

자동차용 엔진 냉각시스템의 열전달 특성에 관한 연구

박경석* · 원종필** · 정동화**

(1998년 4월 13일 접수)

A Study on Heat Transfer Characteristics of Automotive Engine Cooling Control System

Kyoung-Suk Park, Jong-Pil Won and Dong-Hwa Jung

Key Words : Cooling System(냉각시스템), Thermal Analysis(열적 해석), Heat Transfer Rate(열전달율), Coolant Temperature(냉각수 온도), Engine Cycle Simulation(엔진 사이클 시뮬레이션)

Abstract

This paper describes a theoretical model developed for analyzing the heat transfer of automotive cooling systems. From the model, heat transfer rate of automotive cooling systems can be predicted, providing useful information at the early stages of the design and development. The aim of the study is to develop a simulation program for automotive cooling system analysis and a performance analysis program for analyzing heat exchanger. Heat release rate from combustion gas to coolant through cylinder wall in engine cylinder was analyzed by using a two-zone combustion model. This paper studied how cooling condition would affect engine heat release rate and measured temperature distribution of coolant in water jacket.

기 호 설 명

A : 표면적 (m^2)	i : 총 감속비
B : 실린더 직경 (m)	k : 열전도율 ($W/m \cdot K$)
C : 열용량 ($J/s \cdot K$)	L : 라디에이터 코어 폭 (m)
C_1, C_2, C_3, C_4 : 상수	l : 커넥팅 로드 길이 (m)
C_{bt} : 블로바이 상수 ($1/s$)	l_h : 루버 높이 (mm)
C_p : 비열 ($J/kg \cdot K$)	l_i : 루버 피치 (mm)
C_r : 열용량비, C_{min}/C_{max}	m : 질량 (kg)
D_e : 라디에이터 관의 상당직경 (m)	\dot{m} : 질량 유량 (kg/s)
\dot{E} : 에너지 (W)	N : 엔진 회전속도 (rpm)
h : 엔탈피 (J/kg)	NTU : 열이동단위 (Number of Transfer Units), UA/C_{min}
H : 핀 높이 (mm)	Nu : 누셀수
h_c : 대류열전달계수 ($W/m^2 \cdot K$)	P : 압력 (bar)
	P_m : 모터링 압력 (bar)
	Pr : 프란틀수
	\dot{Q} : 열전달율 (W)

* 회원, 경희대학교 기계공학과

** 경희대학교 대학원 기계공학과

r_c	: 압축비
r_D	: 구동 타이어 유효반지름(m)
Re	: 레이놀즈수
Re_{ip}	: 루버 피치 기준 레이놀즈
S	: 행정(m)
\bar{S}_p	: 평균피스톤 속도(m/s)
T	: 온도(K)
t	: 시간(s)
U	: 총괄열전달계수($W/m^2 \cdot K$)
V	: 체적(m^3)
V_a	: 라디에이터 코어 통과 풍속(m/s)
V_{ar}	: 라디에이터 전면 풍속(m/s)
V_d	: 실린더 총 행정 체적(m^3)
V_0	: 상사점(tdc)에서의 실린더 체적(m^3)
v_s	: 스웰의 세기(m/s)
V_v	: 차량속도(km/h)
w	: 평균 실린더 가스 속도(m/s)
\dot{W}	: 검사체적 외부로 전달되는 단위시간당 일(W)
x_b	: 질량연소율

그리스문자

ρ	: 밀도(kg/m^3)
ε	: 효율
η_f	: 핀 효율
η_o	: 핀 효율을 고려한 전체 표면 효율
μ	: 점도($Pa \cdot s$)
δ	: 두께(m)
θ	: 크랭크각(deg.)
θ_1	: 압축 시작 크랭크각(deg.)
$\Delta\theta_b$: 연소 기간 크랭크각(deg.)
θ_s	: 연소 시작 크랭크각(deg.)
ω	: 각속도(rad/s)
ω_p	: 패들 휠(paddle wheel)의 회전속도(rad/s)

하첨자

a	: 공기
b	: 기연 가스(burned gas)
c	: 냉각수 또는 대류항
f	: 핀
g	: 가스
i	: 관 내부
m	: 관내부와 외부의 중간부분
o	: 출구 또는 관외부

p	: 라디에이터 관 축
r	: 기준상태
rad	: 라디에이터
u	: 미연 가스(unburned gas)
w	: 벽

1. 서 론

차량 냉각시스템의 설계 개발은 승차자의 안락함, 전체적인 에너지 이용과 관리의 효율성이 높아지고 있기 때문에 점차적으로 복잡해지고 있다. 종래에는 큰 안전율을 가진 라디에이터를 통하여 연소열을 방열함으로서 엔진 급속온도를 조절하는 비교적 단순한 시스템이었지만, 현재는 엔진 냉각뿐만 아니라 오일쿨러, 공기충진 인터쿨러와 공조용 응축기 같은 여러 다른 요소들을 포함한 복잡한 냉각시스템으로 구성되고 있다.

더욱이 엔진성능이 향상됨에 따라 냉각시스템에 대한 성능요구도 점점 더 증가되고 있는 추세이다. 승차자의 안락함뿐만 아니라 냉시동시에 배기조절장치 같은 기타 다른 차량시스템을 충분히 작동시키기 위하여 엔진 발생열을 효과적으로 이용하는 것이 더욱 더 필요하게 되었다. 일반적으로 자동차용 냉각시스템은 Fig. 1과 같이 방열측의 엔진 열전달 해석과 라디에이터 등을 포함한 냉각수의 열전달 해석 시스템으로 구성되어 있다.

자동차용 냉각시스템의 구성은 각 단품에 대한 시행착오적인 방법으로 이루어지고 있기 때문에 전체적으로 균형 잡힌 냉각시스템을 구성하기까지 수많은 시행착오가 필요하다. 그러나 냉각시스템 구성요소 및 전체 시스템의 완전한 이론적 해석은 각 구성요소의 유체흐름과 열전달 및 각 구성요소의 상호작용을 고려해야하기 때문에 매우 복잡하다.^{1~6)} 이러한 복잡성은 시스템의 해석과 설계 초기단계에서의 적절한 요소 선택과 설계에 어려움을 더해주고 있다.

본 연구에서는 자동차의 주요 방열원인 엔진을 2-zone 모델을 이용한 사이클 시뮬레이션을 통하여 연소가스에서 냉각수로 전달되는 열전달량을 해석하였으며, 주요 방열원인 라디에이터는 효율-열이동단위(Effectiveness-NTU)법을 사용하여 해석하였다. 또한 동시에 냉각수 온도조절 센서인 써머스탯 및 물펌프등과 같은 냉각시스템의 구성요소들도 모델링하여 자동차용 냉각시스템의 열전달 및

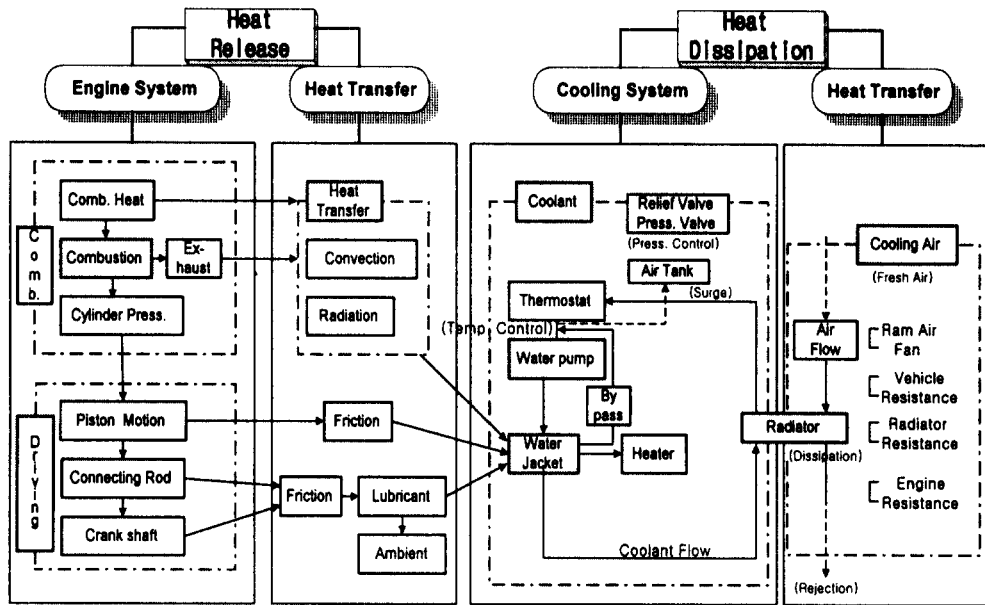


Fig. 1 Automotive engine cooling systems.

열유동을 해석하고자 한다.

2. 엔진 냉각수 제어시스템의 해석

본 연구에서 연구하고자 하는 자동차용 냉각시스템의 열적 성능 해석모델은 임의의 조건에서 엔진 냉각시스템의 온도와 열유동을 예측하고 자동차 냉각성능에 대한 작동조건과 설계변수들의 영향을 해석하기 위한 것이다. 냉각수 제어시스템의 열유동 해석 프로그램을 요약하면 다음과 같다: (a) 주요 열전달 요소에 대한 해석, (b) 냉각수 유통회로의 열유동 해석, (c) 차량 냉각시스템을 종합시킨 정상상태 열평형 해석등이다.

2.1 엔진 냉각시스템 열전달 모델

2.1.1 모델 개요

자동차용 냉각시스템의 열전달 특성 및 유체 유통회로를 해석하기 위해서 각 요소와 전체시스템에 대한 모델링 작업을 수행하였다. 전체 모델은 차량 열시스템으로 조합되는 각각의 주요 요소들의 서브 모델들로 구성하였으며, 요소 모델링은 요소의 열평형 및 유체방정식과 함께 엔진 냉각시스템의 주요 요소로 표현되는 다수의 서브 모델로 구성하였다. 냉각시스템 각 요소의 열 및 유체유동을 수학

적으로 표현한 이론적 모델링을 수행하였으며 전체 차량 모델은 엔진, 냉각시스템, 라디에이터 같은 주요 열전달 요소들로 구성하였다.

2.1.2 차량 모델

엔진 냉각시스템 총괄 성능해석 모델은 엔진, 열교환기, 온도조절센서 등 여러 개별적인 모델이 서로 연관된 다수의 요소 모델로 구성되어 있다. 차량 모델은 구성요소에 대한 이론적 서브 모델을 사용하여 전체 냉각시스템의 성능을 시뮬레이션 할 수 있도록 구성하였다.

냉각시스템 해석 프로그램은 실제 차량의 주행상태에서 차량 주행속도와 기어단수에 따라서 엔진 회전속도를 계산하고 이를 토대로 엔진의 방열량을 계산하도록 구성하였다. 차량의 주행 속도와 엔진 회전속도와의 관계는 다음식과 같이 표시된다.

$$V_v = \frac{2\pi \cdot r_p}{1000} \cdot \frac{60 \cdot N}{i} \quad (1)$$

일단 엔진조건이 정해지면 초기 냉각수 온도와 유량의 입력조건을 가정하여 냉각시스템을 해석한다. 그 다음에는 냉각시스템 모델에 의해서 엔진으로 재순환 공급되는 냉각수 온도를 계산하며 냉각시스템의 온도와 관련하여 써머스트의 개도를 계산함과 동시에 엔진 회전수와 관련된 물펌프의 회전속도를 계산하여 실제로 라디에이터로 순환되는 냉

각수 유량도 계산한다. 엔진 모델은 냉각 모델에 의해서 계산된 입력조건을 사용하여 엔진 출구의 새로운 냉각수 온도를 계산한다. 이 온도 값은 냉각 모델의 입력조건에서 가정한 수치와 비교하여 그 값이 허용된 오차범위내에서 일치할 때까지 반복계산 된다. 계산 과정에서 냉각수의 밀도와 비열 같은 열역학적 물성치들은 냉각수 입·출구의 평균 온도를 토대로 계산하였다.

2.1.3 엔진 모델

엔진은 가장 중요한 열발생 요소로서 연료와 공기의 혼합기를 연소에 의해서 열과 유용한 일로 변환시킨다. 엔진에 의해서 발생된 열은 배기가스나 윤활유, 실린더 헤드나 블록 사이의 냉각수 유로내의 냉각수로 손실되고 전도나 복사에 의해서 공기중으로 손실된다.

엔진 모델의 입력조건은 엔진 제원등의 기하학적 조건과 엔진 회전속도등의 작동조건 및 엔진으로 들어가는 냉각수의 유량과 온도 등이다. 엔진 모델에서 계산되는 값은 연소가스에서 대류를 통해 냉각수로 전달되는 열량과 엔진 출구의 냉각수 온도 등이다. 엔진의 방열량은 2-zone 모델을 이용한 엔진사이클 시뮬레이션을 통하여 계산하였으며 다음과 같은 모델을 사용하여 엔진 방열량을 해석하였다.

(1) 엔진 열전달 모델

실린더를 둘러싼 검사체적은 개방계로 취급하고 열역학 제1법칙을 적용하여 다음과 같은 에너지 방정식으로 표현할 수 있다.^(7,8)

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m} \cdot h \quad (2)$$

개방 연소실(open-chamber) 엔진에 대해서는 미연과 기연가스의 압력은 같다고 가정할 수 있다.

식(2)의 우측항의 연소가스와 미연소 가스로부터의 열손실은 대류열전달 계수와 온도차를 사용해서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\dot{Q}_b = h_{c,b} A_b (T_b - T_w) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_u = h_{c,u} A_u (T_u - T_w) \quad (4)$$

여기서 A_b , A_u 는 온도 T_w 에서 실린더벽과 접촉하고 있는 기연과 미연가스의 면적으로서 다음과 같은 실험적 함수관계를 이용하여 계산한다.

$$A_b = \left(\frac{\pi B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) x_b^{1/2} \quad (5)$$

$$A_u = \left(\frac{\pi B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) (1 - x_b^{1/2}) \quad (6)$$

질량연소율(mass fraction burned) x_b 의 지수는 연소가스와 접촉하고 있는 실린더 면적 계산에 사용되는 값으로 화염형상에 대한 보다 복잡한 계산 절차가 필요하지만, 기연과 미연가스 사이의 밀도 차이를 고려하고 기연가스가 미연가스보다 실린더 체적을 크게 차지하는 것을 반영하여 질량연소율의 제곱근에 비례한다고 가정하여 계산하였다.

임의의 크랭크 각에서의 질량은 다음과 같이 표시된다.

$$m = m_1 \exp[-C_{bt}(\theta - \theta_1)/\omega] \quad (7)$$

$\theta = \theta_1$ (압축 시작)에서의 초기질량 m_1 은 체적효율과 잔류비율로부터 구한다. $a = S/2i$ 이라 하면 임의의 크랭크 각에 대한 실린더 체적은 다음과 같이 표시된다.

$$V = V_0 \left[\left[1 + \frac{r_c - 1}{2} \left(1 - \cos \theta + \frac{1}{a} [1 - (1 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2}] \right) \right] \right] \quad (8)$$

질량연소율은 Bumberg와 Kummer⁽⁹⁾가 제안한 다음과 같은 실험적 연소법칙으로 계산하였다.

$$x_b = 0.5 \{ 1 - \cos[(\theta - \theta_s) \pi / \Delta \theta_b] \} \quad (9)$$

이상의 모든 변수들은 열역학적 물성치와 압력, 미연 및 기연가스 온도의 함수들로서, 크랭크각에 따른 압력 및 열손실 변화율을 나타내는 일련의 상미분 방정식을 크랭크각에 대하여 적분하여 엔진 열전달 사이클 해석을 수행하였다.

(2) 연소실내의 대류열전달 계수

연소실내의 대류열전달에 관해 널리 사용되는 모델들은 Annand,⁽¹⁰⁾ Woschni,⁽¹¹⁾ Stikei등의 모델⁽¹²⁾과 Alcock의 모델⁽¹³⁾이다. 이 모델들 중에서 가솔린기관에 가장 널리 사용되는 모델은 Woschni의 식인데 Woschni⁽¹¹⁾는 $Nu = 0.035 Re^{0.8}$ 을 기본으로 실린더 직경 B 를 특성길이로 하고 실린더내의 가스의 국부적 평균속도를 고려하여 다음과 같이 실린더내의 대류열전달식을 제안하였다.

$$h_c = 110 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8} \quad (10)$$

$$w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (11)$$

여기서, $P - P_m$ 은 연소에 의한 압력상승 항이

다. 스윙(swirl)이 있는 고속엔진에 대한 후속 연구에서는 위의 식으로 예측된 속도보다 큰 열전달이 나타나는 것이 판명되었고, 전기점화기관에 대한 연구를 통해 신뢰성이 입증된 Woschni의 수정식⁽¹⁴⁾을 사용하여 연소실 내부의 열전달계수를 기연과 미연영역으로 분리하여 계산하였다. 식(11)의 실린더내 평균가스속도 계산시 사용되는 C_1 , C_2 의 계수값은 다음과 같다.

$$\text{가스교환과정} : C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{v_s}{S_p}, C_2 = 0$$

$$\text{압축과정} : C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{v_s}{S_p}, C_2 = 0$$

$$\text{연소 및 팽창과정} : C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{v_s}{S_p}, \\ C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$$

여기서, $v_s = B\omega_p/2$ 이고 ω_p 는 패들휠(paddle wheel)의 회전속도이다.

2.1.4 냉각시스템 모델

냉각시스템 모델은 엔진, 라디에이터등의 서브모델과 결합되어 엔진 냉각시스템의 열역학적 거동을 계산하고 냉각시스템 유로내의 열유량과 온도를 계산한다. 냉각시스템의 연결 파이프 사이의 열손실은 무시할 수 있다고 가정하였으며, 냉각수 온도는 엔진으로부터 흡수된 열과 라디에이터에 의해서 방출된 열을 기본으로 하여 계산하였다. 에너지 방정식은 시스템의 총열손실과 냉각시스템으로의 총열손실의 합이 균등하게 되는 일련의 반복계산 루프로 해를 구하였다.

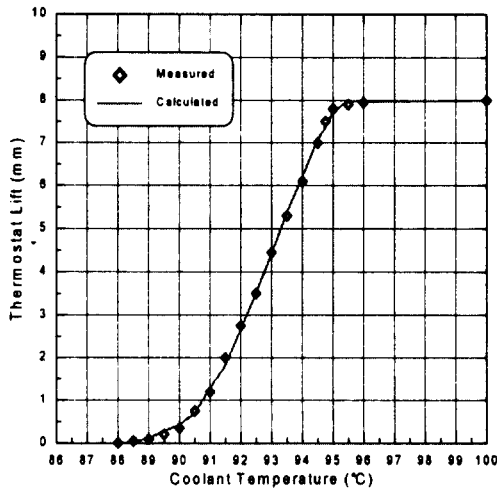


Fig. 2 Thermostat characteristics.

초기에 냉각수 온도를 가정한 다음 총 에너지 평형을 확인하여 에너지 방정식의 불평형이 있으면 냉각수 온도를 수정하여 모든 열의 입력과 출력의 전체적인 평형이 이루어질 때까지 반복계산이 수행되도록 하였다. 이러한 계산과정에 있어서 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 냉각수 온도에 따른 써머스탯의 개도(lift)는 써머스탯의 실제특성을 4차 다항식(polynomial)으로 유도하여 계산하였다. 냉각수 유량은 대상 엔진의 특성을 고려하여 엔진과 냉각수 펌프의 고정된 속도비로 구하였다.

2.1.5 열교환기 모델

라디에이터 이론 모델은 공기와 냉각수측의 열전달계수를 계산하기 위하여 라디에이터의 방열특성과 실험적 관계식을 사용하였다. 라디에이터 해석 모델은 라디에이터를 다수의 직사각형 소부분으로 분할하여 각 부분의 방열량을 계산하는 방법을 사용하였으며, 각 요소의 냉각수 출구온도는 라디에이터의 전체 면적에 걸쳐서 계산하고 적분하였다. 냉각공기 유량은 균일한 전면 속도분포를 갖는다고 가정하여 차량속도와 관련된 고정비로서 계산하였다. 차량속도와 라디에이터 전면공기속도 사이의 관계는 냉각수 온도에 따른 전동 냉각팬의 작동 특성을 고려하고 차량실험을 통한 다음과 같은 실험적 관계식을 사용하여 계산하였다

$$V_{ar} = C_3 V_v + C_4 \tag{12}$$

여기서, 상수 C_3 과 C_4 는 전동 냉각팬 작동시에는 $C_3=0.034$, $C_4=0.07$ 로 팬이 작동하지 않을 때는 $C_3=0.0373$, $C_4=-0.676$ 를 사용하여 계산하였다.

자동차용 라디에이터의 방열량 해석은 LMTD법에 직교류 수정계수를 사용한 방법⁽¹⁵⁾이 있으나 본 연구에서는 공냉식 비혼합 직교류 단상 열교환기에 일반적으로 사용되는 효율-열이동단위(Effectiveness-NTU)법⁽¹⁶⁾을 사용하여 해석하였다. $C = \dot{m}C_p$ 라고 하면

$$\dot{m}C_p \left[\frac{dT}{dt} \right]_{Rad} = (\dot{m}C_p \Delta T)_c - (\dot{m}C_p \Delta T)_a \tag{13}$$

$$(\dot{m}C_p \Delta T)_c = \epsilon C_{min} (\Delta T)_{max} \tag{14}$$

여기서,

$$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C_r} (NTU)^{0.22} \cdot [\exp(-C_r (NTU)^{0.78}) - 1] \right\} \tag{15}$$

오염이 없다고 가정하면 라디에이터의 총괄열전달계수 U 는 다음과 같이 표현된다.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i}A_i} + \frac{\delta_p}{k_p A_m} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o}} \quad (16)$$

또한 위 식(16)의 핀 효율을 포함한 전체 표면 효율 η_o 는 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (17)$$

라디에이터에 대한 UA 의 계산에 있어서 공기측 핀 효율은 직사각형 핀 형상에 대하여 평가한 식으로 계산하였다.⁽¹⁶⁾

냉각수측 대류열전달계수는 다음과 같은 관 내부의 유동식에 의해 계산하였다 :

$$Nu_i = \frac{h_{c,i} \cdot D_e}{k_c} \quad (18)$$

$Re \leq 2300$ 에 있어서는 벽온도가 일정한 관내의 완전히 발달한 층류에 대해서 적용되는 Hausen⁽¹⁷⁾의 실험식을 사용하였다.

$$Nu_i = 3.66 + \frac{0.0688 \cdot (D_e/L) Re_c \cdot Pr_c}{1 + 0.04 [(D_e/L) \cdot Re_c \cdot Pr_c]^{2/3}} \quad (19)$$

$Re_c > 2300$ 에 있어서는 일반적으로 관내의 발달한 난류식에 사용되는 Dittus-Boelter의 식을 토대로 하여 기존의 문헌 등^(4,6)에 보고된 다음과 같은 대류열전달계수의 식을 사용하였다.

$$Nu_i = 0.014 \cdot Re_c^{0.08} \cdot Pr_c^{0.3} \quad (20)$$

루버핀이 부착된 관외부의 공기측 열전달계수는

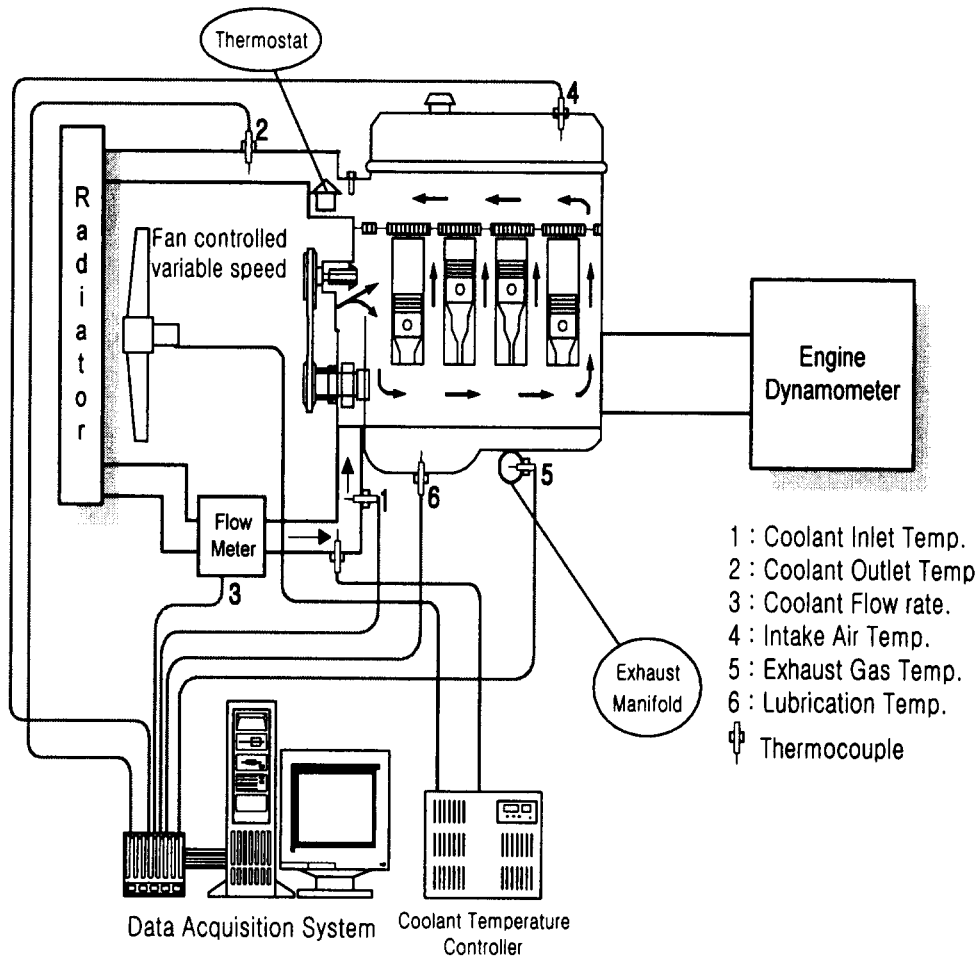


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

Davenport⁽¹⁸⁾의 다음과 같은 상관식을 사용하여 계산하였다.

$$h_{c,a} = 0.249 (\rho_a V_a C_{pa}) Re_{ip}^{-0.42} l_h^{0.33} \left(\frac{l_i}{H}\right)^{1.1} H^{0.26} Pr_a^{2/3} \quad (21)$$

2.2 냉각시스템 구성요소의 결합

전체차량 모델의 각 구성요소에 대한 결합에 있어서 첫 번째 결합은 냉각손실 에너지로서 연소가스에서 냉각수로 전달되는 열전달 경로이고, 두 번째는 라디에이터로 흐르는 냉각수 유동이나 엔진으로 돌아오는 냉각수 유동 결합이며, 세 번째는 라디에이터의 냉각수로부터 공기로 열이 전달되는 열전달 결합이다. 본 연구에서는 에너지보존 법칙을 사용하여 냉각수가 잃은 열은 공기가 얻은 열과 같다고 가정하여 해석하였다. 해석에 있어서 냉각시스템 배관내의 열손실은 무시할 수 있다고 가정하여 라디에이터로 들어가는 냉각수 온도는 엔진을 벗어나는 냉각수 온도와 같다고 계산하였다.

2.3 수치해석 기법

엔진, 라디에이터 같은 열발생 및 열흡수 요소들 사이의 총괄 열평형을 만족시키는 일련의 열역학적 조건을 구하기 위하여 냉각시스템 총괄 열전달 해석은 정상상태의 해에 도달할 때까지 질량과 에너지 유동을 반복 계산하는 수치해법을 사용하였다. 이러한 냉각시스템의 정상상태 온도를 반복 계산하기 위한 수치해석기법은 정상상태해의 수렴성을 고려하여 false-position법⁽¹⁹⁾을 사용하여 해석하였다.

3. 냉각시스템 실험장치의 구성

엔진 냉각시스템의 열전달 특성을 해석하기 위해서 실험용 엔진, 동력계, 온도제어장치 및 유량계 등을 사용하여 실험장치를 구성하였다. 본 연구에서 제작한 자동차용 냉각시스템 실험장치의 전체 구성도는 Fig. 3에 표시하였으며, 실험용 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었다.

Fig. 3의 실험장치도에 표시한 바와같이 실험장치는 냉각수 온도조절용 가변식 팬 제어장치와 냉각수 유량측정을 위한 마그네틱 유량계, 온도측정용 열전대와 데이터 취득장치 등으로 구성하였다. 냉각시스템은 실제 차량과 동일하게 가압 밀폐식 시

Table 1 Specification of Experimental Engine.

Type		Water Cooled 4 Cycle 4 Cylinder Gasoline Engine	
Displacement (cc)		1,495	
Bore × Stroke (mm)		75.5 × 83.5	
Compression Ratio		10.0	
Valve Clearance	Intake (mm)	0.18	
	Exhaust (mm)	0.24	
Ignition Order		1-3-4-2	
No. of Cylinder		4	
Position of Valve		Over Head Valve with Single Camshaft 3 Valves per Cylinder	
Valve Timing	Intake	Open	BTDC 14°
		Close	ABDC 42°
	Exhaust	Open	BBDC 52°
		Close	ATDC 8°
Compression Pressure		13.24bar	
Spark Timing		BTDC 10° ± 1°/800rpm	

스템으로 써머스탯을 장착하여 실험을 실시하였다.

또한 실린더내 연소가스 압력을 측정하기 위해서 피에조(piezo) 타입의 압력센서를 접화플러그에 일체형으로 부착하여 실린더 블럭안에 설치하였고, 압력센서는 로타리 엔코더에 연결하여 크랭크 각도의 변화에 따른 실린더내 연소압력을 측정하였다.

냉각수 유량은 워터펌프 회전속도 및 냉각수 온도에 따른 써머스탯 개도와 관련되도록 하여 실제 차량의 특성을 반영하도록 하였다. 온도센서는 엔진 냉각수 유로내의 입구와 출구측에 설치하였고, 입구 냉각수 온도는 설정온도에 따라서 팬의 회전속도를 자동적으로 변화시켜서 조절하였다.

엔진의 냉각시스템 방열실험은 전부하(W. O. T) 상태에서 엔진 회전속도를 변화시키면서 실시하였다. 또한 엔진 방열량 실험에 있어서 연료소비량, 냉각수 온도 및 유량, 배기가스 및 흡입공기온도, 흡입공기 유량, 토크등을 엔진 동력계로 동시에 측

정하여 냉각손실과 축출력등을 구하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 엔진 방열량 사이클 해석 결과

Fig. 4는 엔진 회전속도가 3000 rpm이고 전부하(W. O. T.)인 경우에 대하여 엔진 사이클 시뮬레이션 프로그램과 실제 실험으로 측정한 크랭크각에 대한 실린더 압력 해석결과를 비교하여 표시한 것이다. 이 결과로 볼 때 실린더내 최고압력은 상사점 후 18 deg에서 실험치가 49.25 bar이고 시뮬레이션에 의한 계산치가 49.04 bar 이며, 실린더내 사이클 평균 압력은 실험값이 10 bar이고 시뮬레이션의 계산값이 10.2 bar로서 2%의 오차를 나타내므로 실험결과와 사이클 프로그램에 의한 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 5는 2-zone 모델을 사용하여 엔진회전속도가 3000 rpm인 경우에 실린더내 미연과 기연의 가스온도를 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과로 볼 때 연소가스의 최고온도는 상사점 후 9 deg에서 2661K이고, 미연가스의 최고온도는 상사점 후 14 deg에서 873K로서 기연가스의 최고 온도가 미연가스에 비해 1788K 이상 더 높음을 알 수 있다. 또한 미연가스의 사이클 평균 온도는 551K이고 기연가스는 1754K로서 기연가스가 미연가스의 평균 온도에 비해 3.18배 이상 높음을 알 수 있다.

Fig. 6은 엔진회전속도가 3000 rpm인 경우에

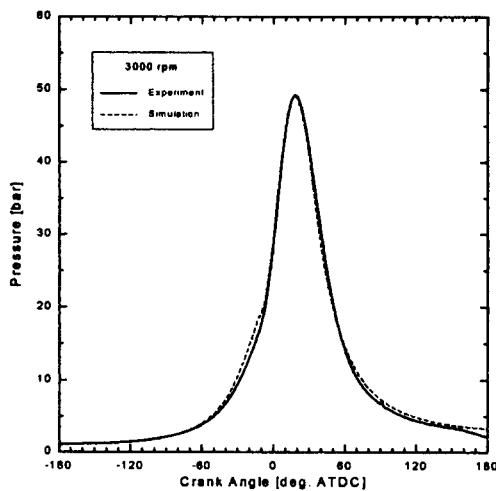


Fig. 4 Cylinder pressure diagram at 3000rpm and W.O.T.

Woschni의 식을 사용하여 실린더내 미연과 기연의 가스에 대한 대류열전달계수를 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과로 보면 연소가스보다 미연가스의 열전달계수가 더 큰 것을 알 수 있는데, 이것은 Woschni의 식(10)에서 볼 수 있는 바와같이 실린더내 열전달계수가 연소가스온도 $T^{-0.53}$ 에 비례하기 때문이다. 미연가스의 실린더내 최고 열전달계수는 $8.4kW/m^2 \cdot K$ 이고 기연가스의 경우는 $4.59kW/m^2 \cdot K$ 이며, 또한 미연가스의 사이클 평균 열전달계수는 $2.175kW/m^2 \cdot K$ 이고 기연가스의 평균 열전달계수는 $1.837kW/m^2 \cdot K$ 로서 미연가스

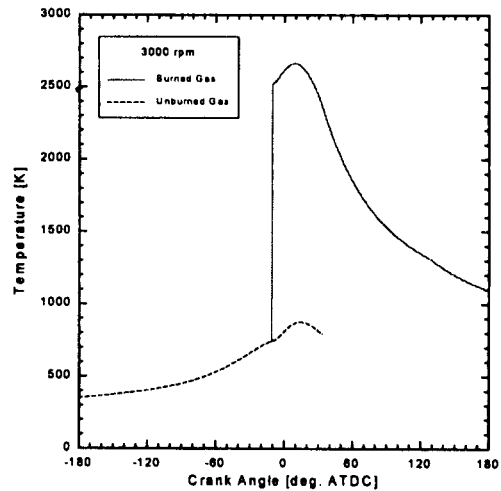


Fig. 5 Cylinder temperature diagram at 3000rpm and W.O.T.

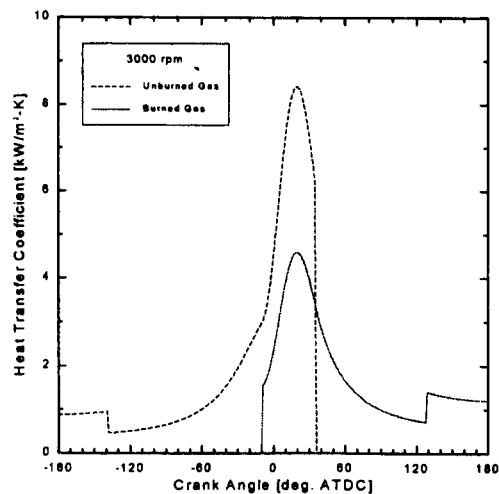


Fig. 6 Heat transfer coefficients in-cylinder.

의 열전달계수가 기연가스에 비해 평균적으로 18.4% 정도 더 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 2-zone 모델을 이용한 엔진 방열량 사이클 시뮬레이션을 사용해 엔진회전속도가 3000 rpm인 경우의 방열량 해석 결과를 나타낸 것이다. 연소가스로부터 실린더 벽을 통해 냉각수로 전달된 총열손실은 20.806kW이며 이중 기연 영역에서의 손실열량은 20.067kW로 전체 열손실의 96.4%이고, 미연영역으로부터의 손실열량은 0.739kW로 전체 손실열량의 3.6%를 차지하는 것을 알 수 있다. 이 결과로 볼 때 미연영역의 손실열량은 전체

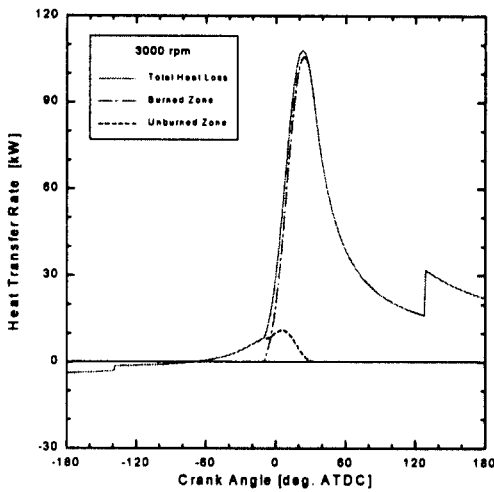


Fig. 7 Overall in-cylinder heat transfer rate.

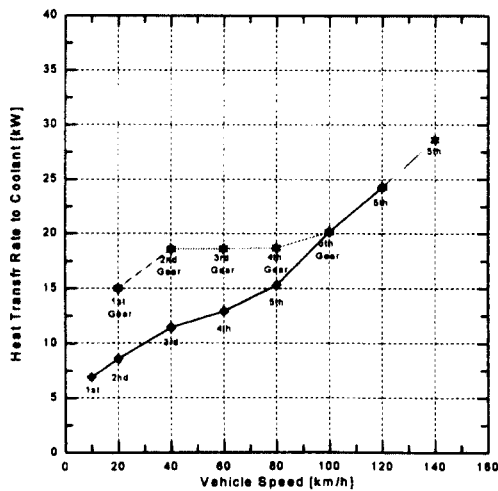


Fig. 8 Variation of heat transfer rate to coolant with vehicle speed.

사이클 중에서 적은 부분을 차지하는 것을 알 수 있으며 사이클 평균 모델보다 이 부분 만큼의 열손실을 보다 더 정확하게 해석할 수 있음을 알 수 있다. 압축과정중에 상사점전 70 deg까지는 열이 연소실 외부로 전달되지 않고 반대로 연소실 안으로 흡열되는 것을 볼 수 있는데, 이것은 새로 유입되어 압축되는 혼합기의 온도가 연소실벽 평균온도보다 낮아 나타난 결과이다.

Fig. 8은 식(1)을 사용하여 차량속도와 주어진 기어단수 및 기어감속비로 부터 엔진회전속도를 계산하고 이를 토대로 엔진 사이클 시뮬레이션을 통하여 냉각수로 전달되는 엔진의 방열량을 해석한 결과를 나타낸 것이다. 주어진 차량속도에서 기어단수가 낮을수록 기어의 변속비에 비례하여 엔진회전속도가 증가하고 그에 따라서 냉각수로 전달되는 열량도 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 차량속도가 증가할수록 엔진회전속도도 증가하여 냉각손실 열량도 증가하는 것을 알 수 있다.

4.2 냉각수 제어시스템 해석 결과

Fig. 9는 워터펌프 회전속도와 냉각수 온도 및 써머스탯 개도와 관련된 냉각수 유량 측정결과와 해석결과를 함께 표시한 것이다. 이 Fig. 9의 결과에서 볼 수 있듯이 냉각수 유량은 워터펌프 회전속도에 따라서 비례적으로 증가하고 앞의 Fig. 2의 써머스탯 특성 선도에서 볼 수 있는 바와 같이 써머스탯이 전개되는 96°C 이상에서는 냉각수 유량이

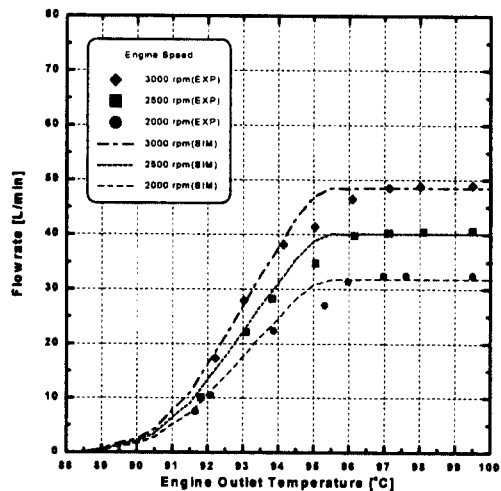


Fig. 9 Variation of coolant flowrate with engine outlet coolant temperature.

일정해지는 것을 알 수 있다. 반면에 엔진 출구 냉각수 온도가 92°C 이하일 때는 써머스탯의 개도가 작기 때문에 워터펌프 회전속도에 관계없이 냉각수 유량은 10 L/min 이하로 작아지는 것을 알 수 있다. 또한 냉각수 온도 및 워터펌프와 관련된 냉각수 유량 계산 결과도 전체적으로 볼 때 실험 결과와 좋은 일치율을 보이는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 Table 2에 표시한 제원을 갖는 라디에이터에 대하여 입구 냉각수 온도는 90°C, 전면 공

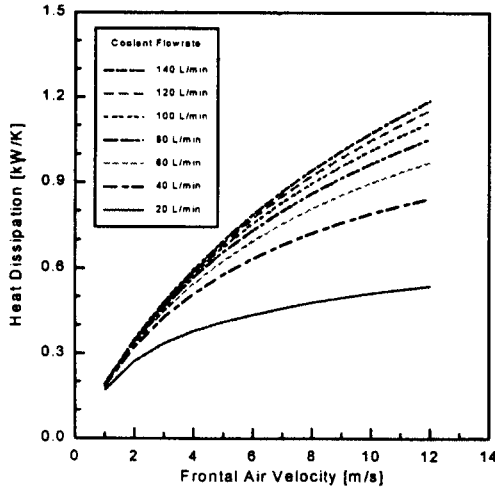


Fig. 10 Radiator heat dissipation characteristics.

Table 2 Simulation Program Input Data.

Vehicle speed	20~140km/h
Ambient temperature	35°C
Thermostat open temperature	88°C
Thermostat max. open temperature	100°C
Thermostat opening size	8mm
Height of radiator	334.5mm
Radiator tube height	2mm
Radiator tube width	23.5mm
Radiator tube thickness	0.2mm
Width of radiator	601.5mm
No. of radiator tube rows	54
Water pump speed ratio	1.16 : 1
Gear position.	1, 2, 3, 4, 5

기 온도는 30°C로서 두 유체의 입구온도 차이를 60°C로 한 경우의 방열량 해석 결과를 나타낸 것이다. 이 Fig. 10의 결과에서 볼 수 있듯이 전면공기 속도가 증가함에 따라서 라디에이터 방열량은 증가하나 냉각수 유량이 60L/min 이상이 되면 냉각수 유량증가에 따른 방열량 증가가 완만해 지는 것을 알 수 있다. 즉 전면풍속 6m/s를 기준으로 볼 때 냉각수 유량이 20L/min에서 40L/min으로 증가하면 라디에이터의 방열량은 45.7% 정도 증가하나 유량이 40에서 60L/min으로 증가하면 방열량은 9.6% 증가하고, 유량이 60에서 80L/min로 늘어나면 방열량은 5.3% 증가하는데 반해 냉각수 유량이 80L/min 이상인 구역에서는 방열량이 1.7~3.4% 정도만 증가하는 것을 알 수 있다. 이 결과로 볼 때 자동차용 냉각시스템 설계시 냉각수 유량이 60L/min 이하인 구역에서 라디에이터의 방열량을 충분히 확보하도록 하는 것이 중요하리라 사료된다.

4.3 엔진 냉각시스템 총괄 해석 결과

엔진 방열량과 냉각시스템 각 구성요소에 대한 해석 결과를 종합하여 자동차용 냉각제어 시스템의 전체 차량 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 Table 2는 시뮬레이션 프로그램의 입력 값을 나타낸 것으로서 국산 1500cc 승용차의 냉각시스템 제원을 기준으로 하였다. 시뮬레이션 조건은 차량 냉각시스템 설계시 여름철 한낮의 열부하가 가해지는 조건으로 설정하여 라디에이터 전면 유입공기 온도는 35°C로 설정하였고, 엔진의 방열량은 최대 열부하 조건인 전부하(W. O. T)를 기준으로 계산한 Fig. 8의 결과를 사용하여 해석을 수행하였다.

Fig. 11과 Fig. 12에 실제 차량의 조건과 유사하게 차량속도와 기어단수를 변화시켜 해석한 결과들을 나타내었다. 이 Fig. 11과 Fig. 12는 주어진 차량의 입력 데이터로부터 엔진의 회전속도를 계산하여 이를 토대로 엔진 사이클 시뮬레이션을 통하여 냉각수로 전해지는 열량을 계산하고 또한 열교환기 해석 프로그램으로 라디에이터 방열량을 해석하여 정상상태의 열평형 조건을 만족하는 엔진 입구 및 출구 냉각수 온도, 라디에이터 후방의 공기온도를 시뮬레이션 프로그램으로 해석한 결과들이다.

먼저 Fig. 11의 결과에서 볼 수 있듯이 60km/h 이하의 차량속도에서는 기어단수가 3단 미만의 저단으로서 엔진회전수가 높아 엔진의 방열량이 증가

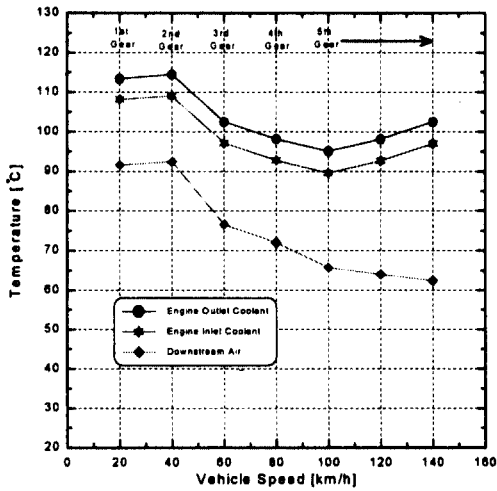


Fig. 11 Variation of coolant temperature with vehicle speed (CASE 1).

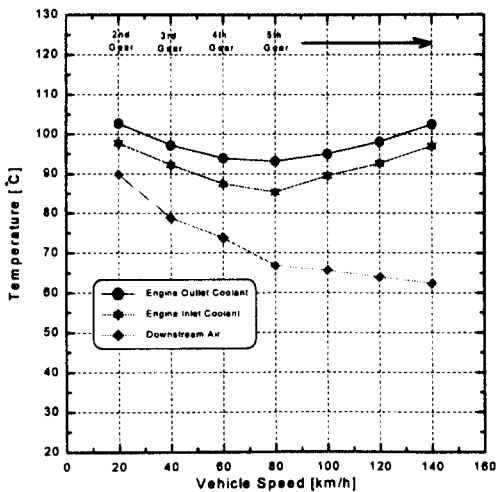


Fig. 12 Variation of coolant temperature with vehicle speed (CASE 2).

하였고 또한 전면에서 유입되는 공기유속이 적기 때문에 라디에이터의 방열량이 감소하여 엔진 출구 냉각수 온도가 40km/h인 경우 114.5°C, 60km/h인 경우 102°C 정도로 높아지는 것을 알 수 있다. 또한 라디에이터 후방의 공기온도 역시 차량속도 40km/h 미만인 경우 90°C 이상으로 높아지는 것을 알 수 있다. 그러나 80km/h 이상부터 120km/h 미만의 차량속도에서는 전면에서 유입되는 공기유속이 크기 때문에 라디에이터의 방열량이 증가하여 출구 냉각수 온도는 95~98°C로 안정되는 것을

알 수 있다. 그러나 140km/h 이상의 차량속도에서는 라디에이터의 방열량보다 엔진에서 냉각수로 전달되는 열량이 더 증가하여 출구 냉각수 온도가 102°C 정도로 높아지는 것을 알 수 있다. 그러나 전체적으로 볼 때 전 차량속도 범위에서 냉각수 입구 및 출구 평균 온도차이는 5.4°C 정도로서 비교적 일정한 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 앞의 Fig. 11과 비교하여 80km/h 이하의 차량속도에서 기어단수를 각각 1단씩 고단으로 변화시켜 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과를 앞의 Fig. 11의 결과와 비교하여 보면 기어단수가 높기 때문에 기어비에 대응하는 만큼 엔진회전수가 낮아져 엔진의 방열량이 감소하여 차량속도 80km/h 이하의 구역에서 엔진 출구 냉각수 온도가 앞의 Fig. 11의 경우보다 낮아지는 것을 알 수 있다. 특히 60km/h 이하의 차량속도에서는 엔진에서 냉각수로 전해지는 열량과 라디에이터의 방열량이 균형을 이루어 출구 냉각수 온도가 앞의 Fig. 11의 경우보다 8.6~17.3°C 감소한 94~102.7°C 정도로 안정되는 것을 알 수 있다. 또한 라디에이터 후방의 공기온도 역시 차량속도 증가함에 따라 공기유속이 증가하여 열교환기 입·출구의 공기온도차가 작아 지므로 차량속도가 증가할 수록 감소하는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

자동차용 엔진 냉각시스템의 실차 운전조건을 고려한 구성요소 및 전체 시스템에 대한 열전달 특성 해석을 통하여 얻어진 본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

- (1) 냉각시스템의 각 구성요소들을 해석할 수 있는 서브 모델과 냉각시스템의 각 구성요소를 결합시킨 차량 냉각시스템 총괄 시뮬레이션 프로그램을 성공적으로 개발하여 자동차 냉각시스템의 총괄적으로 해석할 수 있는 토대를 마련하였다.
- (2) 실린더내 미연 가스의 열전달계수는 기연 가스의 열전달계수에 비해 전 사이클 영역에서 더 크다.
- (3) 기연 영역에서의 냉각손실 열량은 전체 사이클의 열손실 중에서 대부분을 차지하고 미연영역에서의 열손실은 매우 적은 부분을 차지한다.
- (4) 엔진 출구 냉각수 온도가 써머스텝 전개온도 이상이 되면 냉각수 온도가 증가하여도 냉각수 유량이 더 이상 증가하지 않고 일정해지며, 출구 냉

각수 온도가 92°C 이하일 때는 워터펌프 회전속도에 관계없이 냉각수 유량이 일정해진다.

(5) 전면공기 속도가 증가함에 따라서 라디에이터 방열량은 비례적으로 증가하나 냉각수 유량 증가에 따라서는 비례적으로 증가하지 않는다.

(6) 주어진 차량속도에서 기어단수가 낮을수록 엔진의 회전속도가 증가하고 엔진의 방열량이 증가하기 때문에 냉각수 온도와 라디에이터 후방의 공기온도가 상승한다.

후 기

본 연구는 산업자원부와 과학기술부에서 공동으로 시행한 G-7 차세대자동차기술개발의 연구 지원으로 수행된 결과의 일부로서 관계제위께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Sidders, J. A. and Tilley, D. G., 1997, "Optimising Cooling System Performance Using Computer Simulation," *SAE 971802*.
- (2) 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 860329*.
- (3) Rising, F. G., 1977, "Engine Cooling System Design for Heavy Duty Trucks," *SAE 770023*.
- (4) 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*.
- (5) Eichseder, W. and Raab, G., 1993, "Calculation and Design of Cooling Systems," *SAE 931088*.
- (6) 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 821048*.
- (7) Beretta, G. P. and Keck, J. C., 1983, "Energy and Entropy Balances in a Combustion Chamber : Analytical Solution," *Combustion Science and Technology*, Vol. 30, pp. 19~29.
- (8) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Automotive Technology Series, McGraw-Hill.
- (9) Blumberg, P. N. and Kummer, J. T., 1971, "Prediction of NO Formation in Spark-Ignited Engines-Analysis of Methods of Control," *Combustion Science and Technology*, Vol. 4, pp. 73~95.
- (10) Annand, J. D., 1971, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 185, No. 72.
- (11) Woschni, G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *SAE 670931*.
- (12) Sitkei, G. and Ramanaiah, G. V., 1972, "A Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Diesel Engines," *SAE 720027*.
- (13) Alcock, J. F., 1962, "Heat Transfer in Diesel Engines," *Proc. 1961-62 Int. Heat Transfer Conf., ASME*, University of Colorado, Boulder, Colorado, pp. 174.
- (14) Woschni, G. and Fieger, J., 1982, "Experimental Investigation of the Heat Transfer at Normal and Knocking Combustion in Spark Ignition Engines," *MTZ*, Vol. 43, pp. 63~67.
- (15) Beard, R. A. and Smith, G. J., 1971, "A Method of Calculating the Heat Dissipation from Radiators to Cool Vehicle Engines," *SAE 710208*.
- (16) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd edition, McGraw Hill, New York.
- (17) Hausen, H., 1943, "Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch Verallgemeinerte Potenzbeziehungen," *VDI Z.*, No. 4, pp. 91.
- (18) Davenport, C. J., 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin," *AICHE Sym. Series*, Vol. 79, No. 225, pp. 19~27.
- (19) Press, W. H., Flannery, B. P., Teukolsky, S. A. and Vetterling, W. T., 1989, *Numerical Recipes*, Cambridge University Press.