한국정밀공학회지 제 25 권 제 9 호 (2008 년 9 월)
Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol. 25, No. 9, September 2008

舶用 中速 디젤엔진 피스톤의 形狀最適設計

이준오#, 성활경*, 천호정*

The Shape Optimal Design of Marine Medium Speed Diesel Engine Piston

Jun Oh Lee#, Hwal Gyeng Seong* and Ho Jeong Cheon*

ABSTRACT

Polynomial is used to optimize crown bowl shape of a marine medium speed diesel engine piston. The primary goal of this paper is that it's for an original design through a thermal stress and highest temperature minimum. Piston is modeled using solid element with 6 design variables defined the positional coordinate value. Global optimum of design variables are found and evaluated as developed and integrated with the optimum algorithm combining genetic algorithm(GA) and tabu search(TS). Iteration for optimization is performed based on the result of finite element analysis. After optimization, thermal stress and highest temperature reduced 0.68% and 1.42% more than initial geometry.

Key Words : Genetic Algorithm (유전자 알고리즘), Global Optimum (전역해), Optimum Algorithm (최적화알고리즘), Polynomial (다항식), Shape Optimal Design (형상최적설계), Tabu Search (타부 탐색법)

1. 서론

최근 국내외 조선 산업이 초호황을 누리고 있는 가운데 2003년 선박 세계 발주량이 42,700,000 표준선 환산톤수(Compensated Gross Tonnage, 이하 CGT)를 달성했다. 이중 국내 조선소의 수주실적은 약 41.2%인 17,600,000 CGT으로 조선업 사상 최대 기록이다. 그러나 핵심 자본재인 디젤엔진을 포함한 주요 조선 기자재 산업은 조선 산업 경쟁력 유지에 핵심요소이나 보유 원천 기술 부재 및 기술 경쟁력 열세로 인해 수입 또는 외국사의 특허 사용을 통하여 제조 기술을 이전 받아 생산·조립하고 있는 실정이다. 본 논문에서 최적 설계하고자 하는 중속 디젤엔진 피스톤의 세계 시장 규모는 약 연 300억 원, 국내 시장은 100억 원 이상의 수준으로 개발 상용화시 경제적 파급효과가 대단히 큰 부품이라 할 수 있다. 특히 선진사들은 피스톤을 비롯한 핵심 기술 품목으로 국내 조선 시장을 선점하고 있을 뿐만 아니라 기술 이전을 기피하고 있기 때문에 국내 기술력으로 자체 개발이 시급히 필요한 품목이라 할 수 있다. 기술 개발은 수입 대체 효과 및 관련 기업의 고용 창출 등의 성과를 이루고, 국내

☞ 접수일: 2007년 6월 5일; 게재승인일: 2008년 4월 25일
교신저자: 국립 창원대학교대학교 대학원 기계공학과
E-mail: maxcae@gmail.com Tel. (055) 263-4956
* 국립 창원대학교 기계공학과

조선 산업의 엔진 핵심 부품이 세계로 진출하는 발판을 만들게 될 것이다. 이에 본 연구에서 피스톤 Crown Bowl Shape의 형상을 최적화하였다. 형상 최적화를 위하여 실험계획법같이 한정된 국소해를 찾지 않고 전역해를 찾을 수 있는 유전자 알고리즘과 같은 최적화알고리즘을 이용하여 본 연구를 수행하였다.

2. Polynomial 및 열 변형에 관한 이론

2.1 Polynomial 이론[1]

본 연구에서는 피스톤 Crown Bowl의 형상 최적화를 위해 Hermite Polynomial과 Bernstein Polynomial을 이용하였다. 왜냐하면 Bowl의 형상을 보다 자연스럽게 나타내기 위해서 이다.

2.1.1 Hermite Polynomial

Hermite Polynomial이란 1차원 요소의 양단 끝점에서의 위치 값과 기울기를 이용하여 내삽법을 시행하여 곡선을 생성시키는 방법이다.

두 점 사이를 부드러운 곡선으로 연결하고자 매개 변수 곡선의 방정식을 이용한다. 주어진 두 점을 직선으로 연결하는 경우에는 Fig. 1과 같이 1차의 매개변수 식을 사용할 수 있다.

$$\begin{aligned} x(t) &= a_0 + a_1 t \\ y(t) &= b_0 + b_1 t \ ; \ 0 \leq t \leq 1 \end{aligned} \tag{1}$$

Fig. 1에서 점 $P(x_0, y_0)$, $Q(x_1, y_1)$은 각각 $t = 0$, $t = 1$ 에 해당되므로

$$\begin{aligned} x(0) &= x_0, \ x(1) = x_1 \\ y(0) &= y_0, \ y(1) = y_1 \end{aligned} \tag{2}$$

을 얻는다. 식(2)의 결과를 식(1)에 적용하면 두 점 P, Q를 연결하는 다음과 같은 직선의 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} x(t) &= x_0 + (x_1 - x_0)t \\ y(t) &= y_0 + (y_1 - y_0)t \ ; \ 0 \leq t \leq 1 \end{aligned} \tag{3}$$

한편, 연결하고자 하는 두 점에서의 기울기가 지정되어 있는 경우에는 매개 변수 다항식의 차수가 3차 이상이어야 한다. 3차의 매개 변수 다항식은 일반적으로 식(4)와 같이 나타낼 수 있는데, 이 식의 계수들을 주어진 조건식에 맞도록 결정해야 한다.

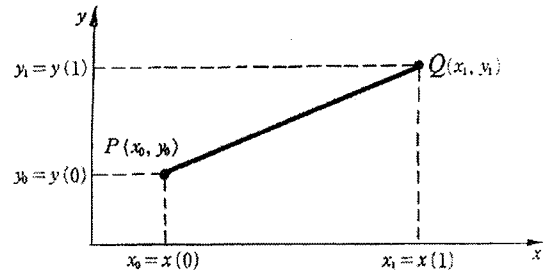

Fig. 1 Line Segment Joining Two Points

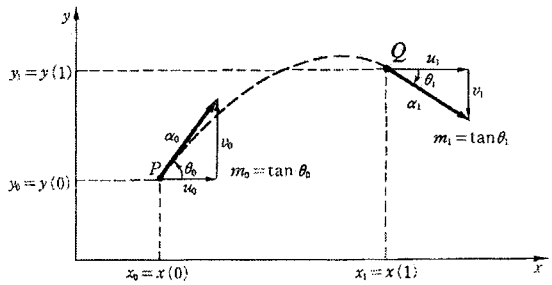

Fig. 2 Curve Segment Joining Two Points that Gradient is Specified

$$\begin{aligned} x(t) &= a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 \\ y(t) &= b_0 + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 \ ; \ 0 \leq t \leq 1 \end{aligned} \tag{4}$$

Fig. 2에서도 직선의 경우와 마찬가지로 점 $P(x_0, y_0)$, $Q(x_1, y_1)$은 각각 $t = 0$, $t = 1$에 해당되므로 앞의 식(2)와 동일한 관계식을 얻는다. 한편 점 P, Q에서의 기울기를 각각 m_0, m_1이라면 다음의 관계가 성립한다.

$$m_0 = \dot{y}(0) / \dot{x}(0), \ m_1 = \dot{y}(1) / \dot{x}(1) \tag{5}$$

여기서, $\dot{x} = dx/dt$, $\dot{y} = dy/dt$ 이다.

또 Fig. 2에 보인 바와 같이 기울기 m을 단위 벡터로 간주하여 방향 여현의 값 u, v의 비로 표시하면

$$m_0 = \tan\theta_0 = v_0 / u_0$$
$$m_1 = \tan\theta_1 = v_1 / u_1 \quad (6)$$

을 얻는데, 식(5)와 식(6)으로부터 다음의 관계식을 얻는다.

$$\dot{x}(0) = u_0,\ \dot{y}(0) = v_0$$
$$\dot{x}(1) = u_1,\ \dot{y}(1) = v_1 \quad (7)$$

한편, 식(4) 및 이의 미분 값에 $t = 0$, $t = 1$을 대입하여 x에 대하여

$$x(0) = a_0,\ x(1) = a_0 + a_1 + a_2 + a_3$$
$$\dot{x}(0) = a_1,\ \dot{x}(1) = a_1 + 2a_2 + 3a_3 \quad (8)$$

을 얻는다. 식(2) 및 식(7)을 식(8)과 비교하면 $x(t)$의 계수는 다음과 같다.

$$a_0 = x_0,\ a_1 = u_0$$
$$a_2 = 3(x_1 - x_0) - 2u_0 - u_1$$
$$a_3 = 2(x_0 - x_1) + u_0 + u_1 \quad (9)$$

이 결과를 식(4)에 대입하면 매개변수식 $x(t)$는 다음과 같이 표시된다.

$$x(t) = x_0 + u_0 t + \{3(x_1 - x_0) - 2u_0 - u\} t^2 + \{2(x_0 - x_1) + u_0 + u_1\} t^3 \quad (10)$$

위 식을 행렬식으로 나타나면 다음과 같다.

$$x(t) = [1\ t\ t^2\ t^3] \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -3 & 3 & -2 & -1 \\ 2 & -2 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ u_0 \\ u_1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

이 식의 결과는 $y(t)$에 대해서도 동일한 형태를 취한다. 이상의 결과를 요약하면 평면상의 두 점 P, Q에서의 좌표값(x_0, y_0), (x_1, y_1)과 기울기의 방향 여현(u_0, v_0), (u_1, v_1)이 주어졌을 때 두 점을 부드럽게 연결하는 매개변수식은 다음과 같이 표시 된다.

$$x(t) = TCS_x,\ y(t) = TCS_y \quad (12)$$

여기서, $T = [1\ t\ t^2\ t^3]$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -3 & 3 & -2 & -1 \\ 2 & -2 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$S_x = \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ u_0 \\ u_1 \end{bmatrix},\ S_y = \begin{bmatrix} y_0 \\ y_1 \\ v_0 \\ v_1 \end{bmatrix}$$

식(12)로 정의된 곡선을 Ferguson Curve라고 부른다.

2.1.2 Bernstein Polynomial

Bernstein Polynomial은 수치해석 분야에서 평면 혹은 3차원 공간에서 4개의 점을 이용하여 곡선 혹은 곡면을 생성시키는데 사용하는 방법이다.

두 점을 잇는 곡선을 설계하고자 하는 경우에는 다음과 같은 3차 다항식을 이용한다.

$$x(t) = a_0(1-t)^3 + 3a_1 t(1-t)^2 + 3a_2 t^2(1-t) + a_3 t^3$$
$$y(t) = b_0(1-t)^3 + 3b_1 t(1-t)^2 + 3b_2 t^2(1-t) + b_3 t^3 \ ;\ 0 \leq t \leq 1 \quad (13)$$

식(13)에 나타나는 계수(a_i, b_i)들이 갖는 기하학적 의미가 Fig. 3에 나타나 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 식(13)으로 정의된 곡선은 점$P_0(a_0, b_0)$에서 출발하여$(t = 0)$ 점$P_3(a_3, b_3)$에서 끝난다$(t = 1)$. 점 $P_1(a_1, b_1)$과 점$P_2(a_2, b_2)$는 곡선 상에 있지는 않지만 곡선의 대략적인 형태를 규정한다. 점+ P_0, P_1, P_2, P_3를 곡선의 조정점(Control Point)이라 부르고 이들 조정점을 연결하여 얻어지는 다각형은 특성 다각형(Characteristic Polygon)이라고 한다.

식(13)을 $t = 0$, $t = 1$인 점에서 평가하여 보면 다음과 같다.

$$x(0) = a_0,\ x(1) = a_3$$
$$y(0) = b_0,\ y(1) = b_3 \quad (14)$$

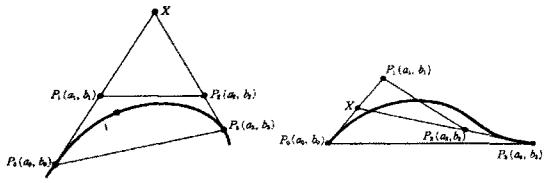

Fig. 3 A Definition of Curve Segments by Control Point

또한 식(13)을 t로 미분하여 $t=0$, $t=1$을 대입하면 다음과 같다.

$$\dot{x}(0)=3(a_1-a_0),\ \dot{x}(1)=3(a_3-a_2)$$
$$\dot{y}(0)=3(b_1-b_0),\ \dot{y}(1)=3(b_3-b_2) \qquad (15)$$

식(14)의 의미는 식(13)으로 정의된 곡선이 점 (a_0, b_0)에서 출발하여 점(a_3, b_3)에서 끝난다는 것이고, 식(15)는 점(a_1, b_1)과 점(a_2, b_2)가 각각 곡선의 시작점과 끝점에서의 접선 상에 위치한다는 것을 의미한다.

한편 식(13)을 t에 관한 다항식으로 전개하여 이를 행렬로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$x(t)=TMR_x,\ y(t)=TMR_y \qquad (16)$$

여기서, $T=[1\ t\ t^2\ t^3]$

$$M=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\-3&3&0&0\\3&-6&3&0\\-1&3&-3&1\end{bmatrix}$$

$$R_x=\begin{bmatrix}a_0\\a_1\\a_2\\a_3\end{bmatrix},\ R_y=\begin{bmatrix}b_0\\b_1\\b_2\\b_3\end{bmatrix}$$

식(16)로 정의된 곡선을 Bezier Curve라고 부른다.

2.2 외부 열원에 의한 열 변형 이론

피스톤에 생기는 변형 또는 응력은 크게 연소 가스의 압력에 의한 기계적 부하와 연소열에 의한 열 부하에 기인한다. 기계적 부하는 엔진출력과 관련된 연소 가스의 최대 압력만으로 단순히 판단할 수 있다. 하지만 열 부하는 연소실 내에서의 온도와 엔진의 부하 조건의 변화 등에 좌우되므로 기계적 부하에 비해 분석 방법이 훨씬 복잡하다. 구조물의 온도 분포 및 그에 따른 열 변형을 구하는 방법에는 크게 두 가지가 있다. 엄밀한 이론식에 의한 해석과 근사해법을 이용하는 수치해석적인 방법으로 발열량, 열전달률 및 열전도율 등의 열적 물성치와 정확한 경계 조건을 요구한다. 실제의 디젤 엔진 피스톤은 형상이 복잡하고 많은 열원이 포함되어 있을 뿐만 아니라 시간에 따라 변화하기 때문에 연소실 내의 온도 분포를 이론 해석에 의해 구한다는 것은 거의 불가능하다. 그래서 근사적인 방법으로 유한 요소법과 같은 수치 해석 방법을 많이 이용하고 있다.

2.2.1 온도분포해석

균일 재질의 온도 해석에 관한 지배 방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$\rho c\frac{\partial T}{\partial t}=\lambda\left\{\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right\}+\dot{Q} \qquad (17)$$

여기서 T는 온도, t는 시간, ρ는 단위 체적 당 질량, c는 비열, λ는 열전도 계수이며, $\dot{Q}$는 단위 시간당 단위 체적 당 물체 내부에서의 열 발생량을 나타낸다. 또한 온도 분포 해석을 위하여 초기 조건과 네 가지의 경계 조건을 필요로 한다. 네 가지 조건으로는 경계의 온도 조건, 열 유속 조건, 열 대류 조건 그리고 복사 조건이 그것이다. 식(17)을 이용하여 Residual을 정의한 후 Galerkin의 방법을 도입하고, 또한 형상 함수(Shape Function)을 도입하여 요소 내에서의 온도 분포를 나타낸 후 정리하면, 다음과 같은 유한 요소 온도 분포 해석 방정식을 얻을 수 있다.

$$\underline{K}\vec{T}+\underline{C}\dot{\vec{q}}=\vec{F} \qquad (18)$$

여기서, $\underline{K}$는 열전도도행렬, $\underline{C}$는 열용량행렬, $\vec{F}$는 열유속 벡터 그리고 $\vec{q}$는 단위면적당 열전달률이다.

2.2.2 열 변형 해석

2.2.1에서 구한 온도 분포를 이용하면 구조물의 열 변형을 예측할 수 있다. 즉, 요소 내의 온도 변

화에 따라서 열 변형을 일으키는데, 열 변형은 초기 변형의 형태로 취급된다. 또한 이때 발생하는 응력은 실제의 변형과 초기 변형의 차이에 의해 다음의 식과 같이 표현된다.

$$\vec{\sigma} = \underline{D}\left(\vec{\epsilon} - \vec{\epsilon}_\theta\right) + \vec{\sigma}_0 \tag{19}$$

여기서, $\vec{\sigma}$는 응력 벡터, $\vec{\sigma}_0$는 초기 응력 벡터, $\vec{\epsilon}$는 진변형률 벡터, $\vec{\epsilon}_\theta$는 초기 변형률 벡터 그리고 $\underline{D}$는 탄성 행렬이다.

식(19)에서 열 변형의 경우 $\vec{\epsilon}_\theta$는 다음과 같이 된다.

$$\vec{\epsilon}_\theta = \left[\alpha\theta^{e_1}\ \alpha\theta^{e_2}\ \alpha\theta^{e_3}\cdots\right]^T \tag{20}$$

여기서, α는 열팽창계수, θ^{e_i}는 절점 온도이다.

또한 요소의 경계에 작용하는 응력 및 요소 내의 분포 하중을 받고 있는 임의의 유한 요소에 대하여, 정적인 상태에서 가상일의 원리를 적용하여 해를 구한다. 임의의 절점에 대하여 가상변위를 고려하고 다음 식과 같이 등가 절점력의 식을 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}\vec{F}^e &= \int_{V^e} \underline{B}^T \underline{D}\,\underline{B}\, dv \cdot \vec{\sigma}^e \\ &\quad - \int_{V^e} \underline{B}^T \underline{D}\,\vec{\epsilon}_\theta\, dv \\ &\quad - \int_{V^e} \underline{N}^T \vec{p}\, dv \\ &= \underline{K}^e \cdot \vec{\delta}^e + \vec{F}^e_{\epsilon_\theta} + \vec{F}^e_p\end{aligned} \tag{21}$$

여기서, $\vec{F}^e$는 등가 절점력, $\vec{K}^e$는 강성행렬, $\vec{F}^e_{\epsilon_\theta}$는 초기 변형률에 의한 절점력, $\vec{F}^e_p$는 분포하중에서의 등가 절점력 그리고 $\vec{\delta}^e$는 가상변위이다. 식(21)을 해석 대상으로 하는 전 요소에 대하여 조합하면 식(22)와 같이 되고 식(23)과 같이 변경할 수 있다.

$$\vec{F} = \underline{K}\vec{\delta} + \vec{F}_{\epsilon_\theta} + \vec{F}_p \tag{22}$$

$$\underline{K}\vec{\delta} = \vec{F} - \vec{F}_{\epsilon_\theta} - \vec{F}_p \tag{23}$$

열 변형을 구하기 위해서는 우선 요소의 평균온도를 구해서, 식(20)에서 $\vec{\epsilon}_\theta$을 계산할 필요가 있다. 이는 $\vec{\epsilon}_\theta$을 식(21)의 우변 제 2항의 적분에 적용해서, 또한 그 결과를 조합함으로써 식(23)을 구성하여 이것을 풀어 나가는 것이다.

3. 피스톤의 형상 최적화

3.1 초기 해석

이번 연구를 위하여 사용된 엔진의 기본 제원에 대하여 다음과 같이 Table 1에 정리하였다. 우선 해석용 모델을 만들고 제원을 기준으로 피스톤의 경계 조건을 설정해야 한다. 경계 조건은 실제 측정 자료가 없으므로 이번 연구에서 사용된 엔진의 제원 및 출력 등이 비슷한 참고문헌[2]에 있는 Fig. 4을 참고하여 Trial Method를 이용, 간접적으로 구하였다.

Table 1 Specification of diesel engine

Cycle	4-Stroke
Configuration	In-Line
Power Range	1000㎾
Speed	900rpm
Diameter of Cylinder	210㎜
Stroke of Piston	310㎜
Stroke/Bore Ratio	1.48:1
Piston Area per Cylinder	346㎠
Compression Ratio	15.5:1
Max. Combustion Pressure	200bar
Break Mean Effective Pressure	24.5bar
Rotation Direction	CW(View from Flywheel)

한편, 중속 디젤 엔진 피스톤의 경우 Crown과 Skirt 두 부분으로 되어 있고 재질은 각각 내열단조강, 구상흑연주철이고 물성치는 Table 2와 같다.

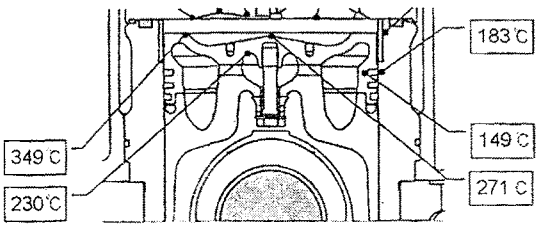

Fig. 4 Temperature measurement around combustion chamber

Table 2 Material property

	Crown	Skirt
Grade	KS SCM440H	KS GCD700
Density	7850kg/m³	7050kg/m³
Young's Modulus	205GPa	180GPa
Poisson's Ratio	0.29	0.27
Tensile Strength, Ultimate	980.7MPa	700.0MPa
Tensile Strength, Yield	834.0MPa	420.0MPa
Elongation	12%	2%
Hardness	285~352	229~302
Thermal Expansion Coefficient	13.7㎛/m℃	10.0㎛/m℃

Fig. 5과 같이 대칭형상, 1/4모델로 해석용 모델을 만들고 Crown은 상세 모델링을 하고 Skirt는 단순화하여 모델링을 한다. 그리고 피스톤을 해석하기 위해서는 단계는 나누어서 수행한다. 해석을 할 때 여러 단계를 거치는 이유는 각 상황에서 필요한 정보를 얻을 수 있기 때문이다. 그리고 해석 시 필요한 조건을 고려하기 위하여 단계를 나누어 하나하나 수행을 함으로써 해석 시 나타날 수 있는 오류를 최소화할 수 있다. 정적 해석, 열적 해석, 그리고 연성 해석을 수행하여 결과를 도출하였다.

우선 첫 번째는 정적 해석(Static Analysis)이다. 이 해석은 구조물의 변위 및 응력 특성을 평가하는 것으로 정의할 수 있다. 주어진 경계조건하에서 허용 변위 및 응력을 만족하는지를 평가하는 과정이다. 하중조건으로 엔진의 최대연소압력인 20MPa을 Crown Bowl Shape와 첫 번째 링까지 적용시켰으며 구속조건으로는 대칭형상에 따른 구속과 Skirt에 결합되는 핀(Pin) 부품을 구현하기 위해 보요소를 이용하여 구속한 뒤 해석을 수행하였다. Fig. 6은 변위 결과이며 최대변위는 Bowl에서 발생하며 크기는 약 0.09㎜이다. Fig. 7은 응력 결과이며 최대 응력은 304MPa이다.

두 번째로 열적 해석(Thermal Analysis)은 Fig. 4을 이용하여 경계조건을 선택하여 열 해석을 수행하였다. Fig. 8은 해석 결과 온도분포의 모습이다.

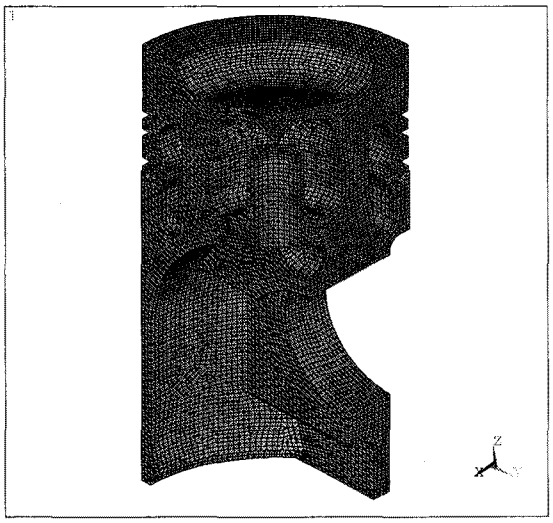

Fig. 5 Finite element analysis model at initial analysis

최고 온도는 약 351℃이다.

그리고 마지막으로 연성 해석으로(Coupled Field Analysis) 압력 하중과 열 하중을 동시에 고려하여 모의실험을 수행한다. 피스톤의 변형 중 링 닫힘(Ring Closure)은 설계 시 고려해야하는 매우 중요한 사항 중 하나이다. 닫힘 양이 클 경우 피스톤 링이 반복 압축을 받아 피로 파괴 현상이 발생할 수 있기 때문이다. 정량적인 값이 정해져 있는 것은 없으나, 문헌을 보면 약 0.07~0.08㎜ 정도이다. 최대 변위는 Fig. 9과 같이 약 0.46㎜이고, 링 닫힘은 Fig. 10와 같이 약 0.108㎜정도 발생하였다. Fig. 11부터 Fig. 13까지는 피스톤의 등가 응력을 나타낸 것으로 허용 응력을 만족함을 알 수 있다.

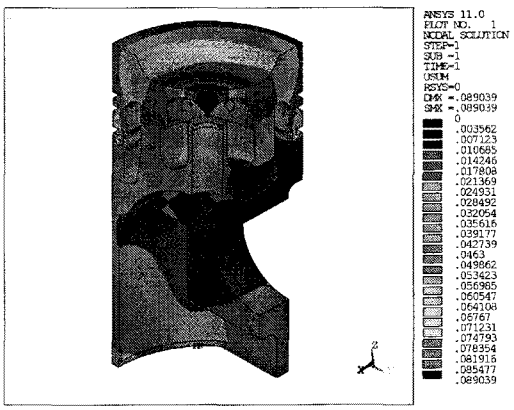

Fig. 6 Displacement of piston at initial static analysis

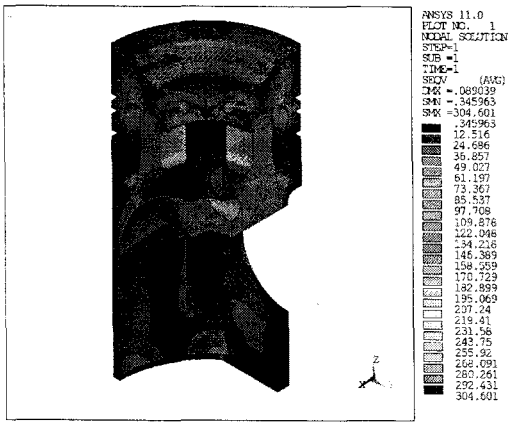

Fig. 7 Stress of piston at initial static analysis

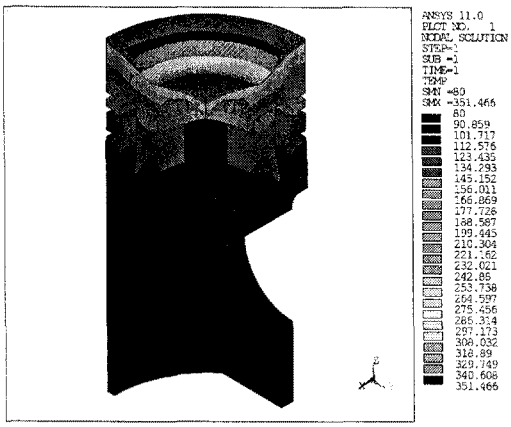

Fig. 8 Temperature distribution of piston at initial thermal analysis

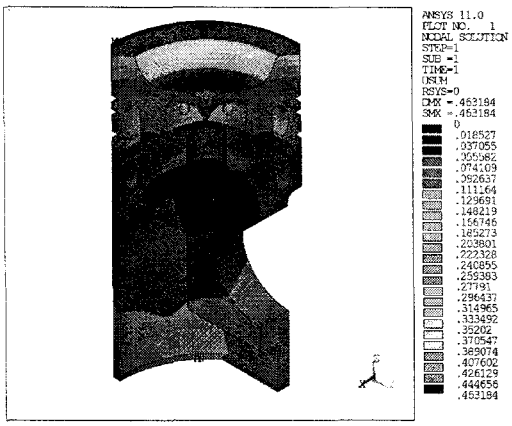

Fig. 9 Deformed shape at initial coupled field analysis

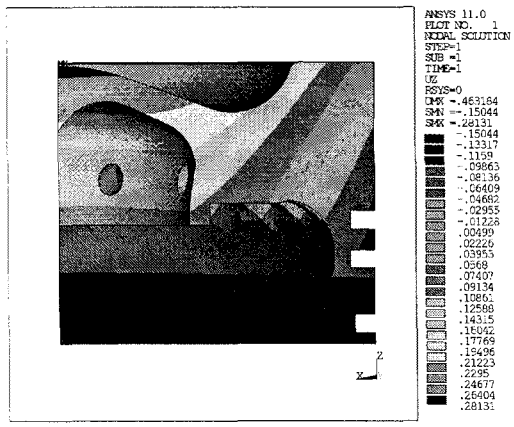

Fig. 10 Piston ring groove closure at initial coupled field analysis

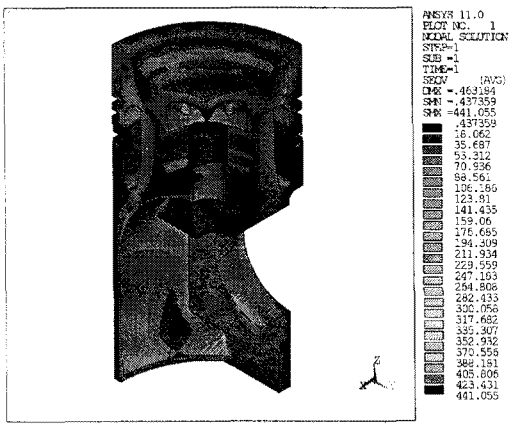

Fig. 11 Stress of piston at initial coupled field analysis

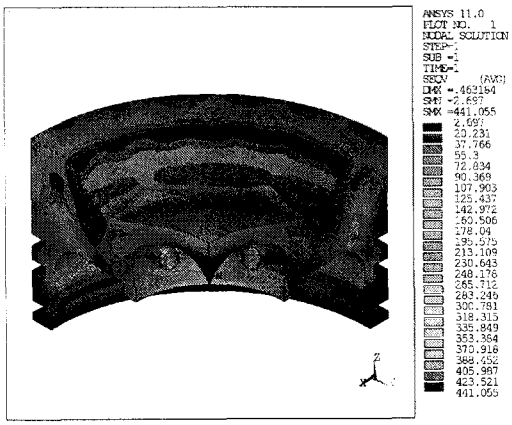

Fig. 12 Stress of crown at initial coupled field analysis

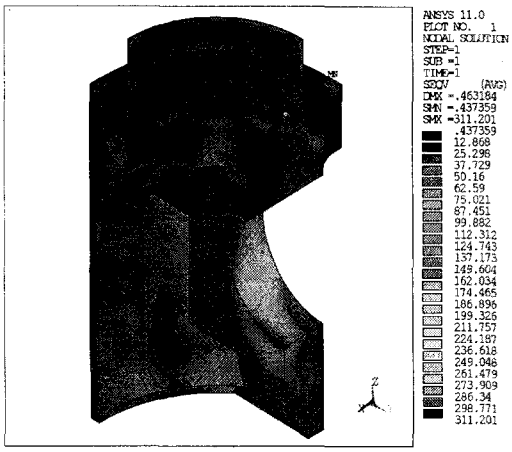

Fig. 13 Stress of skirt at initial coupled field analysis

3.2 형상 최적화

3.2.1 설계 변수의 선정

Crown Bowl Shape의 곡선을 생성시키기 위하여 Fig. 2와 Fig. 3과 같이 Hermite Polynomial과 Bernstein Polynomial을 이용한다. 이 두 Polynomial을 함께 사용하여 곡선을 구성하기 위하여 Bernstein Polynomial에서 5개의 설계 변수를 선택하고 Hermite Polynomial에서 1개의 설계 변수를 선택하여 총 6개의 설계 변수로 형상 최적화를 수행하였다. 이 6개의 설계변수에 의해 기존의 Bowl의 형상과 비슷한 형상을 만들었다. 형상이 바뀜에 따라 메쉬 생성에 문제가 없도록 항상 일정한 체적이 생성될 수 있게 모델링한 뒤 Sweep을 이용하여 메쉬를 하였다. 앞의 2.1절 내용을 기준으로 변수를 정의하여 Table 3에 정리하였다. 그리고 목적함수로는 피스톤에 발생하는 온도 및 응력을 최소로 하는 것으로 하였다. 최적화 기법은 Seong[3,4] 소개한 알고리즘을 이용하고 시스템 파라미터는 Table 4와 같다.

Table 3 Selection of design variable

○ : Do Select, - : Do not select

	Bezier Curve				Ferguson Curve	
	P_0	P_1	P_2	P_3	P	Q
X Coordinates	-	-	○	○	P is equal to P_3	○
Y Coordinates	○	-	○	○		-

Table 4 Simulation parametric condition for optimal design

Item	Value
Generation	100
Population Size	100
Chromosome Length	66
Design Variable	6
Crossover Probability	85%
Mutation Probability	5%
Neighborhood Size	50
Tabu Tenure	50

3.2.2 모의실험 및 최종 해석

Fig. 14부터 Fig. 19까지 설계 변수 이력곡선을 보였다. 각각의 설계 변수 값을 X_i로 표시하여 Table 5에 정리하였다.

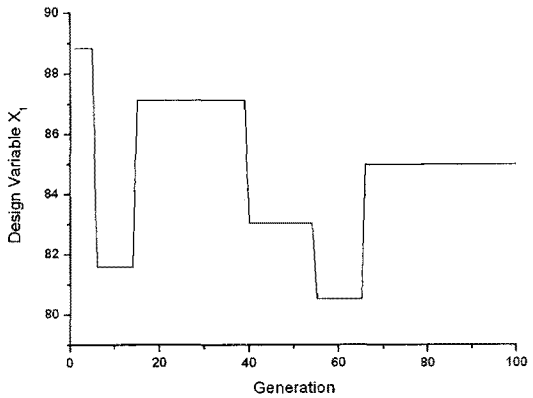

Fig. 14 Design variable X_1 at Optimal design

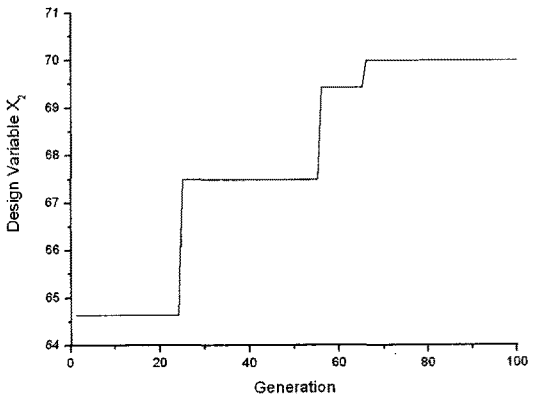

Fig. 15 Design variable X_2 at Optimal design

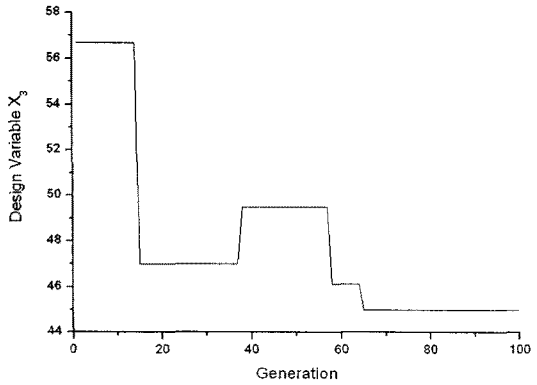

Fig. 16 Design variable X_3 at Optimal design

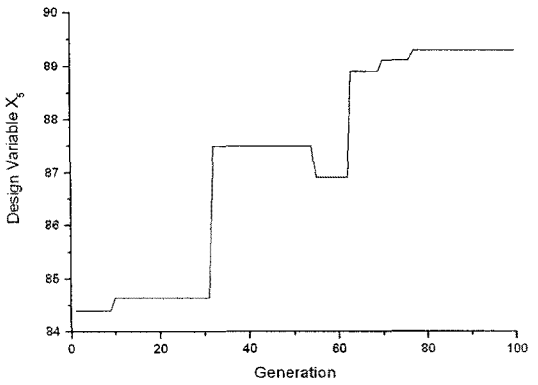

Fig. 18 Design variable X_5 at Optimal design

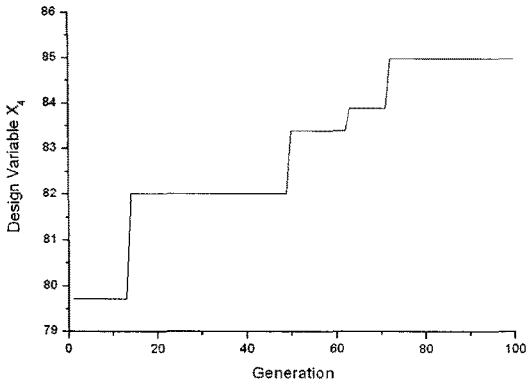

Fig. 17 Design variable X_4 at Optimal design

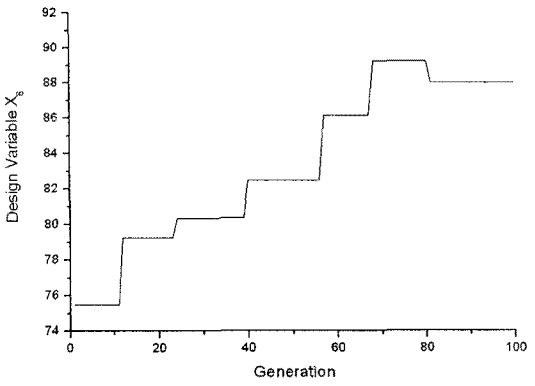

Fig. 19 Design variable X_6 at Optimal design

6개의 설계 변수를 조합하여 Fig. 20과 같이 최종 해석용 모델을 만들었다. 앞과 마찬가지로 세 가지 해석을 다시 수행한다. 첫 번째는 정적 해석으로 변위는 Fig. 21와 같이 약 0.13㎜ 이고, 응력은 Fig. 22와 같이 326㎫ 발생하였다. 두 번째 열적 해석으로 형상 최적 설계에 따른 온도 분포는 Fig. 23과 같다. 최고 온도는 약 346℃이다. 마지막으로 연성 해석으로 압력 하중과 열 하중을 최적 설계 모델에 적용시킨 결과 Fig. 24과 같이 최대변위는 약 0.47㎜이고, 링 닫힘은 Fig. 25와 같이 약 0.111㎜ 정도 발생하였다. Fig. 26부터 Fig. 28까지는 피스톤의 등가 응력을 나타낸 것으로 허용 응력을 만족함을 알 수 있다.

Table 5 Design variable value at Optimal design

Variable	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6
Value	85.0	70.0	45.0	85.0	89.3	88.0

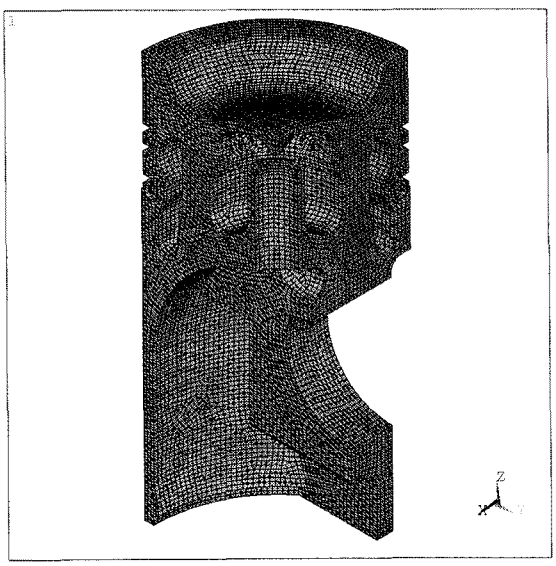

Fig. 20 Final finite element analysis model

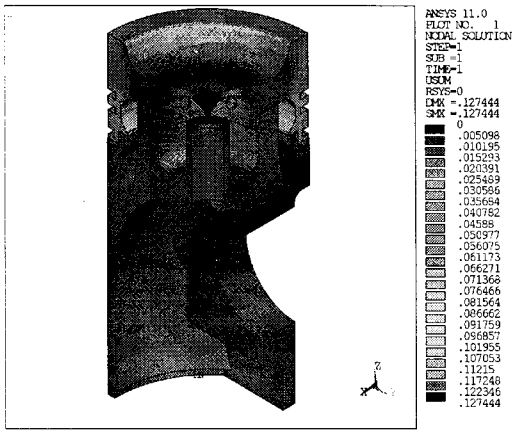

Fig. 21 Displacement of piston at optimal static analysis

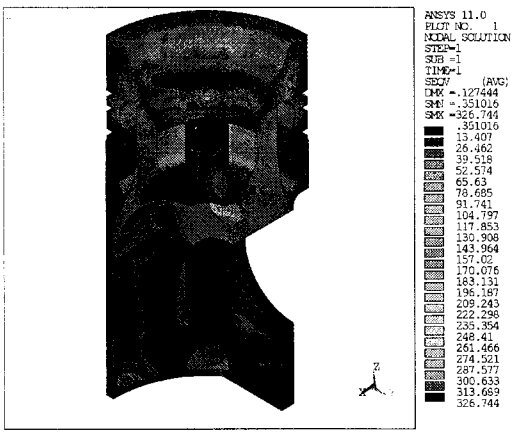

Fig. 22 Stress of piston at optimal static analysis

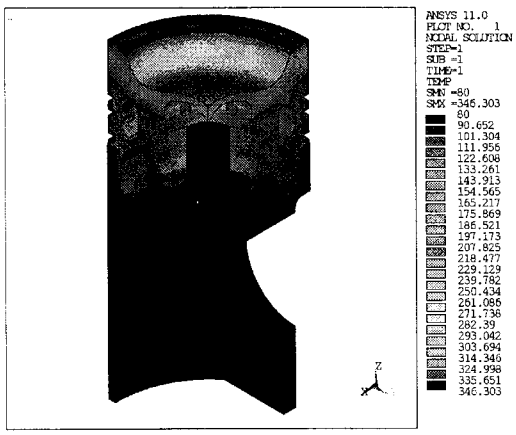

Fig. 23 Temperature distribution of piston at optimal thermal analysis

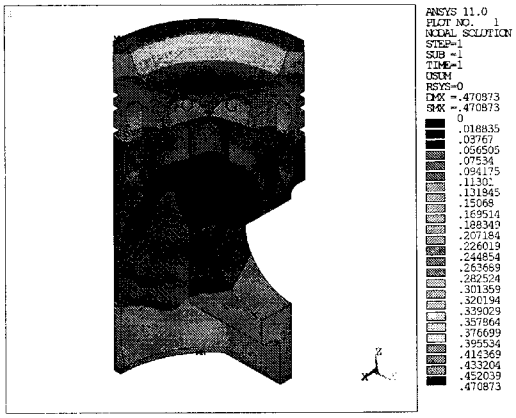

Fig. 24 Deformed shape at optimal coupled field analysis

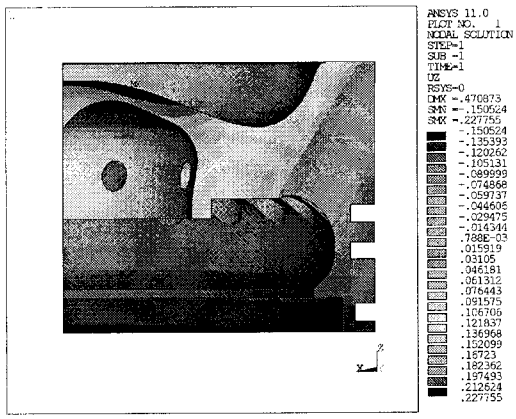

Fig. 25 Piston ring groove closure at optimal coupled field analysis

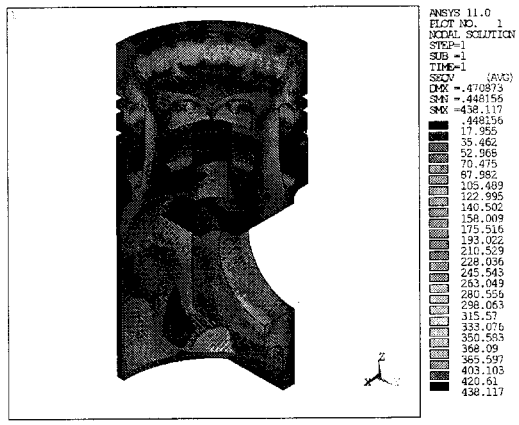

Fig. 26 Stress of piston at optimal coupled field analysis

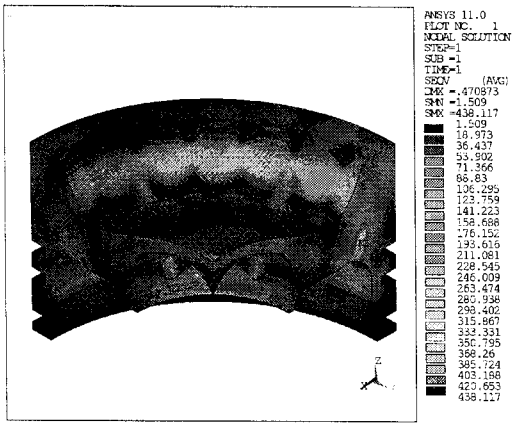

Fig. 27 Stress of crown at optimal coupled field analysis

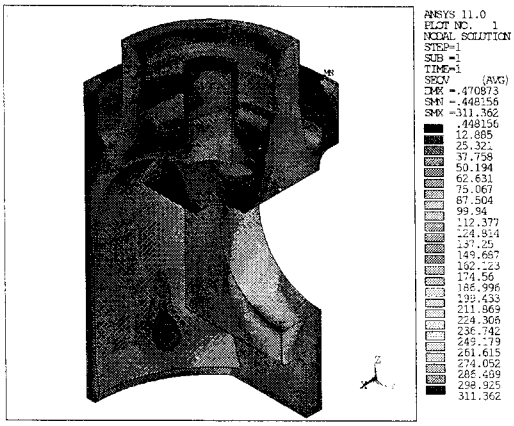

Fig. 28 Stress of skirt at optimal coupled field analysis

3.3 결과

최적화 전·후 해석 결과를 Table 6에 정리하였다. 그리고 최종 형상 비교로 Fig. 29와 같이 나타내었다.

Table 6 Result comparison with before shape optimization and after shape optimization

		Before	After	Increase
Highest Temperature		351℃	346℃	-1.42%
Highest Stress	Crown	441MPa	438MPa	-0.68%
	Skirt	311MPa	311MPa	+0.00%
Highest Displacement		0.46㎜	0.47㎜	+2.17%
Ring Closure		0.108㎜	0.111㎜	+2.78%

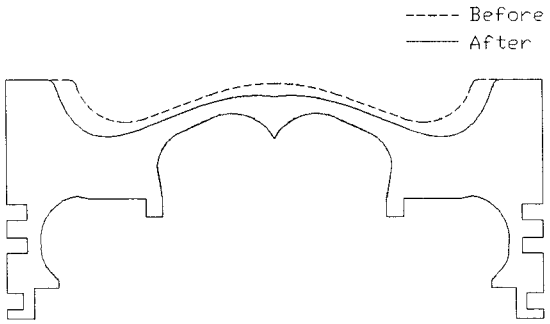

Fig. 29 Shape comparison with before optimization and after optimization

4. 결론

본 연구의 목적은 피스톤의 독자 설계가 가능하도록 하는 것이다. 이에 형상최적설계의 개념을 도입하였다. 형상을 생성시키기 위하여 Polynomial을 이용하였고 매개변수를 수정해 가면서 해석용 모델을 만들었다. 그리고 매개변수를 이용하여 해석 후 그 결과를 기초하여 평가하고 좋은 결과가 나올 때까지 반복하였다. 이것이 최적설계개념이며 최적설계를 위하여 유전자 알고리즘과 타부 탐색법의 결합 알고리즘을 이용하였다. 이로써 피스톤의 형상설계가 가능함을 보였다.

최적화 전·후 변위량이 증가하였지만 적절한 변형으로 온도와 응력이 감소한 것으로 생각된다. 따라서 설계에는 이상이 없는 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Choi, B. K., "Surface Modeling for CAD/CAM," Elsevier, pp. 41-45, 1991.
2. Kim, J. T., Park, S. I., Yoo, S. N. and Kim, T. D., "Development of A New Practical Medium Speed Diesel Engine - Hyundai H21/32," CMAC, 23rd CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Proceedings Vol. 1, pp. 47-58, 2001.
3. Seong, H. G., "Design Optimization 1," Gold, pp. 55-110, 161-200, 2004.
4. Seong, H. G., "Design Optimization 2," Gold, pp. 25-119, 2004.
5. Haddad, S. D., "Piston Motion and Thermal

Loading Analysis of Two Stroke and Four Stroke Cycle Engine for Locomotives," ASME, Vol. 111, pp. 536-542, 1989.

6. Kajiwara, H., Fujioka, Y., Suzuki, T. and Negishi, H., "An Analytical Approach for Prediction of Piston Temperature Distribution in Diesel Engines," JSAE Review, Vol. 23, pp. 429-434, 2002.
7. Jeong, D. S., Cho, Y. S., Choi, H. O. and Lee, Z. H., "A Study on Boundary Conditions of Piston Thermal Loading Analysis in Internal Combustion Engines," KSME, Vol. 12, No. 3, pp. 528-533, 1988.
8. Barnhill, R. E. and Riesenfeld, R. F., "Computer Aided Geometric Design," Academic Press, pp. 95-126, 1974.
9. Morris, A. J., "Foundations of Structural Optimization : A Unified Approach," Johe Wiley & Sons, pp. 43-98, 1981.
10. Bennett, J. A. and Botkin, M. E., "The Optimum Shape," Plenum Press, pp. 113-170, 1986.
11. Cengel, Y. A., "Heat Transfer : A Practical Approach," Mc Graw Hill, pp. 95-98, 1999.