

굴삭기 작업장치 내구 경량 최적화 기법 연구

김판영[†] · 김현기^{*} · 박진수^{*} · 황재봉^{**} · 송규삼^{**}

Study on the Weight Optimization of Excavator Attachments Considering Durability

Pan-Young Kim, Hyun-Gi Kim, Jinsoo Park, Jae-Bong Hwang and Kyu-Sam Song

Key Words : Excavator(굴삭기), Weight(중량), Optimization(최적화), Attachments(작업장치), Durability(내구성), Fatigue Strength(피로강도), Neural Network(신경망)

Abstract

The main functions of excavator are mainly carried out by excavator attachments such as arm and boom. These components should be designed to be light as well as durable enough because their effects on the whole structure are significant. In this paper, an optimization procedure for lightweight design considering fatigue strength for excavator attachments is presented. The weight of attachments and allowable fatigue stresses at critical areas are used as objective function and constraints, respectively, in which design variables are the thickness of the plates of attachments. The simulated annealing search method is adopted for a global optimization solution. Besides, the response surface method using the artificial neural network is used to simulate constraint function for the sake of practical fast calculation. Some example case of optimization is presented here for a sample excavator. This weight optimization is expected to contribute to a considerable improvement of fuel efficiency of excavator.

1. 서 론

굴삭기는 다른 건설장비와 달리 복잡하고 험한 작업조건에서 사용되어 지기 때문에 높은 수준의 내구성과 신뢰도가 요구된다. 손상이 주로 발생하는 부위는 굴삭기의 주요 기능을 수행하는 작업장치로 이 부분은 기본적으로 충분한 내구강도를 보유하도록 설계된다. 그러나 Fig. 1에 보이는 바와 같이 작업장치는 버킷, 암, 붐으로 구성되어 굴삭기의 앞부분에 장착되는 관절구조로 그 중량이 상하부 구조에 미치는 영향이 크기 때문에 전체 굴삭기의 경량화를 위해서는 이 부분의 구조가 적절히 최적화되어야만 한다. 굴

삭기의 경량화는 연비 등 성능과 직결되어 다양한 고객의 요구만족이나 경쟁력 강화에 필수적이기 때문이다.

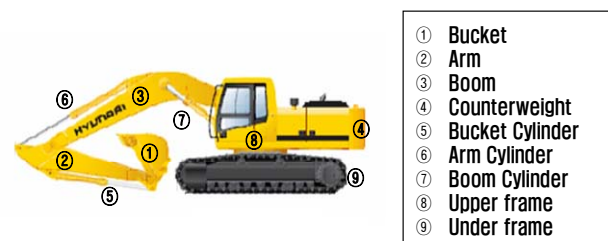


Fig. 1 General view of hydraulic excavator

그 동안 굴삭기관련 연구들은 정적강도만을 제약조건으로 하여 최적화를 하거나⁽¹⁾ 단편적으로 특정 부위에 대해서만 피로강도평가를 하여⁽²⁾ 부분적인 보강을 하는 방향으로 진행되어 왔는데, 작업장치의 경우 주요 파손모드가 피로파손이고 이러한 피로파손은 용접시공의 정밀도 외에 기본

[†] 정회원, 현대중공업(주) 구조연구실
E-mail : projjang@hhi.co.kr
TEL : (052)202-3353 FAX : (052)250-9580

^{*} 현대중공업(주) 구조연구실

^{**} 현대중공업(주) 건설장비건설개발부

적으로 판재의 두께와 밀접한 관련이 있음을 감안할 때 피로강도를 제약조건으로 하는 경량 최적화 방법이 요구된다. 본 논문에서는 굴삭기의 작업장치인 암과 붐에 대하여 중량을 목적함수로, 판재의 두께를 설계변수로 하고 피로취약부의 피로허용응력범위들을 제약조건으로 하는 내구강도를 고려한 경량 최적화 기법을 소개하였다. 내구강도를 만족하는 최적해를 찾는 방법으로는 SA(Simulated Annealing)기법을 이용하였고, 탐색점에 대한 응력값 계산은 인공 신경망(Artificial Neural Network)을 이용한 응답면 기법(Response Surface Method)을 사용하였다.

내구 경량 최적화는 내구강도를 고려하여 구조물을 최적으로 경량화하는 것으로 내구강도가 부족한 부분은 보강하고 과잉인 부분은 경량화하는 것을 의미한다. 때문에 주어진 구조에 대한 정확한 피로강도 평가가 필수적으로 요구되는데, 피로강도 평가를 포함한 내구 경량 최적화의 전체과정을 Fig. 2에 간략히 나타내었다.

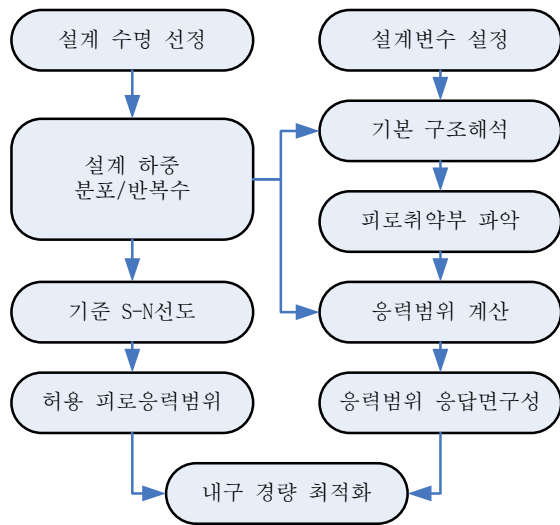


Fig. 2 Weight optimization procedure

먼저, 설계 하중을 설정한 후 초기 설계에 대한 기본적인 구조해석을 수행하여 피로취약부를 파악하고, 이 부위에서의 설계변수 값들의 변화에 대한 응력변화를 계산하여 응력범위 응답면을 구성하게 된다. 응답면을 구성하는 이유는 탐색범위에 놓이는 모든 설계변수들에 대하여 일일이 구조해석을 수행하여 응력범위를 구하게 된다면 최적화에 상당한 시간이 소요되기 때문이다. 일반적으로 응답면은 다항식을 이용하여 구성하게 되지만 굴삭기 작업장치의 경우 피로취약부위가 여러 곳으로 복수의 설계변수들에 대한 복수의 응력범위들간의 관계를 모사하여야 하므로 다대다(多對多)

대응에 적합한 인공신경망이 효과적으로 사용될 수 있다.

특정된 설계변수들에 대한 응력범위가 응력범위 응답면으로부터 계산되면 이 값이 허용 피로응력범위를 넘지 않도록 하는 제약조건하에서 최적의 해를 찾게 된다. 허용 피로응력범위는 피로취약부의 용접형태 등에 따라 선정되는 S-N 선도에서 구하여 지는데, 이를 위하여서는 먼저 설계수명과 설계하중 분포 등이 결정되어야만 한다. 본 논문에서는 이러한 최적화의 과정에서 작업장치의 구조해석과 이로부터 구한 응력으로부터 응력범위를 산정하는 과정 및 허용 피로응력범위를 계산하여 피로강도를 평가하는 부분에 대하여 상술하고, 마지막으로 소개된 기법을 사용하여 작업장치 내구 경량 최적화 예제를 수행한 결과를 기술하였다.

2. 작업장치 피로강도 평가

2.1 작업장치 하중 및 응력해석

굴삭기는 기본적인 굴삭을 비롯한 파쇄, 인양, 선회, 충돌, 압토 등의 다양한 작업을 수행하는 구조물로 다양한 모드의 하중을 경험하므로 여러 가지 하중을 고려하여 피로강도평가를 수행하여야만 하지만 본 논문에서는 주요한 작업모드인 굴삭과 인양만을 고려한 기법에 대하여 기술하였다. 작업은 Fig. 3과 같은 주요한 세가지 모드로 구분되는데 각각의 모드에 대하여 Fig. 4와 같은 하중해석 모델을 사용하여 각 연결부에 작용하는 하중을 계산하게 된다.

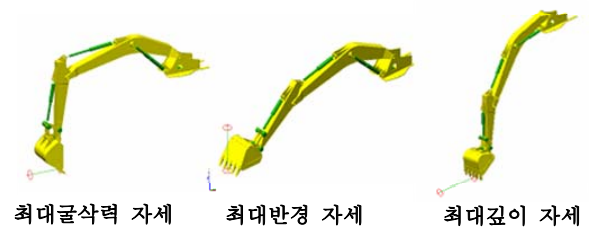


Fig. 3 Digging work postures of excavator

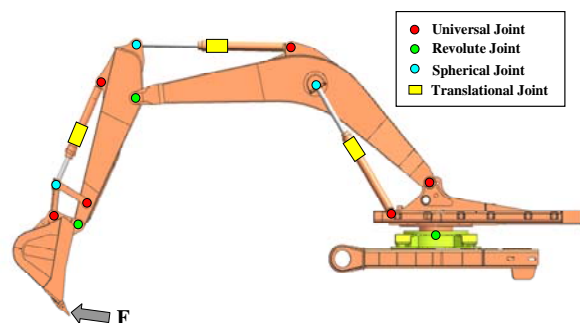


Fig. 4 Load analysis model of excavator

굴삭기 작업장치 구조해석을 위한 유한요소모델의 범위를 굴삭기 전체로 하는 경우 각각의 자세 변화에 대하여 별도의 모델을 구성하여 주어야만 하는 번거로움이 있으므로 작업장치 단위 별로 독립 유한요소모델을 작성하여 각 자세에서의 하중을 가해주는 방식으로 구조해석을 수행할 수 있는데, 특정한 자세에 대하여 굴삭기 전체를 유한요소모델로 구성한 경우와 응력해석 결과를 비교해봄으로써 작업장치 단위로 구조해석을 수행하는 기법의 정확성을 검증할 수 있었다. 이 기법에 따른 작업장치 단위 별 구조해석을 위한 경계조건과 하중조건을 Fig. 5에 나타내었다.

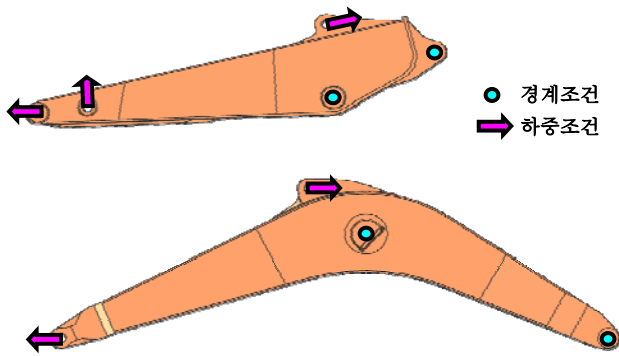


Fig. 5 Constraint conditions and reaction forces

2.2 작업장치 작용 응력범위 산정

작업장치의 피로강도 평가는 구조물에 작용하는 응력범위를 구하여 설계수명에 해당하는 피로 허용응력범위와 비교함으로써 이루어진다. 여기서 작용 응력범위($\Delta\sigma$)는 기본적으로 특정 작업모드에서 최대 작용하중에 대한 피로취약부의 핫스팟 응력(σ_{hot})을 해석과 외삽을 통하여 구한 후 이 값을 이용하여 아래 식에 따라 구하여진다.

$$\Delta\sigma = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \sigma_{hot}$$

여기서, α_1 는 핫스팟응력을 응력범위로 변환하는 계수로 작용하는 응력의 응력비($\sigma_{min}/\sigma_{max}$)가 -1인 경우 2.0이 되고 0인 경우는 1.0이 된다. α_2 는 동적인 효과와 관련된 계수로 구조해석이 정적으로 수행된 것이므로 실제 동적인 하중증가를 고려하기 위한 것이다. 이 값은 일반적으로 1.35에서 1.8 정도 사이에 놓이는 것으로 알려져 있다. α_3 는 하중크기의 분포와 관련된 계수로 작업장치에 작용하는 변동하중과 등가의 피로손상을 주는 일정 진폭 하중의 비에 해당하는 값이다. 일반적으로 작용하중이 임의하중인 경우 아래 식에 따라 등가의 일정진폭하중($\Delta\sigma_{eq}$)을 구할 수 있다.

$$\Delta\sigma_{eq} = \left(\frac{\sum n_i \cdot \Delta\sigma_i^m}{\sum n_i} \right)^{\frac{1}{m}}$$

여기서, m 은 피로손상을 계산에 사용되는 S-N선의 기울기로 용접부의 경우 일반적으로 3.0인 것으로 알려져 있으며, n_i 는 각각의 응력범위가 작용하는 횟수이다. α_3 는 작업하는 토양의 성질과 작업자의 특성 등에 따라 달라지지만 일반적으로 0.7에서 0.8 사이의 값인 것으로 알려져 있다. 하지만 이러한 계수들의 특정 대상 구조물과 특정 작업현장에 대한 정확한 값을 알기 위해서는 실제 작업현장에서 일정 기간 동안 측정한 응력이력에 대하여 Rainflow Counting 등의 기법을 사용하여 응력범위 추출을 통해 분석해 보아야만 한다.

위와 같은 과정을 통하여 산정된 응력범위는 결국 피로해석을 위한 것이므로 아래와 같은 식에 따라 피로취약부의 두께효과를 고려하여 수정하게 된다.

$$\Delta\sigma' = \left(\frac{t}{c} \right)^{\beta} \cdot \Delta\sigma$$

여기서, t 는 관심부재의 두께이고 β 는 상관지수인데, 일반적으로 β 는 0.25가 주로 사용되며 c 는 일반 구조강재의 경우 25를 사용한다. 이와 같은 응력범위를 산정하는 과정에서 작용하는 응력이 다축응력인 경우 등가의 일축응력을 구하게 되는데 일반적으로 피로파손모드를 고려하여 균열이 진전하는 방향에 수직한 축에 대하여 일정 각도 내에 존재하는 주응력을 사용하게 된다.

2.3 허용 피로응력범위 산정

작업장치는 주로 일정한 부위에서 피로손상이 발생하는 경향이 있는데, 주로 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 주응력이 높게 나타나는 부위나 관재와 주강품이 연결되는 부위 그리고 암 실린더가 연결되는 러그의 끝단 부위 등이다.

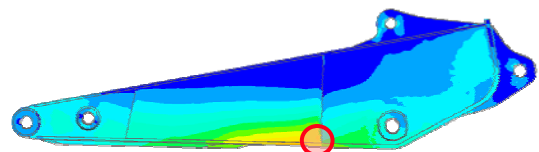


Fig. 6 Fatigue critical area of arm

이러한 부위들이 설계수명을 만족하기 위해서는 설계수명과 하중주기를 고려하여 계산한 설계하중 반복수에 해당하는 설계 S-N선도상의 허용 피로응력범위보다 작용 응력범위가 작아야만 한다. 설계수명은 일반적으로 4,000 시간 정도로 설정하는 것으로 알려져 있지만 안전계수를 고려하여 6,000 ~ 10,000 시간 정도로 설정하고 평균 작업주기를 30 초 정도로 가정한다면 설계하중 반복수는 대체로 $7.2 \times 10^5 \sim 1.2 \times 10^6$ 정도에 해당하게 된다. 그러므로 설계 S-N선도로 가장 일반적으로 많이 사용하는 BS7608 의 표준 D선도를 선택할 경우 허용 피로응력범위는 약 100 ~ 125MPa수준이 되는데, 설계 S-N선도는 피로 취약부 용접형태에 따라 적절하게 선택하여야만 한다. 또한 실제 작업장치의 피로강도와 표준 S-N에서 구해지는 피로강도는 작업자의 업무속도 등에 따라 정확하게 일치하지 않으므로 보다 신뢰성 있는 피로강도 평가를 위해서는 실제구조의 피로강도를 검증하는 가속수명시험 등이 필수적으로 요구된다.

3. 작업장치 내구 경량 최적화

3.1 최적화 설계변수

내구 경량 최적화의 설계변수로는 작업장치의 주요 형상과 판재의 두께가 고려될 수 있다. 형상과 두께를 동시에 최적화하려는 연구⁽³⁾도 있었으나 형상은 작업장치의 기본적인 성능(굴삭깊이, 굴삭반경, 굴삭력 등)과 관계 있는 부분이므로 성능과 정적강도 등의 제약조건하에서 형상에 관한 최적화를 선행한 후, 내구 경량화 측면에서 피로강도를 제약조건으로 두께에 대한 최적화를 수행하게 된다. 작업장치 판재의 두께는 굴삭시에는 작업장치가 주로 작업하중에 의해 Sagging모드의 굽힘 상태를 경험하고, 인양시에는 Hogging 모드의 굽힘 상태를 경험하는 것을 감안할 때 굽힘 공칭응력을 결정하는 주요한 변수가 된다. 두께가 두꺼울 수록 피로취약부의 핫스팟 응력이 감소할 것으로 예상되나 핫스팟 응력에는 공칭응력뿐만 아니라 응력집중효과도 영향을 미치므로, 일부 부재의 경우 적절한 두께의 감소가 특정부위의 구속력을 감소시켜 오히려 핫스팟 응력이 감소하는 결과를 가져올 수도 있다. 그러므로 핫스팟 응력을 낮추면서 전체 중량을 감소시키는 최적의 판재 두께의 조합을 찾는 것이 내구 경량 최적화의 중요한 부분이 된다.

3.2 최적화 제약조건

내구 경량 최적화의 제약조건은 앞서 언급한 바

같이 작용 응력범위가 허용 피로응력범위를 넘지 않는 것이다. 허용 피로응력범위는 피로취약부의 위치가 결정되면 상수로 결정되지만, 작용 응력범위는 설계변수들의 조합에 따라 달라지게 된다. 그러므로 설계변수들의 조합이 제약조건을 만족하는 지를 검사하기 위해서는 매번 구조해석을 수행하여야만 하는데, 이 경우 탐색횟수가 증가함에 따라 최적화에 소요되는 시간이 산술급수적으로 증가되게 된다. 때문에 이처럼 구조해석이 결부된 최적화 문제의 경우 주로 응답면 기법이 사용되는데, 작업장치 최적화의 경우 복수의 설계변수에 대한 복수의 작용 응력범위간의 상관관계를 모사해야 하므로 다대다 대응에 효율적인 인공 신경망을 이용한 응답면 기법이 사용될 수 있다. 이러한 목적으로 주로 사용되는 인공 신경망은 역전파 신경망(Backpropagation Neural Network)으로 뉴런들로 구성된 입력층, 은닉층, 출력층으로 이루어져 있는데, 입력과 출력의 조합인 학습자료들을 학습시켜 학습자료들이 존재하는 범위 내에서 입력에 대한 근사값을 얻고자 할 때 사용된다. 학습자료로는 대체로 설계변수들의 초기값과 초기값에서 $\pm 20\%$ 또는 $\pm 10\%$ 정도 변경된 값들을 입력자료로 선정하고 이들에 대한 구조해석을 수행하여 계산된 값들을 출력자료로 사용하게 된다.

3.3 최적화 예

암과 붐의 피로 취약부를 각각 5 개 정도로 하는 내구 경량 최적화 예제를 수행하여 보았다. 본 예제에서 설계변수는 Fig. 7 에 나타난 바와 같이 암과 붐의 판재의 두께들로 하였다.

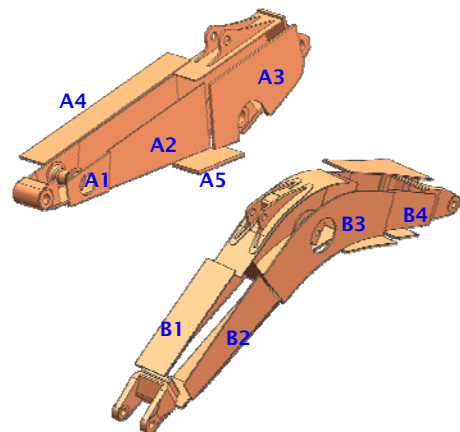


Fig. 7 Design variables for weight optimization

제약조건식 계산을 위한 인공신경망 입력층의 뉴런의 개수는 설계변수의 개수와 동일하게 출력층의 뉴런의 개수는 피로취약부의 개수와 동일하

게 하였고 24 개의 뉴런으로 구성된 1 개의 은닉층을 사용하였는데, 학습방법으로는 효율이 뛰어난 Levenberg-Marquardt 방법을, 뉴런의 전달함수로는 Sigmoid 함수를 사용하였다.

최적해의 탐색은 신뢰할 만한 전역 최적해를 주는 기법으로 알려져 있는 SA(Simulated Annealing) 기법을 사용하였는데, 초기 통과확률을 0.9 로, 최종 통과확률을 0.01 로 하여 4000 회 정도 전역 최적해 탐색을 수행하여 보았다. 탐색 과정에서 설계변수의 값들은 목적함수인 중량을 감소시키면서 최적해로 수렴된다. 최적화 결과 암의 최종 설계변수 값들을 Table 1 에 그리고 목적함수인 암의 중량이 감소하면서 수렴하는 것을 Fig. 8 에 나타내었다.

Table 1 Initial and converged values of design variables

	Initial value	Converged value
A1	1.00	0.89
A2	1.00	1.05
A3	1.00	0.92
A4	1.00	0.94
A5	1.00	0.92

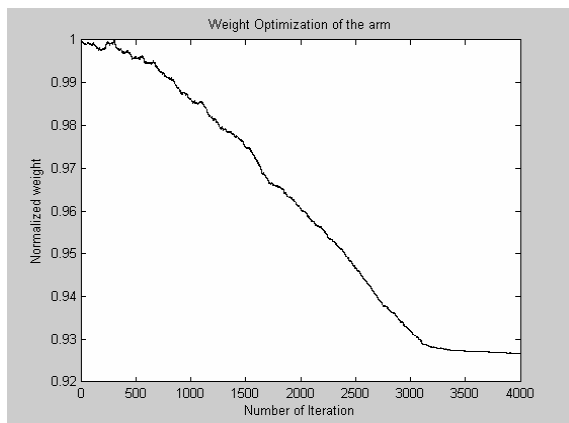


Fig. 8 Convergence of the objective function

최적화된 결과를 보면 설계변수들이 전반적으로 감소하는 방향으로 수렴하는 가운데, A2 만이 약간 증가함을 알 수 있는데, 이는 초기설계에서 피로 취약부의 작용 응력이 허용 피로응력범위 근처에 있음을 의미하는 것이다. 결국 제약조건을 만족시키는 범위에서 암과 붐의 경우 약 4% ~ 9% 중량이 감소된 최적해를 얻을 수 있었는데, 이렇게 감소된 중량은 작업장치의 중량과 밀접한 관련이 있

는 상하부 구조 및 균형추(Counterweight)의 중량에 영향을 미치므로 굴삭기 전체 중량 면에서는 상당한 효과를 가져오게 된다.

4. 결 론

본 논문에서는 유압식 굴삭기의 내구강도를 고려한 경량 최적화 기법을 소개하였다. 내구 경량 최적화는 제약조건을 피로강도로 하는 최적화로 대상 구조물을 설계수명 동안 피로손상이 발생하지 않는 범위 내에서 경량화를 하는 것을 의미한다. 최적화의 제약조건식을 구성하는 작용 응력범위 계산에는 다대다 대응에 유리한 인공 신경망기법을 이용하고 전역 최적해 탐색에는 SA 기법을 활용하는 경우를 검토해 보았다. 소개된 기법은 굴삭기의 초기설계 단계에서 현실적인 시간 안에 작업장치를 효과적으로 경량 최적화할 수 있는 기법으로 작업장치의 경량화는 상하부 구조와 균형추의 중량감소로 이어져 원가절감 및 연비향상에 상당히 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Lim, O. K., Cho, H. J., 1995, "Optimal Shape Design of Excavator Boom Using the Semi-analytical Method," *Trans. of the KSME*, Vol. 19, No. 1, pp. 301~309.
- (2) Kwon, S. G., Park, H. J., Kim, H. G., 1996, "Development of Simulation System for Front Attachment of Excavator," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 20, No. 5, pp. 1401~1410.
- (3) Kim, J. H., Kwak, B. M., 1996, "Optimum Design of an Excavator Boom for Both Size and Shape," *Trans. of the KSME*, Vol. 2, No. 1, pp. 993~998.
- (4) Kim, G. S., Choung, J. M., Jang, Y. S., Choe I. H., Lee, J. H., 2003, "Measurement of Static and Dynamic Stress and Motion Characteristics of Excavators," *Proc. of the KSME Spring*, pp. 473~478.
- (5) Choung, J. M., Kim, G. S., Jang, Y. S., Choe I. H., Heo, M. S., 2003, "Study on the Static and Dynamic Structural Analysis Procedure of Excavators," *Proc. of the KSME Spring*, pp. 537~543.