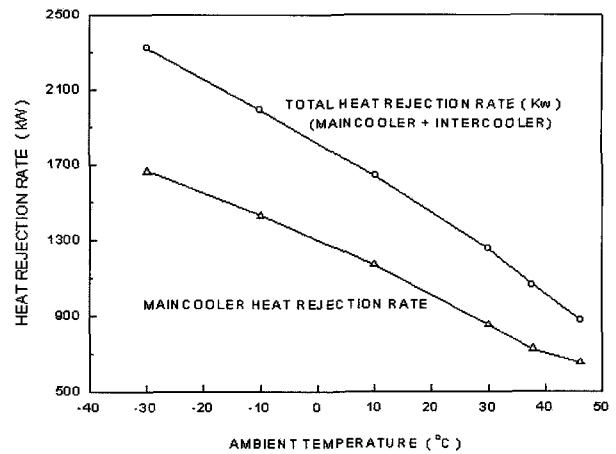


Fig. 5 Annular cooler radiator heat rejection rate vs. ambient temperature

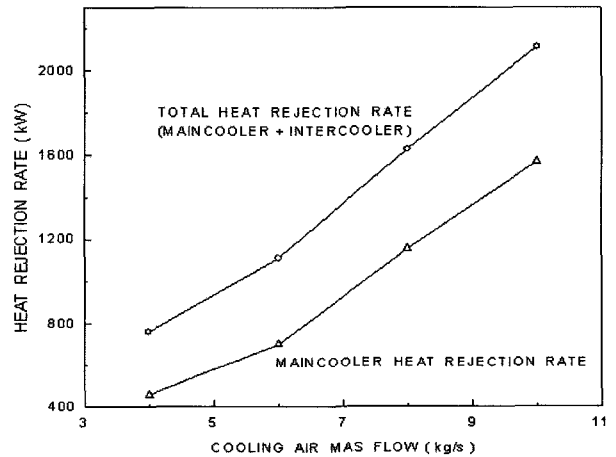


Fig. 6 Air mass flow vs. heat rejection rate of radiator

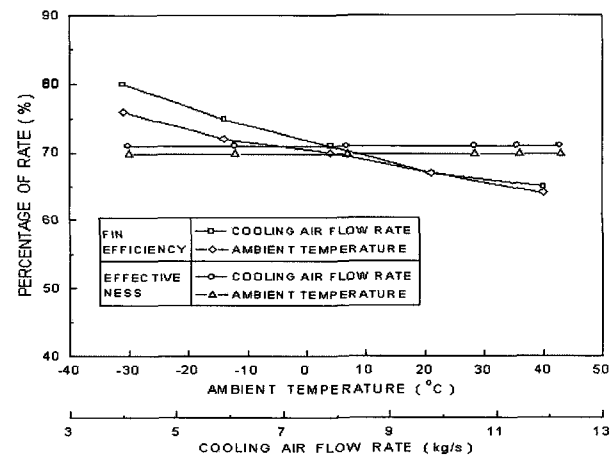


Fig. 7 Cooling air mass flow vs. ambient temperature vs. fin efficiency vs. effectiveness

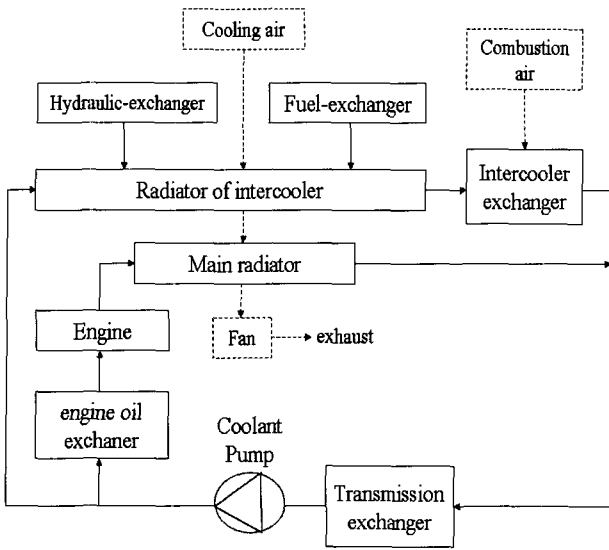


Fig. 8 Schematic diagram of coolant circuit

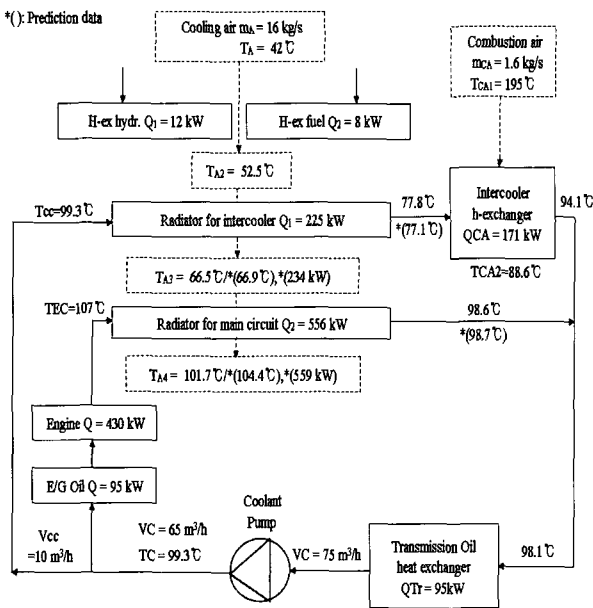


Fig. 9 Heat balance of cooling system test data & prediction data(ambient temperature: 42 °C)

쿨러 방열기로 들어간다. 본 엔진의 냉각시스템은 인터쿨러 방열기를 주 방열기의 제일 안쪽에 배치하여 터보차저의 압축기에 의해 고온의 연소가스의 냉각효과를 크게 하여 연소공기의 충전효율을 극대화할 수 있다는 장점이 있다. 엔진부로부터 들어간 냉각수는 먼저 엔진오일 열교환기에서 엔진오일을 방열시킨 후 엔진으로 들어간다. 엔진에서 나온 고온의 냉각수는 주방열기에서 냉각되는데 주 방열기로 들어오는 냉각공기는 인터쿨러 방열기에서 가열된 공기이다.

Fig. 9는 외기온도 42°C에서 실측치와 예측치에 대한 열평형을 나타낸다. 실선은 냉각수 경로이고 점선은 공기유동을 나타

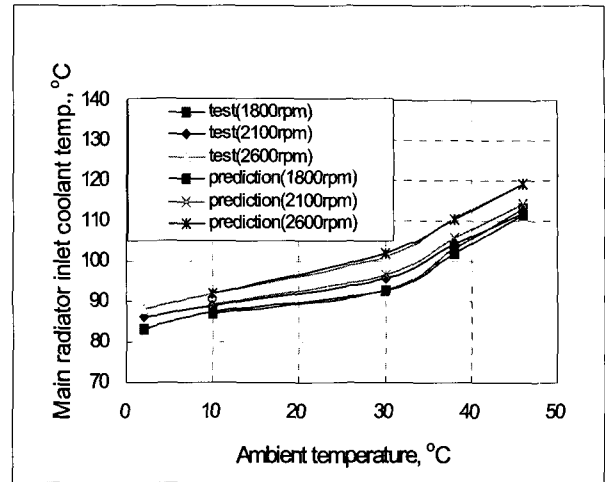


Fig. 10 Comparison between experimental and calculated results

낸다. 여기서 냉각시스템의 방열량에 대한 실측치와 예측치가 잘 일치함을 알 수 있다.

주 방열기에서 냉각된 냉각수와 인터쿨러 열교환기에서 가열된 냉각수는 변속기 열교환기 전에서 섞이게 되며 이때의 온도는 열당량비에 의해 결정된다.

Fig. 10은 대기온도, 송풍공기량, 엔진출구 냉각수 온도 및 냉각수 온도의 실측치와 계산치가 큰 차이 없이 좋은 결과를 보임을 알 수 있다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 원래 주 방열기는 차량 요구방열량보다 훨씬 큰 방열을 할 수 있으나 저항요소의 증가로 인한 송풍공기량의 감소 및 냉각팬 속도의 감소로 인해 방열량이 줄게 된다.

엔진속도 1600~2600rpm에서 엔진부하 25~100%, 외기온도 -30~40°C 조건하에서 엔진속도 2600rpm, 100% 부하 및 외기온도 38°C일 경우의 냉각시스템 열평형 상태를 나타내었으며, 차량이 제어변수인 엔진출구 냉각수 온도가 설계 상한치인 110°C에 도달하면 엔진에 공급하는 연료량을 줄여 차량 출력을 감소시켜 엔진에서 발생하는 열량을 감소시킨다.

### 5. 결 론

좁은 공간 내의 밀폐형 장치 냉각시스템에 대한 열평형 평가에 관한 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 개발된 프로그램에 의한 시뮬레이션 결과로부터 예측된 냉각시스템의 각 부위의 온도는 2°C 범위 내에서 실험결과와 잘 일치하였다(KS R 9229, 2005).

(2) 밀폐형차량 규격에 따라 엔진 전부하 최고속도, 변속기 4단 Lock-up 상태, 100% Cooling fan speed조건으로부터 61km/h 속도로 평탄로를 주행할 경우, 외기온도가 33°C까지는 충분한 냉각용량을 가지고 있으나, 외기온도 46°C까지 사용이 가능하기 위해서는 엔진의 출력이 감소하는 것을 알 수 있다.

(3) 외기온도가 38℃일 경우 엔진 냉각수온도가 허용 최고온도인 110℃에 도달하며, 차량 엔진은 110℃에서부터 공급되는 연료량을 줄여 엔진출력을 감소하도록 설계되어 있어 외기온도가 38℃ 이상일 경우에도 냉각수의 비등 및 과열을 방지하는 안정장치로 차량 운전이 가능함을 확인하였다.

(4) 방열기의 방열량은 냉각팬의 재질 및 냉각유량의 변동에 큰 영향을 받지 않지만 공기량 및 온도에는 크게 영향을 받는다. 공기량을 증가시키면 방열량은 증가하지만 동시에 방열기 코어의 압력손실도 증가하게 되어 결국 출력의 감소를 가져온다. 따라서 가볍고 내부식성이 강한 재질을 사용하고 Radiator core의 압력손실을 저감시킬 수 있는 설계기법의 연구가 요구된다.

(5) 대기중의 공기는 웬에 의해 흡입 및 토출되면서 외류 및 압력손실에 의해 온도가 상승하게 되어 냉각효과를 감소시킨다. 온도의 증가량은 웬 속도가 커질수록 유로가 복잡할수록 증가하게 된다. 따라서 흡입관로 웬은 유로손실이 적도록 설계하여야 한다.

### 참 고 문 헌

Chiang, E.C., Ursini, V.J. and Johnson, J.H. (1982). "Development and Evaluation of a Diesel Powered

Truck Cooling system Computer Simulation Program", SAE 8201048.

Chiang, E.C., Ursini, V.J. and Johnson, J.H. (1982). "A Computer Cooling System Study of a Diesel Powered Truck for Control of Transient Coolant, Oil and Cab Temperatures", SAE 821049.

Corbel, J.C. (1987). "An Original Simulation Method for Car Engine Cooling systems; A Modular system", SAE 870713.

Holman, J.P. (2000). "Heat Transfer", McGraw Hill, pp 39-69.

Nutt, R.A. and Poehlma, R.F. (1982). "Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines", SAE 820984.

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 841711.

KS R 9229 (2005). 철도차량 방열기계 검사방법

김성광, 안석환, 남기우. (2007). "밀폐형차량 냉각시스템에 대한 열평형 연구", 한국동력기계공학회지 제11권, 제1호, pp 70-75.

2007년 4월 26일 원고 접수

2007년 6월 13일 최종 수정본 채택