

LPG 엔진 실린더 블록의 온도 분포 특성 해석을 위한 프로그램 개발

손병진* · 유진석** · 김창현***
(1998년 5월 19일 접수)

Development of a Program for Analyzing the Characteristics of the Temperature Distribution of the LPG Engine Cylinder Block

Byung Jin Son, Chin Sok You and Chang Hun Kim

Key Words : Cylinder Block(실린더 블록), Deck(상면부), Finite Element Method(유한 요소법)

Abstract

A computer program has been developed to predict the heat transfer characteristics and the temperature distribution in the cylinder block of a 4-cylinder, 4-stroke engine. The finite element method is employed to handle the complex geometries associated with the practical cylinder block. The hexahedron finite element is used for a mesh generation of three-dimensional domain. The present numerical procedure has been validated with the measured temperature at several locations of cylinder block. The heat transfer characteristics of engine cylinder block is systematically analyzed for various engine speeds and loading conditions.

기 호 설 명

\mathbf{a}	: 질점 온도벡터	\mathbf{J}	: Jacobian 행렬
$\mathbf{B} = \nabla \mathbf{N}$: 구배 행렬 (gradient matrix)	\mathbf{J}^s	: 요소면 S의 Jacobian 행렬
C_m	: 피스톤 평균속도	\mathbf{K}	: 강성 행렬
\mathbf{D}	: 물성 행렬 (constitutive matrix)	k	: 열전도 계수 (thermal conductivity)
E	: 요소 개수	m	: 요소당 질점수
\mathbf{f}	: 힘 벡터	N	: 내삽함수
\mathbf{f}_b	: 경계 벡터	\mathbf{N}	: 내삽함수 행렬, 형상함수 행렬
\mathbf{f}_1	: 하중 벡터	\mathbf{n}	: 경계면 법선 단위벡터
G_r	: Grashof 수	n_x, n_y, n_z	: 경계 바깥방향의 방향코사인들
h	: 열전달 계수 (heat transfer coefficient)	Nu	: Nusselt 수
I	: 범함수	p	: 실린더 내의 평균 압력
\mathbf{I}	: 단위 행렬 (unit matrix)	p_B	: 흡기관 압력
		p_r	: 배기관 압력
		\mathbf{q}	: 열속 벡터 (heat flux vector)
		\dot{q}_0	: 열원 (단위체적당)
		q_n	: 경계면상의 방열 열속
		r, s, t	: 국소 좌표계
		S	: 경계면 면적

* 회원, 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

S_2	: 미분 경계조건이 주어진 경계면
T	: 온도
t	: 흡기관 온도
V	: 요소 체적
w	: 가중합수
x, y, z	: 요소점들의 좌표
$\phi(n)_W, \phi(n)_{E, \delta_r}, \phi(n)_{E, K(\epsilon)_E}$: 계산에 필요한 계수들
상첨자	
e	: 유한 요소
—	: 시간 평균값
하첨자	
g	: 연소가스부
∞	: 무한거리 조건

1. 서 론

최근 자동차의 성능 향상, 에너지 절약, 공해 감소 등의 시대적 요구에 따라 엔진의 고출력화, 소형화에 대한 연구가 수행되고 있다. 이러한 추세에 따라 엔진의 비출력이 증대되고 있고, 엔진 구성체는 과거보다 더 심한 열적 부하 조건에 놓이게 되었다. 이러한 열적 부하의 증가는 구성 부품의 손상 및 오일의 점성 저하, 실린더의 열적 변형, 노킹 등의 많은 문제를 야기한다. 이러한 연유로 인하여 엔진 설계 및 성능 향상을 위해서는 엔진의 온도 분포 예측이 무엇보다도 필요하다.

엔진 구성체의 열적 거동에 관한 기존의 연구는 열전달과 열용량 해석 또는 이의 복합적인 형태로 이루어져 왔다. 이에 관한 연구를 보면, Morel 등⁽¹⁾이 단기통 디젤 엔진에 대해 열전달 측정 실험을 수행하였고, 이를 열역학적 사이클 코드에 의한 예측치와 비교한 바 있다. Bertodo와 Razdan⁽²⁾은 고전 평판 및 쉘 이론에 근거하여 실린더 라이너에 관한 연구를 수행하였다. French와 Atkins⁽³⁾는 가솔린 엔진에 대해 엔진 속도, 부하, 점화 시기, 압축비, 냉각수 온도 및 압력 등의 국부 열유동에 대한 영향등을 실험적으로 구하였다. Overbye 등⁽⁴⁾은 CFR 엔진의 실린더 벽에 대하여 실험적으로 비정상 열전달 특성을 해석하였다. Vincent와 Henein⁽⁵⁾은 단기통

4사이클 엔진의 실린더 내벽 온도를 예측할 수 있는 간단한 관계식을 소개하였다. Annand⁽⁶⁾는 엔진의 압축 및 팽창 과정의 실린더 내벽면 열전달 과정에 관한 관계식을 제안하였다. 또한, Enomoto 등⁽⁷⁾은 실험적으로 피스톤과 실린더의 온도 변화 및 순간 열유동을 측정하였다.

유한 요소법 등을 이용한 부재 온도 분포 해석에 있어서는 Garro와 Vullo⁽⁸⁾가 유한 요소법을 사용하여 6기통 피아트 엔진의 피스톤, 피스톤 링, 실린더 벽면 및 흡, 배기 밸브의 온도 분포와 열용량을 해석한 바 있으며, 이때에 실린더 벽의 해석에는 1/4 영역을 대상으로 하였고, Wu와 Knapp⁽⁹⁾, Li^(10~11) 등이 1980년대에 들어서 많은 연구 결과들을 보였다. 국내에서의 연구는 홍대희⁽¹²⁾, 김은태⁽¹³⁾, 김병탁⁽¹⁴⁾, 임영훈⁽¹⁵⁾, 이진호 등⁽¹⁶⁾, 김주연 등⁽¹⁷⁾이 유한 요소법 또는 경계 요소법 등을 사용하여 실린더 블록의 정상 열전도 해석 및 열용량 해석에 관한 연구를 발표한 바 있다. 그러나, 이의 수치 해석 연구들은 범용 해석 프로그램인 CADES, NASTRAN 또는 NISA II / DISPLAY III 등을 이용하는 것으로, 독자적인 프로그램 개발을 통한 해석은 아직까지는 발표되지 않았다.

우리나라는 세계 제 6위의 자동차 생산국이지만 설계 능력은 카피 단계에 머물러 있고, 해석 능력은 아직도 초보 단계에 있다고 생각된다. 특히, 현실적으로 국내에 기술 자료나 설계 및 해석에 관한 노하우의 축적이 미비하기 때문에 아직도 많은 핵심 기술을 선진국에 의존하고 있는 실정이다. 따라서, 이제는 지금까지의 외국에서 개발된 소프트웨어를 사용하던 관례를 지양하고, 자체적으로 소프트웨어 개발 능력을 배양해야 할 것으로 생각되어, 본 연구에서는 엔진 실린더 블록의 열적 거동을 해석할 수 있는 소프트웨어 개발에 목적을 두었다. 프로그램은 FORTRAN으로 작성하였으며, Solver는 3차원 유한 요소법을 사용하고, 해석 영역은 3차원 육면체 요소로 이산화하였다.

2. 해석 모델 및 수치 해석 방법

실린더 블록에서의 열전달은 근본적으로 비정상 상태이나, 정상 상태로 운전되고 있는 엔진의 경우에는 연소 가스의 온도 변화 주기가 아주 작

고, 실린더 벽 등에서 온도 변화폭이 크게 영향을 미치는 두께(penetration depth)가 작기 때문에 정상 상태로 가정할 수 있다.

해석에 있어서의 주된 가정은 다음과 같다.

- (1) 부재를 구성하는 재질의 열전도 계수는 등방성이며, 온도에 관계없이 일정하다.
- (2) 부재내의 열전달은 정상 상태이다.
- (3) 경계 조건은 시간에 대한 평균값을 사용한다.
- (4) 실린더 헤드와의 열전달은 무시할 만큼 작다고 가정한다.

2.1 해석 영역과 해석 모델

현재 사용되고 있는 수냉식 직렬 4기통 4행정 LPG 엔진을 해석 대상으로 하였으며, 엔진 구성체에서 큰 열적 부하를 받고 있는 실린더 블록을 해석 영역으로 하였다. Fig. 1에 해석 영역을 도시하였다. 실린더 블록과 그 주위 사이의 열교환은 대류 열전달에 의한 것으로 모형화하였다.

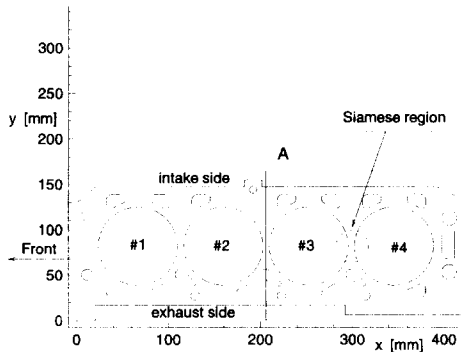


Fig. 1 Physical & computational domain.

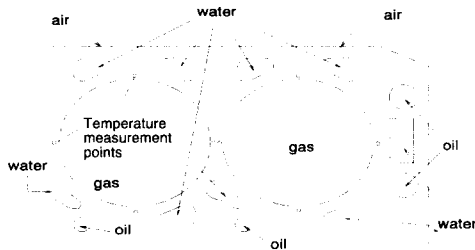


Fig. 2 Boundary type and location of points measured temperature.

Fig. 2에 해석 모델의 경계 형태와 실험을 통하여 온도 측정이 이루어진 부위들을 나타내었다. 실린더 블록과 실린더 헤드사이의 열전달은 매우 작다고 가정하였다.

2.2 지배 방정식과 경계 조건

정상 상태에서 엔진내 온도분포는 다음과 같은 전도 방정식에 의하여 지배된다.

$$\nabla \cdot (\mathbf{D} \nabla T) + \dot{q}_0 = 0 \tag{1}$$

경계 조건은 대류 경계 조건이다.

$$q_n = \mathbf{q}^T \mathbf{n} = h(T - T_\infty) \tag{2}$$

여기서,

$$\mathbf{q} = -\mathbf{D} \nabla T$$

$$\mathbf{D} = k \mathbf{I} = k \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

이다.

2.2.1 경계 조건

(1) 실린더내 가스로부터의 열전달

연소 가스의 온도는 日大栗野교수가 비열의 온도 변화, 열해리, 열손실, 공연비 등을 고려하여 제안한 실험식⁽¹⁸⁾을 사용하였고, 가스의 평균 온도는 다음 식으로 구하였다.

$$\overline{T}_g = \frac{\int_0^{4\pi} T d\theta}{4\pi} \tag{4}$$

여기서, θ 는 크랭크 각의 라디안 값이다.

평균 열전달 계수는 Eichelberg가 제안한 실험식⁽¹⁸⁾을 사용하여 산출하였다. 그 실험식은 다음과 같다.

$$\overline{h}_g = 7.67 \times 10^{-3} (C_m)^{\frac{1}{3}} (p \overline{T}_g)^{\frac{1}{2}}, \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K}) \tag{5}$$

여기서, C_m 은 피스톤 평균 속도이고, p 는 실린더내의 평균 압력이다.

(2) 냉각수 및 접촉면에서의 열전달

우선 3000rpm 에서의 열전달 계수를, 동일 회전수에서 Chin-Hsiu Li⁽¹¹⁾가 실험을 통하여 역으로 산출한 열전달 계수값과 같은 차수(order)내에서 시행 착오법으로 산출한다. 이 값을 기준값으로 하여 각 엔진 속도에 따른 열전달 계수를, Nusselt 수가 Reynolds 수의 0.8 제곱에 비례하고 냉각수 평균 유속이 엔진 속도의 선형 함수라는 관계를 이용하여, 내삽법과 외삽법으로 구하였다. 냉각수 온도는 입·출구 온도의 평균값을 사용하였다.

(3) 대기 및 오일 접촉면에서의 열전달

대기 접촉면에서는 엔진 속도에 의한 영향이 그다지 크지 않기 때문에 수직 평판에서의 자연 대류 관계식⁽¹⁹⁾을 사용하였다. 공기의 온도는 25°C(실험실 온도)이고, 막 온도(film temperature)에서의 물성치를 사용하였으며, 벽면 온도는 85°C로 일정하다고 가정하여 평균 열전달 계수를 계산하였다.

오일 통로에서의 열전달 계수 산정은 냉각수 접촉면에서의 열전달 계수 산정 방법에 준하였다.

2.3 유한 요소 해석

본 연구에서 유한 요소법을 사용한 이유는, 복잡한 형상을 다루기에 용이하고 복잡한 경계 조건에 대하여 계산이 용이하기 때문이다.

(1) 해석 영역의 이산화

본 연구에서는 해석 영역인 실린더 블록을 육면체 요소(hexahedron element)로 분할하였다. 해석 영역의 기하학적 형상이 복잡하며 냉각수 및 오일 통로 등의 hole이 많아서 간단한 프로그래밍으로는 자동적인 육면체 요소의 생성이 불가능 하여, 수작업으로 요소를 생성하였다.

(2) 내삽함수의 선정

유한 요소 모형을 위하여 식(1)에 대한 가중 잉여적분을 한다.

$$\int_V w [\nabla \cdot (\mathbf{D} \nabla T) + \dot{q}] dV = 0$$

Green-Gauss의 정리를 적용하면

$$\int_V (\nabla w)^T \mathbf{D} \nabla T dV = \int_A w (\mathbf{D} \nabla T)^T \mathbf{n} dA + \int_V w \dot{q}_0 dV \quad (6)$$

내삽함수 \mathbf{N} 을 도입하여 온도 T 를 다음과 같이 근사시킨다.

$$T = \mathbf{N} \mathbf{a} \quad (7)$$

여기서 \mathbf{a} 는 절점 온도 분포이고, \mathbf{N} 과 \mathbf{a} 는 각각 다음과 같이 정의한다.

$$\mathbf{N} = [N_1 N_2 \cdots N_m] : \mathbf{a} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_m \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서, m 은 한 요소내 절점수를 나타낸다. 식(7)을 식(6)에 대입하고 정리하면,

$$\left(\int_V (\nabla w)^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \right) \mathbf{a} = - \int_A w q_n dA + \int_V w \dot{q}_0 dV \quad (9)$$

요소 방정식은 Galerkin법을 적용하였다.

$w = \mathbf{N} = \mathbf{N}^T$ 을 사용하면 요소 방정식은

$$\mathbf{K} \mathbf{a} = \mathbf{f} \quad (10)$$

여기서,

$$\mathbf{f} = \mathbf{f}_b + \mathbf{f}_l$$

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV$$

$$\mathbf{f}_b = - \int_A \mathbf{N}^T q_n dA$$

$$\mathbf{f}_l = \int_V \mathbf{N}^T q_n dA$$

이다.

식(10)을 한 요소 e 에 적용하면 요소 방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{K}^e \mathbf{a}^e = \mathbf{f}^e \quad (11)$$

실제 계산시에는 좌표계 (x, y, z) 에서 계산하는

대신 국소 좌표계로서 자연 좌표계(natural coordinate system) (r,s,t) 를 사용하여 Gauss 구적법⁽²⁰⁾으로 적분 계산을 하였다. 유한 요소는 6면체 선형 요소를 사용하였으며, 요소당 8개의 절점에 대한 전체 좌표들 (x_i,y_i,z_i) , 자연 좌표들 (r_i,s_i,t_i) 라 하고, 각 절점에 대응하는 내삽함수 N_i 와 Jacobian 행렬을 계산하였다.

$$N_i = \frac{1}{8}(1+rr_i)(1+ss_i)(1+tt_i) \quad (12)$$

; $i = 1, 2, 3, \dots, 8$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial r} \\ \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial r} x_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial r} y_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial r} z_i \\ \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial s} x_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial s} y_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial s} z_i \\ \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial t} x_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial t} y_i & \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial t} z_i \end{bmatrix} \quad (13)$$

즉, 적분을

$$K^e = \int_{V^e} B^T D B dV$$

$$= \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 B^T D B \det J drdsdt$$

$$f_b^e = \int_{A^e} N^T q_n dA$$

$$= \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 N^T q_n \det J^s dA^s$$

$$f_1^e = \int_{V^e} N^T \dot{q}_0 dV$$

$$= \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 N^T \dot{q}_0 \det J drdsdt$$

와 같이 사상하여 Gauss 구적법⁽²⁰⁾을 사용하였다. 여기서, J^s 는 경계면 A^e 의 Jacobian이고, 만일 경계면이 rs 면이면 $dA^s=drds$ 이다.

(3) 요소 방정식의 조합과 전체 방정식의 해
 요소 방정식을 조합하여 전체 방정식을 구성한다. 조합 과정은 다음과 같다. 요소 특성 행렬과

벡터의 각 항들은 각각 절점에 대응하는 행 번호와 열 번호를 갖는다. 각 항들을 그 번호에 대응하는 전체 행렬과 벡터 항에 더해 나간다. 모든 요소가 전체 방정식에 대입 될 때까지 이 과정을 되풀이 한다. 구성된 전체 방정식은 다음과 같은 형태이다.

$$K a = f \quad (14)$$

여기서

$$K = \sum_{e=1}^E K^e, \quad f = \sum_{e=1}^E f^e$$

이고, E 는 전체 요소수 이다.

식(14)의 선형 방정식의 해를 구하기 위해 본 연구에서는 밴드 폭을 갖는 Gauss Seidel의 반복법⁽²¹⁾을 사용하였다.

3. 프로그램 개발

3.1 프로그램의 구성

본 프로그램은 FORTRAN으로 작성된 하나의 3차원 FEM Solver로 구성되어 있다. 해석 영역의 복잡한 기하학적 형상으로 인하여 계산 격자 생성을 위한 프로그램은 작성할 수 없었으므로 모든 입력 조건을 수작업으로 작성하였다. 그러나 수작업에 의한 오류를 점검하고 밴드 폭을 줄이기 위한 Renumbering 프로그램을 작성하여 입력값의 오류를 보완하는데 도움이 되도록 하였다.

Renumbering 프로그램에서는 먼저, 모든 점들이 육면체 요소들의 절점인지를 확인하여 요소에 포함되지 않는 점들을 제거하고, 다시 Renumbering을 하면서 육면체 요소들의 겹침이나 중복을 점검하게 된다. 요소의 절점이 아닌 점이 존재하게 되면 FEM Solver는 그 점의 온도를 연립하여 풀지 못하게 되므로 수학적으로는 부정인 0/0을 계산하는 과정에서 Divided by zero 에러를 내면서 멈추게 된다. 또한, 육면체 요소들의 겹침이나 중복을 점검하는 것은 각종 Visualization Tool 에서도 찾아내기 힘든 미세한 겹침 및 중복을 방지하는데 도움을 주게된다. 이러한 문제들은 주로 격자 생성시의 작은 입력 오류에서 비롯되므로 모든 점들간의 최소 거리를 계산하여 확인하는 등의 세심한 주의가 필요하다

다.

Input Data는 입력 및 점검의 편의성을 위하여 모든 점들의 좌표, 요소를 구성하는 점들의 순서와 요소의 열전도 계수 및 열원 유무, 대류 경계 조건을 갖는 요소 번호 및 요소면의 번호와 대류 열전달 계수 및 온도차, 그리고 온도 경계 조건을 갖는 점의 번호와 그 온도로 나누어지는 네 개의 Data File로 구성되었다. FEM Solver의 출력은 모든 점의 번호와 그 온도를 출력하는 파일과 Data Visualization Tool인 Tecplot을 위한 Data File로 나오게 된다.

3.2 FEM Solver의 순서도

FEM Solver는 앞부분에서 설명한 유한 요소 해석 과정을 FORTRAN으로 프로그래밍한 것이다. 그 순서도는 다음과 같다.

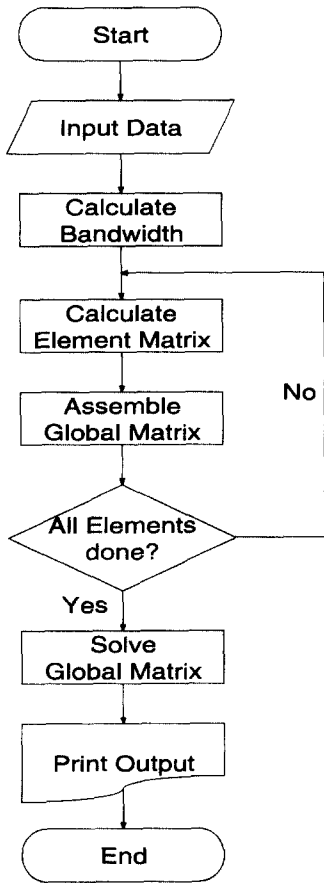


Fig. 3 Flow chart for the 3D FEM solver.

4. 프로그램의 검증

4.1 1차원 열전도 문제의 해석

먼저 기본적인 1차원 전도 문제를 해석하여 Solver의 타당성을 검증하였다. 검증에 사용된 격자는 모든 요소를 변의 길이가 1mm인 정육면체로 나눈 6mm×6mm×6mm의 정육면체로 윗면에는 200℃의 온도 경계 조건을 주고 밑면에는 10℃의 온도 경계 조건을 준 후 나머지 면은 단열 조건을 주어 해석하였다. 이와같은 경우 1차원 전도 문제와 같은 경우가 되며 해석된 결과는 요소의 열전도 계수에 상관없이 Z좌표에 선형적으로 비례하게 되고 같은 높이의 모든 점들은 동일한 온도를 갖게 된다. Fig. 4에 그 해석 영역 및 결과를 도시하였다.

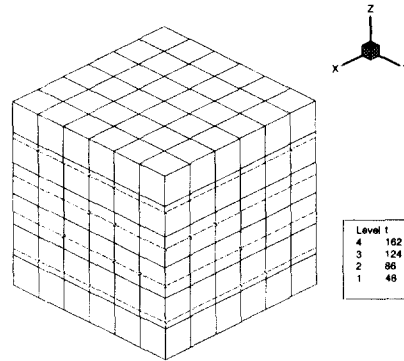


Fig. 4 Result of an 1D heat conduction problem.

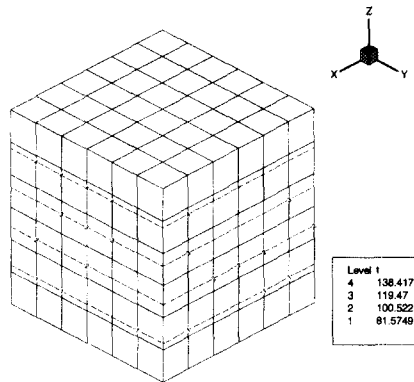


Fig. 5 Result of an 1D heat convection problem.

해석 결과, 정해진 유효 자리수까지 이론해와 일치하는 결과를 얻었다. 또한 같은 높이에 있는 모든 요소점들의 온도가 유효 자리수 까지 동일한 결과를 보여 해석 영역을 충분히 이산화한 것으로 판단된다.

4.2 1차원 대류 경계 조건 문제의 해석

대류 경계 조건의 처리 결과를 확인하기 위하여, 위와 동일한 해석 영역에 대류 경계 조건을 부여하여 프로그램을 검증하였다. 요소의 열전도 계수를 $k=0.54W/mmK$, 윗면에서의 열전달 계수를 $0.2W/mm^2K$, 외기 온도 $200^{\circ}C$ 의 조건을 주고 밑면에는 열전달 계수를 $0.2W/mm^2K$ 외기 온도 $20^{\circ}C$ 의 조건을 준 후 나머지 면은 단일 경계 조건을 주어 해석하였다. 이와 같은 경우 1차원 대류 경계 조건 문제와 동일하고, 이론해는 밑면의 온도가 $62.63^{\circ}C$, 윗면의 온도가 $157.37^{\circ}C$ 이며, 역시 높이에 선형적인 온도 분포를 갖는다. Fig. 5에 그 결과를 도시하였다.

해석 결과, 밑면의 온도는 $62.63^{\circ}C$ 윗면은 $157.37^{\circ}C$ 로 유효 자리수 범위안에서 이론해와 정확히 일치하였다. 또한 같은 높이에 있는 모든 요소점들의 온도가 유효 자리수 까지 동일한 결과를 보여 해석 영역을 충분히 이산화한 것으로 판단된다.

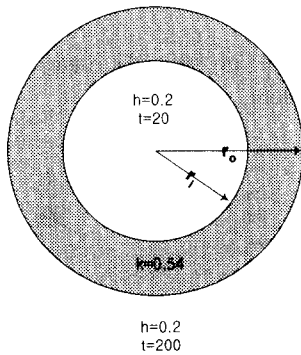


Fig. 6 A long hollow pipe which has convective boundary conditions.

4.3 대류 경계 조건을 갖는 긴 중공 원관 문제의 해석

경사진 면에서의 자코비안 계산이 적절한가를 점검하기 위하여 Fig. 6과 같이 중공 원통형의

해석 영역을 이산화하고, 내부는 열전달 계수 $0.2W/mm^2K$ 기체 온도 $20^{\circ}C$, 외부는 열전달 계수 $0.2W/mm^2K$ 기체 온도 $200^{\circ}C$ 로 경계 조건을 부과한 후, 윗면과 밑면에는 단일 경계 조건을 주어 해석하였다. 이때, 원관 부재의 내경은 $44mm$ 외경은 $50mm$ 이며, 열전도 계수는 $0.54W/mmK$ 이다. 이와 같은 경우, 열 흐름은 반경 방향으로만 존재하게 되며, 이론적인 값은 내부 표면 온도 $65.42^{\circ}C$ 외부 표면 온도 $160.03^{\circ}C$ 가 된다. Fig. 7에 해석 영역을 도시하였다.

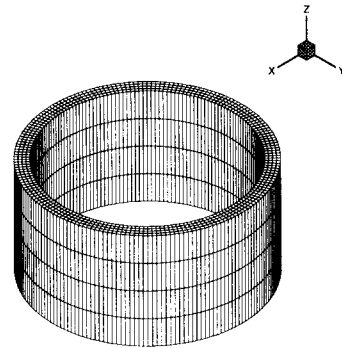


Fig. 7 Elements for the long hollow pipe.

해석 결과, 내면의 온도는 $65.42^{\circ}C$ 외면의 온도는 $160.03^{\circ}C$ 로 유효 자리수 범위안에서 이론해와 일치하였다. 또한, 같은 반경에 존재하는 요소점들의 온도가 유효 자리수 까지 동일한 결과를 보여 해석 영역을 충분히 이산화한 것으로 판단된다. Fig. 8에 그 결과를 도시하였다.

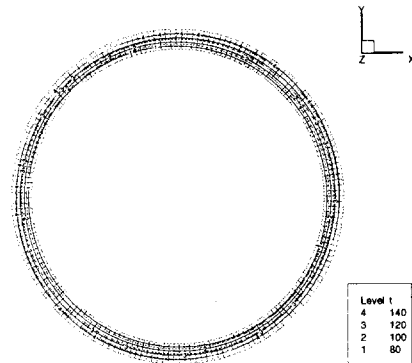


Fig. 8 Result of the long hollow pipe which has convective boundary conditions.

5. 해석 결과 및 고찰

본 연구에서는 실린더 블록을 14874개의 격자 점과 9117개의 육면체 요소로 구성하였다. Fig. 9는 생성된 육면체 격자를 나타낸 그림이다.

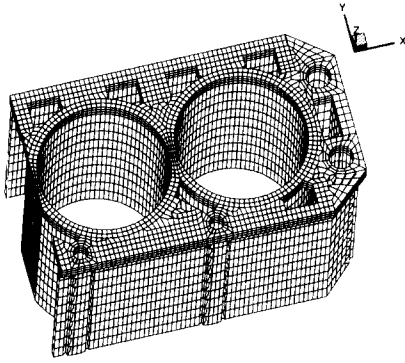


Fig. 9 Hexahedron elements for calculation.

Fig. 10은 전부하 조건에서 수치 해석을 통하여 얻어진 2200rpm에서의 실린더 블록 상판의 3·4번 실린더 쪽의 온도 분포를 나타낸다. 수치 해석 결과 최고 온도는 2번 실린더와 3번 실린더 사이의 siamese 중앙 부위에서 나타났다. 반면에, 실험에서는 3·4번 siamese 부분에서 최고 온도가 관찰되는데, 이와 같은 차이는 수치 해석을 수행할 때에 냉각수의 온도를 입·출구 온도의 평균값으로 하여 모든 부위에서 동일하게 계산하였기 때문에 발생한 것으로 보인다. 보다 정확한 해석 결과를 얻기 위해서는 실린더 블록 각 지점

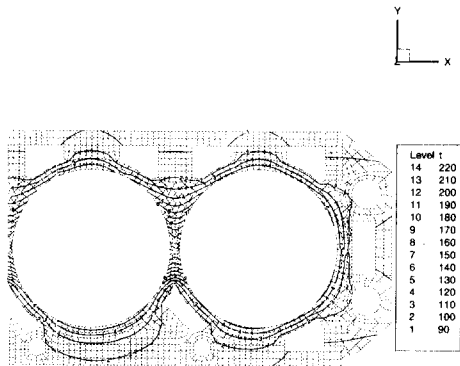


Fig. 10 Deck temperature distribution of cylinder block at 2200rpm and full load condition.

의 냉각수 온도를 측정하여 경계 조건으로 입력하거나, 실린더 블록 각 부위의 냉각수 온도 분포에 대한 실험식 등을 개발하여 적용시켜야 할 것으로 사료된다. Fig. 11은 4200rpm에서의 수치 해석 결과이다. 엔진 회전수가 증가함에 따라 실린더 보어 부분에 등온선이 밀집되고 온도 구배도 증가됨을 알 수 있다.

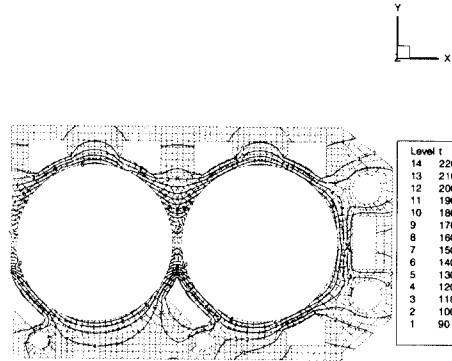


Fig. 11 Deck temperature distribution of cylinder block at 4200rpm and full load condition.

수치 해석 결과를 해석 엔진과 동일한 엔진의 실험값과 비교해 본 결과, 실험값에 비해 조금 낮게 예측되었고, 이의 최대 오차는 10% 정도였다. 엔진 실린더 블록의 온도 해석시에 이와 같이 해석 결과가 실험값과 차이를 보이는 이유는, 본 연구에서 수치 해석시에 경계값들을 사용하면서, 실험식 이용에 따른 오차, 냉각수 유동등이 정확히 고려되지 못함에 따른 오차 및 다른 구성체와의 열전달 고려에 대한 가정에 따른 오차 등에 기인한다고 생각된다.

6. 결론

본 연구에서는 유한 요소법을 이용하여 실린더 블록의 온도 분포를 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램을 사용하여 계산한 결과를, 실험에 사용된 수냉식 직렬 4기통 4행정 SOHC LPG 엔진에 대한 실측치와 비교한 결과 10% 범위 이내에서 일치하였다.

따라서 본 연구에서 개발된 프로그램은 자동차용 엔진의 열적 특성을 해석하는데 사용이 가능

하며, 엔진 각부의 온도 분포, 열전달 및 열적 거동의 예측, 변화된 조건에서의 엔진의 열전달, 온도 분포 등에 대한 데이터 베이스의 구축에 이용될 수 있고, 신엔진 개발시에 필요한 실험 횟수를 줄이는데 기여할 것으로 생각된다.

또한, 현장에서의 소형 컴퓨터를 이용한 유용성을 확보할 수 있으며, 무엇보다도 엔진 열전달 해석용 프로그램 개발 능력의 저변 확대에 도움을 줄 것으로 기대된다. 독자적인 프로그램 개발을 통하여 얻어지는 수치 해석 방법에 대한 경험 축적은 차차 보다 발전적인 열전달 해석 프로그램 개발의 국내 기반을 조성하는데 기여할 것이다.

보다 정확한 예측을 위해서는 경계값들을 적용 엔진에 얼마큼 적절하게 설정할 수 있는냐에 달려 있으며, 이를 위해서는 연소실 내의 유동 및 냉각수의 유동 형태, 엔진 표면과 대기 사이의 열전달 등에 대한 연구가 선행되어야 할 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) T. Morel, S. Wahiduzzaman, D. R. Tree and D. P. Dewitt, 1987, "Effect of Speed, Load and Location on Heat Transfer in a Diesel Engine Measurements and Predictions," *SAE paper 870154*, pp. 4.54~4.65
- (2) R. Bertodo and D. Razdan, 1972, "Optimization of Wet Cylinder Liner Designs for High Thermal Loadings," *Proc. instn Mech Engrs*, Vol. 186 3/72, pp. 29~44.
- (3) C. C. J. French and K. A. Atkins, 1973, "Thermal Loading of a Petrol Engine," *Proc. instn Mech Engrs*, Vol. 187 49/73, pp. 561~573.
- (4) V. D. Overbye, J. E. Bennethum, O. A. Uyehara and P. S. Myers, 1961, "Unsteady Heat Transfer in Engines," *Trans. Soc. Automot. Engrs*, 69, pp. 46 1~494.
- (5) E. T. Vincent and N. A. Henein, 1959, "Thermal Loadings and Wall Temperature as Function of Performance of Turbocharged Compression-Ignition Engines," *SAE Trans.*, Vol. 67, pp. 478~494.
- (6) W. J. D. Annand, 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Instn Mech Engrs*, Vol. 177, No. 36, pp. 973~990.
- (7) Y. Enomoto, S. Furuhamma and K. Minakami, 1985, "Heat Loss to Combustion Chamber Wall of 4-stroke Gasoline Engine," *Bulletin of JSME* Vol. 28, No. 238, pp. 647~655.
- (8) A. Garro and V. Vullo, 1978, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines," *SAE 780664*, pp. 2563~2592.
- (9) Hai Wu and Robert A. Knapp, 1981, "A Heat Transfer Analysis of Automotive Internal Combustion Engine," *Numerical Methods in Heat Transfer*, John Wiley and Sons.
- (10) C. H. Li, 1982, "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations," *SAE paper 881149*.
- (11) Chin-Hsiu Li, 1988, "Thermal and Mechanical Behavior of an L-4 Engine," *SAE 881149*.
- (12) 홍대회, 1987, "기관 실린더 블록 및 피스톤의 열적 거동에 관한 연구," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (13) 김은태, 1989, "경계 요소법에 의한 실린더 블록의 열전도 해석," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (14) 김병탁, 1992, "소형 가솔린 기관의 실린더 블록에 대한 열 및 역학적 거동해석," 박사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (15) 임영훈, 1988, "유한요소법에 의한 실린더 헤드의 비정상 상태 온도분포 및 열응력 해석," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (16) 이진호, 이교승, 장경준, 1996, "직접분사식 디젤엔진 실린더 헤드의 온도 및 열응력 분포해석(PART 1)," 한국자동차공학회논문집, 제4권, 제5호, pp. 187~196.
- (17) 김주연, 안상호, 1997, "유한요소법을 이용한 디젤엔진의 실린더 블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대한 해석," 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제3호, pp. 147~158.
- (18) Mitsuru Hoshi and Takao Imai, 1997, "Introduction of the Thermal Control on the Vehicle Engine (2)," *内燃機關* Vol. 16 No. 201, pp.50~56.
- (19) J. P. Holman, 1986, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, 6th ed.
- (20) Paul E. Allaire, 1985, *Basics of the Finite Element Method*, Wm.C.Brown Publishers, pp.415~419.
- (21) Steven C. Chapra and Raymond P. Canale, 1988, *Numerical Methods for Engineers*, McGraw-Hill, 2nd ed.