

유한요소법에 의한 실린더 헤드의 온도 분포 및 열응력 해석

Finite Element Analysis for the Temperature and Thermal Stress
Distributions of a Cylinder Head

손 명 환*, 박 진 무**, 김 병 탁***
Sohn M.W., Park J. M., Kim B. T.

ABSTRACT

The temperature and thermal stress fields of a cylinder head are computed by the finite element method for an actual four-cylinder gasoline engine as a basic study of engine development. By adopting simplified model of steady heat conduction and exploiting the geometrical symmetry, computations are concentrated for one cylinder-bore's worth of the head which is approximated as combination of 434 three-dimensional finite elements with 910 nodes. Cycle-averaged values are assigned to the heat transfer coefficients on the head surface in accordance with published results for the same model and operating conditions. The computed fields are presented along the intake-exhaust port, for the bottom side and fire surface, which indicate maximum temperature at the exhaust port inlet and maximum thermal stress in a part of the exhaust port near the fire surface.

기 호 설 명

1. 영문자

1.1 대문자

- $[B]$: 변형률과 변위 사이의 관계 행렬
 $[D]$: 구성 방정식 행렬
 E : 종탄성 계수
 $[K]^h$: 온도장의 강성 행렬
 $[K]^m$: 변형장의 강성 행렬
 $[L]$: 미분 연산자 행렬
 $[N]$: 형상 함수 행렬

- N_e : 전체 요소의 수
 $\{T\}$: 절점 온도 벡터
 T : 온도
 \bar{T} : 경계에서 주어진 온도
 T_∞ : 유체 온도
 $\{\bar{U}\}$: 전체 절점 변위 벡터
 $\{U\}$: 한 요소의 절점 변위 벡터

1.2 소문자

- $\{f_h\}$: 온도의 힘 벡터
 $\{f_M\}$: 기계적 부하에 의한 작용력 벡터
 $\{f_T\}$: 온도 부하에 의한 작용력 벡터

* 고려대학교 공과대학 기계공학과 교수

** 고려대학교 공과대학 기계공학과 교수

*** 고려대학교 공과대학 기계공학과 대학원

- h : 열전달 계수
- k : 열전도 계수
- n_i : 수직 벡터의 성분
- q_s : 경계에서 주어진 단위 면적당 열유량
- $\{i\}$: 표면력 벡터
- $\{u\}$: 변위 벡터
- \bar{u}_i : 경계에서 주어진 변위
- u, v, w : 변위 벡터의 성분
- x, y, z : 전체 좌표계(Global Coordinate)

2. 그리스문자

- α : 열팽창계수
- Γ : 전체 경계 영역
- Γ_i : 온도장의 각 경계 영역
- $\bar{\Gamma}_i$: 변형장의 각 경계 영역
- δ_{ij} : Kronecker Delta
- ΔT : 기준 온도에 대한 온도 상승량
- δT : 온도장의 변분
- (δU) : 가상 절점 변위 벡터
- ϵ_{ij} : 변형률 텐서
- $\{\epsilon\}$: 변형률 벡터
- λ, μ : Lamè 상수
- ν : Poisson 비
- ξ, η, ζ : 국소 좌표계(Local Coordinate)
- σ_{ij} : 응력 텐서
- $\{\sigma\}$: 응력 벡터
- $\{\sigma_0\}$: 초기 응력 벡터
- Ω : 전체 영역

3. 상, 하기 첨자

- e : 유한 요소 영역
- T : 전치(Transpose)

1. 서 론

내연기관의 성능 개선을 위한 다각적인 연구의 하나로, 기관 구성체들의 열적 거동 해석을 들 수 있다. 극단적인 예로서, 자연 급기 소형 기관에 터보 과급 장치를 부착하여 출력의 증대를 시도한다면, 폭발 압력 및 온도의 증가로 인하여 실린더 헤드 등의 구성체에 더 높은 온도 분포, 허용 한도를 초과하는 열 변형 및 응력의 발생 가능성을 예측할 수 있다.

실린더 헤드의 열적 거동에 관한 기존 연구로는, Nozue 등¹⁾이 디젤기관의 헤드에 관한 수치 해석과 열적 피로 강도를 검토하였으며, Wu 등²⁾이 2차원 단순 모델을 설정하여 정상 열전도 해석 결과를 제시하였고, Limbert³⁾가 유한차분법(FDM)으로 흡, 배기구멍 사이의 온도 분포를 계산하였으며, Bertodo 등⁴⁾이 헤드에 관련되는 실제적 조건을 검토하여 설계의 참고 자료를 추출한 것 등을 들 수 있다. 위와 같은 연구들은 대체로 특정 디젤기관에 관한 열적 거동 해석 결과를 제시한 것으로, 기관의 독자적 개발을 위해서는 기관의 구체적 연구를 통한 기술 축적이 필요하다고 생각된다.

이 연구에서는, 가솔린기관의 출력 증대에 관한 기초적 연구의 하나로써 실린더 헤드의 온도 분포 및 열응력을 수치 해석하였다. 해석의 기본 모델로는 실제하는 소형 가솔린기관을 선택하여, 그 헤드를 절개한 후, 각 부분의 치수를 측정하여 그 구체적 형상을 파악하였다. 또 헤드의 표면을 연소가스 및 냉각수 접촉면, 흡기 및 배기구멍, 헤드 바깥쪽 및 캡축쪽 공기 접촉면의 6개 부분으로 구별하여 열전달 관련 경계조건을 부여하였다. 연소가스와 냉각수의 경계조건은 실험 및 수치 해석에서 얻은 사이클 평균값을 사용하였고⁵⁾, 기타 부분에서도 문헌⁶⁾을 참조하여 정상 열전도 모델을 설정하였다. 이것은 기관 구성체에서 주기적 온도 변화의 진폭이 그 평균적 온도 상승에 비하여 대체로 매우 작다는 연구 결과⁷⁾에 근거한 것이며, 이 모델은 그 자체로도 온도장 계산량을 절감할 뿐 아니라, 헤드 형상의 대칭성을 이용하여 한 개의 실린더 윗 부분에 해석을 집중함으로써 좀 더 세밀한 계산을 가능하게 하였다.

결과적으로, 계산에 사용된 3차원 유한 요소의 수는 434개이고 절집수는 910개로 하였다. 계산 과정은 헤드 형상, 냉각수 순환등에 관한 실제 변경과 열전달 경계조건에 관한 연구 진전에 쉽게 적용할 수 있도록 구체적 프로그램을 작성하여 수행하였다. 계산된 온도 및 응력 분포는 등온선 및 등 응력선

들로 도시하여, 취약부분에 대한 실험적 검증과 보강등 추가적 연구의 참고 자료로서 제시하였다.

2. 기본 이론

영역 Ω 를 차지하는 실린더 헤드의 온도 T 에 관한 정상 열전도 방정식과, 그 표면 Γ 에서의 경계조건은 직교 좌표계에서 각각 다음과 같다.

$$kT_{,ii} = 0 \quad \text{in } \Omega \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{aligned} T &= \bar{T} && \text{on } \Gamma_1 \\ -kT_{,i} n_i &= q_s && \text{on } \Gamma_2 \quad \dots\dots\dots (2) \\ -kT_{,i} n_i &= h(T - T_\infty) && \text{on } \Gamma_3 \end{aligned}$$

여기서 k 는 열전도 계수, n_i 는 표면에서의 단위 수직 벡터, \bar{T} 와 q_s 는 각각 부여된 온도 및 열유입량, h 는 열전달 계수이며, 합 규약 (Summation Convention)으로 표기한 것이다.

헤드내의 응력 σ_{ij} 와 변형을 ϵ_{ij} 및 온도 상승량 ΔT 의 관계식은 다음과 같다.⁷⁾

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \lambda \delta_{ij} \epsilon_{kk} + 2\mu \epsilon_{ij} - (3\lambda + 2\mu) \alpha \Delta T \delta_{ij} \\ &\dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

윗 식에서 α 는 선형 열팽창 계수이고, Lamé 상수 λ, μ 는 다음과 같이 종탄성 계수 E 및 포와송 비 ν 로 표시된다.

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

식 (3)에서 응력과 변형을 텐서를 각각 1개 행 (Column)으로 나열하여 벡터 형태로 표기하면,

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} = [D] \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{xy} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} \end{Bmatrix} - \frac{E\alpha\Delta T}{1-2\nu} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

또는

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} - \{\sigma_0\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

윗 식에서 $\{\sigma_0\}$ 는 ΔT 에 의한 초기 응력에 해당하며 구성 방정식 행렬 $[D]$ 는 다음과 같다.

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ \text{Symmetric} & & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (7)$$

미소 변형장에서 변위-변형을 관계를 식(5)와 같은 방법으로 표기하면,

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{xy} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ & & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} & \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} & & 0 & & \\ & 0 & \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} & \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} & & \\ \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} & & & \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (8)$$

또는,

$$\{\epsilon\} = [L]\{u\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

헤드의 역학적 평형 조건식과 변위 및 표면력 경계조건은 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}, j &= 0 && \text{on } \Omega \quad \dots\dots\dots (10) \\ u_i &= \bar{u}_i && \text{on } \bar{\Gamma}_1 \quad \dots\dots\dots (11) \\ \sigma_{ij} n_j &= t_i && \text{on } \bar{\Gamma}_2 \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

이 연구에서 사용한 유한 요소는 3차원 선형 등매개(Isoparametric) 요소로서, 한 요소내의 온도 및 변위는 8개 절점의 온도와 변위로서 다음과 같이 근사적으로 결정된다.⁸⁾

$$\begin{aligned} T &= N_\alpha T_\alpha \quad (\alpha: 1, 2, \dots, 8) \quad \dots\dots\dots (13) \\ u &= N_\alpha u_\alpha, \quad v = N_\alpha v_\alpha, \quad w = N_\alpha w_\alpha \quad (\alpha: 1, 2, \dots, 8) \\ &\dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

위에서 N 는 보간(Interpolation) 함수로서 절점 α 의 국소 좌표 $\xi_\alpha, \eta_\alpha, \zeta_\alpha$ 로 다음과 같이 규정하였다.

$$N_\alpha = \frac{1}{8}(1 + \xi_\alpha \xi)(1 + \eta_\alpha \eta)(1 + \zeta_\alpha \zeta) \quad (\alpha: 1, 2, \dots, 8) \dots\dots\dots (15)$$

식 (15)에서는 예외적으로 합 규약을 적용하지 않는다.

식 (14)를 행렬 관계식으로 표시하면,

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & \dots & N_8 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & \dots & 0 & N_8 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & \dots & 0 & 0 & N_8 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ v_8 \\ w_8 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (16)$$

또는,

$$\{u\} = [N] \{U\} \dots\dots\dots (17)$$

따라서 식 (6)과 시 (9)는 각각 절점 변위 벡터 $\{U\}$ 로 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned} \{\sigma\} &= [D] \{\epsilon\} - \{\sigma_0\} = [D][L] \{u\} - \{\sigma_0\} \\ &= [D][L][N] \{U\} - \{\sigma_0\} = [D][B] \{U\} - \{\sigma_0\} \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

$$\{\epsilon\} = [L] \{u\} = [L][N] \{U\} = [B] \{U\} \dots\dots\dots (19)$$

정상 열전도 방정식 (1)의 양변에 온도장의 변분 δT 를 곱하고 전 해석 영역에서 적분하면,

$$\int_{\Omega} [-(kT,_{ii}) \delta T] d\Omega = 0 \dots\dots\dots (20)$$

이 식을 부분 적분하고 Gauss 정리를 적용하면,

$$\int_{\Omega} kT,_{i,i} \delta T,_{i,i} d\Omega = \int_{\Gamma} kT,_{i,i} n_i \delta T d\Gamma \dots\dots (21)$$

경계 조건식 (2)와 온도가 규정된 경계면 Γ_1 에서 온도장 변분 δT 가 없음을 고려하면 식 (21)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} kT,_{i,i} \delta T,_{i,i} d\Omega &= - \int_{\Gamma_2} q_s \delta T d\Gamma \\ &\quad - \int_{\Gamma_3} h(T - T_\infty) d\Gamma \dots\dots (22) \end{aligned}$$

윗 식에서 T 와 δT 를 식 (13)과 같은 근사적 표현으로 대치하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta T_\alpha \sum_{e=1}^{Ne} \left[\int_{\Omega^e} kN_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma_3^e} hN_\alpha N_\beta d\Gamma \right] T_\beta \\ = - \delta T_\alpha \sum_{e=1}^{Ne} \left[\int_{\Gamma_2^e} q_s N_\alpha d\Gamma - \int_{\Gamma_3^e} hT_\infty N_\alpha d\Gamma \right] \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

식 (23)이 임의의 변분 δT_α 에 대하여 항상 성립하려면,

$$\begin{aligned} \sum_{e=1}^{Ne} \left(\int_{\Omega^e} kN_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma_3^e} hN_\alpha N_\beta d\Gamma \right) T_\beta \\ = \sum_{e=1}^{Ne} \left(- \int_{\Gamma_2^e} q_s N_\alpha d\Gamma + \int_{\Gamma_3^e} hT_\infty N_\alpha d\Gamma \right) \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

식 (24)를 간단하게 표시하면,

$$[K]^h \{T\} = \{f_h\} \dots\dots\dots (25)$$

식 (25)의 전 영역에서의 행렬 $[K]^h$ 및 벡터 $\{f_h\}$ 는 각 요소 영역에서의 행렬 $[K]^h_e$ 및 벡터 $\{f_h\}_e$ 와 다음 관계로 표시된다.

$$[K]^h = \sum_{e=1}^{Ne} [K]^h_e, \{f_h\} = \sum_{e=1}^{Ne} \{f_h\}_e \dots\dots (26)$$

윗 식에서 행렬 $[K]^h_e$ 및 벡터 $\{f_h\}_e$ 의 성분은 각각 다음과 같다.

$$K_{\alpha\beta}^h = \int_{\Omega^e} kN_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma_3^e} hN_\alpha N_\beta d\Gamma \dots\dots\dots (27)$$

$$f_{h\alpha} = - \int_{\Gamma_2^e} q_s N_\alpha d\Gamma + \int_{\Gamma_3^e} hT_\infty N_\alpha d\Gamma \dots\dots\dots (28)$$

같은 방법으로, 역학적 평형 조건식 (10)을 가상일의 원리로 변환하고 식 (12), (17), (18), (19)를 대입하여 정리하면⁹⁾,

$$\begin{aligned} \{\delta U\}^T \sum_{e=1}^{Ne} \left(\int_{\Gamma_2^e} [N]^T \{t\} d\Gamma \right) \\ = \{\delta U\}^T \sum_{e=1}^{Ne} \left(\int_{\Omega^e} [B]^T ([D][B] \{U\} - \{\sigma_0\}) d\Omega \right) \dots\dots\dots (29) \end{aligned}$$

윗 식이 임의의 가상 절점 변위 $\{\delta U\}$ 에 대하여 항상 성립하므로 다음 식이 유도된다.

$$[K]^m \{U\} = \{f_M\} + \{f_T\} \dots\dots\dots (30)$$

윗 식에서도 식 (26)과 마찬가지로 다음 관계식이 성립한다.

$$\begin{aligned}
 [K]^m &= \sum_{e=1}^{Ne} [K]_e^m, \quad \{f_M\} = \sum_{e=1}^{Ne} \{f_M\}_e, \\
 \{f_T\} &= \sum_{e=1}^{Ne} \{f_T\}_e \dots\dots\dots (31)
 \end{aligned}$$

식 (31)의 $[K]_e^m, \{f_M\}_e, \{f_T\}_e$ 의 성분은 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 [K]_e^m &= \int_{\Omega_e} [B]^T [D] [B] d\Omega \\
 \{f_M\}_e &= \int_{\Gamma_2} e [N]^T \{t\} d\Gamma \dots\dots\dots (32) \\
 \{f_T\}_e &= \int_{\Omega_e} [B]^T \{\sigma_0\} d\Omega
 \end{aligned}$$

식 (28)의 q_s 와 식 (32)의 $\{t\}$ 는 헤드 내부에서 그 값이 주어지지 않으나 전체 영역의 요소간 조합 과정에서 상쇄되므로 식 (25)와 식 (30)의 $\{f_b\}$ 와 $\{f_M\}$ 는 헤드 표면의 경계조건만으로 결정된다.

이 연구에서는 NAS 8083 컴퓨터의 계산 용량을 최대한 활용하기 위하여, 헤드를 434개의 요소로 분할하여 절점수는 910개가 되었다. 따라서 헤드의 온도 분포는 910차원 벡터 $\{T\}$ 로, 변위는 각 절점이 3자유도이므로 2730차원 벡터 $\{U\}$ 로 근사 계산을 수행하였다.

3. 모델의 수치해석

이 연구에 사용된 기관은 국산 4기통 4사이클 자동차용 가솔린 기관이며 Table 1과 2에 기관의 제원과 실린더 헤드의 재질인 알

Table 1. Specification of the Engine

Item	Specification
Type	4-CYL-IL LINE-OHC Water Cooled
Piston Displacement, cc	1238
Bore × Stroke, mm	73 × 74
Connecting Rod Length, mm	153.7
Compression Ratio	9.0
Max. Output, PS(rpm)	80(6300)
Max. Torque, N. m(rpm)	105.8(4000)

Table 2. Material Properties(AC4B)

Young's Modulus, GPa	72.4
Poisson's Ratio	0.33
Mass Density, kg/m ³	2770
Conductivity, W/mK	104
Expansion Coeff., m/mK	22.3 E - 6

루미늄 합금(AC 4 B)의 물성치를 제시하였다. 기관의 운전 조건은 헤드의 열전달 경계조건을 제공하는 관련 연구 결과⁵⁾를 참조하여 회전수 1000~3000 rpm, 등가비 0.919~1.304의 범위에서 몇 가지 조합으로 선택하였으며 밸브 개도는 각 운전 조건에서 최대 마력을 내는 값으로 선정하였고 흡기관 압력은 -100mmHg로 고정하였다. 이 논문에서는 3000 rpm, 1.191 경우의 계산 결과를 집중적으로 검토하였다.

Fig.1은 실린더 헤드의 바닥을 나타내며 실린더의 길이 방향에 따라 대칭인 구조를 갖고 있으므로 하나의 실린더 보어에 해당하는 헤드 부분을 모델로 선정하였다. 여기서는 연료 펌프에서 3번째 부분을 선택했으며 이 부분을 택한 이유는 첫번째와 네번째는 대기와 접하는 부분이 많고 두번째는 냉각수의 출구가 있어 열전달이 더 활발하게 일어날 것으로 예상했기 때문이다. Fig.2는 실린더 헤드를 분할한 유한 요소 모델로서 흡기 구멍 입구쪽, 배기 구멍 출구쪽, 윗면, 아랫면의 요소 분할 상태를 나타내고 있다. 이 유한 요소 모델에서 헤드 상단부를 제거한 것은 제한된 컴퓨터 용량 내에서 계산을 수행하기 위한 것이며, 또한 이 부분은 열적으로 문제 발생의 소지가 비교적 적다고 볼 수 있기 때문이다.

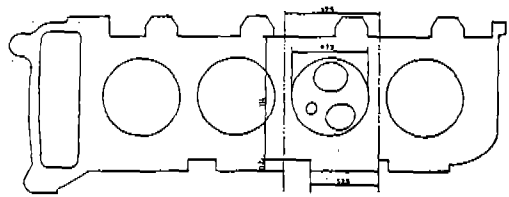
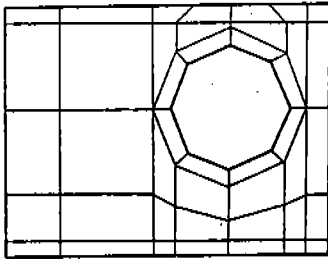
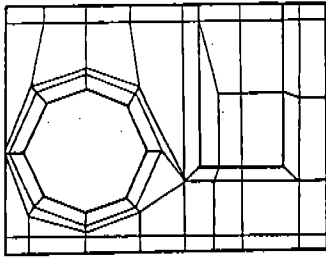


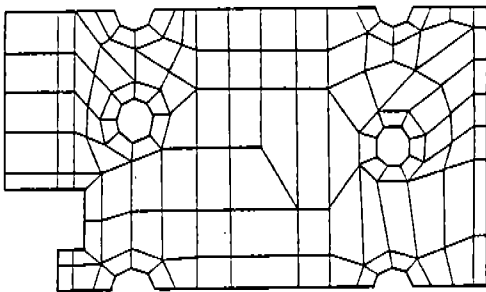
Fig.1 Bottom View of the Cylinder Head



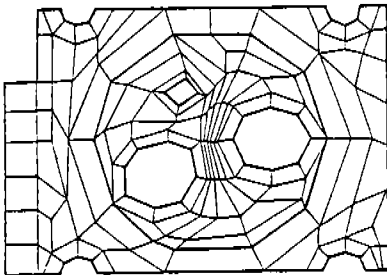
(a) Intake Port Side



(b) Exhaust Port Side



(c) Upper Side



(d) Bottom Side

Fig.2 Mesh Generations of the Cylinder Head

3-1 열전도 해석

실린더 헤드는 고온의 연소 가스와 접촉하고 있는 면과 냉각수와 접한 면, 배기 구멍 등에서 활발한 열전달이 일어난다. 엄밀한 의미에서는 각 부분에 있어 온도가 주기적으로 변화

하기 때문에 비정상 열전도 해석을 해야 하나 이것은 구조체가 아주 복잡할 뿐 아니라 관련 자료를 얻기 힘들고 또한 실제적으로 연소 가스의 상태가 주기적으로 매우 빨리 변화하기 때문에 온도 변화에 미치는 영향은 무시할 만하므로²⁾ 정상 상태로 가정하고 온도장을 계산하였다. 경계조건은 경계를 6개 부분으로 나누어 그 중 실린더 헤드 바깥 부분과 챔축 쪽의 공기의 온도를 각각 25°C, 35°C로 일정하게 놓고 열전달 계수는 운전 조건에 관계없이 17.5W/m²K로 고정하였으며 나머지 4부분의 온도와 열전달 계수는 Table 3에 제시하였다.⁶⁾ 이 표에서 냉각수의 온도와 열전달 계수는 실린더내에서 피스톤으로부터 커넥팅 로드를 통해 나가는 열이 없다고 가정할 때 실린더 블록의 출구 온도를 헤드의 입구 온도로 하여 사이클 평균값을 계산 사용한 것이다. 또한 흡, 배기 구멍에서의 열전달 계수는 Annand 및 Hires 등의 연구 결과를 참고하여 결정하였다.⁶⁾ 그 밖의 경계조건으로는 절단면에서 열흐름을 무시하였고, 실린더 블록과 헤드 사이의 가스켓을 통해 나가는 열은 무시할 만큼 작다고 가정하였으며 밸브를 통한 열전달 효과는 고려하지 않았다.

Table 3. Boundary Conditions (3000 rpm, E.R. = 1.191)

	Gas (Inside)	Coolant	Ex-port	In-port
Temp., K	1117.3	342.71	1067.3	333.15
H.T.Coeff., W/m ² K	434.3	5924.0	666.3	430.7

3-2 열응력 해석

열 변형장 및 열응력을 구하기 위한 경계조건은 기관 헤드 하부의 가스켓 접촉면에서 z 방향의 변위를 고정하였다. 또 흡기 구멍 입구 하부의 경사면에 대해서 x방향의 변위를 고정하였으며 인접 헤드와의 접촉면의 절단면에서 y방향의 변위를 고정하였는데 이것은 각 실린더 보어에 해당하는 헤드 부분의 대칭성

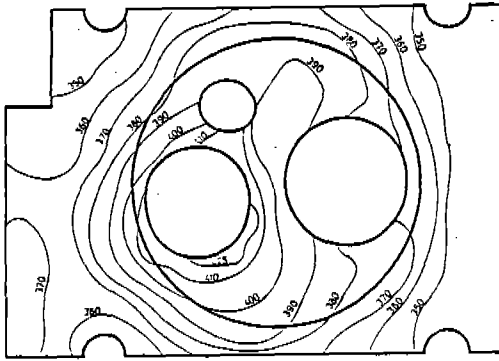


Fig. 5 Temperature Distribution on Bottom and Fire Surfaces, K

고 온도도 높아 배기 구멍에서의 열전달이 이 부분에 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 또 배기 구멍 끝부분에 해당하는 밑면의 온도가 조금 안쪽 부분의 온도보다 높은 이유는 Fig. 4의 경우와 마찬가지로 냉각수의 경로가 배기 구멍 출구에서 약간 안쪽을 통과하기 때문에 이 부분이 안쪽보다 열전달이 덜 활발함에 기인한 것으로 풀이된다. 한편 흡기 구멍쪽의 바닥면의 온도는 바깥으로 갈수록 등온선이 원주 방향으로 평행해지며 우측면에 가까워져서는 변과 거의 평행하게 나타났다. 따라서 절단면에서의 열전달을 무시할 만 하다고 가정할 때 흡기 구멍쪽에서의 열흐름은 우측면에 수직으로 일어나고 있고 그 온도 구배는 거의 일정함을 보여주고 있다. 기관의 회전수가 증가함에 따라 온도는 상당히 큰 값으로 증가하였으며, 이것은 밸브 개도에 의한 유량의 변화로 열전달 계수가 기관 회전수에 따라 불규칙하게 변화하여 그 원인이 전적으로 기관 회전수에 의한 것이라고는 볼 수 없으나 기관 회전수가 1000, 2000, 3000 rpm으로 증가함에 따라 최고 온도는 배기 구멍 입구에서 각각 약 117°C, 144°C, 159°C로 증가하였다. 또 기관 회전수는 2000 rpm으로 일정하게 놓고 등가비를 0.919, 1.053, 1.304로 증가시킨 경우 전체적인 온도는 가스켓 접촉면에서는 등가비에 관계없이 거의 동일하게 나타나고 있으나 최고 온도는 등가비가 증가함에 따라 앞

의 경우와 마찬가지로 배기 구멍 입구에서 각각 135°C, 137°C, 140°C로 증가하였다.

4-2 열 변형장 및 열응력

앞에서 구한 실린더 헤드의 불균일 온도 분포에 의해 실린더 헤드는 변형을 하게 되며 이로 인해 응력이 발생하게 되는데 Fig. 6은 헤드 볼트의 영향을 고려치 않은, 순수한 온도차에 의한 변형 후의 헤드 밑면의 변위 형태를 나타낸다.

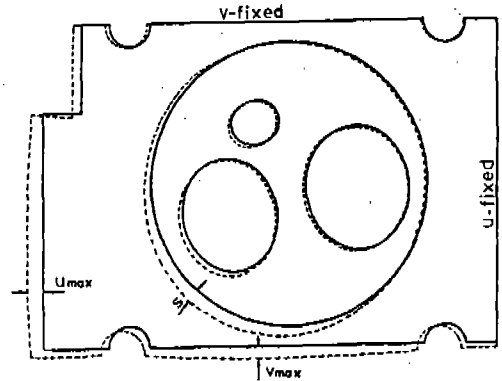


Fig. 6 Thermal Expansion Configuration of Bottom and Fire Surfaces

여기서 화염 접촉면의 변형은 z방향의 변위가 있으나 이것을 명시하지 않고 u, v만의 경향을 도시한 것이며 그림에 표시된 경계 조건에 의해 고정된 경계와 반대쪽으로 약간 등갈게 변형한 모습을 보여 주고 있다. 이것은 높은 온도의 화염 접촉면이 원형이므로 반지름 방향으로 팽창하는 효과가 현저하기 때문인 것으로 해석되며, x방향의 최대 변위가 y방향의 최대 변위보다 크게 나타나는 이유는 밑면의 길이가 y방향보다 더 길 뿐 아니라 배기 구멍 주위의 온도가 반경 방향으로 심한 경사를 이루며 원주 방향과 평행하게 분포되어 반경 방향의 팽창량을 크게 증가시키기 때문으로 풀이된다. 회전수 3000 rpm, 등가비 1.191의 경우 Fig. 6의 u_{max} , v_{max} , s의 값은 각각 0.22963, 0.16226, 0.19386 mm였다.

실린더 헤드의 온도 분포를 열응력 계산의

입력 자료로서 사용하여 앞의 열 변형장에 사용된 경계조건에 의해 구해진 응력을 밀판에 대해 Fig.7에 도시하였다.

각 요소의 응력은 그 요소의 국소 좌표계에서 중앙점, 즉 좌표(0,0)에서의 값이며 그 점에서의 6개 응력 성분을 구한 후 이것으로부터 다시 주응력 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 를 계산하였다. 세

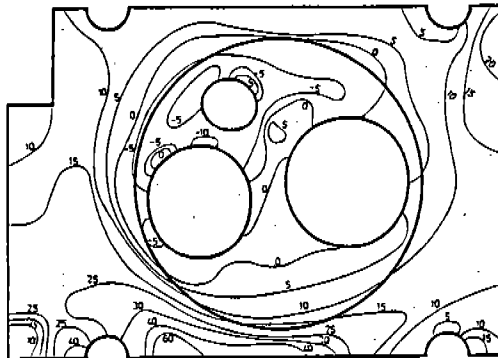
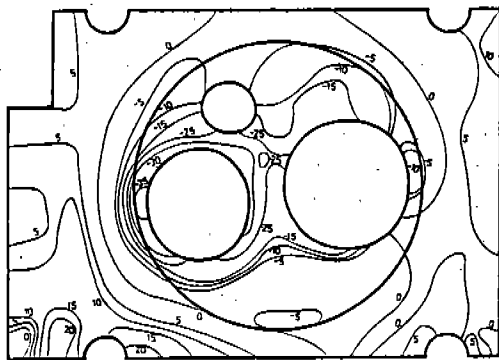
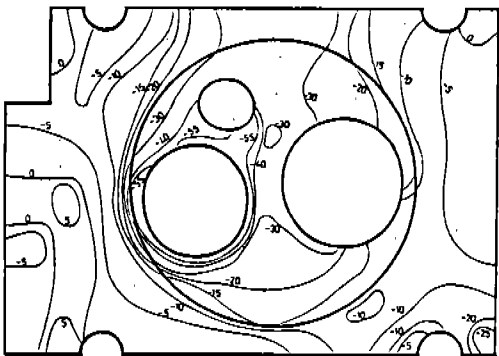
(a) σ_1 (b) σ_2 (c) σ_3

Fig.7 Thermal Stress Distribution, Unit : MPa
(3000 rpm, E. R. = 1.191)

개의 주응력을 표시함에 있어, 부호를 포함하여 큰 값을 가지는 응력순에 따라 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 를 규정하여 도시하였다. 최대 압축 응력은 각 운전 조건에서 동일하게 배기 구멍 입구 바로 위의 흡기 구멍쪽 요소에서 관찰되었고, 고온의 연소 가스와 접촉하고 있는 구면에서의 응력은 불규칙하게 분포되어 있으며 배기 구멍 입구와 점화 플러그 사이에서 상당히 큰 응력이 발생하나 그 값의 크기가 최고 압축 응력과는 상당히 차이가 있음을 알 수 있었다. 또 배기 구멍 반대쪽의 구면 요소에서는 주응력이 모두 압축으로 나타나는 부분이 많은데 이는 배기 구멍쪽의 높은 온도에 의한 팽창이, 변위가 고정된 윗쪽으로 압축력을 작용시키기 때문으로 풀이된다. 제3항에서 언급한 운전 조건 범위에서 구한 압축 응력 중 최대치는 회전수가 3000 rpm, 등가비 1.191에서 나타났으며 그 값은 약 -81.5 MPa이었다. 실제로 실린더 헤드의 재질인 알루미늄 합금 AC4B의 항복 응력이 400 MPa 정도이므로 이 값은 비교적 안전하다고 할 수 있겠으나 비정상적인 운전 상태로 인해 심한 열부하가 걸리고, 이러한 현상이 반복되면 열적 피로 문제나 크리프 현상에 의한 영구 변형의 가능성도 예측되어 계속적인 연구가 필요하 다 하겠다. 헤드를 구성하는 전 요소 중에서 최대 인장 응력은 배기 구멍과 인접한 헤드 볼트 근처에서 나타났는데, 여러 운전 조건 중 가장 큰 인장 응력은 압축 응력의 경우와 마찬가지로 회전수 3000 rpm에서 63.8 MPa 이었다. 또한 전체적인 인장 응력의 분포는 압축 응력의 경우와 달리 등응력선(Iso-stress Line)이 배기 구멍쪽 헤드 볼트와, 연소 가스와 접하는 구면 사이에서 높고 조밀한데, 이는 이 부분이 구속되지 않고 자유롭게 팽창할 수 있는 경계조건뿐 아니라 온도 변화가 큰 영역에 속하기 때문인 것으로 분석된다.

Fig.8은 Fig.3의 상하 단면을 따라서 주응력 상태(σ_3)를 도시한 것이다. 그림에서 흡기 구멍 상부를 제외하고는 거의 직선으로 응력 분포를 표시하였는데 그 이유는 두께 방향을

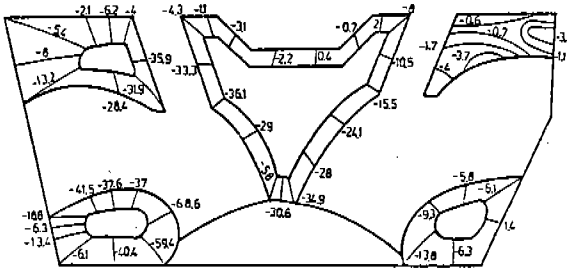


Fig.8 Thermal Stress of Elements along Intake-Exhaust Ports, σ_3 (Unit : MPa)

하나의 요소로 분할하였고, 또한 열전달이 주로 유체에서 표면에 수직하게 일어난다고 할 수 있으므로 그 요소의 중앙을 통과하는 선으로 응력분포를 나타냈기 때문이다. 또 σ_3 만을 도시한 까닭은 이 부분에서의 응력은 압축 응력이 인장 응력보다 현저히 크기 때문이다.

5. 결 론

3차원 선형 6면체 요소를 사용하여 실제하는 4기통 4사이클 자동차용 소형 가솔린 기관 실린더 헤드의 온도 분포 및 열응력을 단순화된 경계조건에 대해 해석하였다. 열전달을 정상 상태로 가정하여 연소 가스 및 냉각수의 온도와 열전달 계수는 실험과 시뮬레이션을 통해 구한 사이클 평균값을 사용하였고, 이것을 다시 열응력 계산의 입력 자료로 사용하여 해석을 수행하였으며, 그 결과를 요약해보면 다음과 같다.

(1) 실린더 헤드의 최고 온도는 배기 구멍 입구에서 발생했으며 등가비가 유사할 때 회전수가 증가함에 따라 상당한 양으로 증가하여 3000 rpm에서 159°C였다. 또 회전수를 일정하게 놓고 등가비를 0.919, 1.053, 1.304로 변화시킨 경우 각 최고 온도의 차이는 5°C 정도로 비교적 작았으며, 이 중 최고 온도는 등가비가 1.304일 때 140°C였다.

(2) 배기 구멍을 따라서 온도는 점차 감소하다가 끝 부분에서 약간 증가했는데 이것은 냉각수의 영향으로 해석되며, 흡기 구멍에서의 온도는 화염 접촉면과 어느 정도 떨어진 부분

이후에는 거의 동일한 값을 나타냈다.

(3) 두께 방향의 온도 구배는 배기 구멍에서는 매우 크고 흡기 구멍에서는 매우 작게 나타났다. 또 헤드 밀면의 온도 분포는 배기 구멍에 의해 크게 영향을 받아 배기 구멍쪽에서는 등온선이 조밀하고 열흐름이 크며 흡기 구멍쪽은 등온선이 원주 방향과 거의 평행하고 기울기도 작아서 반경 방향으로 열흐름이 원주위에 걸쳐 거의 일정함을 알 수 있었다.

(4) 불균일 온도 분포에 의한 최대 압축 응력은 배기 구멍 입구 바로 위의 흡기 구멍쪽에서 발생했으며, 최대 인장 응력은 배기 구멍쪽의 헤드 볼트 근처에서 나타났는데 회전수 3000 rpm에서 각각 -81.5MPa, 63.8MPa 이었다.

(5) 화염접촉면에서의 열응력은 배기 구멍과 점화 플러그 사이에서 상당히 컸으며 응력 변화는 배기 구멍과 인접 헤드 볼트 사이에서 크게 나타났다. 또 흡-배기 구멍에서는 관을 따라 화염 접촉면에서 멀어질수록 열응력은 급속히 감소하였다.

참 고 문 헌

1. Y. Nozue, H. Satoh, S. Umetani, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE Paper 830148 pp.1-7, 1983.
2. Hai Wu, R.A. Knapp, "A Heat Transfer Analysis of Automotive Internal Combustion Gasoline Engines", Num. Methods in Heat Transfer, pp.511-527, 1981.
3. R. Limbert, "Prediction of Temperature Attained in Diesel Engine Cylinder Head", SAE Paper 710617, pp.1-7, 1971.
4. R. Bertodo, T.J. Carter, "Stress Analysis of Diesel Engine Cylinder Head", Strain Analysis, Vol.6, No.1, pp.1-12, 1971.
5. 홍진관, 최영돈, "4사이클 스파크 점화기관 실린더 내벽의 열전달계수 측정", 한국자동차공학회 강연초록집(춘계 학술대회, 6월), pp.14~21, 1987.
6. J.H. Horlock, D.E. Winterbone, "The

- Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines”, Vol.2, pp. 782-804, Clarendon Press, Oxford, 1986.
7. B.A. Boley, J.H. Weiner, “Theory of Thermal Stress”, 2nd Ed., pp.243-246, John Wiley and Sons Inc., New York, 1960.
 8. N. Kikuchi, “Finite Element Methods in Mechanics”, pp.25-31, Cambridge Univ. Press, Cambridge, 1986.
 9. I.H. Shames, C.L. Dym, “Energy and Finite Element Methods in Structural Mechanics”, pp.112-119, McGraw-Hill, New York, 1985.