

## A/C 콘덴서를 포함한 차량냉각 성능예측에 관한 연구

### A Study on Prediction Method of Vehicle Cooling Performance with A/C Condenser

이 상 호\*, 박 정 원\*\*  
Sangho Lee, Jungwon Park

#### ABSTRACT

An analysis method to predict performance of a vehicle cooling system which is composed of radiator, A/C condenser, cooling fan, and etc. is suggested. Air flow through the heat exchanger system and heat rejection rate which dominate the cooling performance are analyzed. Heat transfer with A/C refrigerant phase change is also considered in the analysis. Some predicted results are compared with experimental data for various operating conditions. This evaluation procedure will be useful for the design of optimal vehicle cooling system.

주요기술용어 : Vehicle cooling(차량냉각), Radiator(라디에이터), Condenser(콘덴서), Heat transfer(열 전달),  $\epsilon$ -NTU(효율-NTU방법), Phase change(상변화), Cooling air(냉각공기), Fan(팬)

#### Nomenclature

A : area,  $m^2$   
 ATW : temperature difference(air -radiator coolant),  $^{\circ}C$   
 C : heat capacity  
 Cp : pressure coefficient  
 Cr : ratio of specific heat  
 k : constant  
 L : length, m  
 LMTD : log mean temperature difference,  $^{\circ}C$   
 : mass flow rate, kg/sec  
 NTU : number of transfer unit  
 P : pressure,  $N/m^2$   
 Q : heat rejection, W  
 q : volumetric flow rate,  $m^3/s$   
 S : entropy,  $J/kg \ ^{\circ}C$

T : temperature,  $^{\circ}C$   
 U : heat transfer coefficient,  $W/m^2 \ ^{\circ}C$   
 V : vehicle velocity, m/s  
 x : local coordinate(width), m  
 y : local coordinate(height), m  
 $\epsilon$  : effectiveness  
 $\rho$  : density,  $kg/m^3$

#### Subscripts

max : maximum  
 min : minimum  
 $\infty$  : ambient

#### 1. 서 론

엔진의 고출력, 고성능 및 경량화의 추세에 따라 차량의 엔진룸 내 최적의 냉각시스템 구성이 차량개발단계에서 엔진성능 및 내구 등에 매우 중요한 부분을 차지하고 있다. 최근 엔진 및 기타

\* 회원, 원광대학교 기계공학과

\*\* 회원, 대우자동차 기술연구소

차량 부착 부품의 증가와 함께 엔진룸이 밀집화 되는 경향이 있으며 특히 엔진의 출력이 높아지면서 적절한 엔진방열이 중요한 설계고려요소가 되고 있다. 이러한 엔진룸 내의 집적화 설계는 흡입된 냉각공기의 내부유동을 복잡하게 만들어 효율적인 차량냉각을 어렵게 할 수 있으므로 열전달이 충분히 이루어질 수 있도록 라디에이터, 냉각팬 등으로 구성된 냉각시스템을 적절히 설계할 필요가 있다. 이를 위해 엔진룸 내의 냉각팬(Cooling Fan), 라디에이터(Radiator), A/C 콘덴서(Condenser) 등으로 이루어진 냉각시스템에 대한 정확한 분석이 필수적이다.

차량의 냉각시스템에 대해 시스템을 구성하는 여러 가지 부품 및 전체시스템 분석방법에 관한 수많은 실험 및 이론연구<sup>1-16)</sup>가 수행되고 있으며 이에 따른 여러 가지의 이론과 적용방법이 제시되었다. 이와 관련하여 Chiou 등<sup>1)</sup>과 Jung 등<sup>2)</sup>은 냉각시스템전면 열교환기전면의 공기유속 분포에 대한 냉각성능을 분석하였고 Eichlseder 등<sup>6)</sup>은 엔진냉각시스템에 대한 기본적인 이론을 이용한 분석프로그램을 제시하였다. 김미로 등<sup>15)</sup>은 냉각성능 분석프로그램개발과 함께 CFD기법을 이용하여 공기유속 불균일도의 냉각성능에 미치는 영향을 분석하였다.

본 연구에서는 일반 승용차의 엔진룸 내 냉각팬, 라디에이터 및 A/C 콘덴서 등으로 이루어진 냉각시스템에 대한 전체적인 열평형 분석방법을 제시하였다. 열교환기 전면의 공기유속분포 및 각 냉매의 주위공기와 열전달에 따른 온도변화를 예측하였으며 이에 대한 결과를 여러 가지의 차량운전조건에 대하여 시험데이터와 비교하였다.

## 2. 냉각시스템 분석

### 2.1 시스템구성

차량의 냉각시스템은 엔진 및 A/C 시스템에서의 발생한 열을 효율적으로 주위공기로 방출시키기 위한 장치로서 Fig. 1과 같이 라디에이터 및

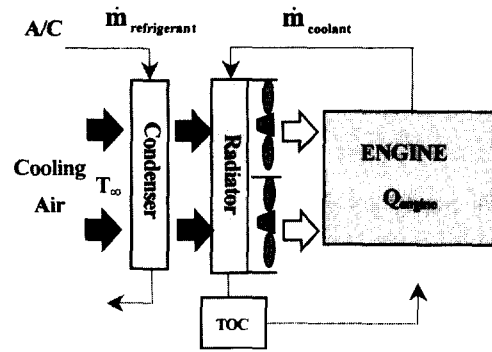


Fig. 1 Schematic air and coolant flow diagram in the cooling system

콘덴서의 열교환기들과 냉각팬 등으로 구성된다. 냉각팬은 차량마다 차이가 있지만 일반적으로 이중(Dual)팬 방식으로 기본(Main)팬과 보조(Auxiliary)팬의 2개로 이루어져 있으며 시스템의 특성에 따라 팬의 수는 변할 수 있다. 냉각시스템의 열교환기부분은 보통 A/C시스템의 냉매로부터 열을 방출하는 콘덴서부분과 엔진냉각수 및 TOC(Transmission Oil Cooler)로부터 열을 방출하는 라디에이터로 구성되어 있는데 디젤엔진차량의 경우에는 터보차저를 통과 후 엔진으로 흡입되는 공기의 냉각을 위한 추가적인 열교환기(Charge Air Cooler)가 설치되어 있다.

냉각공기는 주로 흡입(Suction)방식의 냉각팬에 의하여 엔진룸 내부로 강제로 유입되며 차량의 운행속도에 의한 램(Ram)효과도 속도조건에 따라서 냉각공기 유입에 많은 영향을 미친다. 엔진룸 내로 유입된 공기는 콘덴서와 라디에이터 및 엔진룸 내의 기타 장애물을 통과하여 엔진룸을 빠져나가 차량의 후방으로 이동한다. 이 과정에서 각 열교환기 냉각매체와 주위 공기간의 열전달이 발생한다. 따라서 냉각시스템의 냉각성능은 주로 열교환기를 통과하는 냉각공기 유동 및 각 부분의 열전달특성에 의해 결정된다.

### 2.2 분석방법

차량냉각시스템의 성능분석은 크게 각 열교환기에서의 열평형과 냉각공기 유동특성 분석

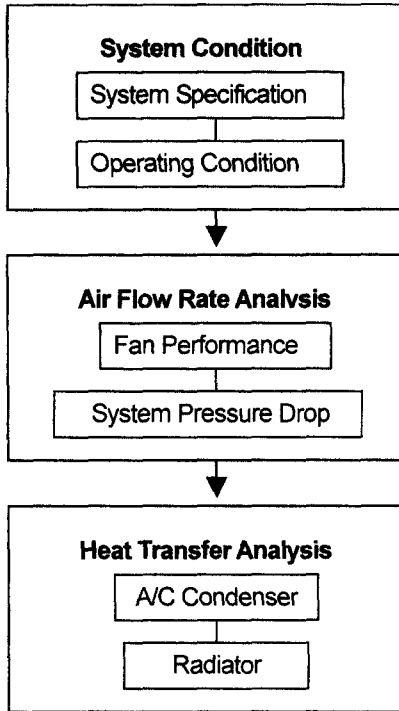


Fig. 2 Simplified analysis procedure

으로 이루어져 있다. 이들은 구체적으로 차량전면으로부터 엔진룸 출구까지의 유동특성을 고려한 열교환기 통과 냉각공기 유속분포결정 그리고 콘덴서 및 라디에이터에서의 열평형에 대한 분석, 두가지 부분으로 나뉘어진다. 관련된 냉각특성 분석흐름도는 Fig. 2와 같다.

시스템분석을 위한 입력 데이터는 냉각시스템사양, 엔진운전조건, 냉각공기 유량관련 데이터, 그리고 열교환기코어 방열성능 데이터 등으로 구성된다. 이들 조건으로부터 냉각팬성능, 시스템압력강하, 그리고 열교환기 방열량 등이 관련 부품데이터에 의해서 결정되고 최종적으로 이들 결과들을 이용하여 전체 시스템냉각성능이 계산된다.

### 2.2.1 열교환기 시스템의 열평형

엔진룸 내 전면에 위치하고 있는 열교환기시스템을 통과하는 공기유속은 공기유입부의 형상 및 팬의 위치 등의 영향으로 인해 균일하지 않

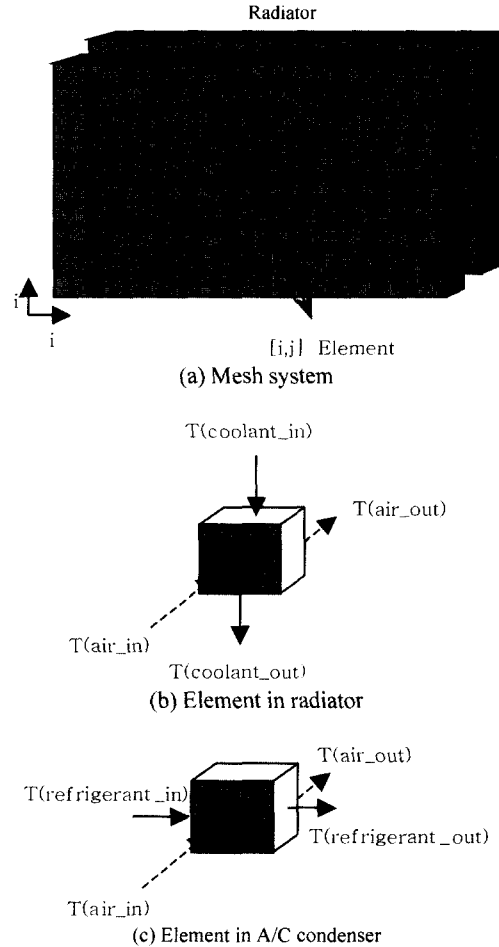


Fig. 3 Mesh system in heat exchangers

고 위치별로 다소 차이가 있다. 본 분석방법에서는 이러한 위치별 유동저항 영향을 고려할 수 있도록 공기가 통과하는 열교환기 코어부분을 다수의 미소 격자로 나누어 각 격자 부분별로 공기 유동에 의한 열전달을 계산하였다.

열교환기에서의 열평형분석을 위하여 일반적인 열교환기의 해석이론인 LMTD(Log-Mean Temperature Difference)법과  $\epsilon$ -NTU법을 사용하였다. 이에 따라 열교환기내에서의 열교환량은 다음과 같이 열을 교환하는 두 유체간의 대수평균온도 차이와 총괄열전달계수(U)로서 결정된다.

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (1)$$

여기서, 열교환기내의 총괄열전달계수(Overall Heat Transfer Coefficient)와 유체의 물성치는 일정하다고 가정하였다.

열교환기의 효율( $\epsilon$ )은 실제 열전달량과 최대 가능한 열전달량의 비로서 NTU(Number of Transfer Unit)와 열용량률비( $C_r$ )의 함수이다. 방열성능데이터로부터의 열전달계수  $U$ 와 방열면적  $A$  으로부터 NTU가 계산되고 그 결과와  $\epsilon$ 과의 관계식으로부터  $\epsilon$ 이 결정된다. 따라서 이로부터 방열량  $Q$ 가 결정되고 각 열교환 매체의 출구부분 온도가 계산된다.

라디에이터에서는 팬을 통해 유입된 공기와 엔진냉각수간의 열교환이 이루어진다. 냉각공기는 전면의 A/C 콘덴서 등에서 1차적으로 열교환이 이루어진 상태이다. 라디에이터에 대한 열교환기 효율은 일반적으로 열교환기 해석에 많이 사용되는 다음의 관계식<sup>17)</sup>을 사용하였다.

$$\epsilon = 1 - \text{Exp}\left[\frac{1}{C_r} NTU^{0.22} \{ \text{Exp}(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \}\right] \quad (2)$$

A/C 콘덴서는 차량A/C 시스템의 주요 부품 중의 하나로써 냉매(R134)로부터 열을 엔진룸으로 유입된 공기로 방출하는 역할을 하는 열교환기이다. 콘덴서에서 냉매는 주위 공기로 열을 방출함과 함께 응축(Condensation)과정을 거치면서 열역학적으로 과열(Superheated) 상태에서 포화(Saturated) 기체 상태와 포화 액체 상태를 거쳐 최종 과냉(Subcooled) 상태가 된다. 따라서 콘덴서의 열전달해석은 냉매의 상태에 따라 과열 영역, 포화 영역, 그리고 과냉 영역으로 나뉘어지며 콘덴서 내부의 냉매 온도는 주위 공기 온도보다 높으므로 증발기와 달리 제습 현상이 발생하지 않기 때문에 열전달은 공기의 현열 변화만을 고려한다.

본 분석에서는 A/C 콘덴서에 대해서 라디에이터와 같이 열교환기코어를 다수의 미소체적으로 나누고 각각의 부분에 대해 일반적인 열교환기의 해석이론인 LMTD 법과  $\epsilon$ -NTU법을 적용하였다. 따라서 열교환기의 미소 격자에 대한 열

평형 분석과정은 라디에이터경우와 동일하다. 차이점은 열평형분석을 위한 입력조건으로 열교환기 방열량 대신에 열교환기입구부분의 냉매에 대한 열역학적조건인 온도와 압력이 주어지는 것이고 열평형분석은 냉매(R134)유동방향으로 각 미소 열교환기격자별로 열전달을 계산하게 된다. 이러한 방법을 통해 주위 공기와의 열전달에 따른 콘덴서 각 위치별 냉매상태변화를 고려하여 열평형을 계산할 수 있도록 하였다.

냉매가 포화상태인 경우에는 기체와 액체의 질량비(Quality) 변화량을 고려하여 유동방향으로 냉매의 상태 Quality=0부터 Quality=1까지의 상변화를 계산하였다. 이 경우에는 냉매의 온도가 거의 일정한 상태이므로 열용량비  $C_{\min}/C_{\max} \rightarrow 0$ 으로 가정하여 다음과 같은 관계식<sup>18)</sup>을 적용하였다.

$$\epsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3)$$

### 2.2.2 공기유속 분포

각공기는 차량전면의 라디에이터그릴과 범퍼 하단부를 통해서 엔진룸으로 유입되고 콘덴서 및 라디에이터 등의 열교환기부분과 냉각팬을 통과한 후 엔진몸체 및 트랜스미션 등을 거쳐서 엔진룸 하단부분으로 빠져나가게 된다. 이러한 공기유동은 냉각팬과 차량이동속도에 의해 이루어지고 그릴, 열교환기 등의 유동저항성분에 의해 영향을 받는다. 차량전면부터 냉각시스템의 공기유동과 관련된 부분을 간단히 나타내면 Fig. 4와 같다.

여기서  $C_p$ 는 차량이동으로 인한 전면 및 엔진룸 출구부의 램에어 압력성분을 나타낸 것으로 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$C_p = \frac{p - p_{\infty}}{(\rho_{\infty}/2)V_{\infty}^2} \quad (4)$$

기존의 연구결과로부터 차량의 라디에이터전면의 유동과 엔진룸 후단부분에 대해서 다음의 압력강하값을 적용하였다.

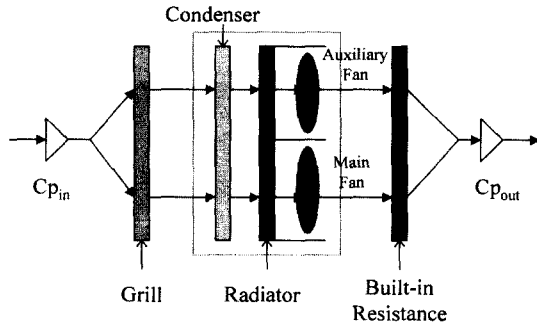


Fig. 4 Schematic air flow diagram in the cooling system

$$[C_p]_{front} = 0.8 \quad (5)$$

$$[C_p]_{rear} = -0.2 \quad (6)$$

차량 전면의 공기가 유입되는 그릴부분은 크게 라디에이터그릴, 범퍼, 하단 유입부의 3가지 부분으로 나뉘어지며 각 부분의 형상에 따라 공기유동에 많은 영향을 미친다. 이러한 영향은 차량별로 차이가 있을 수 있는데 본 분석에서는 시험결과를 이용하여 이들 계수들을 추정하였고 이들이 열교환기에 영향을 미치는 영역을 각각의 부분에 대해 높이방향으로 균일하게 1/3씩 나누어 적용하였다. 이 부분은 차량마다 기하학적 형상 및 구조가 다르기 때문에 각각의 경우마다 많은 차이가 있을 수 있다.

A/C콘덴서와 라디에이터의 열교환기들은 엔진룸내 전면에 일정한 좁은 간격을 두고 거의 평행하게 설치되어 있는데 각각의 구조 및 형상별로 유동저항에 차이가 있을 수 있으므로 본 프로그램에서는 모델링보다는 각 단품에 대한 공기유량별 압력강하의 유동시험결과를 이용하였다. 시스템(Built-In) 저항은 냉각팬 뒤의 엔진몸체, 트랜스미션 등의 부분에서 발생하는 유동저항으로 냉각공기의 유동에 중요한 영향을 미치는 부분이다. 엔진룸내의 기하학적 형상 및 구조에 따라 영향을 받는데 내부공기유동이 매우 복잡한 만큼 간단하게 유동저항을 모델링하기가 쉽지 않다. 여기에서는 다음과 같은 일반적인 식을 적용하였다.

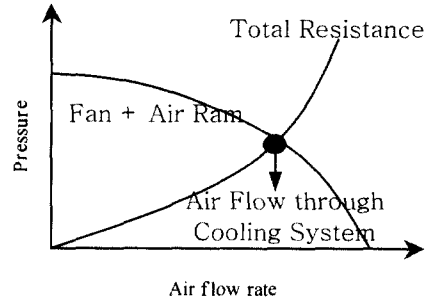


Fig. 5 Air pressure drop with cooling air flow rate

$$[\Delta p]_{Built-in} = kq^2 \quad (7)$$

여기서,

$$K = 0.2 \quad (8)$$

이 유동저항은 일반 운전조건에서 열교환기의 저항보다 약 2배 이상 큰 만큼 열평형분석을 위해서 각 열교환기를 통과하는 공기유속을 결정할 때 중요하게 고려되어야 할 부분이다.

Fig. 5는 각 열교환기 및 전체시스템 압력강하 특성을 냉각공기량의 변화에 대해서 나타낸 그림이다. 시스템 유입공기량은 에어램효과를 포함한 팬(Main & Auxiliary)성능곡선과 전체유동저항(그릴, 콘덴서, 라디에이터, 시스템[Built-in] 저항)곡선과 만나는 교차점으로 결정된다.

$$[\Delta p]_{resistance} = [\Delta p]_{generation} \quad (9)$$

위의 식으로부터 각 열교환기 위치별로 유동저항성분들을 고려하여 열교환기 통과공기 유량이 계산되는데 본 프로그램에서는 Newton-Rapson 방법<sup>19)</sup>을 적용하였다. 라디에이터 뒤에 위치하고 있는 기본 및 보조팬에 의한 영향과 관련하여 각각의 기하학적 형상별로 슈라우드부분을 포함한 영역이 적용되도록 하였다. 교환기코어를 다수의 격자로 나누어 각 위치별로 공기유속을 계산하도록 하였으며 그 결과는 각 열교환기에서의 열전달을 계산할 때 이용된다.

### 2.3 분석 Procedure

각시스템 성능분석은 열교환기 시스템을 통

과하는 공기의 위치별 유속분포 결정과 각 열교환기별 열전달계산으로 이루어져 있고 열전달계산은 A/C 콘덴서, 라디에이터순으로 진행된다. 시스템으로 유입되는 공기유속은 팬 성능곡선 및 전체시스템 압력강하 특성곡선으로부터 계산한다. 이를 이용하여 A/C 콘덴서로 유입되는 냉매의 출구온도 및 콘덴서를 통과하는 냉각 공기온도를 계산한 후 라디에이터로 유입되는 냉각수 입,출구 온도와 라디에이터를 통과하는 냉각 공기온도를 각각 구한다. 본 계산에서는 열교환기시스템에 대하여 50x50의 균일격자분포를 적용하였으며 기본적인 열평형이론을 이용하여 각 격자별 열교환기에 대한 열전달을 계산하는 과정은 다음과 같다.

- 1) 각 열전달매체의 열유속 및 열용량비 계산
- 2) Newton-Rapson계산법을 이용한 NTU 계산  
- (Eq. 2-3)
- 3) 평균 열전달계수 계산
- 4) 각 매체의 출구온도를 계산 및 물성치의 특성을 보정

여기서 각 매체의 평균온도는 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$T_{wi,mean} = \left[ (T_{wi})_{inlet} + (T_{wi})_{outlet} \right] \quad (10)$$

$$T_{ai,mean} = T_{wi,mean} - LMTD_i \quad (11)$$

계산변수의 변화가 무시되는 때(0.1% 이하)까지 상기 과정을 반복해서 수행한다.

### 3. 시험결과 비교분석

Table 1은 일반 승용차량의 50km/hr 주행조건에 대한 냉각시스템 시험데이터와 본 냉각성능 분석방법을 이용하여 예측한 계산결과를 비교한 것이다. 두가지 데이터를 비교해 보면 열교환기(라디에이터/콘덴서)에서의 냉매온도변화는 약 1~2°C, 통과공기온도 변화는 약 5°C 정도로 전체적으로 비교적 오차가 크지 않은 범위 내에서 냉각특성예측이 가능한 것을 알 수 있다.

냉각시스템을 통과하는 공기유동은 각 열교환

Table 1 Comparison of predicted results with test data

운전 조건			
차량 속도	50km/h (7.2% G/L)		
엔진 회전 속도	3000rpm		
팬 회전수	메인팬	2200rpm	
	보조팬	2200rpm	
라디에이터	Type	Cross Flow Type	
	면적	5.29m <sup>2</sup>	
콘덴서	Type	PF Type	
	면적	6.17m <sup>2</sup>	
T.O.C 방열량		2.5kW	
시험 결과 / 계산 결과 비교			
		시험	계산
냉각공기	콘덴서 후 평균온도(°C)	56.4	50.3
	RAD. 후 평균온도(°C)	84.7	89.2
라디에이터	ATW (°C)	77.7	80.3
	입출구 온도차 (°C)	12.0	10.3
콘덴서	출구 온도 (°C)	47.6	50.4
	방열량 (kW)	-	11.5

환기에서의 열평형특성에 직접적으로 영향을 미치는 중요한 부분이다. 차량 및 냉각시스템구성에 따라 유동저항이 다르므로 각 열교환기의 위치별로 통과하는 공기유속도 차이가 있게 된다. Fig. 6은 일정한 차량이동속도(50km/hr)에서 라디에이터 및 A/C콘덴서의 각 열교환기전면에서 측정된 공기유속분포를 나타낸 것이다.

라디에이터그릴을 통과 후 A/C 콘덴서전면에서의 공기유속분포가 라디에이터의 경우보다 위치별로 많은 차이가 있음을 알 수 있는데 특히 범퍼 바로 뒤의 공기유속이 크게 감소함을 알 수 있다. 열교환기코어(전면)의 전체 유속분포도 라디에이터에서 많은 감소와 함께 균일도가 증가하는 경향을 보여주고 있다. 전체적인 유동은 불균일한 비대칭형태이며 열교환기 중간부분과 상하부분의 속도차이는 콘덴서전면의 경우 약 100-300% 정도이고 라디에이터전면의 경우는 최대 약 2배 정도이다. 팬의 Off 조건과 High rpm조건을 비교하여 보면 위치마다 차이가 있지만 A/C

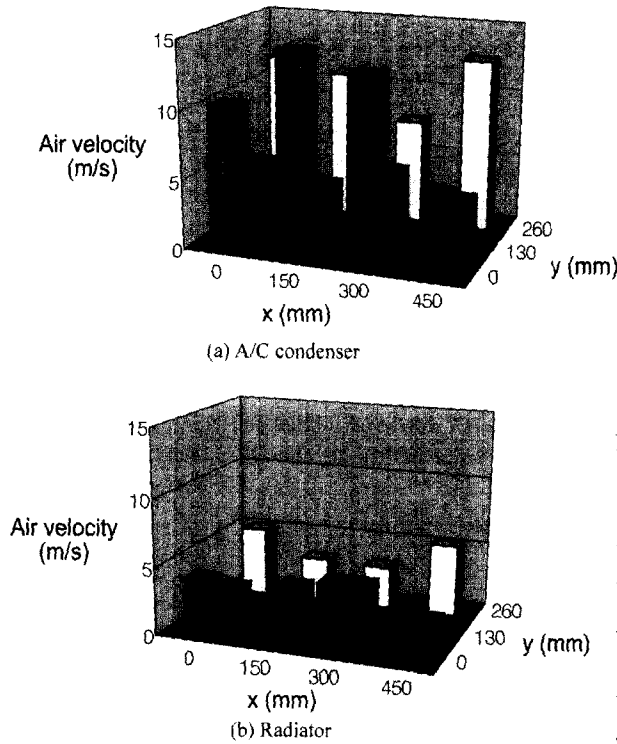


Fig. 6 Air velocity distributions in front of radiator and condenser

콘덴서전면의 경우 20-30% 정도 증가하였고 Radiator 전면의 경우 100% 이상 증가하였다.

이러한 결과를 통해 열교환기시스템을 통과하는 평균 공기유속 분포를 라디에이터 전면의 유속분포로 추정하여 대략 유추할 수 있는데 이를 본 분석의 예측결과와 비교하면 Fig. 7과 같다.

예측된 공기유속분포는 콘덴서와 라디에이터의 열교환기부분을 통과하는 평균속도를 의미하고 횡축(x)방향의 속도변화는 고려되어 있지 않다. 실제 라디에이터전면에서 측정된 유속데이터와 위치별로 약간의 차이가 있지만 비교적 유사한 분포를 예측할 수 있는 것을 알 수 있다. 라디에이터의 경우에는 슈라우드(Shroud) 및 냉각팬의 영향으로 출구부분의 유속측정을 하지 못하였으므로 실제 유속분포의 비교는 불가능하지만 A/C 콘덴서와 라디에이터간의 간격이 비교적 작고 공기가 라디에이터 뒤에 위치하고 있

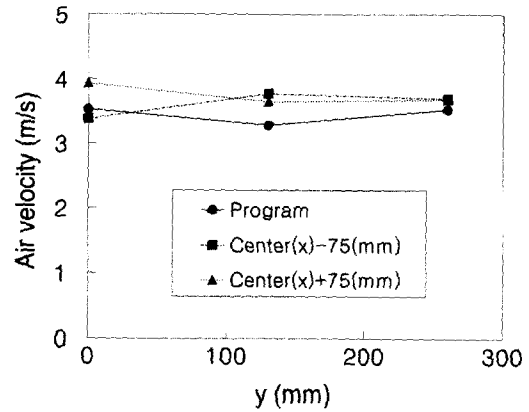


Fig. 7 Comparison of air velocity distributions in front of radiator

는 냉각팬을 통해 바로 흡입되는 것을 고려하면 라디에이터전면의 유속과 큰 차이는 없을 것으로 추정된다.

다음은 여러 가지의 차량속도조건에 대하여 냉각시스템의 시험데이터와 예측결과를 비교하였다. 엔진회전속도는 약 2800~3900rpm 정도이고 라디에이터 그릴로 유입되는 공기의 온도는 시험 상태에 따라 25~38°C 정도이다. 냉각팬은 모든 주행속도에서 Main/Auxiliary 팬 모두 약 2200 rpm 정도의 일정한 속도로 회전하는 조건이며 냉각수 유량과 방열량은 차량의 주행 속도에 따라 측정되는 시험치를 사용하였다. 이와 함께 TOC 방열량은 주행 속도에 따라 측정되는 시험결과를

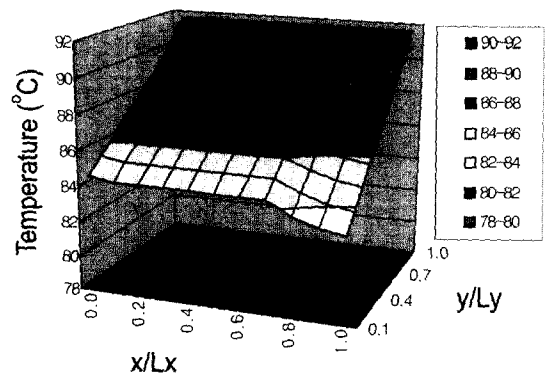


Fig. 8 Radiator coolant temperature distribution in the radiator(50km/hr)

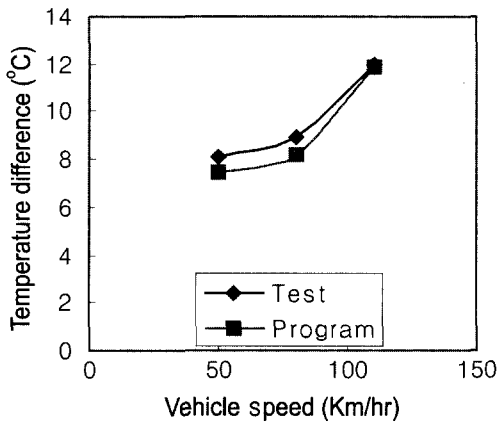


Fig. 9 Temperature drop of coolant in the radiator

적용하였다.

Fig. 8은 라디에이터내 냉각수의 온도분포를 예측한 결과를 나타낸 그림이고 Fig. 9는 이 열교환기 입출구 온도차를 차량주행속도별로 나타낸 것이다. 냉각수의 유동이 라디에이터 내 상하방향으로 이루어지고 A/C 콘덴서를 통과한 공기온도의 변화는 대부분 길이방향으로 이루어지므로 냉각수는 Fig. 8과 같이 입구에서 출구(대각선)방향으로 온도가 낮아지는 특성이 나타나게 된다. 차량속도가 증가할수록 엔진 회전수의 증가에 의한 냉각수유량의 증가와 함께 라디에이터 입출구 냉각수온도차이도 증가하는 경향을 보여주고 있으며 라디에이터뒤 공기온도는 비교적 일정한 경향을 보여주고 있다. 냉각수온도차이의 증가는 차량속도의 증가에 의한 라디에이터를 통과하는 냉각 공기량의 증가보다는 엔진방열량의 증가에 의한 영향이 더 크다는 것을 의미한다.

라디에이터를 통과하는 냉각공기 온도의 변화가 차량운전속도에 큰 영향을 받지 않은 특성은 냉각시스템 내 라디에이터 설계시 중요하게 고려되어야 할 부분으로 판단된다. 예측결과를 비교해 보면 냉각수 입출구 온도차이는 비교적 수 °C 내에서 그리고 출구공기온도는 약 5°C 내에서 예측이 가능한 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 A/C 콘덴서 내 상변화(Phase Transi-

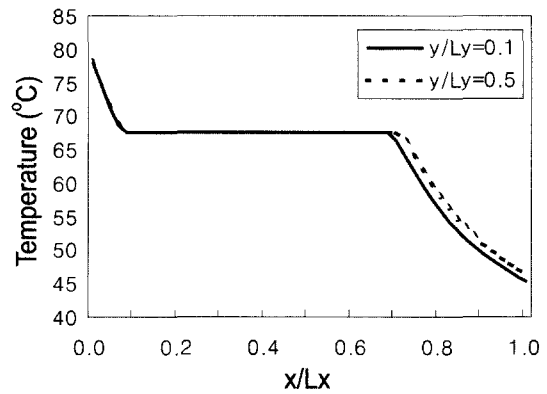


Fig. 10 A/C condenser refrigerant(R134) temperature variation in flow direction(50km/hr)

tion)를 수반한 R134냉매의 온도변화를 계산결과로부터 나타낸 그림이고 Fig. 11은 출구부분의 냉매온도를 시험데이터와 비교한 것이다. 과포화영역이 입구  $x/Lx=0.1$  정도까지이고  $x/Lx=0.7$ 까지는 포화영역, 그 이후는 과냉상태로 온도가 점차 낮아지게 되는데 이러한 상태변화와 관련하여 열교환기높이에 따른 영향은 별로 크지 않은 것으로 나타났으며  $y/Ly=0.5$ 지점에서 과냉영역의 냉매온도가 약간 높은 것은 이 부분을 통과하는 공기유속이 상대적으로 낮기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 11은 차량의 주행속도에 대한 A/C 콘덴서 출구 냉매의 온도 및 라디에이터 전면의 평균공기온도를 비교한 것이다. 시험에서는 냉매의 온

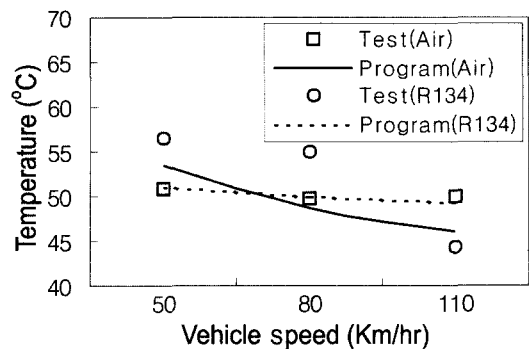


Fig. 11 R134 temperature at the outlet of A/C condenser and air temperature in front of radiator



도 대신 관 외벽의 온도가 측정되었으므로 실제 냉매의 온도는 측정치보다 약간 높을 것으로 판단된다. A/C 콘덴서출구 냉매의 온도 및 열교환기 뒤의 공기온도는 차량주행속도가 증가함에 따라 온도가 감소하는 경향을 보여주고 있는데 이는 유입되는 공기의 유속증가와 함께 콘덴서에서의 열전달효율이 증가하기 때문이다. 주행 조건에 따라 차이가 있지만 콘덴서를 통과하면서 냉매(R134)는 입구온도와 비교할 때 약 40°C 정도 온도가 낮아지는데 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 A/C 콘덴서출구의 냉매온도에 대한 분석프로그램의 예측결과는 유사한 경향을 보여주고 있으며 운전속도에 따라 시험데이터와 최대 약 7°C 정도 내에서 차이가 있음을 알 수 있다. 차량속도 80km/hr 이하조건에서의 이러한 결과차이는 냉매측의 열전달효율을 비교적 높게 가정한 결과로 추정되고 110km/hr 조건에서는 콘덴서 통과 후의 공기온도가 약 4°C 정도 낮게 예측된 것으로 볼 때 콘덴서를 통과하는 공기유속 분포도 영향이 있는 것으로 판단된다. 이와 함께 A/C 콘덴서부분의 정확한 비교를 위한 시험데이터가 부족한 상태이므로 이를 이용한 예측결과에 미치는 영향도 적지 않을 것으로 보이며 여러 가지의 실험을 통해 본 분석방법의 개선이 필요한 것으로 생각된다.

전반적으로 라디에이터 엔진냉각수의 입,출구 온도차는 시험데이터와 예측결과가 매우 유사하게 나타났으나 콘덴서와 라디에이터 후단부의 냉각 공기 온도 및 콘덴서 냉매의 출구 온도는 약간의 차이가 있음을 알 수 있다. 본 연구에서는 차량속도가 110km/hr 이하의 조건에 대해 분석을 수행하였지만 차량 주행속도가 이보다 더 높아지면 냉각팬에 의해 엔진룸 내로 유입되는 유량보다 차량속도에 의해 발생하는 램효과로 인한 유입공기 유량이 커지게 된다. 속도가 증가할수록 냉각팬이 일종의 유동저항으로 작용함으로 인하여 실제 유입되는 공기유량은 본 예측방법에 의한 결과와 많은 차이가 있을 수 있으므로 고속조건에서의 냉각성능분석에 대해서는 이

러한 영향에 대한 고려가 필요하다고 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 승용차량의 A/C 콘덴서를 포함한 냉각시스템에 대하여 열평형이론을 이용한 성능분석방법을 제시하였다. 냉각시스템을 구성하고 있는 각 팬(Main & Auxiliary) 및 열교환기 부분의 성능시험데이터를 이용하여 전체냉각성능을 분석하였으며 A/C 콘덴서부분의 냉각공기와의 열전달에 따른 냉매(R134)의 상태변화를 고려하였다. 열교환기를 통과하는 공기유속은 차량전면 및 엔진룸 내 각 시스템의 압력강하를 고려하여 결정이 되고 각 열교환기의 냉각매체와 주위공기와의 열전달은 기본적인  $\epsilon$ -NTU 분석방법을 적용하였다. 이와 함께 본 분석방법을 적용하여 예측한 결과와 시험데이터를 비교분석하였다. 전반적으로 라디에이터 엔진냉각수의 입,출구 온도차이 및 공기유속분포 등의 계산결과는 시험데이터와 비슷하게 수 °C의 오차 내에서 예측이 가능하였다. 추가적으로 냉각시스템의 열전달에 직접적으로 영향을 미치는 공기유속분포의 정확한 예측을 위하여 고속주행 등 더 많은 운전조건에서의 비교분석이 필요할 것으로 판단된다.

#### 참 고 문 헌

- 1) J. P. Chiou, "The Effect of the Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of Automobile Air Conditioning Condenser," SAE 830542, 1983.
- 2) H. H. Jung, A Study on Effect of Maldistribution of Frontal Air Velocity on Heat Transfer Rate of Vehicle Radiator, Transport Phenomena in Thermal Engineering, pp.1237-1242, 1993.
- 3) E. Henon, "Fan Sizing in Cooling Module for the Optimization of Global Efficiency and Volume," IMechE Paper C496/050/95, 1995.
- 4) A. Andersson, "Installation Influence on Cooling

- Fan Air Flow," SAE 971785, 1997.
- 5) K. D. Emmenthal, Engine Cooling System, Ch. 9 in Aerodynamics of Road Vehicles, Ed. W. H. Hucho, pp.355-375, 1987.
  - 6) W. Eichseder, G. Raab, "Calculation and Design of Cooling Systems," SAE 931088, 1993.
  - 7) P. White, J. Smith, L. Murdoch, "Cooling System Performance Evaluation," SAE 980431, 1998.
  - 8) R. Andra, E. Hytopoulos, K. Kumar, R. L. Sun, "The Effect of Boundary and Geometry Simplification on the Numerical Simulation of Front-End Cooling," SAE 980395, 1998.
  - 9) E. Celik, "Truck Airflow Management Influence on Cooling Module Performance - Experimental and Numerical Study," SAE 2000-01-0969, 2000.
  - 10) O. Arici, J. H. Johnson, A. J. Kulkarni, "The Vehicle Engine Cooling System Simulation Part 1 - Model Development," SAE 1999-01-0249, 1999.
  - 11) T. Sakai, S. Ishiguro, Y. Sudoh, "The Optimum Design of Engine Cooling System by Computer Simulation," SAE 942270, 1994.
  - 12) K. H. Lee, J. P. Won, "Thermal Flow Analysis of HFC-134a MFC Condenser for Automotive Air-Conditioner," SAE 970828, 1997.
  - 13) P. Kondo, Y. Aoki, "Prediction Method on Effect of Thermal Performance of Heat Exchanger due to Non-uniform Air Flow Distribution," SAE 850041, 1985.
  - 14) G. D. Mathur, "Modeling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications-Part I : Condensers," SAE 970829, 1997.
  - 15) 김미로, 이상호, 조남효, 이재철, "열교환기 전면유속 불균일도를 고려한 차량 냉각성능 예측," 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.122-135, 1999.
  - 16) 이종범, "자동차 냉각장치 성능 예측에 관한 연구," 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp.574-583, 1996.
  - 17) W. M. Kays, A. L. London, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Company, 1984.
  - 18) F. P. Incropera, D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th Edition, John Wiley and Sons Inc., 1996.
  - 19) W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, Numerical Recipes in Fortran, 2<sup>nd</sup> Edition, Cambridge Univ. Press, 1992.