

〈技術論文〉

민감도 근사해석법을 이용한 굴삭기 붐의 최적형상설계

임오강*, 조 현**

(1994년 7월 30일 접수)

Optimal Shape Design of Excavator Boom Using the Semi-Analytical Method

O Kaung, Lim and Heon, Cho

Key Words : Shape Optimal Design(형상 최적설계), Semi-Analytical Method(근사해석법)

Abstract

Shape optimal design of an excavator boom to minimize weight can be formulated as a nonlinear programming problem with an automesh refinement carried out by using the finite element method. The design variables are the radii and the coordinates of the circle to describe the excavator boundary shape. In addition to the displacement and stress constraints, geometric constraints are imposed such that the nodes cannot cross the certain range. The optimum design is obtained by using the PLBA nonlinear programming code. The sensitivity derivatives are calculated using the semi-analytical scheme. Numerical results of an excavator boom show potential for weight reduction of 4.4% (65.6 kgf) when considering the displacement, stress and geometric constraints.

1. 서 론

토목, 건설 및 기타 그와 유사한 작업시 굴삭기는 중요한 장비로 이용되고 있으며 그 사용은 계속적으로 증가추세에 있다. 이것은 굴삭기가 인력과 시간, 비용의 절감면에서 아주 유리하고, 그 기능 또한 다양하기 때문이다. 이처럼 굴삭기의 사용은 광범위하고 중요하므로 굴삭기의 성능 개선은 계속 이루어져야 할 필요가 있다. 그런데 굴삭기의 운동성, 에너지 소모량 등은 굴삭기의 중량과 직접적으로 관계되므로 굴삭기의 중량을 감소시키는 설계 개선이 필요하다.

굴삭기는 작업장치(boom, arm, bucket)의 제원에 의해 전체 성능이 좌우되고 본체의 설계가 이루어지므로 작업장치의 설계를 중요시한다. 그래서

작업장치의 경량화가 우선적으로 이루어져야 하는데, 작업장치는 여러 개의 링크로 이루어진 복잡한 운동 구조물이므로 작업장치 전체를 동시에 다루는 것은 상당히 비효율적이며 그 정확성도 신용할 수 없다. 이러한 이유에 의해 작업장치에서 가장 큰 중량을 가지는 붐을 설계 대상으로 선택하였다.

굴삭기의 치수최적설계와 관련하여 다음과 같은 연구가 선행된 바 있다. 1988년에 미국 SDRC(structural dynamics research corporation)사와 Fiat-Allis사는 굴삭기 붐의 제작시 내구성을 향상시킬 목적으로 Pseudo-Newton 알고리즘을 사용하여 새로운 개념의 붐을 공동연구하여 발표하였다.⁽¹⁾ 또한 국내에서도 붐 및 암을 판 복합구조물로 모델링한 후 치수최적설계를 수행한 바 있다.^(2~4) 이러한 치수최적설계에서는 주로 설계변수를 판의 두께로 선택하여 전체적인 형상은 변하지 않는 범위에서 설계가 이루어졌다. 따라서 설계변수의 선택이 제한적이어서 최적화의 내용에 필연적으로 제한이 따

*정회원, 부산대학교 기계기술연구소

**부산대학교 대학원

른다. 그러나 형상최적설계의 경우, 전체적인 붐의 형상도 설계 대상으로 둘 수 있어 설계변수 선택에 거의 제한을 받지 않으므로 보다 정밀한 설계가 가능하다. 본 논문에서는 치수최적설계가 가지는 한계를 극복하고 보다 적극적인 설계를 위해 형상최적설계를 하였다. 지금까지의 형상최적설계에 관한 연구는 주로 필렛,⁽⁵⁾ 토크 암(torque arm), 브래킷(bracket)⁽⁶⁾과 같은 단순한 물체를 대상으로 논의되어 왔는데 여기에서는 대규모의 복잡한 구조물에 적용하여 형상 최적화의 실용화에 보다 접근하고자 한다.

굴삭기의 붐실린더와 암실린더가 가장 큰 힘을 낼 때, 최대 굴삭력이 나오며 더이상 굴삭작업을 하지 못하고 정지하게 된다. 따라서 이 자세를 정적 평형상태로 가정하여 붐의 하중상태로 선정하였다. 그리고 붐을 근사화하여 삼각형 관요소로 구성된 뒤, 그 삼각형요소들의 자중의 합을 구하여 최소화하는 기준이 되는 목적함수로 취하였다. 제한조건은 유한요소해석을 수행하여 얻는 응력과 변위, 그리고 붐의 특성을 유지하기 위한 기하학적 제한조건들로 구성하였다.

설계변수의 변화방향을 탐색하는 자료인 민감도는 제한조건들의 설계변수에 대한 도함수인데, 직접미분법, 보조변수법, 유한차분법과 근사해석법(semi-analytical method) 등으로 구할 수 있다.⁽⁷⁾ 형상최적설계에서 직접미분법이나 보조변수법을 사용하여 해석적인 민감도를 구하기 위해서는 설계변수와 절점좌표 사이의 관계가 명백하게 표시되어야 한다. 그러나 2장에서 기술하는 바와 같이 본 논문에서는 그 관계가 복잡하여 절점좌표의 설계변수에 대한 미분값을 간단히 얻을 수 없다. 이것은 해석적인 민감도를 얻기 위해서는 방대하고 비효율적인 계산이 필요함을 의미한다. 따라서 본 논문은 3장에서 설명할 근사해석법⁽⁸⁾으로 민감도를 구하였다.

2. 모델링

2.1 설계변수의 선정

형상 최적설계를 할 때 절점의 좌표들을 설계변수로 취하면 설계변수 변화에 따른 절점의 위치변화가 간단하고 명백하게 표현되므로 해석적인 민감도를 구하기가 용이하다. 그러나 설계변수의 수가 많아 설계에 긴 시간을 요구하며 많은 비용이 들고 설계결과와 최적형상이 유연하지 않게 되어 간단한 문제에서만 가끔 이용되고 있다.⁽⁸⁾ 이러한 단점을 극복하기 위해서 모델의 형상을 묘사하는 곡선의 방정식을 이용하는 방법이 이용되고 있다. 이 방법은 설계변수의 수가 적어서 시간과 비용을 절감함과 동시에 유연한 형상을 얻을 수 있다. 그러나 설계변수와 절점좌표의 함수관계가 복잡하게 표현되어 해석적인 민감도를 구하는 것이 상당히 난해해진다. 본 논문에서는 실용화를 목적으로 유연하고 타당성 있는 최적형상을 얻는 것에 중점을 두고 있으므로 이 방법을 사용하기로 한다.

Fig. 1에 굴삭기 붐의 형상과 관련된 점들 및 변수들이 나타나 있다. 점 $p1, p2, p3, o$ 는 경계조건으로 취급된다. 이 점들의 위치는 기구학적인 관점에서 결정되므로 설계대상에서 일단 제외시킨다.

굴삭기 붐의 외관을 결정하는 점들은 점 $k1 \sim k8$ 이다. 이 8개의 점들을 직선과 원으로 적절하게 연결하면 굴삭기의 외관을 얻을 수 있다. 여기서 점 $k1 \sim k4$ 는 돌출부(lug)의 결합부로서 돌출부의 구조가 복잡하고 결합 용접부가 무시할 수 없는 효과를 나타내므로 보다 부분적으로 자세한 모델링을 통하여 설계가 수행되어야 할 것으로 보인다. 따라서 지금과 같이 붐의 전체 모델을 대상으로 설계를 수행할 때에는 점 $k1 \sim k4$ 는 설계대상에서 제외하는 것이 타당하다. 이제 설계대상으로 선정할 수

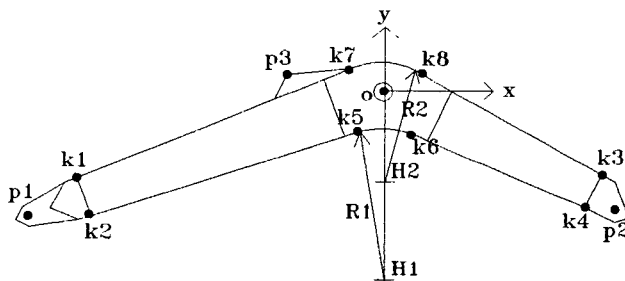


Fig. 1 Design variables of boom

있는 부분은 $k5 \sim k8$ 까지의 점들의 위치이다. 그러나 점 $k5$ 와 $k6$, 점 $k7$ 과 $k8$ 이 서로 독립적으로 움직이도록 이 4개의 점들의 좌표를 직접 설계변수로 선택하면 붐의 형상을 무너뜨려서 제작 상의 어려움을 유발시키거나 예기치 못한 국부적 응력집중을 일으킬 수 있다. 그러므로 붐의 기초적인 형상을 유지하기 위해서 다시 다른 독립변수 $R1, R2, H1, H2$ 를 정의하여 위 4개의 점을 그 함수로 만들었다. 각 변수가 나타내는 것은 다음과 같다.

$R1$: 아래판의 곡률반경

$R2$: 윗판의 곡률반경

$H1$: 아래판의 곡률중심의 y 좌표

$H2$: 윗판의 곡률중심의 y 좌표

서로 독립적으로 움직이는 $R1$ 과 $H1$ 로 $k5$ 와 $k6$ 의 위치를 결정할 수 있고 $R2$ 와 $H2$ 로 $k7$ 과 $k8$ 의 위치를 결정할 수 있다. 즉, $R1$ 과 $H1$ 에 의해 결정되는 원에 점 $k2$ 와 $k4$ 에서 접선을 그어 생기는 접점을 점 $k5$ 와 $k6$ 으로 정한다. $k7$ 과 $k8$ 역시 $R2, H2$ 와 점 $k1, k3$ 에 의해 같은 방식으로 정할 수 있다. 이상과 같은 단계를 거쳐 $R1, R2, H1, H2$ 를 설계변수로 정의하였다.

2.2 요소생성

형상최적설계에서는 설계변수의 변화에 따라 계속적으로 매쉬가 재구성되는 과정이 필요하므로 자동요소생성(automatic mesh generation)이 필수적이다. 본 논문에서는 기본적으로 구조물을 삼각형과 사각형의 부분판으로 나누고 그 각각의 부분판에 대해서 등계수 변환(isoparametric mapping)을 이용하여 요소를 구성하는 방법⁽⁹⁾을 사용하였다.

Fig. 2의 삼각형, Fig. 3의 사각형과 같이 모서리와 그들의 중간점들의 좌표 $\{X_{ai}\}$ 가 알려진 부분판을 생각하면 부분판 내의 임의점의 일반화 좌표 X_a 는 다음과 같이 표현된다.

$$X_a = \langle N_i \rangle \{X_{ai}\} \quad (1)$$

여기서, $\langle N_i \rangle$ 는 각 절점과 직교좌표계의 좌표 X_i 와 관련되는 형상함수벡터이다. 삼각형 부분판과 사각형 부분판에 대해 각각 적절한 형상함수와 변의 분할식을 이용하면 매쉬를 구성할 수 있다.

그 다음, 그 부분판의 매쉬로 전체 구조물의 매쉬를 구성하기 위해서는 머징(merging) 단계를 거친다. 부분판의 매쉬가 정확하게 이루어졌다면 부

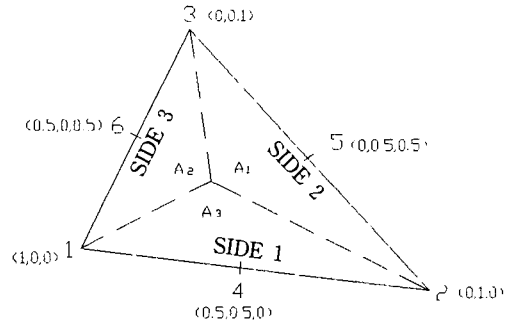


Fig. 2 Triangular patch

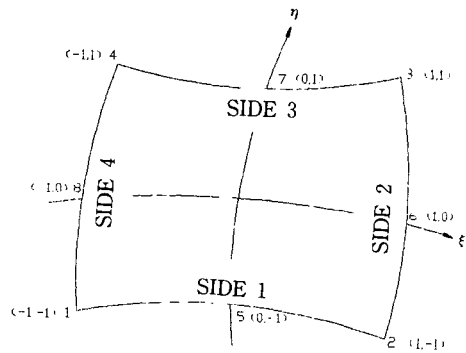


Fig. 3 Quadrilateral patch

분판들이 연결되는 모서리들에서는 동일한 좌표에 두 개 이상의 절점들이 있게 되므로 이 절점들을 하나로 통합하여야 한다. 이렇게 하여 전체 구조물의 매쉬를 구성할 수 있다.

2.3 붐의 유한요소 모델

설계 기준 자세는 붐실린더와 암실린더에 가장 큰 힘이 걸리는 자세, 즉, 굴삭기가 최대 굴삭력 16.7 ton을 내는 자세로 선정하였다. 그 자세의 그림이 Fig. 4에 있다. 이 자세를 정적 평형상태로 가정하고 붐을 분리하여 그에 작용하는 하중을 구하였다. 그리고 2.1절에서의 방법으로 외관을 결정하고 2.2절에서와 같은 방법을 이용하여 요소를 생성시켰다. Fig. 5에 절점 146개, 요소 240개로 이루어진 붐의 초기 유한요소 모델의 그림이 있다. 모델과 하중조건이 xy 평면에 대칭이므로 양의 z 좌표를 가지는 절반만을 모델링하고 대칭면에는 z 축 병진자유도와 x, y 축 회전자유도를 구속하는 경계조건을 설정하였다. 검은 삼각형으로 표시한 점은 핀조인트로 지지된 점으로서 z 축 회전자유도를 제

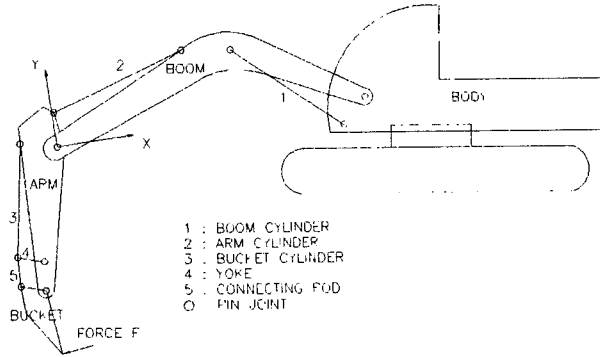


Fig. 4 The shape of the excavator

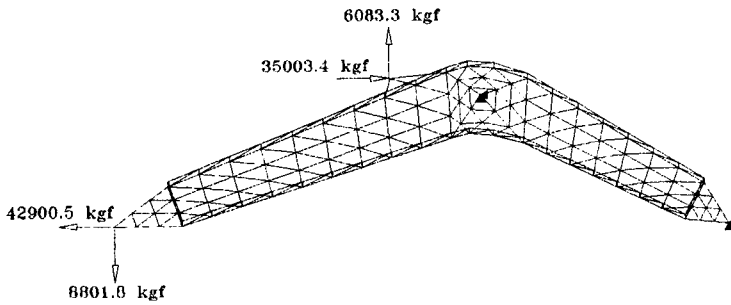


Fig. 5 Finite element model of the boom

외한 5개의 자유도를 구속하였다. 물성치는 SM50 A강에 기준하였다. 탄성계수 $2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$, 푸아송비 0.3, 밀도 $78,57 \times 10^{-7} \text{ kgf/mm}^3$, 항복강도 33 kgf/mm^2 이다.

3. 최적설계

3.1 최적설계의 정식화

굴삭기 붐의 형상 최적화문제는 다음과 같이 비선형 계획법으로 정식화할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } \Psi_0 &= \Psi_0(b) \\ &= \sum_{i=1}^{NE} \rho \cdot A_i \cdot t_i \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{Subject to } K(b) \cdot z = f \quad (3)$$

$$\Psi_j(b, z(b)) \leq 0 \quad j=1 \text{ to } M \quad (4)$$

$$b_k^L \leq b_k \leq b_k^U \quad k=1 \text{ to } N \quad (5)$$

식(2)의 Ψ_0 은 최소화 기준이 되는 목적함수로서 붐의 자중으로 선정하였으며, 연속이고 적어도 두번 미분이 가능하다고 가정한다. NE 는 요소의 개수이고 ρ 는 밀도, b 는 설계변수, A_i 는 i 번째 요소의 면적, t_i 는 i 번째 요소의 두께이다. 식(3)은

유한요소법으로 구성되는 정적 평형방정식이다. 여기서 K 는 시스템의 강성행렬, z 는 변위벡터, 그리고 f 는 하중벡터를 각각 나타낸다. 식(4)은 부등호 제한조건 함수로서 절점변위와 요소의 등가응력, 기하학적 제한조건에서 얻는다. M 은 제한조건의 총 개수이다. 식(5)의 b_k 는 설계변수를 나타내는데 b_k^L 는 k 번째 설계변수의 하한값, b_k^U 는 k 번째 설계변수의 상한값을 의미하며 N 은 설계변수의 갯수이다. b_1, b_2, b_3, b_4 는 각각 $R1, H1, R2, H2$ 를 의미한다.

3.2 알고리즘

본 논문에서 구성한 형상최적설계의 알고리즘은 다음과 같다.

단계 1 : 설계변수에 의해 기하를 구성하고 매쉬를 나눈다.

단계 2 : 구조물의 목적함수를 계산한다.

단계 3 : 구조물의 유한요소해석을 수행하여 위배된 제한조건식과 활성화 제한조건식(active constraint)을 찾는다.

단계 4 : 목적함수의 설계변수에 대한 편미분을

구한다.

단계 5 : 위배된 제한조건식과 활성화 제한조건식에 대한 민감도해석을 수행한다.

단계 6 : 민감도해석의 결과를 이용하여 반복 2차 계획법으로 설계변수 변화를 찾는다.

단계 7 : 최적해에 수렴하면 그만두고 수렴하지 않으면 단계 1로 간다.

활성화 제한조건식이라고 함은 입실론-활성화 제한조건식(ϵ -active constraint)을 의미하는데, 식(4)에서 $\Psi_j(b, z(b))$ 의 값이 0이거나 음수로서 0의 근방에 있는 것을 뜻한다. 위배된 제한조건식은 $\Psi_j(b, z(b))$ 의 값이 양수인 것을 의미한다.

최적화 알고리즘은 PLBA알고리즘⁽¹⁰⁾을 채택하였다. PLBA알고리즘은 반복 2차 계획법의 하나로써 수렴의 강력성과 신속성은 이미 검증되었다. 설계 방향을 탐색할 때에 PLBA는 위배된 제한조건식과 활성화 제한조건식만을 고려한다.

3.3 민감도해석

민감도는 설계변수에 대한 제한조건 값의 변화율인데 이것은 설계변수의 변화방향을 탐색하는 자료이다. 그런데 현재와 같이 설계변수가 절점의 좌표를 제어하는 경우에는 설계변수와 민감도의 관계가 명백하게 표현되지 않으므로 해석적으로 민감도를 구하는 것은 용이하지가 않다.⁽⁸⁾

따라서, 본 논문에서는 다음과 같은 근사해석법에 의한 민감도 값을 이용하기로 한다. 우선, 변위의 민감도를 구하기 위해 유한요소법의 평형방정식(3)를 설계변수 b 에 대해 미분한다.

$$\frac{d(K \cdot \tilde{z})}{db} + K \frac{dz}{db} = \frac{df}{db} \quad (6)$$

여기서, \tilde{z} 는 미분하는 동안 그 변수가 고정됨을 의미한다. 하중 f 는 설계변수의 함수가 아니므로 위 식의 우변은 0이 된다. 따라서, 설계변수 b 에 대한 상태변수 z 의 미분값인 변위민감도는 식(6)로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dz}{db} = -K^{-1} \frac{d(K \cdot \tilde{z})}{db} \quad (7)$$

식(7)에서 $d(K \cdot \tilde{z})/db$ 는 다음과 같이 근사적으로 구한다.

$$\frac{d(K \cdot \tilde{z})}{db} \approx \frac{\Delta(K \cdot \tilde{z})}{\Delta b} \quad (8)$$

등가응력에 대한 민감도는 다음과 같이 구한다.

등가응력은 최대 전단 에너지설의 파괴조건에 따라 다음식과 같이 정의된다.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (9)$$

식(9)을 미분하면

$$\frac{d\sigma_{eq}}{db} = \left(2\sigma_x \frac{d\sigma_x}{db} + 2\sigma_y \frac{d\sigma_y}{db} - \sigma_x \frac{d\sigma_y}{db} - \sigma_y \frac{d\sigma_x}{db} + 6\tau_{xy} \frac{d\tau_{xy}}{db} \right) / 2\sigma_{eq} \quad (10)$$

식(10)에서 응력성분의 미분값들을 구하여야 등가응력의 민감도를 얻을 수 있다. 그것을 위해 $\sigma = \sigma(b, z)$ 를 미분하면

$$\frac{d\sigma}{db} = \left[\frac{d\sigma_x}{db} \frac{d\sigma_y}{db} \frac{d\tau_{xy}}{db} \right]^T = \frac{\partial \sigma}{\partial b} + \frac{\partial \sigma}{\partial z} \frac{dz}{db} \quad (11)$$

와 같이 표현된다. 식(11)의 우변의 각 항들은 다음 식들에 의해 계산된다.

$$\frac{\partial \sigma}{\partial z} = DBT \quad (12)$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial b} \approx D \frac{\Delta BT}{\Delta b} z \quad (13)$$

여기서, D 는 탄성계수행렬이고 B 는 변형량과 절점변위의 관계행렬, 그리고 T 는 요소좌표계로의 좌표변환행렬이다.

4. 수치해석

유한요소 생성 프로그램과 유한요소해석 프로그램, 민감도해석 프로그램, PLBA알고리즘을 종합하여 포트란(FORTRAN) 언어로 최적설계 프로그램을 구성하였다. 그리고 HWS-S200K 워크스테이션에서 선 포트란 컴파일러(SUN FORTRAN COMPILER version 1.4)를 이용하여 컴파일하고 프로그램을 실행시켜 최적설계를 수행하였다.

4.1 제한조건의 설정

제한조건의 설정 붐 모델은 146개의 절점과 240개의 요소로 구성되어 있다. 절점당 자유도가 6이므로 변위에 대한 제한조건은 876개가 되지만 경계조건으로 구속된 자유도 142개를 제하면 734개이다. 그리고 각 요소마다 요소의 중점에 대해 식(9)로 정의되는 등가응력이 있면, 중립면, 아래면에 3개가 있는데, 그 중 가장 큰 값을 제한조건으로 설정하였으므로 응력에 대한 제한조건은 요소의 개

수와 같은 240개가 된다. 절점변위와 요소응력에 대한 제한조건을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{|z|}{z_{al}} - 1.0 \leq 0 \quad (14)$$

$$\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{al}} - 1.0 \leq 0 \quad (15)$$

식(14)와 식(15)는 시스템의 변위와 응력이 각각 허용변위와 허용응력보다 작아야 한다는 제한조건을 정규화시켜서 얻는다. z_{al} 은 초기모델에서의 최대 변위보다 약간 크게 설정하여 병진 자유도 30 mm, 회전자유도 1 rad로 주었다. σ_{al} 은 항복강도에 안전계수를 1.5로 고려하여 22 kgf/mm²로 주었다.

기하학적 제한조건은 Fig. 1에서 도시된 $k1 \sim k8$, $p1$, $p2$, $p3$, o 점 들이 상대적으로 합당한 위치에 있도록 다음과 같이 3개를 설정했다.

$$R1 - H1 < 250 \quad (16)$$

$$R2 - H2 > 250 \quad (17)$$

$$(y_{k7} - y_{k2})x_{p3} - (x_{k7} - x_{k2})y_{p3} + y_{k2}x_{k7} - y_{k7}x_{k2} < 0 \quad (18)$$

식(16)은 붐의 아래판을 Fig. 1에서의 o 점의 근방 250 mm 밖에 두기 위한 것이다. 마찬가지로 식(17)는 윗판에 대해 설정한 것이다. 이러한 제한조건은, 붐의 구조상 o 점에는 마멸방지용의 특수강의 부속을 조립하는데 그 조립부의 공간을 확보하기 위한 것이다. 식(18)는 Fig. 1에서 $k1$ 과 $k7$ 을 잇는 직선이 $p3$ 점보다 위쪽으로 올라가지 않도록 하기 위한 것이다. 여기서 x 와 y 변수들은 각각 그 아래첨자 점들의 xy 좌표를 표시한다.

이상과 같이 하여 변위 제한조건 734개, 응력 제한조건 240개, 기하학적 제한조건 3개로 총 977개의 제한조건을 구성하였다.

4.2 민감도해석 결과

민감도의 이론해를 구하기가 상당히 어려운 경우에는 일반적으로 차분해석을 기준으로 민감도의 정확도를 검토한다. 기에서도 근사해석법으로 구한 민감도를 차분해석으로 구한 민감도와 비교하기로 한다. 각 설계변수들에 대해 민감도를 검토한 결과, 모두 비슷한 양상을 나타내고 있으므로 변위민

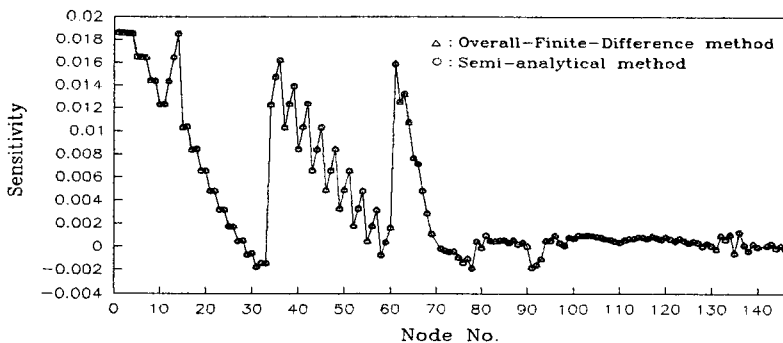


Fig. 6 Comparison of X-displacement sensitivity with respect to H1

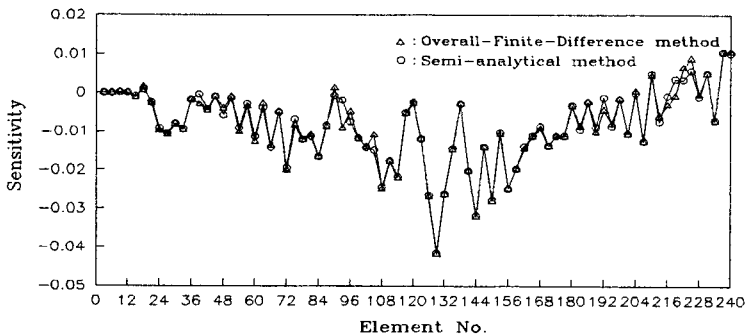


Fig. 7 Comparison of sensitivity of σ_{eq} with respect to H1

감도는 $H1$ 설계변수에 대한 각 절점의 X 자유도에 대한 결과만을 Fig. 6에 제시하였고 응력민감도는 $H1$ 설계변수에 대한 등가응력 σ_{eq} 의 민감도를 Fig. 7에 제시하였다. 차분량은 설계변수의 0.5%이다.

Fig. 6은 변위민감도에서 차분해석법과 근사해석법의 두 결과가 잘 일치하고 있음을 보여준다. 상대오차의 크기는 대체로 2%이다. 절점 137번과 140번에서는 50% 가량의 오차를 보이지만 절대오차는 미소해서 최적설계의 방향에 영향을 주지 못하므로 무시할 수 있다. 이러한 오차는 그 절점에서 변위민감도의 값이 다른 점들보다 작으므로 수치계산 상의 끝처리 오차가 발생한 것으로 설명할 수 있다.

Fig. 7은 $H1$ 설계변수에 대한 등가응력의 민감도의 그래프이다. 그래프에서 39, 93, 105, 219, 222, 225번 요소의 민감도 값이 약간의 차이를 보이지만 모두 그 절대오차가 작고 또, 해당 요소들의 등가응력의 크기가 작아서 활성화 제한조건으로 고려되지 않으므로 민감도의 오차가 최적화의 방향에 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

이상의 비교에서, 근사해석법으로 구한 민감도가 충분한 신빙성을 가지므로 최적설계의 방향탐색 자료로 사용할 수 있다.

4.3 수치해석 결과 및 검토

벌칙 매개변수 1.0, 최대 위반량 0.1, 최적치의 정확도 0.1, 선택색의 정확도 0.2로 설정하여 수치해석을 실행하였다.

목적함수의 감소과정이 Fig. 8에 있다. 초기 모델 739.2 kgf의 목적함수가 8회의 반복해석과 49회의 함수계산을 통하여 706.8 kgf로 바뀌어 4.4% 정도의 무게감소 효과를 보았다. xy 평면에 대칭인 붐을 절반만 모델링하였으므로 실제 모델에서는 현재와 같은 하중조건 하에서 64.8 kgf의 무게 감소가 가능하다고 할 수 있다.

설계변수는 다음과 같이 변화하였다.

$R1$: 1000 mm \rightarrow 1038.7 mm

$R2$: 915 mm \rightarrow 885.1 mm

$H1$: 1400 mm \rightarrow 1365.0 mm

$H2$: 605 mm \rightarrow 632.1 mm

변화된 설계변수에 의한 모델의 그림이 Fig. 9에

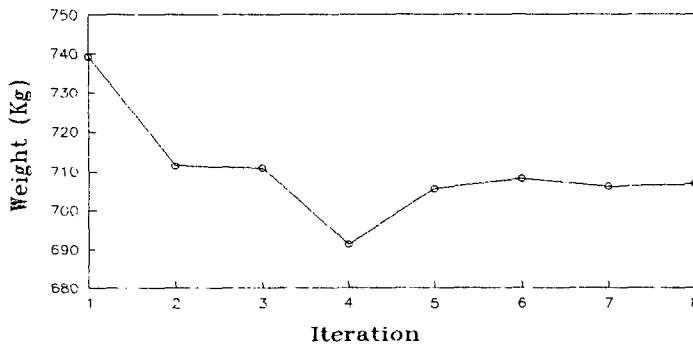


Fig. 8 Weight history of optimizing process of boom

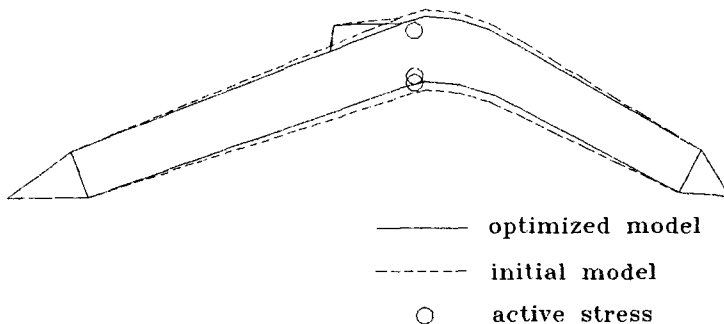


Fig. 9 Comparison of initial model and optimized model

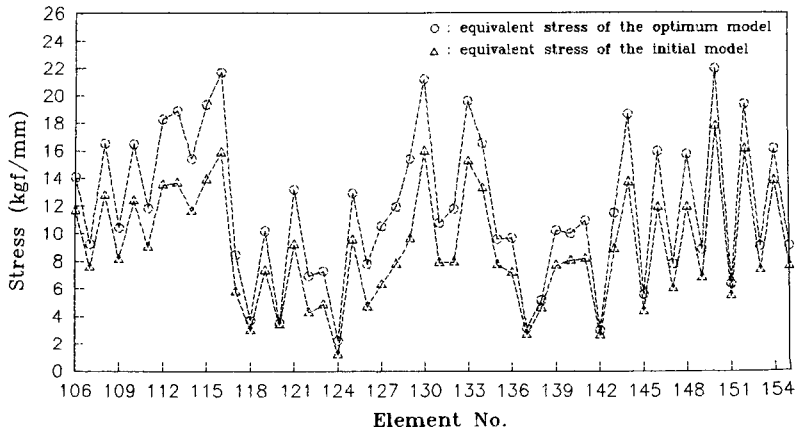


Fig. 10 Comparison of equivalent stress of the initial model and the optimum model

있다. 실선은 최적화된 결과 모델이고 점선은 초기 모델인데 붐의 세로 폭이 줄었음을 나타내고 있다.

3개의 요소가 최대응력 22 kgf/mm^2 근방의 값을 가져서 그에 해당하는 응력 제한조건 3개가 활성화 제한 조건(active constraint)이 되었다. 활성화 제한조건이 된 응력을 가지는 요소의 위치는 Fig. 9에 도시되어 있다. 이 부분을 보강판 등으로 보강하면 더 나은 설계개선이 가능할 것이다. 그리고 식(17)의 윗판에 대한 기하학적 제한조건이 활성화되었다. 이것은 Fig. 1에서의 0점의 위치를 재조정함으로써 더 많은 무게감소가 가능하다는 것을 나타낸다.

Fig. 10는 최적화된 모델의 등가응력과 초기 모델의 등가응력을 비교한 그래프이다. 차이가 큰 106번 요소부터 155번 요소까지의 응력만을 나타내었다. 최적 모델에서 전체적으로 응력이 증가하였음을 나타낸다. 점선은 허용응력 22 kgf/mm^2 을 나타낸다. 최적 모델의 응력의 평균은 초기 모델보다 1.3 kgf/mm^2 가량 증가하였고 표준편차는 1.1 kgf/mm^2 정도 증가하였다. 일반적으로 최적설계가 이루어지면 응력이 증가하고 표준편차는 감소하는 경향을 보이지만 본 논문의 모델은 붐 중앙의 곡선부를 주된 설계대상으로 설정하였으므로 양 끝단에서는 응력이 증가하지 않고 중앙부분에서만 응력이 증가하여 표준편차가 증가한 것으로 보인다.

5. 결 론

굴삭기가 최대 굴삭력을 낼 때의 자세와 하중을 정적 평형상태로 가정하여 붐의 최적형상설계를 수

행하였으며 제한조건으로는 변위와 응력에 대한 제한조건과 기하학적 제한조건을 사용하였다. 설계수행을 위한 소프트웨어는 유한요소생성 프로그램과 유한요소해석 프로그램, 그리고 PLBA알고리즘을 결합하여 작성하였으며 민감도는 근사해석법을 이용하여 구하였다. 그 결과, 초기 모델 739.2 kgf의 목적함수가 설계 최적모델에서는 706.8 kgf로 바뀌어 4.4%정도의 무게감소 효과를 보였다. 대칭성을 이용하여 절반만을 모델링하였으므로 실제 모델에서의 무게 감소량은 64.8 kgf이다. 설계변수는 붐의 윗판과 아래판 모두 0점 주위로 접근하는 방향으로 변화하였다. 그리고 근사해석법으로 민감도를 구할 때, 적절한 차분량을 선정하는 것이 중요함을 알 수 있었다. 본 논문의 모델과 같은 경우에는 0.5%의 차분량이 적절한 것으로 판명되었다.

차후, 다양한 하중조건에 대해 동시에 최적화를 수행하거나 또는 각각의 하중조건에 대한 최적형상을 구한 뒤, 그 자료들을 데이터베이스화하여 설계에 응용하면 보다 일반적인 최적형상을 얻을 수 있을 것으로 본다. , 기하학적 설계로부터 하중점들의 위치이동 허용 한계를 연구하면, 기하학적 제한조건의 제한을 줄이고 하중점의 이동이 고려되는 더욱 정밀한 설계가 가능할 것이다. 끝으로, 붐의 양 끝단에 대한 연구를 진행하여 그 부분도 설계대상에 포함시키면 더욱 우수한 설계가 될 수 있을 것으로 본다.

참고문헌

- (1) Peter W., Andrew W., Richard W. and Richard

- R., 1988, "Design of an Excavator Arm Using Optimization Techniques," *Society of Automatic Engineers, Inc.*, pp. 2. 1248~1252.
- (2) 임오강, 신양범, 이병우, 1993, "굴삭기 붐의 최적설계," 한국전산구조공학회, 제6권, 제1호, pp. 91~98.
- (3) 조현수, 1993, "굴삭기 붐의 치수 최적 설계," 부산대학교 공학석사 학위논문.
- (4) 이현우 외 10인, 1993, 실동하중에 대한 굴삭기 프론트부의 구조강도 및 피로수명해석, 부산대학교 공과대학 차량메카트로닉스센터 제2차년도 최종보고서, pp. 2. 47~64.
- (5) 김호룡, 윤대석, 1989, "설계 민감도 해석을 이용한 필렛의 최적 형상 설계에 관한 연구," 대한기계학회, '89년 춘계 학술대회초록집 (I), pp. 65~69.
- (6) Yunliang Ding, 1986, "Shape Optimization of Structures: A Literature Survey," *Computers & Structures*, Vol. 24, No. 6, pp. 985~1004.
- (7) Haug, E. J., Choi, K. K. and Komkov, V., 1984, *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*, Academic Press.
- (8) Haftka, R. T., et al, 1990, *Elements of Structural Optimization*, Kluwer Academic Publishers.
- (9) Ho, P. T. S., 1992, "MSHGEN-a FORTRAN Program on Automatic Two-Dimensional and Three-Dimensional Triangular Mesh Generation," *Advances in Engineering Software*, Vol. 14, pp. 61~75.
- (10) Lim, O. K. and Arora, J. S., 1986, "An Active Set RQP Algorithm for Engineering Design Optimization," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 57, pp. 51~65.