

## 船舶用 디젤機關의 피스톤 應力解析

韓 文 植\* · 金 相 哲\*\*

### Stress Analysis of Marine Diesel Engine Piston

M. S. Han, S. C. Kim

#### Abstract

In this paper, temperature distribution and thermal stress are investigated considering engine peak pressure and the time average temperature distribution in the piston under running conditions for the marine diesel engine.

The induced stress are calculated by the Finite Element Method (FEM). The results obtained are summerized as follows.

- 1) The results calculated by the FEM present good agreement with other numerical solution in literatures.
- 2) It is confirmed that the maximum compressive stresses are induced in the part of outside wall between the piston crown and the pin bush
- 3) In the axial direction, the hoop stresses are changed its sign at the portion of crown near the inner wall side.
- 4) Large gradient of temperature is shown in the piston crown near the side wall in the axial direction, in the part between the piston crown and the pin bush in radial direction.
- 5) In case of stress distribution of piston wall surface in the axial direction, the hoop stress is a little greater than axial stress, and the latter is greater than the radial stress.

#### 1. 序 論

船舶用 디젤機關은 높은 熱效率과 값싼 高發熱量의 燃料로 作動된다는 잇점을 갖고있다. 이런 잇점을 向上시키려면 平均有效壓力을 높여야만 하는데 이는 실린더헤드와 피스톤의 設計에 上限 制限을 주게된다. 이러한 制限 問題들은

새로 向上된 實驗에 의해서 克服되어 왔으나, 이는 이들 表面溫度의 測定은 可能하나 作動條件下에서의 應力測定은 아직 쉽지않아 應力分布와 溫度 및 荷重條件의 變化에 대해서 理解의 基盤이 적다. 高溫部品の 設計分野에서 개스荷重應力, 熱應力 그리고 피스톤, 배기밸브, 실린더헤드에서 야기된 비틀림變形에 대한 지금까지

\* 正會員, 韓國機械研究所 大德船舶分所

\*\* 仁荷大學校 工科大學

의 知識不足은 高性能機關開發에 있어 研究되어야 할 시급한 課題中의 하나이다.

最近들어 大形컴퓨터의 發展과 더불어 有限要素法을 利用한 解析方法이 여러分野에 適用되고 있으며,<sup>1)2)3)</sup> 熱應力 問題를 解析하는데 있어서도 많은 脚光을 받고있다.<sup>4)</sup> 從來에는 解析解<sup>5)</sup>나 差分法<sup>6)</sup>등의 近似解法이 널리 利用되고 있었으나, 이러한 方法들은 限定된 問題에 대하여 주로 解析되어졌으며, 現象과 作動機構가 복잡한 機關에 대하여서는 解析하는데 어려움이 많았었다. 특히 設計限界 가 가까이에서 運轉中일 때 피스톤의 損傷이 가장 많으므로 本 研究에서는 解析方法으로 有限要素法을 適用시켜 設計限界에서 稼動中에 있는 船舶用 디젤機關에서 피스톤의 溫度 및 熱應力을 解析하여 壓力에 起因하는 應力, 熱荷重에 起因하는 應力 및 壓力場과 溫度場이 同時에 作用하는 경우에 대하여 解析하고 檢討하였다. 또한 데이터와 入力에 걸리는 時間을 줄이기 위하여 自動要素分割 프로그램을 利用하였으며 應力은 熱彈塑性 問題로 看做하여 應力狀態가 彈性 또는 塑性領域에 들어가는 지의 與否도 檢討하여 보았다.

## 2. 解析의 理論的 根據

### 2.1 피스톤의 溫度分布 計算

運轉中에 있는 피스톤의 表面溫度를 決定하는 것은 약 2000°C의 範圍에 있는 氣體溫度의 周期的인 變化 및 熱傳達率 등의 決定이 어렵기 때문에 境界條件의 決定이 問題<sup>7)</sup>로 되고 있으며 이에 관한 多數의 論文이 發表되고 있다.<sup>8)9)10)</sup> 10CRPM으로 定常運轉 中에 있는 機關에 있어서 G. Eichelberg,<sup>11)</sup> N. D. Whitehouse, A. Scotter, C. Gray<sup>12)</sup> 등은 溫度變動이 피스톤 上端 3mm 또는 크라운 두께의 1/10以內에서 發生한다고 하는 實驗結果를 얻었으며 本論文에서도 피스톤 表面溫度는 時間에 대하여 變하지 않는다고 假定하였다. 또한 文獻解<sup>13)</sup>와 比較하기 위하여 文獻의 實驗值를 境界條件으로 適用하였으며 피스톤의 軸對稱 定常熱傳導 方程式을 有限要素法으로 解析하였으며 그 結果 各 節點溫度

를 求하였다.

모델의 軸對稱體에 대한 支配方程式 및 境界條件은 上記한 假定에 의해서 다음 式과 같이 表示된다.<sup>14)15)16)</sup>

(a) 支配方程式

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( K_r r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (\text{on } V) \quad (1)$$

(b) 境界條件

$$T = T_p \quad (\text{on } S_1) \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (\text{on } S_2) \quad (3)$$

여기서  $K_r$ ,  $K_z$ 는 各各  $r$ 方向,  $z$ 方向의 熱傳導率으로서 等方性材料에서는

$$K_r = K_z = K \quad (4)$$

이다.  $T_p$ 는 피스톤의 境界溫度이며,  $V$ 는 모델 領域,  $S_1$ 은 피스톤의 内外部의 表面,  $S_2$ 는 피스톤의 中心軸과 接하는 피스톤表面,  $n$ 은  $S_2$ 에 대한 垂直方向을 表示한다(Fig.2 참조). 式(1)~(4)을 만족하는 汎函數(Functional)을 給의의 要素  $e$ 에서

$$I^{(e)} = \frac{1}{2} \iiint_{V^{(e)}} \left\{ K_r r \left( \frac{\partial T^{(e)}}{\partial r} \right)^2 + K \left( \frac{\partial T^{(e)}}{\partial z} \right)^2 \right\} dV \quad (5)$$

로 表示되며 全要素에 대하여 最小化 하기의 한 條件은

$$\sum_{i=1}^M \frac{\partial I^{(e)}}{\partial T_i} = 0 \quad i=1, 2, 3, \dots, m \quad (6)$$

이 된다. 여기서  $M$ 은 要素總數,  $m$ 은 要素의 節點數,  $T_i$ 는 節點 $i$ 의 溫度이다. 式(5)를 式(6)에 代入하여 整理하면 다음과 같은 剛性方程式을 얻는다.

$$[k] \cdot \{T\} = \{f\} \quad (7)$$

여기서 剛性 Matrix  $[k]$ , 溫度 Vector  $\{T\}$  및 節點力  $\{f\}$ 는 各各 다음式으로 表示된다.

$$k_{ij} = \int_A \left[ K_r r \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial r} + K_r r \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \right] dA \quad (8)$$

$$f_i = \int_s N_i \sum_{j=1}^n \left[ K_r r \cdot \frac{\partial N_j}{\partial r} L_r + K_r r \cdot \frac{\partial N_j}{\partial z} L_z \right] dS \cdot T_j \quad (9)$$

$$T = \sum_{i=1}^n N_i T_i \quad \{T\} = \{T_1, T_2, \dots, T_n\}^T \quad (10)$$

$$i, j = 1, 2, \dots, n$$

여기서  $n$ 은 全節點數,  $N_i$ 는 形狀函數(Shape function),  $L$ 은 方向餘弦,  $A$ 는 모델領域의面積,  $S$ 는 피스톤의 內外部表面이다. 따라서 式(7)을 풀면 溫度分布가 計算된다.

2.2 溫度勾配에 의한 等價 熱荷重計算<sup>17)18)</sup>

一般的으로 物體內에 溫度勾配가 發生하면 熱膨脹에 의한 熱變形率이 發生하며 等方性材料에 있어서 軸對稱 熱變形率은

$$\{\epsilon_0\} = \{\epsilon_{z0}, \epsilon_{r0}, \epsilon_{\theta 0}, \gamma_{rz0}\}^T \\ = \{\alpha\theta^{(e)}, \alpha\theta^{(e)}, \alpha\theta^{(e)}, 0\}^T \quad (11)$$

로 表示된다. 여기서  $\alpha$ 는 熱膨脹係數,  $\theta^{(e)}$ 는 要素內의 基準狀態(Reference state)와의 平均溫度上昇으로써 基準狀態의 溫度를  $T_R$ 로 하면

$$\theta^{(e)} = T^{(e)} - T_R \quad (12)$$

따라서 熱變形率에 의한 等價節點力은

$$\begin{Bmatrix} F_{r_i} \\ F_{z_i} \end{Bmatrix} = - \int_{V^{(e)}} [B_i]^T \{\sigma_0\} dV \quad (13)$$

$$\{\sigma_0\} = [D] \{\epsilon_0\} \quad (14)$$

로 表示될 수 있고 式(13)을 全節點에 대해서 풀면 熱變形率에 의한 等價節點力이 計算된다.

여기서  $\{\sigma_0\}$ 는 熱應力 Matrix이며  $[B_i]$ ,  $[D]$ 는 各各 要素內 임의의 點에서의 要素變形率 Matrix, 軸對稱에 대한 應力-變形率 Matrix로서 式(15), 式(16)으로 表示된다.

$$[D] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1, & \frac{\nu}{1-\nu}, & \frac{\nu}{1-\nu}, & 0 \\ & 1, & \frac{\nu}{1-\nu}, & 0 \\ \text{sym.} & & 1, & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$[B_i] = \begin{pmatrix} 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial r} & 0 \\ \frac{1}{r} N_i & 0 \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_i}{\partial r} \end{pmatrix} \quad (15')$$

여기서  $\nu$ 는 Poisson比이며  $E$ 는 彈性係數이다.

2.3 壓力에 의한 等價節點力의 計算<sup>9),18)</sup>

피스톤 크라운表面에 分布하는 壓力은 最大 9.655~11.032MPa 정도이나 本 研究에서는 推力 및 物體力등 安定性を 考慮하여 11.032MPa로 假定하였다. 法線 및 接線方向 分布力을 各各  $(p_n)_i$  및  $(p_t)_i$ 로 하면 荷重이 作用하는 要素의 各 節點에서의 分布荷重은 다음과 같이 表示된다.

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ p_t \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^m N_i \begin{Bmatrix} (p_n)_i \\ (p_t)_i \end{Bmatrix} \quad (16)$$

여기서  $m$ 은 要素의 節點數이다.

Fig. 1에서 알 수 있는 바와같이  $r$  및  $z$ 方向에 作用하는 分力은 各各

$$dp_r = (p_r \cdot dS \cdot \cos \alpha - p_n \cdot dS \cdot \sin \alpha) \\ = (p_t \cdot dr - p_n \cdot dz) \\ dp_z = (p_n \cdot dS \cdot \cos \alpha + p_t \cdot dS \cdot \sin \alpha) \\ = (p_n \cdot dr + p_t \cdot dz) \quad (17)$$

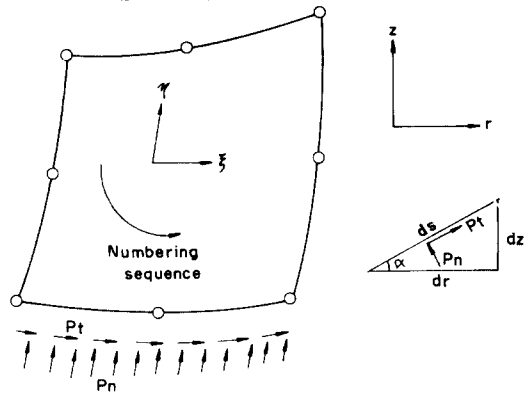


Fig. 1 Normal and tangential distributed loading on an element edge.

또한,  $\eta$ 가 일정한 곳에서 荷重이 作用하므로 數值積分을 위하여 Local curvilinear變數인  $\xi$ 로써 表示하면

$$dr = \frac{\partial r}{\partial \xi} d\xi \quad dz = \frac{\partial z}{\partial \xi} d\xi \quad (18)$$

式(18)을 式(17)에 代入하여 積分하면 壓力에 起因하는 等價節點力은 다음과 같이 表示된다.

$$p_{r_i} = \int_{S^{(e)}} N_i \left( p_t \frac{\partial r}{\partial \xi} - p_n \frac{\partial z}{\partial \xi} \right) d\xi \\ p_{z_i} = \int_{S^{(e)}} N_i \left( p_n \frac{\partial r}{\partial \xi} + p_t \frac{\partial z}{\partial \xi} \right) d\xi \quad (19)$$

따라서 式(19)를 全節點에 對하여 풀면 壓力에 의한 等價節點力이 計算된다.

2.4 應力計算을 위한 增分理論<sup>3), 17)</sup>

本 研究에서는 彈塑性 問題를 解析하기 위하여 增分理論을 適用하였으며, 熱變形率을 包含하는 全變形率增分은 式(20)으로 表示된다.

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^p \quad (20)$$

式(20)에서 添子 e, 0, p는 各各 彈性, 熱變形, 塑性項을 意味한다. 彈性變形率 增分은 Hooke의 法則으로부터 表示될 수 있으며 靜水壓成分 및 偏差成分으로서 다음과 같이 나뉘어 진다.<sup>3)</sup>

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{d\sigma_{ij}'}{2\mu} + \frac{(1-2\nu)}{E} \delta_{ij} d\sigma_{kk} \quad (21)$$

여기서  $\mu$ 는 Lamé定數,  $d\sigma_{ij}'$ 는 偏差應力增分,  $\delta_{ij}$ 는 Krüner delta이며 또한 塑性變形率增分은 Flow rule에 의하여

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \quad (22)$$

로 되고 여기서  $f$ 는 降伏函數(Yield function),  $d\lambda$ 는 正의 常數項이다. 熱變形率增分은 式(14)의 增分으로서

$$d\varepsilon_{ij}^p = \alpha \delta_{ij} d\theta \quad (23)$$

로 表示되며 式(21), (22), (23)을 式(20)에 代入하면

$$d\varepsilon_{ij} = \frac{d\sigma_{ij}'}{2\mu} + \frac{(1-2\nu)}{E} \delta_{ij} d\sigma_{kk} + d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} + \alpha \delta_{ij} d\theta \quad (24)$$

式(24)에서 塑性變形率增分項은 Von Mises의 降伏條件 및 變形率硬化法則에 의하여 求하여 得 수 있으며 그 結果式을 整理하여 式(24)에 代入하고 變形率-應力增分の 逆關係式을 求하면 다음式과 같이 表示된다.

$$\{d\sigma\} = [D_{ep}] (\{d\varepsilon\} - \{\alpha\}d\theta) \quad (25)$$

$$[D_{ep}] = [D] - \frac{\{dD\} \{dD\}^T}{A' + \{dD\}^T \{a\}} \quad (26)$$

$$\{dD\} = [D] \{a\} \quad (27)$$

여기서  $[D_{ep}]$ 는 彈塑性應力-變形率Matrix,  $[D]$ 는 彈性應力-變形率Matrix,  $a$ 는 Flow vector이다. 式(26)에서  $A'$ 는 變形率硬化理論을 適用하면 加工硬化指數  $H'$ 와 같아진다. 즉

$$A' = H' = \frac{d\sigma}{d\varepsilon_p} \quad (28)$$

여기서  $d\sigma$  및  $d\varepsilon_p$ 는 各各 相當應力 및 相當塑性變形率增分이다. 한편 要素의 剛性方程式은 假想일의 原理를 適用하여 誘導하면 다음의 結果式을 얻을 수 있다.

$$[K] \{d\delta\} + \{dF\} = 0 \quad (29)$$

여기서

$$[K] = \int_V [B]^T [D_{ep}] [B] dV \quad (30)$$

$$\{dF\} = -(\{dF_p\} + \{dF_0\}) \quad (31)$$

式(30)에서 壓力에 의한 等價節點力 增分項인  $\{dF_p\}$ 는 式(19)의 增分으로부터, 또 熱荷重에 의한 等價節點力增分項인  $\{dF_0\}$ 는 式(13)의 增分으로서 決定되어진다. 그런데 彈塑性舉動과 같은 非線型問題의 解를 求하는데 있어서 式(32)와 같이 0(zero)으로 되지 않고 Residual force vector인  $\{d\phi\}$ 가 남게된다.

$$\{d\phi\} = [K] \{d\delta\} + \{dF\} \quad (32)$$

$\{d\phi\}$ 를 0으로 收斂시켜 간으로써 未知節點增分變位인  $\{d\delta\}$ 를 反復遂行하여 要求되는 解인 未知節點變位를 求할 수 있으며, 本研究에서는 接線剛性法(Tangential stiffness method)를 適用하였다.

3. 解析 節次

3.1 解析對象으로 選擇한 模型設定

피스톤은 一般的으로 軸對稱이므로 縱斷面의 1/2面 만을 解析하였다. 解析模型은 差分法에 의한 文献의 解와 比較하기 위하여 피스톤의 形象을 Fig. 2와 같이 選定하였다. 피스톤의 材料

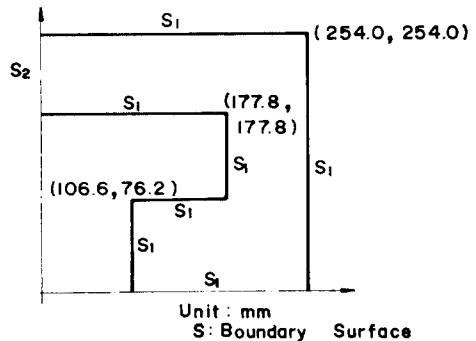


Fig. 2. Shape of piston model

Table 1. Physical and mechanical properties of piston materials for calculation

Properties	SI unit	British unit
Density ( $\rho$ )	7820 kg/m <sup>3</sup>	0.28 Lb/in <sup>3</sup>
Specific heat ( $C_p$ )	482 J/kg. K	3.60×10 <sup>-6</sup> BTU/in <sup>3</sup> . F
Thermal conductivity (K)	51.9 W/m. K	0.195 BTU/in <sup>3</sup> . F
Gas pressure (P)	11.032 MPa	1,600 Lb/in <sup>2</sup>
Elastic modulus (E)	200000 MPa	30×10 <sup>6</sup> Lb/in <sup>2</sup>
Poisson's ratio ( $\nu$ )	0.3	0.3
Thermal expansion coefficient( $\alpha$ )	1.32×10 <sup>-6</sup>	1.32×10 <sup>-6</sup>
Yield stress ( $\sigma_y$ )	230 MPa	3.335×10 <sup>4</sup> Lb/in <sup>2</sup>

에 대하여는 線型硬化法則을 適用하였으며 物理的 機械的 性質의 溫度 依存性은 考慮하지 않았다. 또한 計算에 必要한 物理的, 機械的 性質은 Table 1에 나타내었다.

3.2 要素選擇 및 分割

熱應力 및 變形率을 解析하는데 利用되는 要素들은 多樣하나 本研究에서는 Fig.3과 같이 溫度 計算에서 三角形要素 192개를 使用하였으며 溫度 및 氣壓에 의한 應力 計算에서는 Fig.4와 같이 8節點 Isoparametric 要素를 24개 使用하였다. 또한 三角形要素를 利用하여 求한 節點

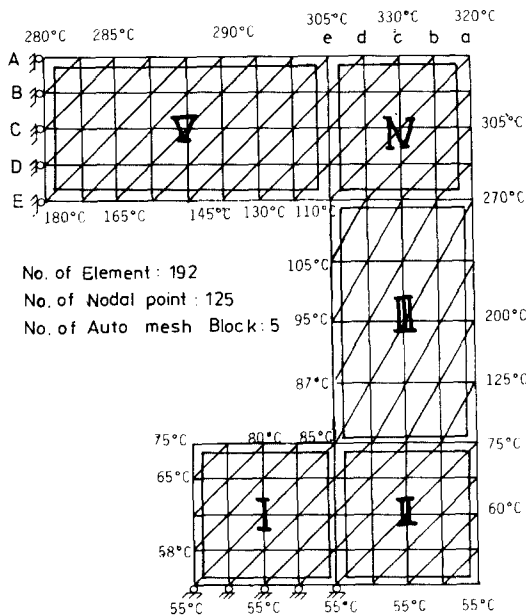


Fig. 3 Finte element mesh for temperature calculation using triangular element

의 溫度는 中央節點을 除外하고 8節點 Isoparametric 要素를 취하여, 應力 計算을 하기위한 要素 分割을 크게 5블럭으로 나눈 후 自動要素分割 하였다.

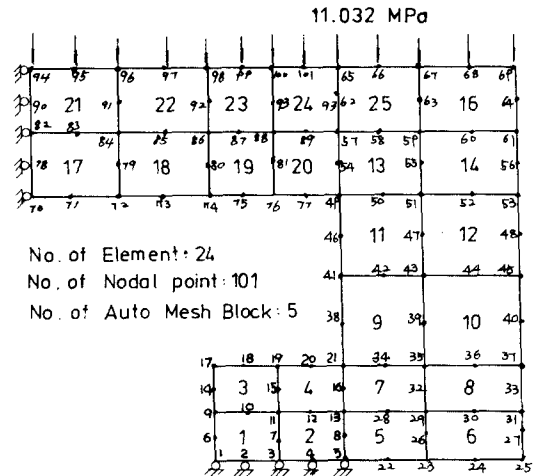


Fig. 4 Finite element mesh for stresses calculation using quadratic element

3.3 計算節次의 構成

計算節次를 Flow chart로써 Fig.5에 表示하였다.

(1) 要素總數, 彈性係數, Poisson比등 피스톤의 物性值와 節點順으로 節點番號, 荷重節點과 荷重值, 構成된 節點番號의 r方向, z方向의 拘束與否를 읽고, 要素分割을 크게 5블럭으로 나눈 후 自動要素分割을 한다.

(2) 피스톤의 境界溫度는 Fig.3에 보인 文獻의 實驗值와 그以外的 境界節點溫度는 文獻의 實驗值를 線型近似(Linear interpolation)化 하여

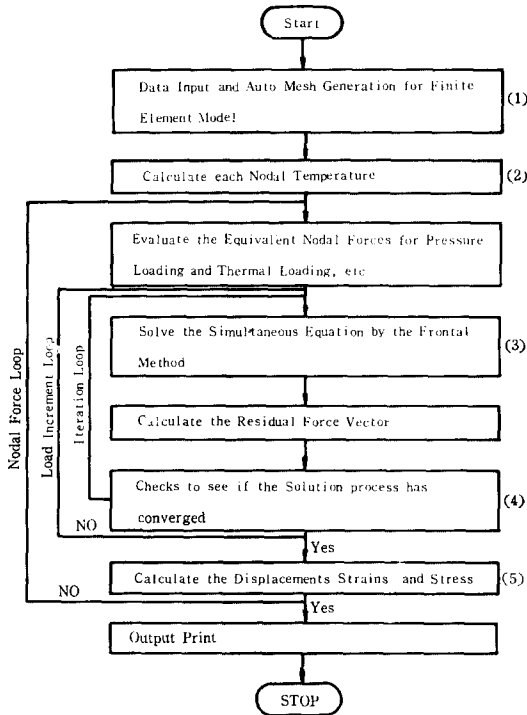


Fig.5 Flow chart for thermal stress calculation program.

求하며 式(6)을 풀어 各節點의 溫度를 計算한다

(3) 彈性·彈塑性 材料舉動에 대한 要素剛性を 計算하고 Frontal method를 適用시켜 聯立方程式을 풀어 未知節點變位를 求한다.

(4) 接線剛性法(Tangential stiffness method)을 適用하여 殘留荷重(Residual force)을 許容收斂值 1%以內로 收斂시켜 未知節點變位를 反復遂行하여 求한다.

(5) 熱荷重과 가스荷重을 重疊하여 要素番號에 따라 各要素의 Gauss point 4點에 對한  $r$ 方向  $\theta$ 方向,  $z$ 方向의 應力, 主應力, 主應力角, 相當塑性變形率을 計算한다.

#### 4. 解析結果 및 考察

解析모델의 溫度分布와 가스壓力 및 熱荷重이 同時에 作用하는 피스톤의 應力分布를 要素의 Gauss point에 따라 表示하여 놓았다. Fig.6은 피스톤 外壁으로부터 内部로 들어가면서 縱方向에 對한 溫度勾配의 變化를 圖示한 것으로써 上·下端사이에는 200°C以上の 溫度差異를 보이고 있고 특히, 凹部에는 그勾配가 深하게 變化하고 있으며 피스톤 內側과 外側에도 溫度分布는 上·下端에서는 큰 差異가 없으나 中央部에서는 그

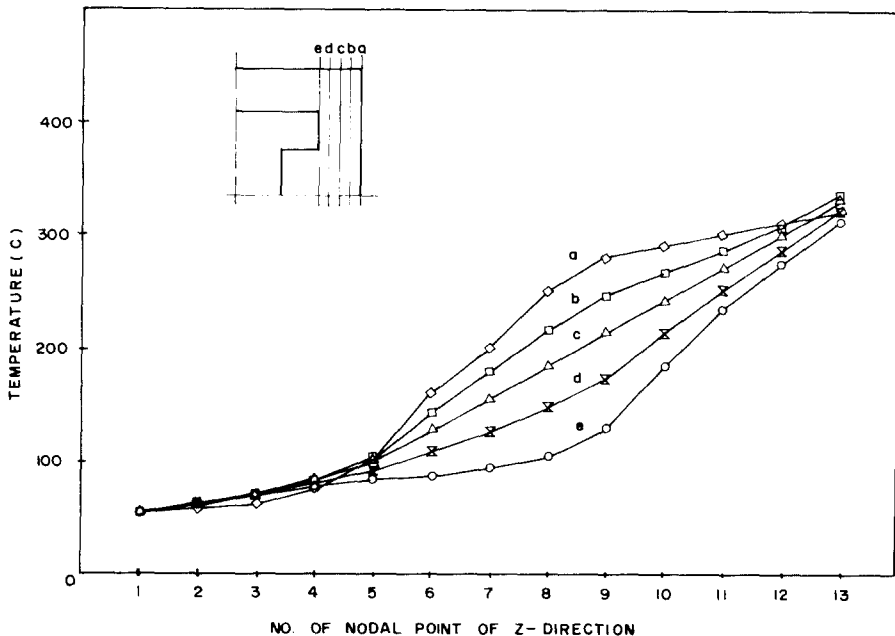


Fig.6 Temperature distribution according to Z-direction

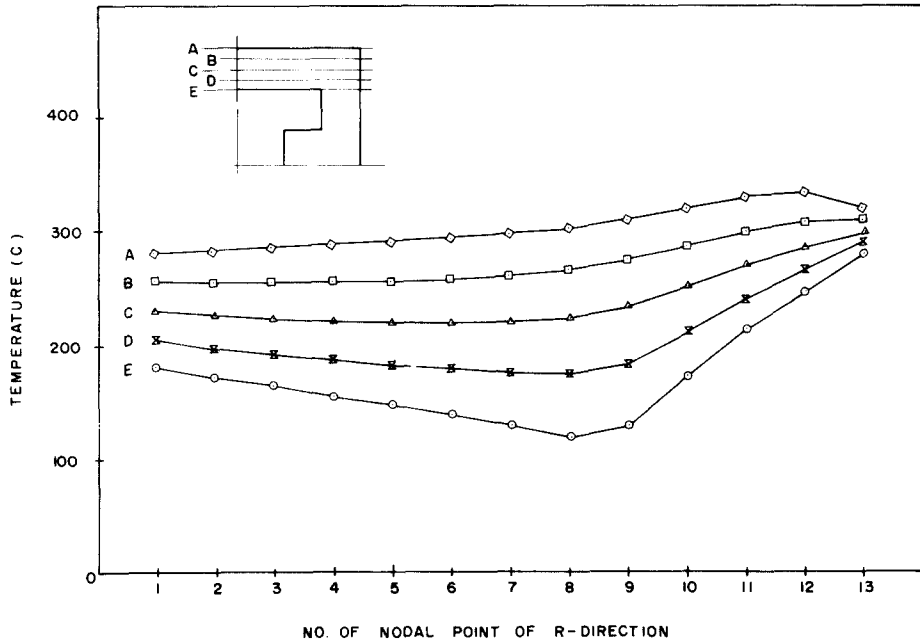


Fig.7 Temperature distribution according to R-direction

變化가 심하다. Fig.7은 피스톤 크라운 表面으로 부터 内部로 들어가면서 橫方向으로 計算한 溫度 分布이다. 燃燒室쪽의 크라운表面은 300°C 부근의 높은 溫度를 나타내고 있으나 變化率은 크지않다. 한편 피스톤 内側의 모서리 部分에서의 縱方向 溫度勾配는 제일크게 나타나고 있다. 이러한 傾向은 피스톤 内側 모서리 部分에서 冷却效果가 제일 크기 때문이며 즉, 이부분에서는 벽면 부근보다 冷却이 잘 됨을 알수있다.

Fig.8은 熱荷重만을 考慮한 경우, 개스壓力을 考慮한 경우, 또한 熱荷重과 개스壓力을 同時에 받는 경우에 對하여 피스톤 壁面에 가장 가까운 Gauss點에 따라 軸方向 應力으로써 表示한 것이다. 개스壓力 및 熱荷重을 同時에 考慮한 경우 壁面 附近에서  $\sigma_x$ 의 分布傾向은 문헌의 有限差分法에 의한 解析結果와 약간의 差異는 있었으나 類似한 分布傾向 및 크기를 나타내고 있으며 이러한 多小의 差異는 數值解析 方法, 要素分割 方法, 要素의 選定 등에 起因하는 것으로 推論된다. 또한, 그림에서 알 수 있는 바와 같이 應力節點荷重이 單獨으로 作用하는 경우보다 混合的으로 作用하는 경우 應力勾配는 커짐을 알 수 있으며, 凹部外側에는 最大 20.69

MPa정도의 壓縮應力の 發生하고 있음을 알수 있다. 3가지경우 모두 相當塑性變形率이 생기는 部分이 없었으며 모두 降伏應力 以下の 彈性舉動을 하고 있는것으로 思料된다. Fig.6과 Fig.7을 比較하여 볼때 溫度勾配가 심하였던 凹部 外側에서 最大 21.76MPa의 壓縮應力이 發生하여 荷重이 臨界值에 到達하였을 때 破損이 일어나기 容易한 部分은 凹部 즉, 피스톤 内側 모서리 部가 될것으로 推論할 수 있다.

Fig.9는 피스톤 벽면에서 가장 가까운 Gauss點에 있어서 各各 軸方向, 圓周方向 및 半徑方向 및 半徑方向 應力을 軸方向에 따라 圖示한 것이다. 半徑方向 應力은 全體的으로 引張應力을 받고 있으나 거의 0에 가까운 크기를 나타내고 있으며  $\sigma_x$  및  $\sigma_\theta$ 는 類似한 傾向으로써 上·下端에서는 0에 가까우며, 凹部에서 큰 壓縮應力이 分布하고 있다. 또한 3應力 成分中 圓周應力이 가장 큰 應力勾配를 보이고 있다. Fig.10은 크라운 表面으로부터 内部로 들어가면서 橫方向으로 計算한 圓周應力の 分布이다. 溫度가 높은 벽면으로 갈수록 中心部의 引張應力은 점차 작아 지며 C line, D line에서는 壓縮應力이 發生하고 있음을 알 수 있다. 또한 凹部에서 應力の

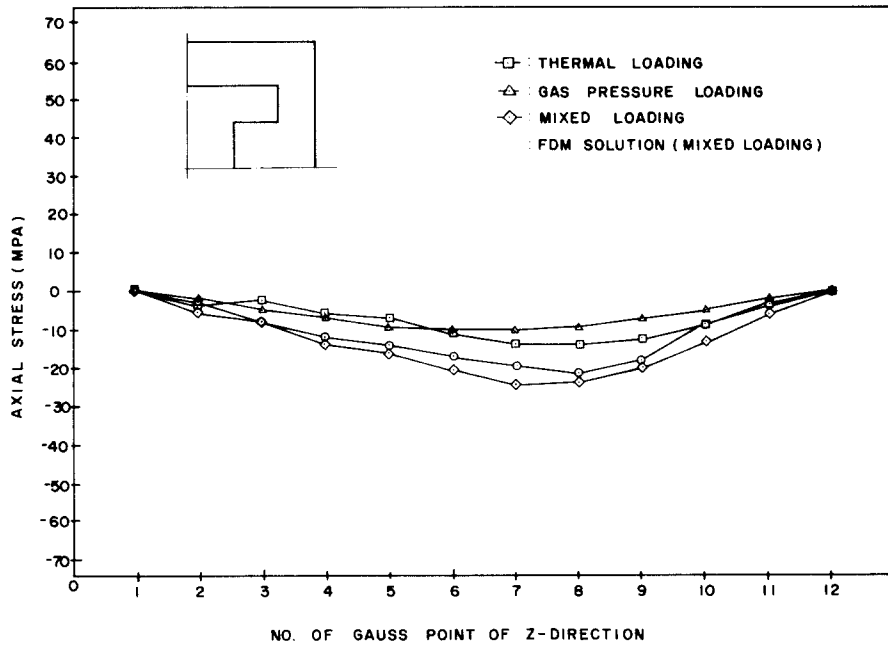


Fig. 8 Axial stress of outside surface of wall

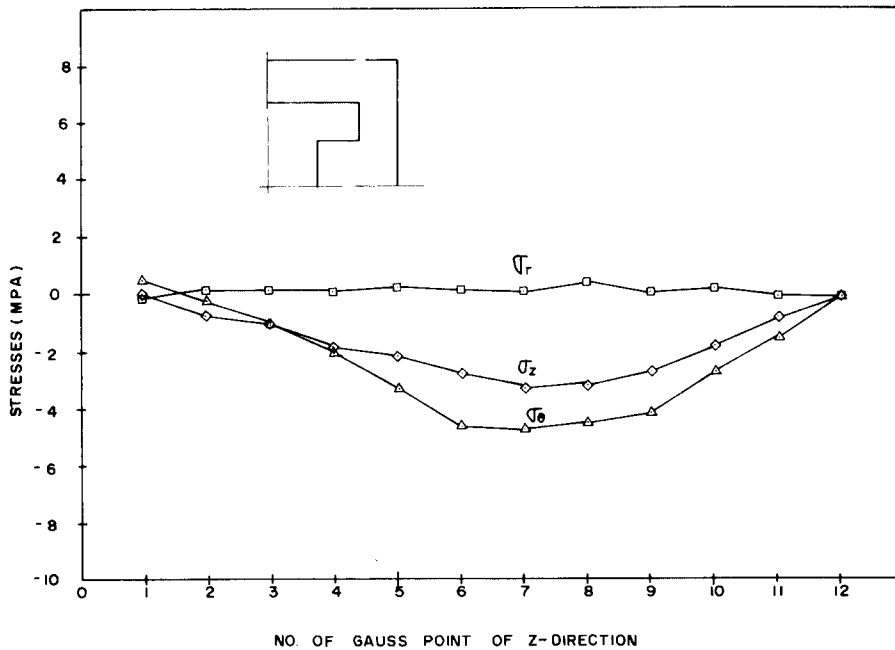


Fig. 9 Stresses of outside surface of wall

反轉 즉, 引張應力에서 壓縮應力으로의 轉換이 일어나고 있음을 알 수 있다. 이러한 理由는 Fig. 7에서 E line과 같이 凹部의 溫度가 中心軸 附近 및 壁面보다 더 낮기 때문에 이곳에서 引張應力 分布를 보이고 中心軸 附近 및 壁面 附

近에서는 壓縮應力이 分布하게 된다. 이와같이, 有限要素法을 利用한 피스톤의 應力計算方法은 燃燒室 上限 設計 및 強度設計에 應用할 수 있으며 破斷내지 破損의 豫測 및 對策에 適用될 수 있는 것으로 思料된다.



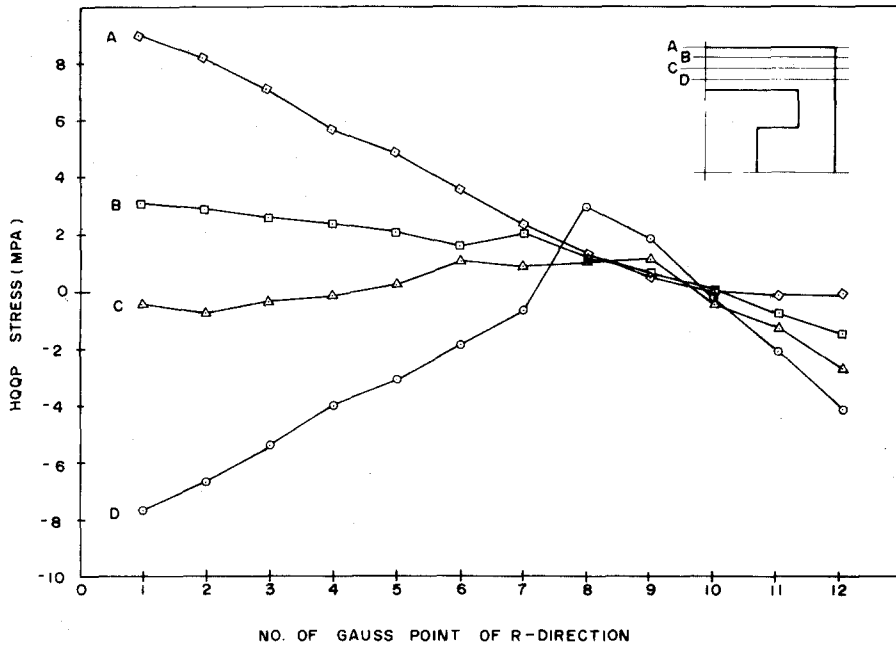


Fig. 10 Hoop stress in crown surface according to radial direction

5. 結 論

本 研究에서는 船用 디젤機關의 피스톤 設計時 溫度分布와 燃燒室의 개스壓力 및 溫度勾配에 起因하는 熱荷重을 同時에 考慮하여 有限要素法을 통한 피스톤의 強度解析을 檢討하여 보았으며, 有限差分法에 의한 解析結果와도 相互 比較檢討하여 보았다.

本 研究에서 얻은 結果를 要約하면 다음과 같다.

(1) 本 피스톤 모델에서 有限要素法에 의한 強度解析을 有限差分法에 의한 強度解析과 比較하여 良好한 一致를 보였다.

(2) 피스톤의 凹部에서 溫度勾配가 심하고 피스톤 모델의 內側이나 外側보다 中央部에서 溫度變化가 심하다.

(3) 개스壓力 및 熱荷重이 同時에 作用하는 경우 凹部 外側에서 最大의 壓縮應力을 보이고 있으며 荷重이 臨界值에 도달했을때 피스톤 內側 모서리部가 破損이 일어나기 容易한 部分으로 思料된다.

(4) 피스톤 壁面 部位의 軸方向에 따른 應力勾配는 圓周方向應力이 半徑方向, 軸方向應力보

다 크다.

(5) 피스톤 크라운 內側面에 가까운 部位에서는 溫度가 中心軸 附近 및 壁面보다 더 낮기 때문에 凹部에서 圓周應力의 反轉(引張應力에서 壓縮應力으로)이 일어난다.

參 考 文 獻

1. Klaus-Jürgen Bathe; Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall (1982)
2. K. C. Rockey, H. R. Evans, D. W. Griffiths, D. A. Nethercot; The Finite Element Method, Crosby Lockwood Staples, London (1975)
3. D. R. J. Owen, E. Hinton; Finite Elements in Plasticity: Theory and Practice, Pineridge Press (1980)
4. Arthur Sarsten; Surevey of Theoretical and Experimental Evaluation of Thermal Loading of Diesel Engines in Norway, SAE/SP/449 790819, p. 1~18 (1979)
5. M. L. Monaghan; Thermal Stresses in the Doxford Pistons, B. S. R. A Report NS. 53 Marine Engineering Report No. 40, p. 6~17.

- (1964)
6. G. Fiskad, P. A. Iversen, A. Sarsten; Computer calculation of Stresses in Axi-Symmetric Thermally Loaded Components, The Institution of Mechanical Engineers Vol. 182, Part 3L p.152~168 (1968)
  7. E. K. Brock, A. J. Glaspoole; The Thermal Loading of Cylinder Heads and Piston in Medium-Speed Oil Engines, The Institution of Mechanical Engineers, Vol. 182. Part 3L, (1965)
  8. M. S. Janota, A. J. Hallan, E. K. Brock, S. G. Dexter; The Prediction of Diesel Engine Performance and Combustion Chamber Component Temperatures using Digital Computers, The Institution of Mechanical Engineers, Vol. 182 Part 3L p. 58~70(1968)
  9. Gerhard Woschni; Prediction of Thermal Loading of Supercharged Diesel Engines; SAE, SP-79, 79082 p. 20~33 (1979)
  10. Gerhard Woschni, Johann Figer; Determination of Local Head Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution, SAE, SP-79, 790834 p. 96~105 (1979)
  11. G. Eichelberg; Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems, Engng, Lond, Vol. 148, p. 603.
  12. N. D. Whitehouse, A. Stotter, C. Gray; Piston Thermal Loading, Symposium on Thermal Loading of Diesel Engines, The Institution of Mechanical Engineers, Vol. 179 Part 3C, p. 158 (1965)
  13. S. M. Ibrahim, H. Mccallion; Gas Load and Thermal Stress in Diesel Engine Pistons and Valves, The Institution of Mechanical Engineers, Vol. 182, Part 3L p. 176~185(1968)
  14. S. S. Rao; The Finite Element Method in Engineering, Pergamon, pp. 468~481 (1982)
  15. Kenneth H. Huebner; The Finite Element Method for Engineers, Wiley-interscience, pp. 242-253 (1975)
  16. E. Hinton, D. R. J. Owen; An introduction to Finite Element Computations, Pineridge Press, pp. 173~201 (1979)
  17. O. C. Zienkiewicz; The Finite Element Method, 3rd Edition, McGraw-Hill, pp. 119~128 (1977)
  18. E. Hinton, D. R. J. Owen; Finite Element Programming, Academic Press (1977)