

점용접 위치의 최적화를 위한 CAD Tool 개발

류시욱* · 이종찬* · 이태수**

(1997년 5월 12일 접수)

Development of CAD Tool for Optimal Spot Weld Joints

Si-Uk Ryu, Jong-Chan Lee and Tae-Soo Lee

Key Words : CAD Program(컴퓨터운용 설계 프로그램), Spot Welding(점용접), Optimal Design(최적설계), Failure Envelope(파단곡선), Safety Factor(안전계수), Optimal Nugget Location(최적너겟위치)

Abstract

Spot welding plays a key role in increasing productivity and weight reduction of the final products. This paper proposes a systematic approach on the design of spot weld configuration, dealing with the required number and location of spot weld joints under the given design parameters, such as the applied loads, lap area, and individual spot weld strength. The optimal design of a spot-welded joint is postulated as a state when the safety factors of all spot weld points (i) are evenly distributed and (ii) reach maximum value. A CAD program is developed to arrange the optimal location of each spot weld based on the derived objective function and constraints. The CAD tool integrates the optimization procedure with Finite Element Analysis (FEA) code through an interface. The interface automatically provides geometrical data and mesh configuration for different spot weld locations to FEA model. It also extracts the transmitted load of each spot weld from the FEA code, and allows the optimization code predict an improved arrangement of spot weld locations. The feasibility of the developed approach is demonstrated by the selected examples.

1. 서 론

점(spot)용접은 전자제품에서부터 자동차, 철도 차량, 항공기에 이르기까지 판매의 조립에 가장 널리 사용되는 방법이다. 한 제품을 생산하기 위해서는 적게는 수백 개에서부터 많게는 자동차의 경우와 같이 3~4천개에 이르는 점용접이 이루어지기 때문에, 점용접부의 적절한 설계 및 제작은 제품의 제조원가뿐만 아니라 품질과 전체 안전성에도 직접

적인 영향을 미친다. 일반적으로 두 판재를 잇는 용접부에서 용접점 개수, 위치 및 용접의 질(quality)은 용접된 조립부나 전체 구조물 성능을 결정짓는 중요한 요소이다.

최근 들어 컴퓨터의 발달과 PAM-CRASH와 같은 외연(explicit) 유한요소 프로그램의 개발에 힘입어 전자제품의 충격이나 자동차의 충돌 등 전체 제품(full-scale model)의 수치모사도 가능해지고 있다. 즉, 제품개발의 초기단계에서부터 수치모사 결과를 설계에 응용하는데 이르렀다. 이러한 경우, Hallquist와 Whirley⁽¹⁾가 지적한대로 해석과정에서 점용접 파단을 모델에 포함했는지 여부가 해석결과

*서강대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서강대학교 기계공학과

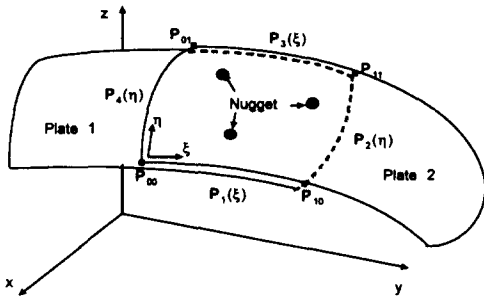


Fig. 1 General shape of spot weld joints.

에 큰 영향을 미치게 되므로, 점용접의 파단에 대한 연구의 중요성이 더욱 부각된다고 할 수 있다.

점용접의 경제성과 판재조립에서 차지하는 중요성으로 인해 점용접의 파단에 대한 연구는 활발히 수행되어 왔다. 점용접 파단에 관한 대부분의 연구는 용접점 하나의 파단현상을 규명하는데 중점을 두고 있으며, 통상적으로 용접점 주변에 세밀한 요소(element)를 배치하는 유한요소 모델링을 이용하여 왔다.^(2~6) 그러나 여러 개의 점용접으로 조립된 구조물에서 점용접 하나 하나를 미시적인 관점에서 해석한다는 것은 어렵고 또한 과다한 요소의 사용으로 실용성이 없게 된다.

본 연구에서는 기존의 연구와는 달리 구조물의 안전성에 기준을 두고 용접부의 설계를 최적화하는 방법론을 제시하고자 한다. 기존의 점용접 설계는 부위마다 다른 점용접 사이의 간격(pitch)을 지정하는 것이며, 이 결정은 주로 기술자의 경험과 실험에 의존하고 있다. 한편 Fig. 1에서 보인 것과 같이 임의의 형상을 가진 판재 및 용접부에 점용접 위치를 최적화시키면 점용접의 개수를 최소화하는 동시에 주어진 하중조건에서 구조물의 안전을 보장할 수 있게 된다. 특히 근래에 점용접기(spot welder)의 자동화로 용접점의 위치를 정확히 지정할 수 있고, 이를 효율적으로 수행할 수 있기 때문에 점용접부의 설계 최적화는 실용적으로 파급효과가 클 것으로 기대된다.

점용접부의 설계에서 최적화에 관련된 변수는 크게 두 가지로 분류된다. 그 첫째는 구조물의 기능상 특성과 안전을 확보하기 위해서 필요한 최소한의 용접점 개수이며, 둘째는 각각의 용접점이 전달 하중을 골고루 분담하도록 용접점의 위치를 선정하는 것이다. 본 연구에서 용접점 최적위치는 각 점용접 안전계수들의 평균값을 최대화하면서 동시에 각 점용접 안전계수간의 차이, 즉 안전계수의 표준

편차를 최소화하는 것이라 정의하였다. 이러한 위치를 찾기 위하여 먼저 점용접의 파단에 대한 연구 결과를 응용하여, 점용접의 상태를 평가하는 척도로서 안전계수를 정의하고 이를 바탕으로 설계 최적화를 위한 수치적인 방법론을 제시하였다. 또한 점용접부를 가진 임의의 구조물에 대하여 주어진 하중조건에서 여러 개의 점용접에 대한 최적의 위치를 도출할 수 있는 CAD 프로그램을 개발하였다. 이 과정에서 필연적으로 수반되는 구조해석은 상용 유한요소 프로그램인 PAM-CRASH⁽⁷⁾를 이용하였고, 본 연구에서 제시한 최적화 프로그램과 PAM CRASH를 연결하기 위해서 인터페이스 프로그램을 작성하였다. 개발한 프로그램은 간단한 구조물에 적용하여 제시한 최적화 방법론을 검증하였다.

2. 점용접 파단 및 안전계수

점용접의 해석과 파단의 정확한 예측은 고체역학에서 매우 난해한 문제로 알려져 있다. 자동차의 구조용 판재처럼 연성을 가진 재료에서는 충돌과 같은 과부하(over-load) 상태에서 파단은 용접점 주위에서 대변형을 수반한다. 한편 운행하중에서 피로파단의 경우에는 점용접이 두 판재 사이에 기하학적 특이점이 되고, 응력집중을 수반하는 외부 크랙(external crack)형태의 결함(defect)으로 간주될 수 있기 때문에 파괴역학적 접근도 고려되어야 한다고 알려져 있다.^(2~4) 따라서 해석과정에서 용접점 주위에 많은 수의 3차원 요소를 사용하여야 해석이 가능하다. 뿐만 아니라 용접과정은 용접점 근처 재료의 성질을 변화시킨다. 이러한 일련의 문제들로 인하여 용접점의 파단은 대변형 및 연성 파단현상과 아울러 열영향부(Heat Affected Zone, HAZ)에서의 재료의 강도, 연신율, 가공경화, 변형률속도 등의 영향을 고려해야 하는 복잡한 문제이다.⁽⁵⁾

한편 용접점 파단의 미시적인 접근과는 별도로, 판재 구조물의 전체를 해석하기 위해 용접점의 파단을 거시적 관점에서 연구한 결과도 상당한 양이 축적되어 왔다. 그 대표적인 예로, Sheppard⁽⁶⁾는 Fig. 2에서 보인 것과 같이 Shell 요소와 강체요소로 점용접을 표현하고 해석을 수행하였다. 이러한 거시적 모델은 전체 자동차의 수치모사와 같은 큰 모델에서 적용하는데 적합하다고 알려져 있다. 한

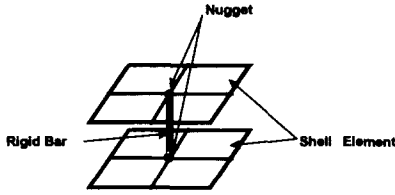


Fig. 2 The macro-model of a spot welded joint.

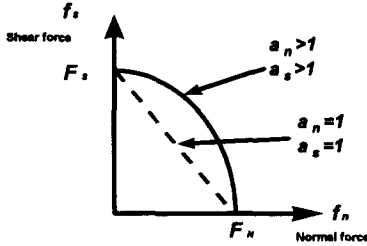


Fig. 3 General failure envelope of spot weld joints.

편, 상용프로그램인 PAM-CRASH⁽⁷⁾도 Sheppard⁽⁶⁾의 연구에서 제안한 것과 같은 거시적 모델을 사용하여 점용접의 파단을 묘사한다. 즉, Fig. 2에서와 같이 용접점을 나타내는 양 질점(node)을 강체로 구속하고 있다가, 하중이 정해진 조건식(criterion)을 벗어나게 되면 구속을 풀어서 용접점의 파단을 묘사하게 되어 있다. 이 때 용접점의 거시적 파단 조건식은 응용역학의 다른 분야에서도 흔히 쓰이는 형태로 주어지고, 본 연구에서도 점용접의 파단은 다음과 같은 조건식에 따르는 것으로 가정한다.⁽⁷⁾

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^{a_n} + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^{a_s} = 1.0 \quad (1)$$

여기서,

F_n, F_s : 최대 인장력 및 전단력

f_n, f_s : 실제 용접점에 작용하는 인장력 및 전단력

a_n, a_s : 파단곡선지수

식에서 나타나는 최대 인장력 및 전단력과 파단 곡선 지수는 실험에 의하여 결정되는 계수들이다.⁽⁸⁾ 식 (1)은 f_n, f_s 평면상에서 일반적으로 곡선이지만 지수가 1인 경우 직선형태가 된다(Fig. 3). 또한, 최대 인장력(F_n) 및 전단력(F_s)은 각 용접점의 면외방향 및 면내방향의 강도이다. 이 값들은 진동, 열충격 등의 반복하중(cyclic loading)을 받는 경우에는 최대 피로 한계하중으로 정의되고, 충돌과 같은 과부하(over-load) 상태에서는 파단강도(rupture strength)로 정의된다. 주어진 용접점에 해당하는 계수의 값들은 용접조건, 즉 전류, 가

압력, 통전시간, 모재의 성질 등에 따라 달라지게 된다.

일단 파단 조건식이 정의되고 나면, 각 용접점의 하중상태의 안전성을 나타내는 안전계수를 구할 수 있다. 실제로 i 번째 용접점에 작용하는 인장(f_n) 및 전단력(f_s)이 파단곡선 내에 있으면, 이 하중상태에 해당하는 안전계수 s_i 는 식 (1)에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^{a_n} + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^{a_s} = \frac{1.0}{s_i} \quad (2)$$

s_i 는 파단이 일어나기 전의 안전계수이고 언제나 1보다 큰 값을 갖게 된다.

3. 용접점 위치 최적화 방법

임의의 하중상태에서 두 판재를 연결하는 용접부 내에 2개 이상의 용접점이 있을 경우, 하중이 어느 한 용접점에만 집중되면 하중이 분산되는 경우보다 파단이 쉽게 일어나고, 또한 각 용접점들에 걸리는 하중이 크면 파단이 쉽게 일어나는 것은 자명하다. 그러므로 파단에 기준을 두는 조건하에서 최적의 용접부는 먼저 판재사이에 전달되는 하중을 모든 용접점에 분산시켜야 하고, 또한 각 용접점에 분산된 하중을 최소화하는 것이 필요하다. 즉 최적화는 용접점에 의해 전달되는 하중을 분산시킴과 동시에 그 크기를 최소화하는 용접점 위치를 결정하는 것으로 귀착된다. 본 연구에서는 위의 조건에 대응하는 목적함수를 설정하고 구속조건을 파악한다. 목적함수가 최소값을 갖게 되는 용접점 위치를 결정하기 위해 Quasi-Newton 반복법을 수행하고, 구속조건은 Interior Penalty 방법을 적용하였다.

3.1 목적함수

용접점 위치의 최적화를 위한 목적함수의 결정은 앞서 기술한 바와 같이 두 가지 사항이 고려되어야 하는데, 첫번째는 각 용접점에 전달되는 하중의 균일한 분산이고 또 하나는 분산된 하중을 최소화하는 것이다. 이때 하중이 용접점들에 균일하게 분산된다는 것은 용접점 안전계수들의 편차가 작아야 한다는 것으로 대체될 수 있고, 용접점들에 걸리는 하중이 작아야 한다는 것은 용접점 안전계수의 평균값이 커야 한다는 것으로 대체할 수 있다. 따라서 최적의 용접부는 다음과 같이 주어진 목적함수

$f(\mathbf{D})$ 가 최소값을 갖는 경우로 상정한다.

$$f(\mathbf{D}) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[w_f \left(\frac{1}{\bar{s}} - \frac{1}{s_i} \right)^2 + \frac{1}{s_i^2} \right]$$

$$\mathbf{D} = [\xi_1 \ \eta_1 \ \xi_2 \ \eta_2 \ \dots \ \xi_n \ \eta_n]^T \quad (3)$$

여기서, \mathbf{D} 는 설계변수로서 각 용접점 위치, s_i 는 i 번째 용접점의 안전계수, \bar{s} 는 안전계수의 평균값, n 은 용접점 개수, w_f 는 가중계수이다. 우변의 첫째 항은 안전계수의 표준편차가 작은 것을, 둘째 항은 안전계수의 평균값이 커야 하는 점을 내포하고 있다.

식 (3)에서 용접부의 위치(\mathbf{D})는 매개변수(ξ, η)를 이용하여 표현된 일반적인 곡면에서 매개변수의 좌표값을 이용해서 나타내었다. 이 경우 용접부는 일반적으로 Fig. 1에서와 같이 곡면으로 이루어진 두 판재가 겹쳐져 있는 형태로서 수학적으로 0과 1 사이의 값을 갖는 매개변수(ξ, η)로 나타낼 수 있다. 예를 들어 Fig. 1과 같은 용접부의 곡면을 Linear Coons Surface로 나타내면 다음과 같이 표현된다.⁽¹¹⁾

$$\mathbf{Q}(\xi, \eta) = [1 - \xi \ \xi \ 1]$$

$$\cdot \begin{bmatrix} -\mathbf{P}_{00} & -\mathbf{P}_{01} & \mathbf{P}_4(\eta) \\ -\mathbf{P}_{10} & -\mathbf{P}_{11} & \mathbf{P}_2(\eta) \\ \mathbf{P}_1(\xi) & \mathbf{P}_3(\xi) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 - \eta \\ \eta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

이때 \mathbf{Q} 는 곡면의 좌표를 나타내는 벡터 $\mathbf{P}_1(\xi)$, $\mathbf{P}_2(\eta)$, $\mathbf{P}_3(\xi)$, $\mathbf{P}_4(\eta)$ 는 용접부의 경계를 이루는 곡선의 식, \mathbf{P}_0 는 각 곡선들의 양 끝점을 의미한다.

한편 본 연구에서 고려하는 최적설계에서 용접점 위치(\mathbf{D})는 두 가지의 구속조건을 만족해야 한다. 첫째는 용접점들 간의 거리에 대한 구속조건으로서, 이는 점용접시 적정한 전기적 저항값을 확보하기 위한 목적이다. 예를 들면 두께 1 mm인 열간판을 용접할 때 용접점들 간의 거리(pitch)가 최소 12 mm 이상 되어야 한다.⁽⁹⁾ 이 조건을 만족하지 않으면 Shunt 효과가 발생하여 용접하고자 하는 점에 흐르는 전류의 실질적인 통전량이 작아지고 용접부위의 불량률이 나타난다고 알려진다.⁽¹⁰⁾ 따라서 용접점간의 거리는 주어진 최소 허용거리보다 커야 하며, 이 조건은 아래와 같은 식으로 표현된다.

$$H_k(\mathbf{D}) = d - l_{ij}(\xi_i, \eta_i : \xi_j, \eta_j) < 0,$$

$$k=1, 2, \dots, m \quad (\text{단 } i \neq j) \quad (5)$$

여기서, ξ_i, η_i 는 i 번째 용접점 좌표, ξ_j, η_j 는 j 번째 용접점의 좌표, $l_{ij}(\xi_i, \eta_i : \xi_j, \eta_j)$ 는 i 번째 용접점과 j 번째 용접점 사이의 거리를 곡면을 따라 잰 거리, d 는 주어진 용접점간의 최소 허용거리, m 은 구속조건 개수이다. 이 구속조건 개수(m)는 용접점 개수에 따라서 달라지며 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$m = {}_n C_2 = \frac{n(n-1)}{2} \quad (6)$$

두번째 구속조건은 용접점들은 주어진 용접부위 내에 위치해야 한다는 것이다. 이때 매개변수는 0과 1 사이에 있으므로 구속조건은 각각의 용접점에서 다음과 같이 4가지로 정의될 수 있다.

$$h_1^i(\mathbf{D}) = 0 - \xi_i < 0 \quad (7a)$$

$$h_2^i(\mathbf{D}) = 0 - \eta_i < 0 \quad (7b)$$

$$h_3^i(\mathbf{D}) = \xi_i - 1 < 0 \quad (7c)$$

$$h_4^i(\mathbf{D}) = \eta_i - 1 < 0 \quad (7d)$$

단, $i=1, 2, \dots, n$

이때 $h_k^i(\mathbf{D})$ 는 i 번째 용접점에 대한 구속조건이고 n 은 용접점 개수이다.

목적함수 (3)에 위에서 제시한 구속조건들을 Interior Penalty 방법⁽¹¹⁾을 사용하여 추가하면 경사함수(descent function)는 다음과 같이 표현된다.

$$f_D(\mathbf{D}) = f(\mathbf{D}) + r \left[\sum_{i=1}^m \frac{1}{-H_i(\mathbf{D})} + \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^4 \frac{1}{-h_k^j(\mathbf{D})} \right] \quad (8)$$

이때, $f_D(\mathbf{D})$ 는 경사함수, $f(\mathbf{D})$ 는 목적함수, $H_i(\mathbf{D})$ 와 $h_k^j(\mathbf{D})$ 는 식 (5)와 식 (7)에서 제시한 구속조건, r 은 Interior Penalty Parameter이다. 일반적으로 Interior Penalty 방법은 구속조건을 만족시키므로 구속조건 $H_i(\mathbf{D})$ 와 $h_k^j(\mathbf{D})$ 는 항상 음의 값을 갖고 용접점들은 항상 용접부 내에 있게 된다.

3.2 최적화 알고리즘

식 (8)로 정의된 경사함수의 극한값에 대응하는 용접점 위치의 탐색방법은 일반적인 경사법(descend method) 중에서 Quasi-Newton 방법을 사용한다. Quasi-Newton 방법은 Hessian 행렬과 기울기벡터(\mathbf{g})를 이용해서 설계변수의 Search 방향(\mathbf{u})을 제시한다. 그러나 목적함수의 정확한 Hessian 행렬을 해석적으로 결정하기 어렵기 때문에 본 연구에

서는 Hessian의 근사행렬 \mathbf{B} 를 이용한다. Quasi-Newton 방법에 의한 Search 방향벡터 \mathbf{u}_k 는 다음과 같이 정의된다.⁽¹¹⁾

$$\mathbf{u}_k = -\mathbf{B}_k^{-1} \mathbf{g}_k \quad (9)$$

여기서, k 는 반복회수, \mathbf{g}_k 는 경사함수의 기울기 벡터를 의미한다.

최소점으로 향하는 방향(\mathbf{u}_k)을 찾은 후 다음 설계변수의 값 \mathbf{D}_{k+1} 을 구하기 위해서 그 방향으로의 이동거리(step length) λ_k 를 결정한다. 이동거리를 구하기 위해서 경사함수를 Taylor 전개를 이용하여 정리하면 다음과 같다.⁽¹¹⁾

$$f_D(\mathbf{D}_k + \delta_k) = f_D(\mathbf{D}_k) + \mathbf{g}_k^T \delta_k + \frac{1}{2} \delta_k^T \mathbf{B}_k \delta_k \quad (10)$$

여기서, 벡터 δ_k 는 반복회수 k 일 때, 설계변수 \mathbf{D}_k 의 증분벡터이며, 다음과 같이 쓸 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\delta_k = \lambda_k \frac{\mathbf{u}_k}{|\mathbf{u}_k|} \quad (11)$$

식 (10)와 식 (11)으로부터 경사함수는 λ_k 에 대한 2차식,

$$f_D(\mathbf{D}_k + \delta_k) = f_D(\mathbf{D}_k) + \lambda_k \frac{\mathbf{g}_k^T \mathbf{u}_k}{|\mathbf{u}_k|} + \frac{1}{2} \lambda_k^2 \frac{\mathbf{u}_k^T \mathbf{B}_k \mathbf{u}_k}{|\mathbf{u}_k|^2} \quad (12)$$

으로 나타낼 수 있고, 최소값에 해당하는 λ_k 의 값은 다음과 같이 결정된다.

$$\lambda_k = -\frac{\mathbf{g}_k^T \mathbf{u}_k}{\mathbf{u}_k^T \mathbf{B}_k \mathbf{u}_k} \quad (13)$$

따라서 $k+1$ 번째의 설계변수 \mathbf{D}_{k+1} 은 식 (13)에서 구한 λ_k 를 이용해서 다음과 같이 예측할 수 있다.

$$\mathbf{D}_{k+1} = \mathbf{D}_k + \delta_k = \mathbf{D}_k + \lambda_k \frac{\mathbf{u}_k}{|\mathbf{u}_k|} \quad (14)$$

식 (14)에서 구한 설계변수 \mathbf{D}_{k+1} 을 이용하여 그 위치에서의 경사함수 $f_D(\mathbf{D}_{k+1})$ 를 계산하면 새로운 기울기벡터 \mathbf{g}_{k+1} 는 전진차분법으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\mathbf{g}_{k+1} = \frac{f_D(\mathbf{D}_{k+1} + \Delta \mathbf{D}) - f_D(\mathbf{D}_{k+1})}{\Delta \mathbf{D}} \quad (15)$$

새로운 반복회수 $k+1$ 에서 최소점으로 향하는 방향벡터 \mathbf{u}_{k+1} 을 식 (9)과 같이 구하기 위해서는 반복회수에 따라 \mathbf{B} 행렬을 Update해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 BFGS방법⁽¹¹⁾을 사용하였

고, $k+1$ 번째의 행렬 \mathbf{B}_{k+1} 은 반복회수 k 에서의 Hessian 근사행렬 \mathbf{B}_k 에 $\Delta \mathbf{B}_k$ 를 더한 식으로 결정된다.

$$\mathbf{B}_{k+1} = \mathbf{B}_k + \Delta \mathbf{B}_k \quad (16)$$

이때 증분행렬 $\Delta \mathbf{B}_k$ 는 반복회수 k 와 $k+1$ 에서의 기울기변화(\mathbf{q}_k)와 δ_k 와 \mathbf{B}_k 의 함수로 구해진다.

$$\Delta \mathbf{B}_k = \frac{\mathbf{q}_k \mathbf{q}_k^T}{\mathbf{q}_k^T \delta_k} - \frac{\mathbf{B}_k \delta_k \delta_k^T \mathbf{B}_k}{\delta_k^T \mathbf{B}_k \delta_k}, \quad \mathbf{q}_k = \mathbf{g}_{k+1} - \mathbf{g}_k \quad (17)$$

이러한 반복과정은 해가 수렴되어 종료조건이 만족될 때까지 계속하였다.

3.3 CAD Tool 개발

용접점 위치를 최적화하기 위해 위에서 제시한 방법론에 따라 CAD tool을 개발하였다. 이 CAD tool은 최적화 프로그램, 구조해석을 위한 유한요소해석(FEA) 상용프로그램 및 이를 연결하는 인터페이스 프로그램으로 구성된다. 여기서 FEA 프로그램은 최적화 프로그램에 각 용접점에 걸리는 인장력과 전단력을 계산해주는 역할을 하며 이를 바탕으로 최적화 프로그램에서는 용접점 위치의 최적화를 시행한다.

최적화 프로그램은 먼저 FEA Code에서 계산된 각각의 용접점에 전달되는 인장력(f_n)과 전단력(f_s)을 이용해서 식 (2)로부터 각 용접점에서의 안전계수를 계산한다(Fig. 4). 얻어진 안전계수를 이용해서 경사함수(f_D)값을 계산하고, 식 (15)로 방향벡터(\mathbf{g}_k)값을 구한다. 계산된 기울기벡터 \mathbf{g}_k 와 행렬 \mathbf{B}_k 를 이용해서 식 (9), (13), (14)로부터 방향벡터, 새로운 Step Length, 새로운 용접점의 위치를 각각 찾는다. 새로운 설계변수 값에서의 기울기 \mathbf{g}_{k+1} 을 식 (15)로 구하고 관련된 근사 행렬 \mathbf{B} 를 식 (16), (17)을 이용하여 Update한다. 종료조건을 만족할 때까지 반복과정을 수행하며 그 순서는 Fig. 4에 나타낸 바와 같다.

본 연구에서 구조해석을 위한 FEA 프로그램은 PAM-CRASH으로 선정하였다. 선정의 이유는 첫째, 본 연구에서는 구조물의 정적해석에 국한된 해석을 하고 있지만 궁극적으로 동적해석이 필요하기 때문에 동적해석이 가능한 PAM-CRASH를 선정하였으며, 둘째 PAM-CRASH 프로그램에는 점용접의 기능이 있어 수월하게 점용접에 작용하는 하중을 계산할 수 있기 때문이다.

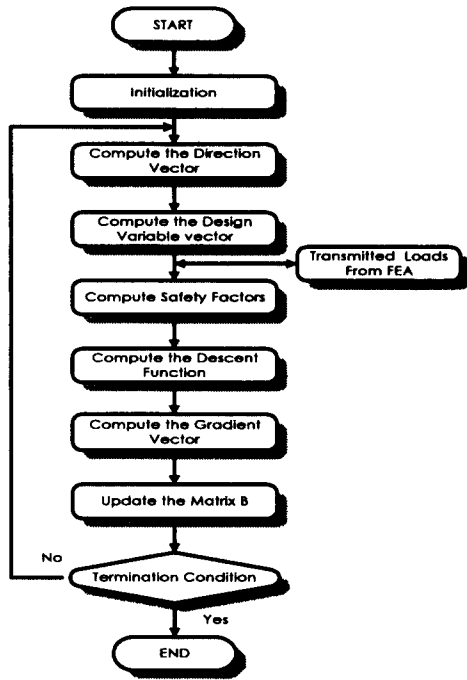


Fig. 4 Structure of optimization program.

예측된 용접점 위치에서 PAM-CRASH로 계산된 하중값을 토대로 최적화를 수행하기 위해서는 최적화 프로그램과 PAM-CRASH를 자동으로 연결해주는 인터페이스 프로그램이 필요하다. 인터페이스 프로그램의 기능은 세 가지로 나눌 수 있는데 첫째는 최적화 프로그램으로부터 용접점 위치를 입력받아 PAM-CRASH를 실행하기 위한 입력파일(input file)을 생성하는 기능⁽⁷⁾과 둘째는 PAM-CRASH를 자동으로 실행시키는 기능, 셋째, 실행된 결과 파일로부터 각 용접점에 걸리는 하중을 찾아 이를 최적화 프로그램에 연결해주는 기능이다. 이러한 모든 기능은 Unix운영체제에서 FORTRAN을 이용하여 프로그램 하였다.

Fig. 5는 점용접 위치의 최적화를 위한 전체적인 CAD tool의 구성을 보여준다. 처음 CAD tool이 실행되면 최적화 프로그램으로부터 초기 점용접의 위치가 지정되고, 이 위치는 인터페이스 프로그램을 통하여 PAM-CRASH의 입력파일을 생성하게 된다. 생성된 입력파일로 PAM-CRASH를 실행하게 되고 실행된 결과로부터 용접점에 작용하는 하중을 최적화 프로그램에 입력시킨다. 한편, 최적화 프로그램에서는 이 하중을 이용하여 주어진 용접점의 위치에서 각각의 용접점의 안전계수를 식 (2)에

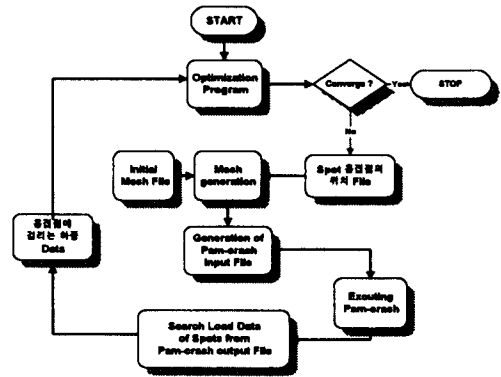


Fig. 5 General structure of CAD tool

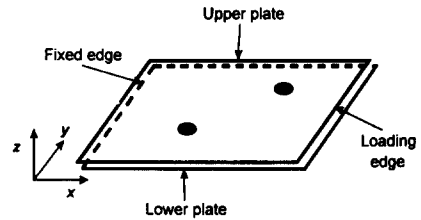


Fig. 6 Simple lap joint model (CASE I & CASE II).

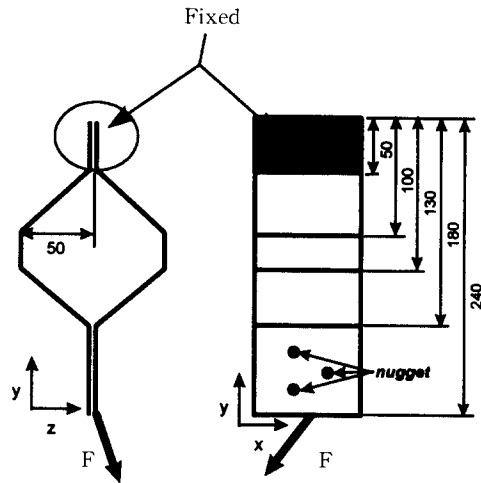


Fig. 7 Schematics of seat belt anchor model (unit : mm).

의하여 계산하고, 그 위치에서 수렴조건을 만족하는지를 확인한 후, 조건을 만족하면 전체적인 과정을 종료하고 수렴한 값을 파일로 출력하게 된다. 만족하지 않으면 계속해서 최적화 방법에 의해 최적 위치를 반복적으로 찾게 된다.

Table 1 Types of model.

Model		Type	No. of spots	No. of elements	Loading (kN)
CASE I	CASE I -C	Fig. 6	2	392	$F_x=3, F_y=3, F_z=0$
	CASE I -F	Fig. 6	2	1800	$F_x=3, F_y=3, F_z=0$
CASE II	CASE II -C	Fig. 6	3	392	$F_x=3, F_y=3, F_z=0$
	CASE II -F	Fig. 6	3	1800	$F_x=3, F_y=3, F_z=0$
CASE III	CASE III	Fig. 7	2	636	$F_x=0.005, F_y=-0.005, F_z=0.005$

Table 2 Properties of SPRC35.

Young's modulus (GPa)	128
Yield Stress (MPa)	255
Tensile strength (MPa)	486
Strength coefficient (MPa)	704
Strain-hardening exponent	0.251
F_n (kN)	5.415
F_s (kN)	10.624
a_n	1.316
a_s	1.284

4. CAD Tool의 적용 결과 및 토론

4.1 적용 모델

본 연구에서 개발한 CAD tool의 유효성을 검토하기 위해 Figs. 6, 7에서와 같은 구조물모델을 선정하였다. Fig. 6의 예는 가장 간단한 형태로서 본 연구에서 제안한 방법론을 검증하고, 수치해의 거동을 검토할 목적으로 선정하였다. 이 경우는 크기가 300 mm×300 mm 두 판재를 연결한 단순 점용접 모델로, 용접점 2개와 3개에 대하여 그리고 요소의 개수가 많은 것과 적은 것에 대하여 CAD tool을 적용하였다. Fig. 7의 구조물은 자동차 Seat Belt Anchor에 작용하는 하중상태를 모사하기 위한 모델로서 용접점 2개에 대하여 적용하였다. Table 1은 적용한 모델을 요약한 것이다.

구조물에 적용한 재료는 실제로 자동차에 사용되는 성형용 냉간압연 고장력 강판인 SPRC35 재질을 선택하였다. 재료의 성질과 주어진 용접점의 파단곡선의 계수는 Table 2에 요약되었다.⁽⁸⁾

4.2 단순 2점 Lap 용접 모델 (Case I)

먼저 수치해의 거동을 관찰하기 위한 목적으로 사각형의 용접부를 가진 2점 용접의 경우에서 최적화를 수행하였다. Table 3은 CASE I (Table 1 참조)의 모델에 CAD tool을 적용한 결과를 요약한 것이다. 용접점의 위치는 CASE I-C와 CASE I-F가 약간의 차이를 보이는 것을 볼 수 있다. 이러한 사실로부터 요소의 크기에 따라 결과가 영향을 받는다는 것을 알 수 있으나 용접점의 수렴 위치의 경향은 비슷하다.

안전계수의 값을 보면 CASE I-C와 CASE I-F의 두 용접점 모두에서 초기값에 비해 수렴후의 값이 증가하는 것을 알 수 있고, 따라서 안전계수의 평균값도 증가하는 것을 볼 수 있다 (Table 3 참조). Fig. 8은 CASE I-C 경우에서 Iteration에 따른 안전계수의 변화를 보이고 있다. Table 3에서와 같이 그림에서 Iteration에 따라 안전계수의 평균값은 커지고 있으며, 2개의 용접점의 안전계수의 값 또한 커지고 있다는 것을 알 수 있다. Fig. 9에서

보는 바와 같이 CASE I-F 경우에서도 Iteration에 따른 안전계수의 변화는 Fig. 8에서와 같은 경향을 보이고 있는 것을 볼 수 있다.

한편, 두 용접점에서 안전계수가 평균값으로 접근하는 것은, 수렴 후 안전계수의 표준편차가 두 경우 각각 0.08과 0.05로 0에 가깝게 수렴하는 것으로 알 수 있다(Table 3 참조). 또한 Fig. 8과 Fig. 9에서 공통적으로 2개의 용접점의 안전계수의 값이 거의 같아지고 있는 것을 볼 수 있으며 이러한 사실은 Fig. 10에서 CASE I-C와 CASE I-F의 경우에 2개의 용접점 안전계수의 표준편차를 Iteration에 따라 그린 그래프로 확인된다.

최대 등가응력 값에서는 수렴후의 값이 작아지는 것을 볼 수 있으며, 인장력 및 전단력 또한 줄었다는 것을 볼 수 있다(Table 3 참조). 이 사실은 Fig. 11에 제시한 초기상태 및 수렴후 용접점 주위에 집중되는 등가응력의 분포로 확인할 수 있다. Fig. 11(a)에서 CASE I-F의 초기에 임의로 지정한 용접점위치에 대응하는 등가응력의 최대값이 0.26인 것을 볼 수 있다. 이에 비하여 Fig. 11(b)는

CASE I-F의 수렴후 최적의 용접점 위치에 해당되는 등가응력 분포 그림이다. 수렴후 등가응력의 최대값이 0.1041로 약 1/2로 작아진 것을 알 수 있으며 Fig. 11(a)와 비교하여 향상되었음을 알 수 있다.

Fig. 12는 CASE I-F의 경우에 있어서 최적화가

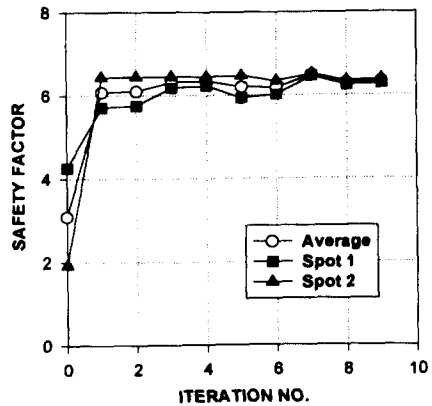


Fig. 9 Safety Factor . vs. Iteration for CASE I -F.

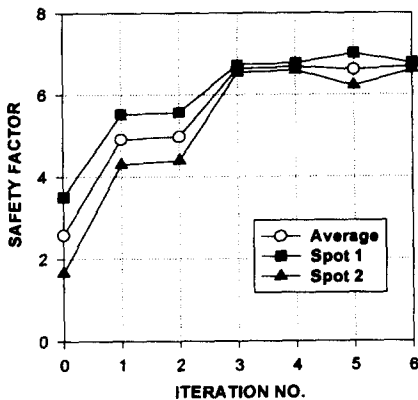


Fig. 8 Safety Factor . vs. Iteration for CASE I -C.

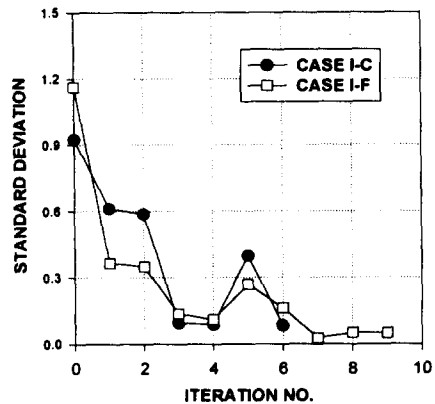


Fig. 10 Standard Deviation . vs. Iteration for CASE I -C, I-F.

Table 3 Optimization results (CASE I).

		Spot 1					Spot 2					Average (S)	Standard deviation	Max. equivalent stress (GPa)
		X (mm)	Y (mm)	Safety factor	f _N (N)	f _S (N)	X (mm)	Y (mm)	Safety factor	f _N (N)	f _S (N)			
CASE I-C	Initial	100.0	150.0	3.51	145.2	3902.0	100.0	150.0	1.66	619.5	6617.0	2.59	0.92	0.1279
	Final	122.7	33.2	6.78	117.9	2310.0	240.9	156.9	6.61	104.6	2370.0	6.70	0.08	0.0520
CASE I-F	Initial	100.0	150.0	4.26	176.3	3313.0	100.0	150.0	1.93	813.4	5563.0	3.09	1.16	0.2600
	Final	149.4	58.5	6.28	157.2	2421.0	255.7	152.4	6.38	173.4	2373.0	6.33	0.05	0.1041

진행되는 동안 용접점의 이동경로를 보여주고 있

다. 초기위치에서 최적의 위치를 찾아 Iteration에 따라 수렴하고 있는 것을 알 수 있다.

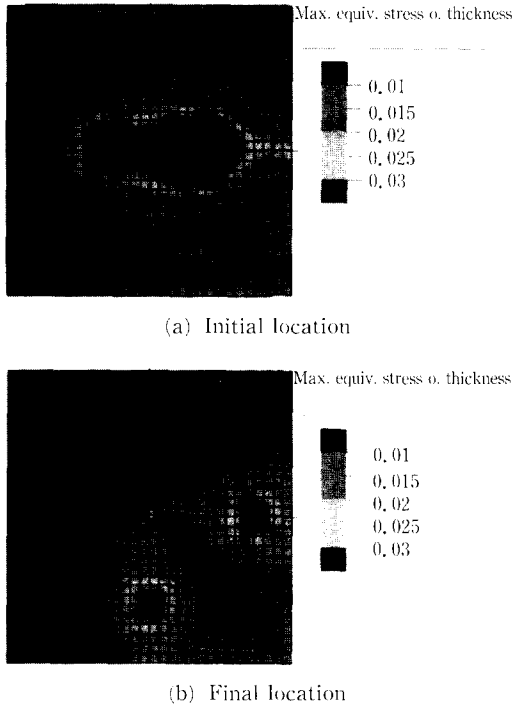


Fig. 11 Comparison of equivalent stress for CASE I-F (Unit : Gpa).

4.3 단순 3점 Lap 용접 모델 (Case II)

이 경우는 3개의 용접점을 가지는 사각형의 용접 부에 대해서 최적화를 수행한 것이다. Table 4는 CASE II (Table 1 참조)의 모델에 CAD tool을 적용한 결과를 요약한 것이다. 이경우에 예측된 최적 용접점 위치는 단순 2점 용접경우보다 사용한 요소

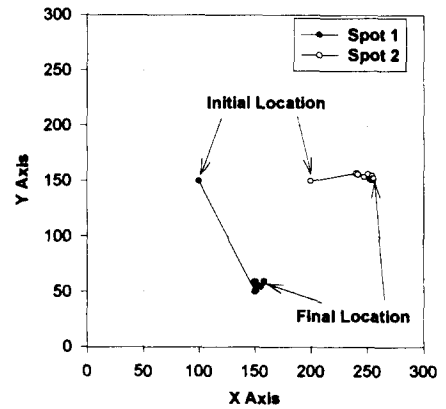


Fig. 12 Evolution of spot weld Location (CASE I-F).

Table 4(a) Optimization results (CASE II).

		Spot 1					Spot 2				
		X (mm)	Y (mm)	Safety Factor	f _N (N)	f _S (N)	X (mm)	Y (mm)	Safety Factor	f _N (N)	f _S (N)
CASE II -C	Initial	100.0	100.0	6.32	111.7	2453.0	200.0	100.0	3.90	227.2	3510.0
	Final	39.3	30.0	12.3	61.8	1466.0	246.8	85.8	11.5	44.7	1563.0
CASE II -F	Initial	100.0	100.0	5.67	154.1	2637.0	200.0	100.0	3.62	307.6	3648.0
	Final	140.2	30.2	12.3	69.7	1453.0	228.5	56.7	11.9	72.4	1494.0

Table 4(b) Optimization results (CASE II).

		Spot 3					Average (S)	Standard deviation	Max. equivalent stress (GPa)
		X (mm)	Y (mm)	Safety Factor	f _N (N)	f _S (N)			
CASE II -C	Initial	150.0	200.0	9.89	46.9	1756.0	6.70	2.46	0.0733
	Final	237.2	162.6	12.8	41.0	1439.0	12.17	0.53	0.0358
CASE II -F	Initial	150.0	200.0	8.83	90.9	1885.0	6.04	2.15	0.1617
	Final	264.8	189.0	12.7	63.6	1424.0	12.3	0.33	0.0699

개수에 영향을 많이 받고 있으나 전체적으로 비슷한 경향을 보이고 있다.

안전계수의 값은 목적인 바대로 세 용접점 모두에서 초기값에 비해 수렴후의 값이 증가하였고 따라서 안전계수의 평균값도 커졌다(Table 4 및 Fig. 13 참조). 각 용접점의 안전계수의 평균값을 살펴보면 그 값이 3번째 Iteration에서 가장 크게 나타나다가 다소 값이 줄어들고 있는 것을 알 수 있는데 이러한 현상은 3번째 Iteration에서 Spot 2의 안전계수의 값이 나머지 Spot점에서의 안전계수의 값보다 현저히 커지게 되고 이러한 경우 안전계수의 표준 편차가 커지게 되어서 최적화 프로그램에서는 이 값을 작게 하는 방향으로 용접점의 위치를 수정하고 있다는 것을 알 수 있다. Fig. 14는 CASE II-F의 경우에 Iteration에 따른 안전계수의 변화를 보이고 있으며, Fig. 13과 경향이 일치함을 알 수 있다.

한편, 세 용접점에서의 안전계수 값이 평균값으

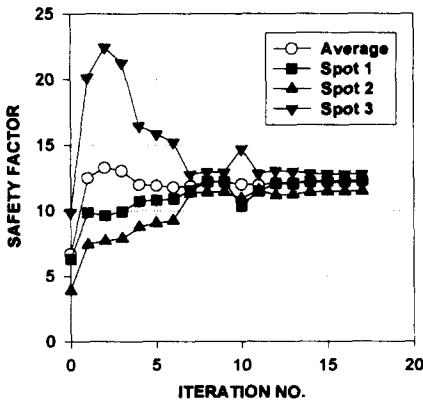


Fig. 13 Safety factor . vs. Iteration for CASE II -C.

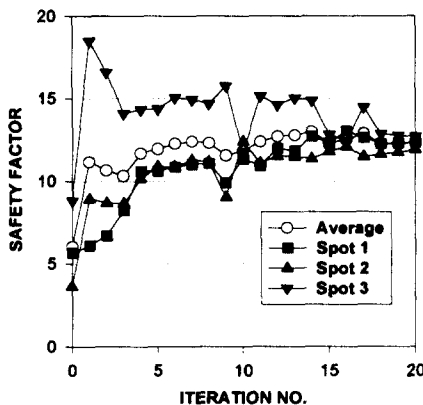


Fig. 14 Safety Factor . vs. Iteration for CASE II -F.

로 접근하는 것은, 수렴 후 안전계수의 표준편차가 각각 0.53과 0.33로 0에 가깝게 수렴하는 것으로 알 수 있다(Table 4 참조). 또한 Fig. 13과 Fig. 14에서 공통적으로 3개의 용접점의 안전계수의 값이 거의 같아지고 있는 것을 볼 수 있으며 이러한 사실은 Fig. 15에서 CASE II-C와 CASE II-F의 경우에 3개의 용접점 안전계수의 표준편차를 Iteration에 따라 그린 그래프로 확인된다.

4.4 Seat Belt Anchor 모델 (Case III)

CASE I과 CASE II보다 복잡한 자동차의 Seat Belt Anchor 모델에 대하여 최적화를 수행하였다. Table 5는 CASE III (Table 1 참조)의 모델에 CAD tool을 적용한 결과를 요약한 것이다.

이 경우에서도 최적화 과정후의 안전계수 값은 모두 초기값에 비해서 증가한 사실을 알 수 있고,

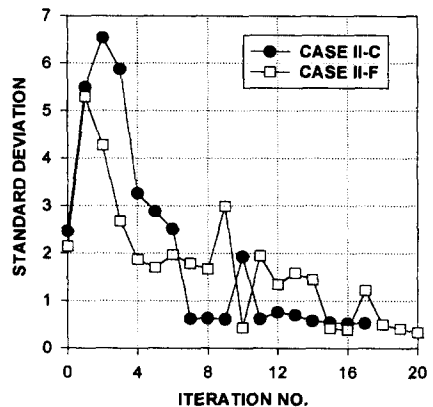


Fig. 15 Standard Deviation. vs. Iteration for CASE II -C, II-F.

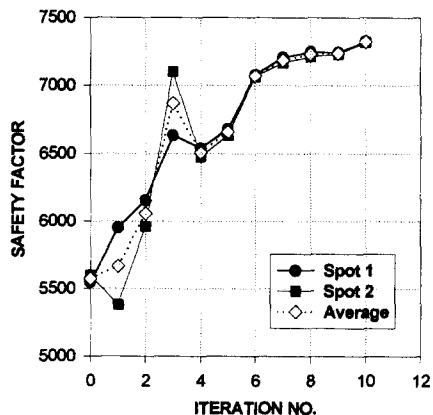


Fig. 16 Safety Factor . vs. Iteration for CASE II -C.

Table 5 Optimization results (CASE II).

CASE		Spot 1					Spot 2					Average (S)	Standard deviation	Max. equivalent stress (GPa)
		X (mm)	Y (mm)	Safety factor	f_N (N)	f_S (N)	X (mm)	Y (mm)	Safety factor	f_N (N)	f_S (N)			
III	Initial	20.0	30.0	5545	63.1	94.5	40.0	30.0	5599	29.7	19.1	5572	27	0.125
	Final	17.5	29.4	7325	4.3	5.0	41.8	28.2	7319	6.0	1.2	7322	3	0.0124

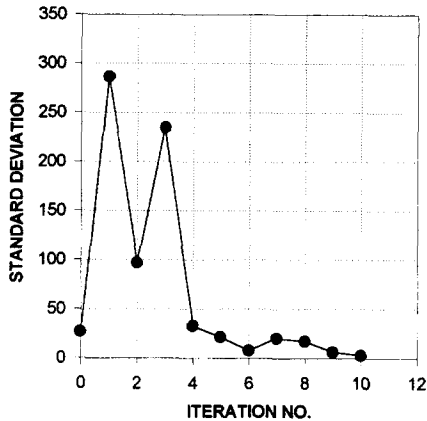


Fig. 17 Standard Deviation vs. Iteration for CASE III.

따라서 안전계수의 평균값도 증가한 것을 알 수 있다(Table 5 참조). Fig. 16은 CASE III에서 Iteration에 따른 안전계수의 변화를 보이고 있다. Iteration에 따라 CASE I, II에서와 마찬가지로 두 용접점 모두 안전계수의 값이 커지고 있는 것을 볼 수 있다.

또한 두 용접점에서 안전계수가 평균값으로 접근하는 것은, 초기 안전계수의 표준편차가 27이지만 수렴후 안전계수의 표준편차가 3으로 0에 가깝게 수렴하는 것으로 알 수 있다(Table 5 참조). 이것은 Fig. 16에서 두 용접점의 안전계수 값이 거의 같아지는 것으로 알 수 있고, Iteration에 따른 안전계수의 표준편차 그래프인 Fig. 17로 확인할 수 있다.

최대 등가응력 값은 초기값보다 수렴후의 값이 작다는 것을 알 수 있고, 각 용접점에 작용하는 인장력과 전단력 또한 줄었다는 것을 볼 수 있다(Table 5 참조).

5. 결 론

지금까지 최적설계기법은 구조물의 기본설계나

상세설계에서 설계제원을 구하거나 이를 개선할 목적으로 주로 적용되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 최적설계기법을 이용하여 집중접부 설계에 응용하는 방법론을 제시하고 관련되는 CAD tool을 개발하였다. 용접점의 최적의 위치는 용접점들에 걸리는 하중으로 인한 안전계수의 평균이 커야하고, 그 안전계수들의 표준편차, 즉 분산이 작아야 하는 것으로 정의하였다. 이러한 위치를 찾기 위하여 먼저 점용접의 파단식에서 안전계수를 정의하였고, 최적화를 위한 수치적 방법론을 제시하였으며, 이를 이용하여 점용접을 한 임의의 구조물에 대하여 어떠한 하중조건에서도 여러 개의 점용접 위치를 최적화할 수 있는 CAD tool을 개발하였다. 본 연구에서 개발한 CAD tool을 간단한 구조물에 적용한 결과 용접점의 위치가 정의된 최적의 위치로 수렴하고 있음을 확인하였다. 따라서 본 연구에서 제시한 최적화 방법으로 용접점의 위치선정 기준을 제시할 수 있다. 또한 수렴된 안전계수를 토대로 궁극적으로는 주어진 안전계수에 적합한 용접점 개수를 예측하는 것이 가능하게 되었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 특정기초연구의 일부 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Hallquist, J. O. and Whirley, R. G., 1989, *DYNA3D Manual*, Lawrence Livermore National Laboratory.
- (2) Radaj, D., et al, 1990, "Local Stress Parameters at the Weld Spot of Various Specimen," *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 37, No. 5, pp. 933~951.
- (3) Williams, N. T. and Jones, T. B., 1979, "Spot

- weld size and fracture mode in low carbon mild steel," *Met. Constr.*, Vol. 11, No. 10, pp. 541~546.
- (4) Radaj, D., 1992, "Stress Intensity Factors for Spot Welds Between Plates of Dissimilar Materials," *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 42, No. 3, pp. 407~426.
- (5) Zuniga, S. T. 1994, "Predicting Overload Pull-Out Failures in Resistance Spot Welded Joints," Ph. D Dissertation, Stanford University.
- (6) Sheppard, S. D., 1993, "Estimation of Fatigue Propagation Life in Resistance Spot Welds," *Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques*, Second Volume, ASTM STP 1211, M. R. Mitchell and R. W. Landgraf, Eds., ASTM, pp. 169~185.
- (7) EMI Software production, 1996, *PAM-CRASH Theory manual and User's manual*.
- (8) 이태수 외, 1996, Spot 용접점 파단의 정량화 모델에 관한 연구, 서강대학교 산학연구 과제보고서.
- (9) 김명준, 1993, 저항용접, 기문사, pp. 166.
- (10) *Welding handbook*, 1963, American Welding Society Publication, 5th ed, New York.
- (11) Dean L. Taylor, 1992, *Computer-Aided Design*, Addison-Wesley, pp. 200~216, pp. 362~365.
- (12) HKS Inc. version 5.4, *ABAQUS/STANDARD User's Manual*, Vol. 1, Vol. 2.