

〈論 文〉

## 경계요소법에 의한 터보과급 가솔린기관 실린더헤드에 대한 열전도 해석

최 영 돈\* · 홍 진 관\*\*

(1989년 4월 11일 접수)

### Heat Conduction Analysis of the Cylinder Head in Turbocharged Gasoline Engine by Boundary Element Method

Y.D. Choi and J.K. Hong

**Key Words :** Boundary Element Method(경계요소법), Fundamental Solution(기초해), Intrinsic Coordinate(고유좌표), Overall Mean Effective Heat Transfer Coefficient(총체 평균등가열전달계수), Thermal Resistance Ratio(전열 저항비), Equivalent Thickness(등가두께)

#### Abstract

The temperature distribution and heat flux of the inner wall of the cylinder of turbocharged gasoline engine were calculated by the 3-dimensional heat conduction analysis employing boundary element method. Overall mean effective heat transfer coefficient and thermal resistance ratio and equivalent thickness of the cylinder wall were calculated. the numerical results were discussed with respect to the engine speed, equivalence ratio, spark advance and boost pressure.

#### 1. 서 론

일반적으로 현재 가장 많이 사용되고 있는 복잡한 구조체의 열전도에 관한 근사해석법은 유한요소법이다. 유한요소법을 사용하여 복잡한 3차원 구조체를 해석하려면 구조체의 경계면과 내부에 격자망을 구성해야 하며 복잡한 구조체의 3차원 격자망 구성을 정확히 하려면 많은 시간과 노력이 요구된다. 이에 비해 경계요소법은 3차원 격자망구성 대신 경계면에서의 2차원 곡면격자망 구성만으로 해를 구할 수 있어 편리하며 격자망이 구성되지 않는 내부점도 Green함수로 적분하여 임의의 내부영역에서 해를 구할 수 있다. 일반적으로 경계요소법의

사용시 제한조건은 지배방정식이 정의되는 계의 기초해를 수학적으로 구하기가 까다롭다는 것인데 열전도방정식의 경우 기초해가 쉽게 유도되어 복잡한 구조체에 대한 열전도해석시 경계요소법의 이용은 타 근사법에 비해 훨씬 유리하다고 생각된다.

본 해석의 목적은 실린더헤드의 3차원 열전도해석을 격자망구성이 편리한 경계요소법을 이용하여 수행함으로써 연소실의 내벽면온도를 구하여 연소실내의 열전달과정 해석을 위한 사이클 시뮬레이션에 사용하는데 있다<sup>(1)</sup>. 또한 헤드부의 등가두께를 구하여 복잡한 기하학적 구조체의 열전도해석시 외벽면 온도가 알려져 있을 때 등가두께에 해당하는 전도열저항에 의한 온도상승을 고려하여 내벽면 온도를 간단히 예측할 수 있는지의 타당성을 검증하는데 있다. 이러한 방법으로 구한 등가두께가 운전 조건에 따라 큰 변화가 없다면 이 등가두께의 개념

\*정회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

\*\*정회원, 대우자동차 기술연구소

을 이용하여 실린더의부에서 비등열전달해석을 통해 얻어진 연소실 외벽면온도에<sup>(1)</sup> 등가두께에 해당하는 전도열저항을 고려하여 연소실 내벽면온도를 간단히 예측함으로써 가솔린기관 성능 예측을 위한 사이클 시뮬레이션의 효율을 높힐 수 있다. 또한 실린더헤드의 국부적인 온도분포를 계산하고 기관 운전조건에 따른 헤드부의 국부적인 온도변화를 검토하여 열응력계산을 위한 기초자료를 제공하는 것이 본 해석의 또 하나의 목적이다.

2. 이론 해석

2.1 지배방정식의 유도

본 해석에서 지배방정식은 내부열원이 없는 정상상태의 3차원 열전도방정식으로서 식 (1)과 같이 Laplace방정식의 벡터형으로 표시할 수 있다. 경계조건은 Fig. 1에서 표시된 경계  $\Gamma_1, \Gamma_2$ 에 대해서 식 (2)로 표시되는 Dirichlet형과 Cauchy형의 경계조건을 가진다. 이때 지배방정식 (1)과 경계조건 (2)에 대해서 가중잔류법의 역형에서 가중함수의 Laplacian을 Dirac delta함수로 주고 Dirac delta함수의 성질을 적용하여 정리하면 영역내부( $\Omega$ )에서 적용되는 식 (3)과 경계면에서 적용되는 식 (4)로 변환할 수 있다<sup>(4)</sup>.

$$k \nabla^2 T = 0 \text{ in } \Omega \tag{1}$$

$$T = \bar{T} \text{ on } \Gamma_1 \tag{2a}$$

$$K \frac{\partial T}{\partial n} + hT = \bar{q} \text{ on } \Gamma_2 \quad (\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2) \tag{2b}$$

여기서  $\bar{q} = hT_\infty$ 이면 식 (2)는 복사형(radiation type)의 경계조건이다.

$$kT_i + \int_{\Gamma_2} TK \frac{\partial T^*}{\partial n} d\Gamma + \int_{\Gamma_1} \bar{T}K \frac{\partial T^*}{\partial n} d\Gamma$$

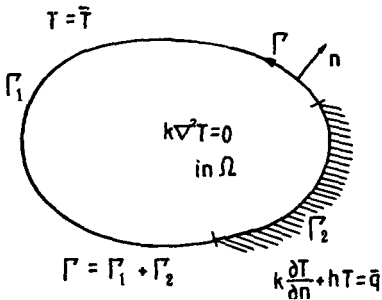


Fig. 1 Definition for boundary condition in boundary element method

$$= \int_{\Gamma_2} \bar{q} T^* d\Gamma + \int_{\Gamma_1} k \frac{\partial T}{\partial n} T^* d\Gamma - \int_{\Gamma_2} h T T^* d\Gamma \tag{3}$$

$$c_i k T_i - \int_{\Gamma} T q^* d\Gamma = - \int_{\Gamma} q T^* d\Gamma - \int_{\Gamma} h T T^* d\Gamma \tag{4}$$

여기서

$$q^* = -k \frac{\partial T^*}{\partial n}, q = -k \frac{\partial T}{\partial n} \text{ or } -\bar{q}, c_i$$

$$= 1 + \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \int_{\Gamma_\epsilon} T \frac{\partial T^*}{\partial n}(\epsilon) d\Gamma$$

이다.

계에 존재하는 두개의 경계면  $\Gamma_1, \Gamma_2$ 에 대해서  $\Gamma_1$ 에서  $T = \bar{T}, h = 0$ 으로 주어지면  $\Gamma_1$ 경계면에서 미지수는 열유속  $q$ 가 되고  $\Gamma_2$ 경계면에서  $h = c \bar{q} = 0$ 로 주어지면 미지수는  $T$ 가 된다. 가중함수의 Laplacian을 Dirac delta함수로 줄때 이 식을 만족하는 가중함수( $T^*$ )를 기초해(Fundamental solution)라 하고 3차원일 때는 식(5)와 같은 Green함수로 표시할 수 있다. 여기서  $R$ 은 열원이 작용하는 임의의 점에서 적분을 고려하는 점까지의 거리를 나타낸다.

$$T_{3D}^* = \frac{1}{4\pi R} \tag{5}$$

2.2 경계요소(Boundary Elements)

식 (4)는 경계면에 대한 적분방정식인데 계면을  $n$ 개의 경계요소로 나누고 유한 요소법과 같은 격자점을 구성하는데 유한요소법과 다른점은 단지 경계면에서만 격자점이 존재한다는 점이다. 식 (4)를 경계요소에 대해서 요소화하면 식 (6)을 얻을 수 있고 이를 적분하고 조합하면 식 (7)을 얻을 수 있다.

$$c_i k T_i - \sum_{j=1}^n T q_j^* d\Gamma = - \sum_{j=1}^n \int_{\Gamma_j} q T^* d\Gamma - \sum_{j=1}^n \int_{\Gamma_j} h T T^* d\Gamma \tag{6}$$

$$\sum_{j=1}^N \hat{H}_{ij} - c_i k T_i = \sum_{j=1}^N G_{ij} q_j + \sum_{j=1}^N h_{ij} G_{ij} T_j \tag{7}$$

여기서  $N$ 은 격자점의 갯수이며 식 (7)은 식 (8)과 같이 매트릭스 형태로 다시 표시할 수 있다.

$$(H - CG) T = GQ \tag{8}$$

여기서  $C$ 는 열전달계수를 포함하는 Diagonal 매트릭스이다. 식 (8)은  $2N$ 개의 미지수가 있는  $N$ 개

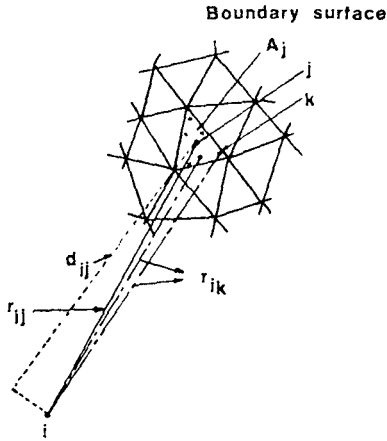


Fig. 2 The schematic drawings on calculating  $H_{ij}$ ,  $G_{ij}$

의 방정식이다. 잘 짜여진 실제문제(well posed problem)에서 N개의 경계조건이 제공되므로 식 (8)에서 미지수를 모두 좌변으로 이항하여 매트릭스를 재 구성하면 식 (9)로 표시할 수 있다.

$$AX = F \quad (9)$$

식 (9)에서 벡터 X는  $\Gamma_1$  경계면에서의 미지수는 q이고  $\Gamma_2$  경계면에서의 미지수는 T인 벡터를 의미한다. 열전달계수 (h)와 주위온도 ( $T_\infty$ )로 경계조건이 주어지는 경우 식 (2b)에서 경계요소에서의 열유속 (q)를 구할 수 있다. 식 (7)의  $H_{ij}$ ,  $G_{ij}$  매트릭스는 경계요소 중심값으로 요소값이 대표되는 상수형요소(constant element)로 하여 식 (9), (10)의 형태로 구할 수 있다.

$$H_{ij} = \int_{\Gamma_j} q^* d\Gamma = A_j d_{ij} \sum_{k=1}^K \frac{1}{r_{ik}^3} w_k \quad (10)$$

$$G_{ij} = \int_{\Gamma_j} T^* d\Gamma = A_j \sum_{k=1}^K \frac{1}{r_{ik}} w_k \quad (11)$$

여기서  $A_j$ 는 경계요소 j의 면적이고  $d_{ij}$ 는 i점에서 j경계요소와의 수직거리이며  $r_{ik}$ 는 i점과 경계요소의 각 가중점(weighting point) k와의 거리인데 Fig. 2는 위의 각 량들을 간단히 표시하고 있다. 여기서 경계요소 내의 가중점 k를 구하려면 Fig. 3과 같은 고유좌표(intrinsic coordinate)에서 실제 좌표인 직교광역좌표(Cartesian global coordinate)로의 변환이 필요한데 식 (12)는 고유좌표와 직교광역좌표(Cartesian global coordinate)로의 변환관계를 나타내고 있다. 여기서  $\eta_1 + \eta_2 + \eta_3$

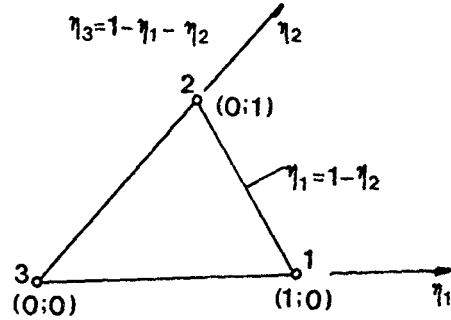


Fig. 3 Definition of intrinsic triangular coordinate

=1이다.

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_1^1 & x_1^2 & x_1^3 \\ x_2^1 & x_2^2 & x_2^3 \\ x_3^1 & x_3^2 & x_3^3 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \eta_3 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

고유좌표로 표시된 삼각요소의 가중점 k에 대한 직교광역좌표 값 ( $x_1, x_2, x_3$ )가 주어지면 Hammer's Quadrature Schemen<sup>(2)</sup>을 이용하여 식 (10), (11)의  $H_{ij}$ 와  $G_{ij}$ 를 수치적분으로 구할 수 있는데 본 해석에서 사용한 가중점의 개수는 7개로서 "Quintic Quadrature"을 사용하였는데 일반적으로 경계요소가 커질수록 'Hammer's Quadrature'를 사용하여 행하는 수치적분의 치수를 높여야 하는 것으로 알려져 있는데<sup>(3)</sup> 본 해석에서 사용한 수치적분의 치수에 대한 오차는 무시할 만한 것이다.

이상은 Fig. 2에서 처럼 i점과 j점이 일치하지 않는 경우이나 i와 j가 접근하여 i점이 j요소 내부에 존재하면 특이현상(singularity)이 발생 수치적분이 불가능해진다. 이 경우는 수학적 해석적분을 수행한다<sup>(4)</sup>.

$H_{ii}$ 는 식 (8)에서 모든 계산영역에서 일정한 온도로 경계조건이 주어지는 경우에서 구할 수 있는데 이때 열유속 q는 0이 되어야 한다.  $T=C(q=0)$ 일 때 식 (8)은 식 (13)으로 되는데 이 식에서 T는 일정하여 H 매트릭스의 모든 행의 합이 0이 되어야 하므로 대각요소의 계수  $H_{ii}$ 는 비대각요소  $H_{ij}$ 의 합으로 나타낼 수 있어 식 (14)에서  $H_{ii}$ 를 구할 수 있다.

$$HT = 0 \quad (13)$$

$$H_{ii} = \sum_{\substack{j=1 \\ i \neq j}}^N H_{ij} \quad (14)$$

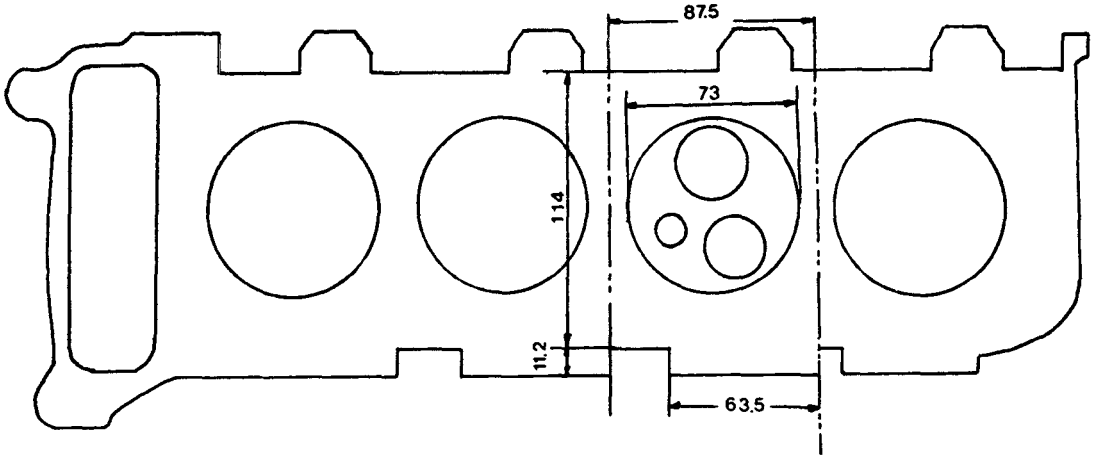


Fig. 4 Bottem view of calculation domain

3. 수치해석

3.1 실린더헤드부의 해석에 필요한 격자구성

이상과 같이 설명한 경계요소법을 이용하여 실린더헤드부의 국부적인 온도분포와 등가두께의 계산을 위해서 열전도해석을 수행하였는데 Fig. 4는 해석을 수행한 계산영역을 표시하며 Fig. 5는 계산영역에 대한 입체도이다. Fig. 6은 Fig. 5에 3차원

격자망을 구성한 것을 보여준다. Fig. 7(a)~(d)는 경계면에 분할된 경계요소로서 각각 순서대로 흡기구멍 입구 측, 배기구멍 출구 측, 윗면과 아랫면의 요소분할상태를 나타내고 있다. 본 해석에서 격자구성을 다소 간단히 하기 위해서 헤드 상단부를 단순화 시켰는데 이 부분은 열적으로 문제발생의 소지가 화염면에 비해서 적기 때문에 큰 영향을 미치지 않는 부분이다. 실린더헤드부에서는 연소가스가 접하고 있는 화염접촉면과 냉각수와 접하고 있는 면, 배기구멍 등에서 열전달이 활발히 일어난

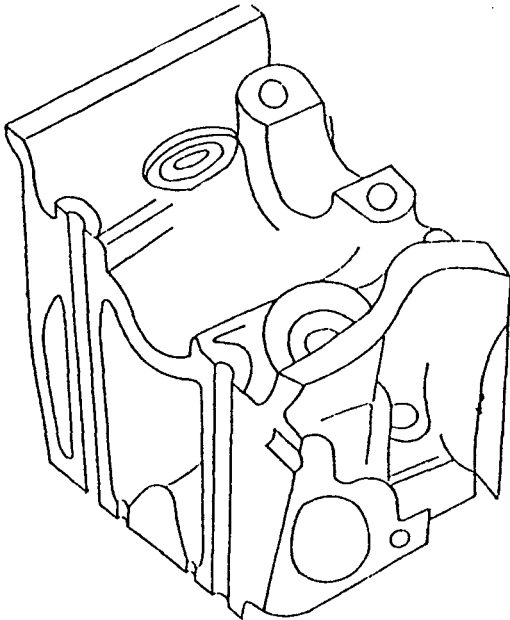


Fig. 5 Geometry of the model

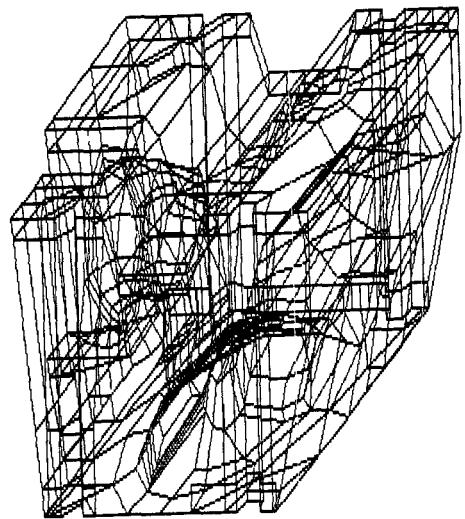


Fig. 6 The 3-dimensional grid scheme of the cylinder head in boundary element method

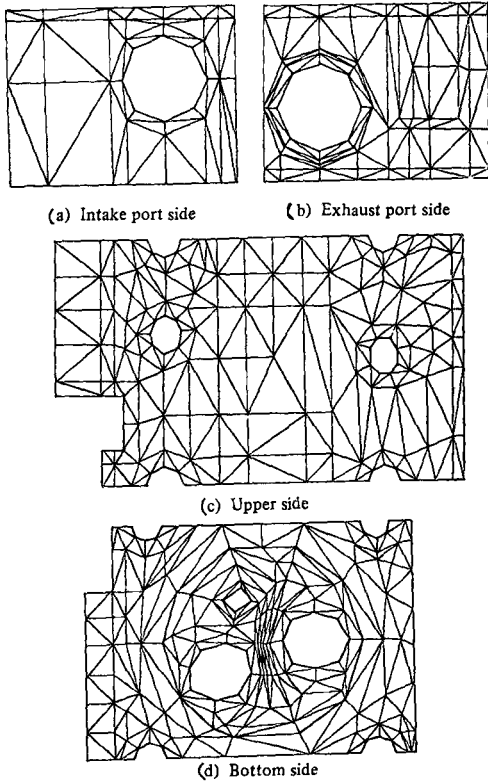


Fig. 7 Mesh generation of the cylinder head

다. 엄밀하게 해석을 수행하려면 각 부분의 온도가 주기적으로 변하므로 비정상 열전도해석을 하여야 하나 구조체가 아주 복잡할 뿐만 아니라 실제적으로 연소가스가 주기적으로 아주 빨리 변하기 때문에 온도변화에 대해 미치는 영향은 크지 않으므로<sup>(5)</sup> 정상상태로 가정하고 해석을 수행하였다.

### 3.2 경계조건의 설정

경계조건으로는 경계를 7개의 종류로 나누어 계산을 수행하였으며 적용한 경계조건중 실린더헤드 바깥부분과 캠축의 온도는 각각 실험에서<sup>(1)</sup> 측정된 값으로부터 구하였고 주변 열전달계수는 운전조건에 관계없이  $17.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 으로 고정하였으며<sup>(5)</sup> 냉각수 측은 그 벽면온도를 비등현상이 일어날 때의 벽면온도로 고정하였으며 화염접촉면에 적용한 경계조건의 연소실내의 가스온도와 내벽면열전달계수는 기관사이클 해석결과를<sup>(1)</sup> 이용하였다. 또한 배기구멍의 연소가스의 열전달계수는 Hires와 Pochmara<sup>(7)</sup>가 제안한 식 (15)를 사용하였다. 여

기서  $a$ 는 밸브의 기하학적 형상에 관련된 상수로서 자리각도(seat angle)가 45인 경우 0.258의 값을 갖는다.  $Re$ 는 식 (16)으로 표시되는데 여기서  $m$ 는 혼합기의 유량이며  $d_v$ 는 밸브헤드의 지름  $\mu$ 는 점성계수이다.

$$Nu = aRe^{0.8} \quad (15)$$

$$Re = 4m / (\pi d_v \mu) \quad (16)$$

흡기구멍의 열전달계수는 Annand의 공기연료 혼합시 밸브와의 열전달에 대한 식을 흡기구멍의 경우에 적용하여 사용하였다.

$$Nu = aRe^{0.6} \quad (17)$$

여기서  $a$ 는 밸브양정(velve lift)과 밸브헤드의 지름의 비에 의해서 결정되는 상수로 여기서는 밸브양정이 약 8.333mm에 해당되므로  $a$ 값으로 1.7을 택하여 사용하였다. 실린더블럭과 헤드사이드의 가스켓을 통해 나가는 열은 무시할 만큼 작다고 가정하였으며 밸브를 통한 열전달효과는 고려하지 않았다. 본 해석에 사용한 경계 조건은 Table 1에 수록하였다.

### 3.3 운전 조건

본 해석에서 운전조건에 따른 실린더헤드부의 3차원 열전도해석을 수행하여 등가 두께와 온도분포 등과 같은 전열특성의 운전조건에 따른 변화를 계산하였는데 본 해석에서 사용한 운전조건은 (1) 기관회전속도 (2) 당량비 (3) 과급압력 (4) 점화진각의 변화등의 4가지 경우를 기준으로 하였으며 해석에 사용한 운전조건의 자세한 내용은 Table 2에 수록하였다.

### 3.4 수치 해석의 과정

이상에서 설명한 이론과 경계조건을 이용하여 헤드부의 열전도해석을 경계요소법에 의하여 수행하였는데 Fig. 7(a)~(d)에서 처럼 상수형 삼각형 경계요소를 사용하였고 복잡한 실린더헤드의 기하학적인 모양을 정확히 묘사하기 위해서 상수형 경계요소의 갯수는 총 1,968개로 하였다. 본 해석에 상수형의 경계요소를 이용한 이유는 헤드와 같이 복잡한 구조체에서 경계조건이 서로 교차하는 점에서 해의 특이성을 제거해 줄 수 있기 때문인데 상수형 요소를 사용하지 않고 1차 혹은 그 이상의 차수를 가지는 경계요소를 사용할 때는 격자감소로 인하여 계산시간이 단축되며 해의 정확성을 높힐 수 있으나<sup>(3)</sup> 경계조건이 서로 교차하여 주어지는 외곽부나

Table 1 Boundary conditions(used in the conduction analysis of the cylinder head by BEM)

Fluid		Coolant side Outer wall surface(K) temperature	Gas(inside) Temperature (K) Heat transfer Coeff(W/m <sup>2</sup> K)	Gas(export) Temperature (K) Heat transfer Coeff(W/m <sup>2</sup> K)	Gas(inport) Temperature (K) Heat transfer Coeff(W/m <sup>2</sup> K)
Variation of engine speed	case 1-1	386.76	853.99 394.28	608.75 511.51	327.75 505.63
	case 1-2	388.34	866.75 458.68	643.92 652.63	329.55 610.24
	case 1-3	394.83	902.10 628.88	659.93 765.97	354.85 680.39
	case 1-4	398.85	966.79 566.27	793.49 867.10	362.85 761.99
Variation of equivalence ratio	case 2-1	393.55	902.34 465.02	765.51 844.22	355.65 747.67
	case 2-2	394.42	922.09 553.87	734.06 839.84	361.15 743.06
	case 2-3	394.46	952.31 527.88	745.53 851.03	358.55 750.77
	case 2-4	393.47	941.17 539.69	717.68 857.59	361.55 754.81
	case 2-5	394.26	917.03 552.77	703.55 873.60	358.95 767.31
	case 2-6	393.83	887.06 533.87	695.17 883.22	359.95 773.32
Variation of boost pressure	case 3-1	393.88	890.91 517.71	670.94 581.93	332.05 553.66
	case 3-2	394.83	902.10 628.68	659.93 765.97	354.85 680.39
	case 3-3	394.87	922.33 604.44	690.87 840.79	366.25 739.02
	case 3-4	395.52	933.26 691.96	794.06 919.24	372.55 681.20
Variation of spark advance	case 4-1	395.17	969.60 553.49	818.22 857.69	381.75 763.25
	case 4-2	393.03	956.41 567.08	766.49 853.86	371.75 765.22
	case 4-3	395.10	943.98 608.22	709.97 854.79	368.65 751.89
	case 4-4	395.36	961.60 639.42	676.99 843.75	363.95 743.01
	case 4-5	395.80	961.19 725.85	628.81 834.03	363.15 734.97

구속 또는 가장자리등에 위치한 격자에서 발생하는 해의 불연속성을 제거하기 위해서 격자점의 부근에 미세한 천이요소(transitional element)를 삽입하는 특별한 처리기술이 필요하며 해석구조체의 형태가

복잡한 Fig. 5의 경우 경계조건이 서로 교차하는 외곽부가 많이 존재하여 1차 요소를 사용해도 상수형요소를 사용하는 경우에 비해 격자수가 크게 감소하지 않을 것으로 생각되어 본 해석에서는 상수

Table 2 Operating conditions

Item		Equivalence ratio	Engine speed (rpm)	Spark advance (BTDC)	Boost pressure (mmHg)
Variation of engine speed	Case 1-1	0.995	1500	19	0
	Case 1-2	1.006	2000	20	0
	Case 1-3	1.005	2500	20.5	0
	Case 1-4	1.010	3000	21	0
Variation of equivalence ratio	Case 2-1	0.801	2500	19.5	100
	Case 2-2	0.906	2500	19.5	100
	Case 2-3	1.001	2500	19.5	100
	Case 2-4	1.100	2500	19.5	100
	Case 2-5	1.210	2500	19.5	100
	Case 2-6	1.312	2500	19.5	100
Variation of boost pressure	Case 3-1	1.001	2500	30.5	-200
	Case 3-2	1.005	2500	20.5	0
	Case 3-3	1.005	2500	19.0	100
	Case 3-4	1.013	2500	17.0	200
Variation of spark advance	Case 4-1	1.007	2500	0	100
	Case 4-2	1.004	2500	10	100
	Case 4-3	1.002	2500	20	100
	Case 4-4	1.009	2500	30	100
	Case 4-5	1.011	2500	40	100

형요소를 기본으로 하였다. 본 해석의 경우 복잡한 헤드부를 정확히 묘사하기 위하여 격자의 증가로 인하여 용량이 너무 크게 되어 그 해석의 방법으로 Gauss-Seidel의 반복해석법을 적용하여 해석을 시도하였으나 경계조건이 Dirichlet형으로 주어지는 경우 식 (9)의 최종 매트릭스 A의 계수가 Scarborough의 수렴조건<sup>(8)</sup> 만족치 않아서 해가 발산하였기 때문에 Gauss-거법을 이용하여 해를 구하였다. 수치계산의 수행은 Cray-2S를 이용하였으며 1회 계산에 소요되는 시간은 360-400초 정도이다. 이 값은 유한요소법에 소요되는 계산시간 보다 상당히 클 것으로 예측되는데 유한요소법을 사용했을 경우와 같은 정도로 전산시간량을 감소시키기 위해서 연립방정식을 효율적으로 푸는 방법에 대한 연구가 요망된다.

#### 4. 수치해석의 결과 및 고찰

본 해석에서는 경계요소법에 의한 실린더헤드의 3차원 열전도해석을 수행함으로써 연소실내의 열전달과정해석을 위한 효율적인 사이클 시뮬레이션에 필요한 등가두께와 헤드부와 같이 복잡한 구조체의 열전달현상에서 대류 및 전도열전달의 영향을 효과적으로 파악하기 위한 대류와 전도의 열저항 비 및 헤드부의 온도분포를 기관의 운전조건의 변화에 따라 해석하였다.

Fig. 8(a)~(d)는 당량비가 1.0인 부근에서 과급압력이 0mmHg일 때 기관회전속도의 변화에 따른 실린더헤드부의 표면온도 분포를 경계요소법에 의한 3차원 열전도해석으로 예측한 결과인데 기관회

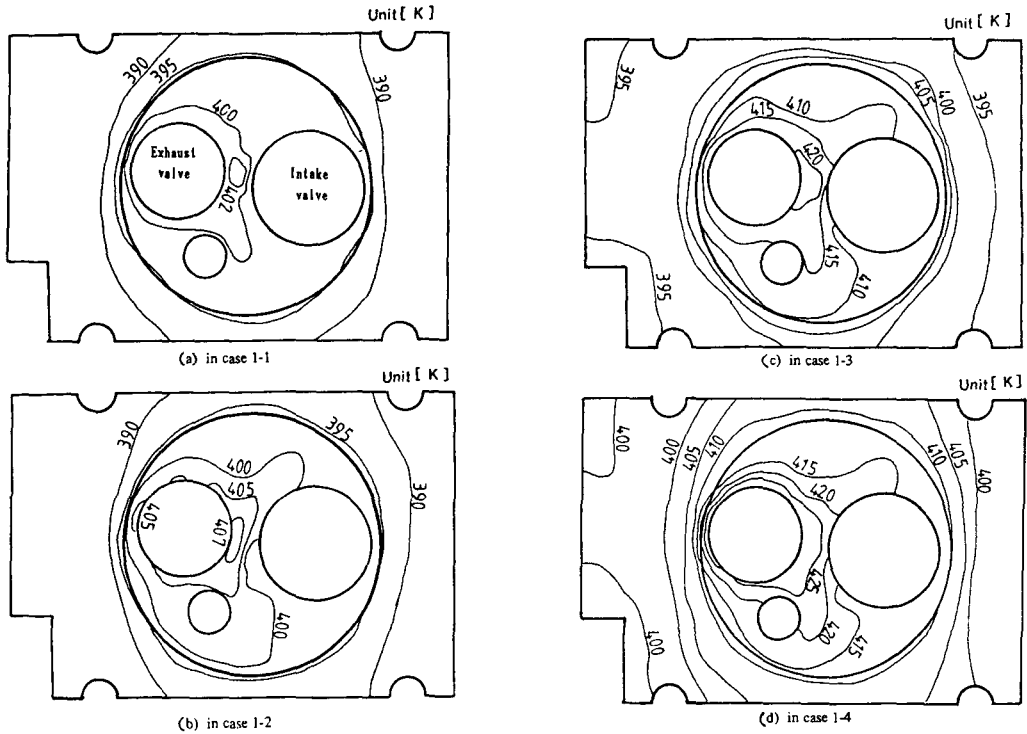


Fig. 8 Predicted inside wall surface temperature distribution of the cylinder head with respect to engine speed(a~d)

전속도의 증가에 따라 최고온도가 상승함을 알 수 있으며 배기밸브와 흡기밸브 사이의 점화플러그 부근에서 가장 높은 온도가 예측됨을 알 수 있다. 이것은 유한요소법에 의해 계산된 Kim<sup>(6)</sup>의 해석결과와 같은 경향임을 알 수 있다. Alkidas<sup>(9)</sup>는 단기통 점화기관에서 실린더헤드의 화염접촉면의 표면온도를 측정하였는데 기관회전속도의 증가에 따라 실린더헤드의 화염접촉면온도는 흡기밸브 부근이나 배기밸브 부근에서 모두 증가하고 있으며 기관회전속도가 2500rpm일 때 흡기밸브 부근에서 대개 최대 410K 배기밸브 부근에서 400~460K정도이어서 그 경향은 본 해석결과와 같으나 본 해석에서 예측된 최대온도가 20~30K 정도 낮으며 헤드의 위치에 따른 온도변화 폭은 Alkidas의 실험에서는 최대 48K 정도이고 본 해석에서는 30K정도이다. 이것은 본 해석에서 사용한 경계조건중 헤드부의 가스온도를 크랭크각에 대한 평균값을 사용하였고 헤드부의 화염면에서의 열전달계수 값으로 연소실 내부의 평균 열전달계수값을 사용하였기 때문에 위치에 따른 온도변동 폭이 Alkidas<sup>(9)</sup>가 실험에서 측정된

온도변동 폭의 범위보다 다소 작게 예측된 것으로 판단된다.

Fig. 9(a)~(f)는 기관회전속도 2500rpm 과급압력이 100mmHg일 때 경계요소법으로 예측한 실린더헤드부 화염접촉면의 온도분포인데 역시 배기밸브 부근에서 최대온도가 예측되었으며 당량비가 1.1부근에서 가장 높은온도가 예측되었다. Alkidas<sup>(9)</sup>의 실험결과에 의하면 당량비가 역시 1.1부근에서 배기밸브 부근에서의 표면온도가 가장 높은 온도임을 알 수 있어 본 해석 결과와 일치한다.

Fig. 10(a)~(d)는 경계요소법에 의해 계산한 과급압력 변화에 따른 실린더 헤드부의 화염접촉면 표면온도 분포를 보여주고 있는데 과급압력의 증가에 따라 최고온도가 증가하며 역시 배기밸브 부근에서 최대온도가 나타나는 것을 알 수 있다. Alkidas<sup>(9)</sup>의 실험에 의하면 체적효율의 증가에 따라 화염접촉면의 최대온도가 증가하는데 일반적으로 과급압력이 높아지면 체적효율이 증가하여 연소 가스온도가 상승하여 실린더헤드부의 표면온도가 증가한다.



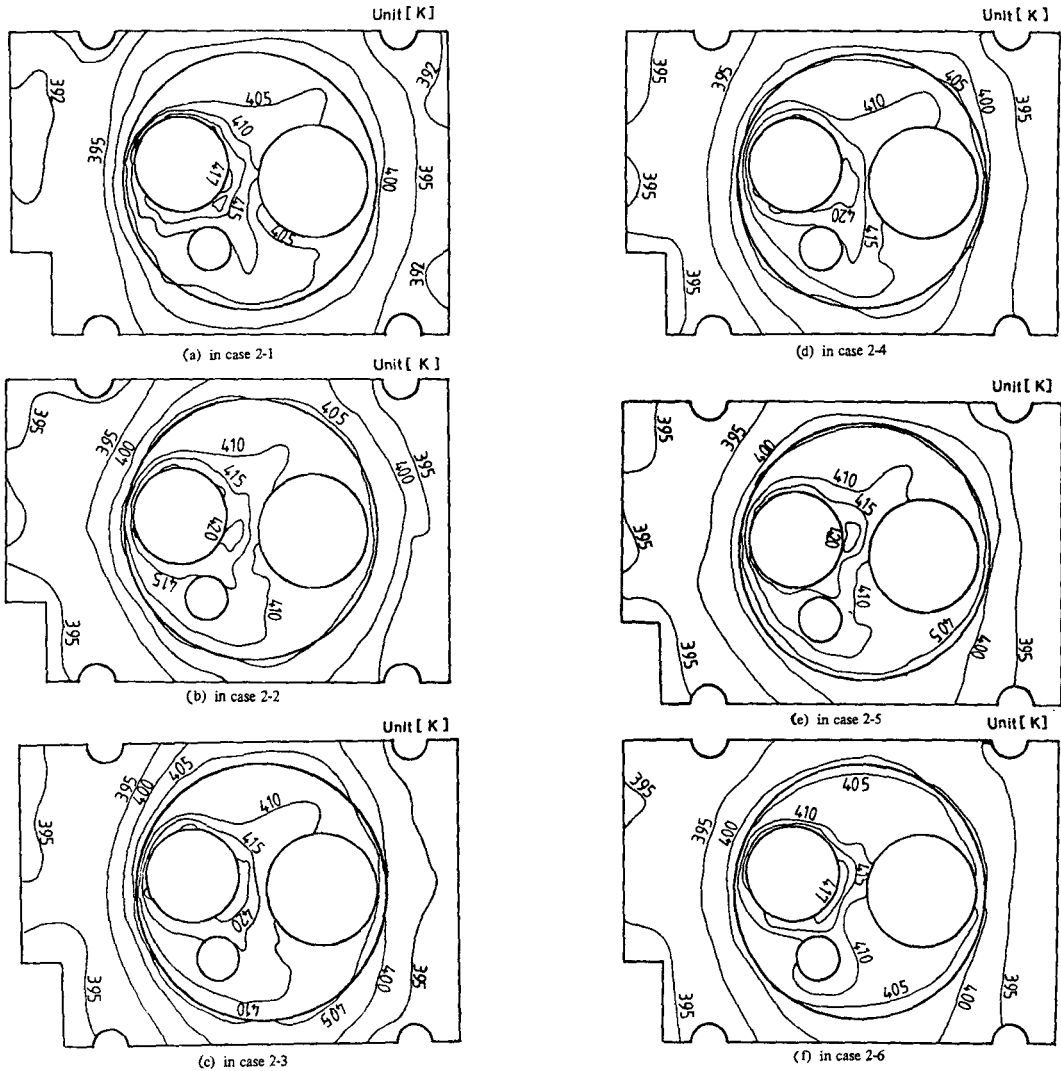


Fig. 9 Predicted inside wall surface temperature distribution of the cylinder head with respect to equivalence ratio(a~f)

Fig. 11(a)~(e)는 점화진각의 증가에 따른 경계요소법에 의해 계산한 헤드부의 화염접촉면의 온도분포를 도시한 것인데 점화진각이 증가함에 따라 화염면의 온도가 증가하는데 이것은 점화진각이 증가할 경우 스파크가 먼저 튀어서 점화된 화염에 의한 압축효과로 인해서 연소가스의 온도가 상승하기 때문인데 역시 Alkidas<sup>(9)</sup>의 실험에서의 경향과 일치한다. Alkidas<sup>(9)</sup>는 점화진각이 1°증가하면 화염면의 시간평균온도가 0.4K정도로 증가한다는 것을 실험적으로 측정할 바 있다.

Fig. 12(a)~(b)는 동일한 경계조건에서 유한요

소법과 경계요소법으로 계산한 헤드부의 화염접촉면의 온도분포인데 Fig. 12(a)~(b)는 Lim<sup>(10)</sup>이 사용한 바 있는 총 581개의 3차원 직육면체격자를 본 해석에 사용하여 유한요소법에 의해 해석을 수행한 결과이며 Fig. 12(b)는 실린더 헤드부의 경계면을 따라서 총 1,968개의 2차 곡면의 경계요소로 나누어 경계요소법으로 해석한 해석결과인데 유한요소법에 의한 화염면의 평균온도와 경계요소법에 의한 평균온도의 차는 약 1K정도 이며 경계요소법에서 구한 온도분포에서는 등온선의 변화모양이 유한요소법에 비해 변화가 심하며 배기밸브 부근에서 최

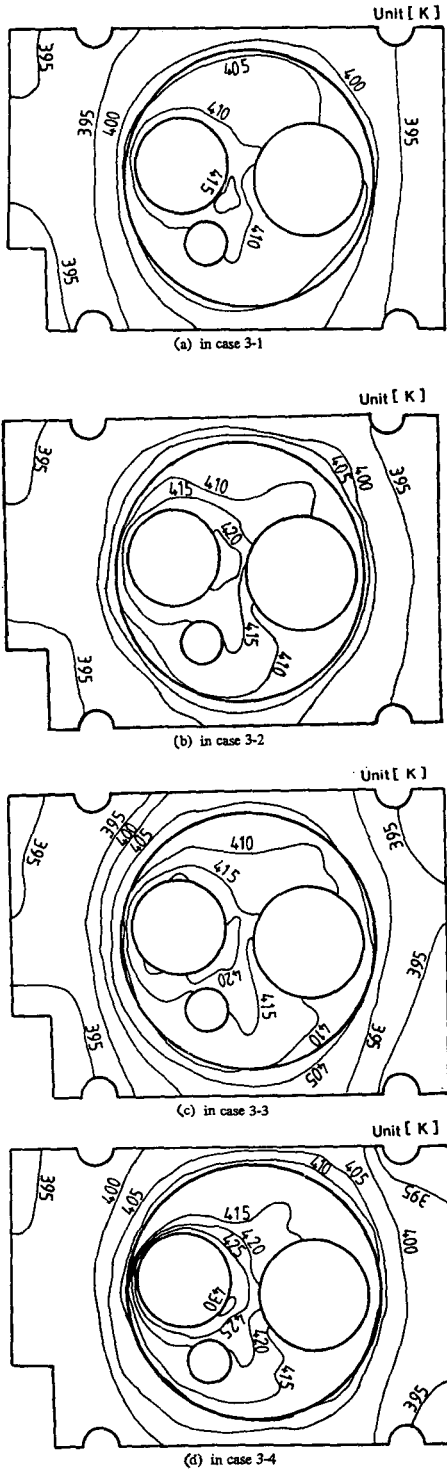


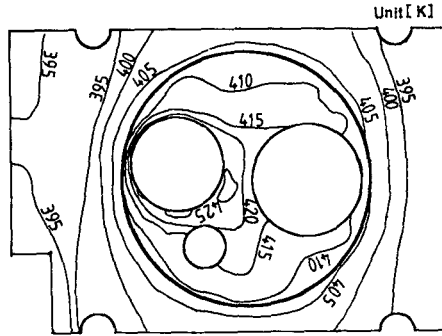
Fig. 10 Predicted inside wall surface temperature distribution of the cylinder head with respect to boost pressure(a~d)

대온도가 나타나는 등온선이 서로 떨어져서 생기는데 이것은 경계요소법이 유한요소법에 비해서 더 많은 요소를 사용하였기 때문에 극부적으로 발생하는 현상이거나 상수형의 경계요소를 사용하였기 때문에 발생한 것으로 판단되나 이에 대한 구체적인 이유는 밝혀지지 않았다. 경계요소법과 유한요소법에 의한 온도분포는 약간의 차이는 있으나 비교적 잘 일치함을 확인할 수 있다. 또한 실린더 헤드부와 같은 복잡한 구조를 갖는 3차원 구조체를 해석하기 위해서 경계요소법에서는 곡면격자구성을 하기 때문에 3차원 체적격자구조를 구성해야 하는 유한요소법에 비해서 격자구성에 많은 시간을 절약할 수 있으며 경계요소법의 특성상 계수매트릭스 산정에 이미 해석적적분(analytical integration)이 포함되어 있으므로 유한요소법에 비해 훨씬 적은 격자만으로도 유한요소법과 같은 정확도를 얻을 수 있다는 것이 알려져 있다.

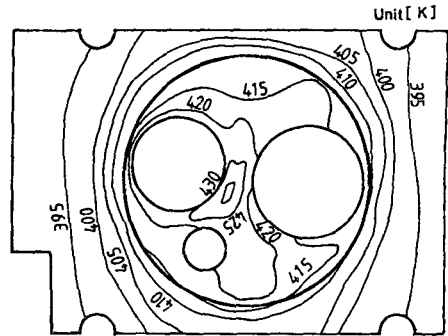
Fig. 13은 앞서 설명한 경계요소법에 의한 실린더 헤드부의 열전도해석에서 비등이 일어나는 실린더 헤드의 냉각수 접촉면온도와 연소실내부 가스온도 사이에서 구한 총체 평균등가열전달계수(overall mean effective heat transfer coefficient)와 내벽면 열전달계수를 당량비 변화에 따라 도시한 것인데 내벽면 열전달계수( $\alpha_g$ )와 총체 평균등가열전달계수 값이 일정한 차이가 있음을 알 수 있는데 이 차이는 냉각수와 접하는 실린더헤드 외벽과 연소실 내부가스사이에서 열전도로 인한 열저항 때문이며 전도열저항에 해당하는 만큼 연소실 내벽면 열전달계수 보다 총체 열전달계수가 작아지게 된다. 실린더헤드부와 같이 형상이 복잡한 구조체에서 전도에 의한 열저항을 효과적으로 파악하기 위해서 실린더헤드부와 같은 전열온도차를 갖는 Fig. 14(a)와 같은 평판에서의 열전달현상으로 대체할 수 있는데 본 해석에서는 연소가스에서 냉각수로의 열유속( $q_w$ )을 구하고 이를 이용하여 연소가스온도( $T_g$ )와 냉각수와 접하는 헤드 외벽부온도( $T_{wf}$ )사이에서의 총체열저항( $R_{overall}$ )을 식 (18)에 의해서 구하였다.

$$R_{overall} = \frac{T_g - T_{wf}}{q_w} \quad (18)$$

총체 열저항은 Fig. 14(b)와 같이 전도열저항( $R_{cond}$ )과 연소실 내부에서의 대류열저항( $R_{conv}$ )으로 나누어서 생각할 수 있는데 전도열저항( $R_{cond}$ )과 대류 열저항( $R_{conv}$ )은 각각 식(19)와



(a) in case 4-1



(e) in case 4-5

Fig. 11 Predicted inside wall surface temperature distribution of the cylinder head with respect to spark advance(a~e)

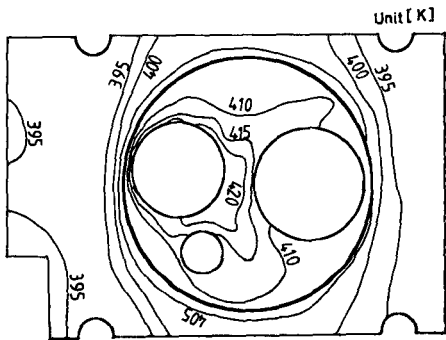
(20)으로 정의되며,

$$R_{conv} = \frac{1}{a_g} \quad (19)$$

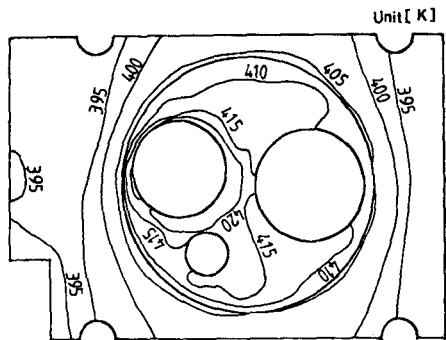
$$R_{cond} = \frac{t_e}{k_h} \quad (20)$$

식 (20)에서 등가두께 ( $t_e$ )를 구할 수 있다.

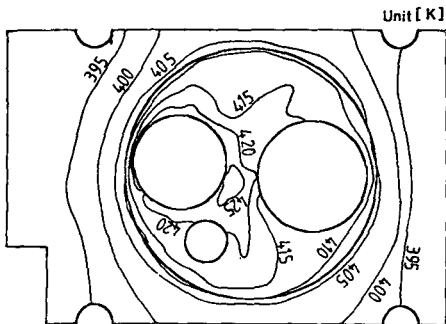
Fig. 15~Fig. 18은 각각 기관회전속도, 당량비,



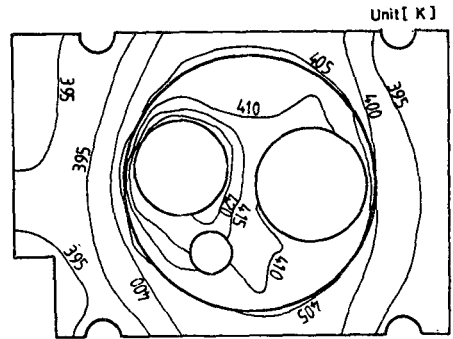
(b) in case 4-2



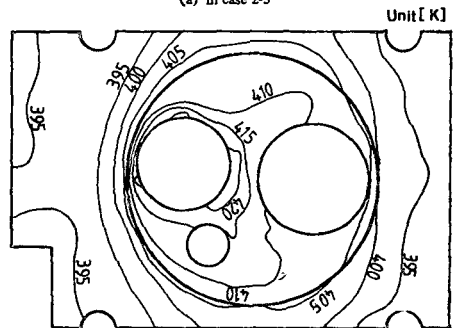
(c) in case 4-3



(d) in case 4-4



(a) in case 2-3



(b) in case 2-3

Fig. 12 Comparison of temperature distributions of the cylinder head predicted by BEM and FEM

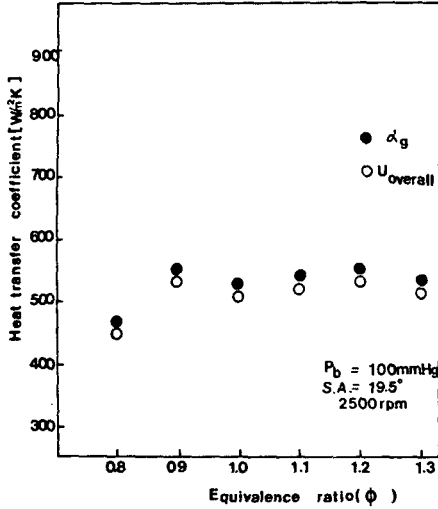


Fig. 13 Comparison of overall heat transfer coefficient and heat transfer coefficient of the inner wall of cylinder head with respect to equivalence ratio

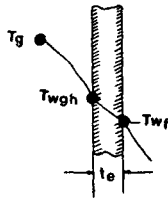


Fig. 14(a) Temperature distribution across cylinder head

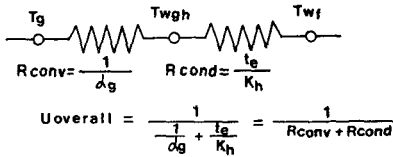


Fig. 14(b) Overall heat transfer coefficient of cylinder head

점화진각 및 과급압력의 변화에 대하여 경계요소법에 의한 열전도해석 결과에서 구한 등가두께 ( $t_e$ )와 식 (4)와 식 (20)에서 구한 대류열저항에 대한 전도열저항의 비율 즉 전열저항비율을 도기한 것인데 대류열저항에 대한 전도열저항의 비는 2~5% 정도이며 등가두께는 대략 6~7.5mm 정도의 값을 가짐을 알 수 있다.

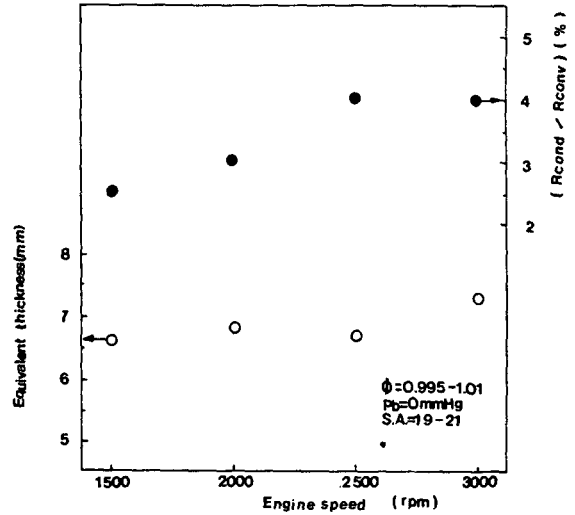


Fig. 15 Equivalent thickness and ratio of thermal resistances of the cylinder head with respect to engine speed

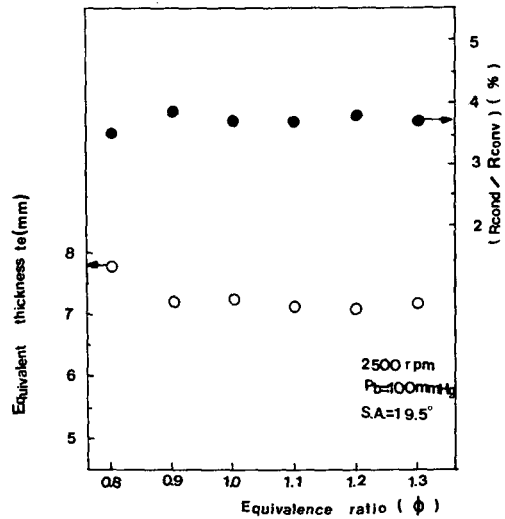


Fig. 16 Equivalent thickness and ratio of thermal resistances of the cylinder head with respect to equivalence ratio

Fig. 16에서 당량비의 변화에 따른 대류열저항에 대한 전도열저항의 비는 3~4% 정도이며 등가두께 ( $t_e$ )는 7~8mm 정도이다.

Fig. 17은 점화진각의 변화에 따른 대류열저항에 대한 전도열저항비와 등가두께 ( $t_e$ )를 도기한 것인데 전열저항비는 4~5% 정도이며 등가두께는 대개 7~8mm 정도이다.

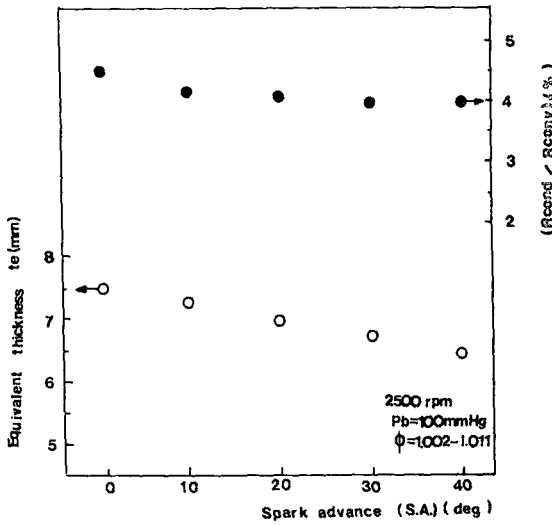


Fig. 17 Equivalent thickness and ratio of thermal resistances of the cylinder head with respect to spark advance

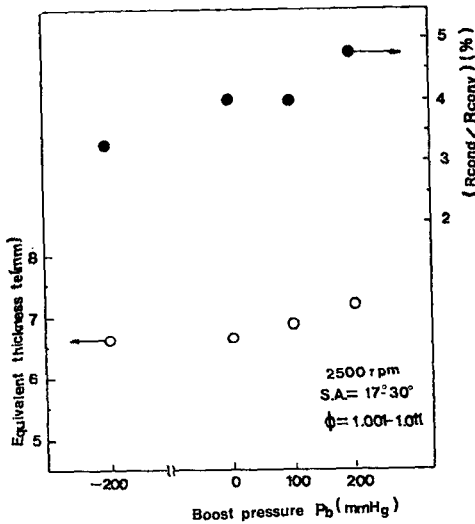


Fig. 18 Equivalent thickness and ratio of thermal resistances of the cylinder head with respect to boost pressure

Fig. 18은 과급압력의 변화에 따른 전열저항비와 등가두께( $t_e$ )를 도시하였는데 등가두께는 6~7mm 정도이며 전열저항비는 3~5% 정도의 범위에 있음을 알 수 있다.

Fig. 15~Fig. 18을 종합해 보면 운전조건에 따라 대류열저항에 대한 전도열저항 비는 대개 3~5% 정도로 대부분의 열저항이 연소실내에서의

대류열저항임을 알 수 있으며 등가두께는 6~8mm 정도의 값을 가지는데 본 해석에서 사용한 실제 헤드부의 최소두께는 6mm 정도이므로 경계요소법에 의한 열전도해석을 한 결과 구한 등가두께가 실제 최소두께보다 다소 큰 값으로 산정되어 그 오차가 크지않는 신뢰할 수 있는 값을 알 수 있으나 실제 헤드부에서 최대로 두꺼운 부분은 15~16mm 정도의 값을 가지므로 예측된 등가두께가 엄밀한 의미에서 정확한 값이라고 단언할 수는 없다고 판단된다. 그러나 기하학적으로 복잡한 구조체에서 열전달해석에 있어 대류와 전도의 영향을 효과적으로 파악하기 위해서 위의 접근방법이 효과적으로 이용될 수 있을 것이다.

### 5. 결 론

- (1) 실린더헤드부의 화염접촉면의 표면온도는 기관회전속도, 점화진각, 과급압력의 증가에 따라 증가한다.
- (2) 실린더헤드부의 화염접촉면의 온도를 최대로 하는 당량비의 값이 존재한다.
- (3) 대류열저항에 대한 전도열저항의 비율은 기관의 운전조건에 따라 큰 변화가 없으며 전도열저항은 대류열저항에 비해 거의 무시할 수 있다.
- (4) 기관의 운전조건에 따른 실린더헤드부의 등가 두께는 대개 일정한 값을 갖는다.
- (5) 경계요소법으로 구한 실린더 헤드부의 내벽면 온도분포는 유한요소법에 의한 결과와 비교적 잘 일치하며 실린더헤드부와 같은 복잡한 기하학적 구조체를 갖는 구조체를 해석할 경우 경계면에서 2차원 곡면 경계요소로 격자망을 구성하는 경계요소법에 의한 해석이 3차원 체적격자를 구성해야 하는 유한요소법에 비해서 격자구성에서 훨씬 편리함을 확인할 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 한국과학재단 1986 특수목적기초 연구비의 지원으로 수행되었으며, 그 지원에 심심한 감사사를 표합니다.

### 참 고 문 헌

- (1) 홍진관, 1989, "터보과급 가솔린기관의 열전달에 관

- 한 연구”, 고려대학교 석사학위 논문.
- (2) Hammer, P.C., Marlowe, O.J. and Stroud, A.H., 1956, “Numerical Integration over Simplexes and Cones”, *Math Tables, Other Aids Comput.*, Vol. 10, pp. 130~139.
- (3) Betts, P.C., Kang, J.S., 1983, “On the Accuracy of BEM for 3-D Conduction Problems”, *Numerical Method in Heat Transfer*, Vol. 2, ed. by Lewis et al., John Willey Sons Ltd.
- (4) Brebbia, C.A., Tells, J.C.F. and Wrobel, L.C., 1984, “Boundary Element Technics”, Springer-Verlag.
- (5) Wu, H. and Knapp, R.A., 1981, “A Heat Transfer Analysis of Automotive Internal Combustion Gasonie Engine”, *Numerical Methods in Heat Transfer*, ed. by Lewis et al. John Willey, p.511.
- (6) 김벽탁, 1987, “유한요소법에 의한 실린더헤드의 온도분포 및 열응력해석”, 고려대학교 석사학위 논문.
- (7) Horlock, J.H. and Winterbone, D.E., “The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines”, Vol. 9, Clarendon Press, Oxford, 88, pp. 782~804.
- (8) Patankar, S.V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, McGraw-Hill.
- (9) Alkidas, A.C., 1982, “Thermal Loading of the Cylinder Head of a Spark Ignition Engine”, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 3, No. 3-4, Jan-June.
- (10) 임영훈, 1989, “유한요소법에 의한 실린더헤드의 비정상상태 온도분포 및 열응력 해석”, 고려대학교 석사학위 논문.