



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

유압식 굴삭기 작업장치의
Pin-point 위치 최적설계

**Optimal Design for Pin-points of
a Hydraulic Excavator Front Linkage**

2014 년 2 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

김 종 원

유압식 굴삭기 작업장치의 **Pin-point** 위치 최적설계

지도교수 김 종 원

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함
2013 년 10 월

서울대학교 대학원
기계항공공학부
김 종 원

김종원의 석사 학위논문을 인준함
2013 년 12 월

위 원 장 _____ (인)

부위원장 _____ (인)

위 원 _____ (인)

국문초록

다양한 작업 상황에서 작업범위, 작업속도, 굴삭력 그리고 인양력은 유압식 굴삭기에서 중요한 성능을 나타낸다. 본 논문은 다양한 성능을 동시에 최대화하는 유압식 굴삭기의 작업장치의 최적설계를 제공한다.

유압식 굴삭기의 작업 장치를 최적설계하기 위해서는 앞서 언급한 성능이 동시에 고려된 다양한 목적을 가지는 목적함수(Multi-objective function)를 정의하였다. 기구학 해석을 통해서 11가지 작업범위 중 가장 중요한 4가지 작업범위를 계산하였고, 하나의 작업 사이클을 생성하여 그 사이클을 수행하는데 걸리는 시간을 작업속도로 정의하였다. 그리고 국제규격에 맞게 굴삭력은 봄 실린더와 암 실린더에 의한 2가지 굴삭력을 고려하였으며, 인양력의 경우에는 가장 자주 사용하는 3가지 위치에서의 인양력을 고려하였다.

이렇게 총 10가지 성능을 각각의 가중치와 함께 하나의 목적함수로 만들었고, 작업장치의 관절 위치, 실린더의 길이에 해당하는 28개의 핀 포인트를 설계변수로 설정하고 최적화를 수행하였다. 본 논문에서는 저자가 새롭게 개발한, 2가지 최적화 방법을 혼합한 hybrid Taguchi-random coordinate search algorithm(HTRCA)를 이용하여 최적화를 수행하였으며, 10가지 성능 중 해당하는 성능이 초기 값보다 감소함을 방지하기 위해 가변 가중치를 적용하

여 최적화를 수행하였다.

그 결과 동일한 가중치가 부여되어있을 경우 22톤 상용 굴삭기에서 목적함수는 총3.43%가 증가하였다. 세부적으로는 굴삭기의 작업범위, 작업속도, 굴삭력 그리고 인양력이 각각 5.55%, 0.14%, 5.46% 그리고 0.33%가 증가하였다. 이러한 최적화된 결과는 체제의 변경이 없어 실제 굴삭기에 바로 적용가능하며, 다음세대의 굴삭기에 적용할 예정이다.

**주요어 : 최적설계, 유압식 굴삭기, 작업 장치, 다구치 방법론,
Random coordinate search algorithm**

학 번 : 2012-20656

목 차

제 1 장 서론	1
제 1 절 연구배경 및 연구 동기	1
제 2 절 관련 연구 조사	3
제 3 절 연구 목표 및 내용	4
제 2 장 굴삭기 작업 장치 이론해석	5
제 1 절 기구학 해석	5
1. 작업 범위	10
2. 작업 속도	14
제 2 절 정역학 해석	17
1. 굴삭력	17
2. 인양력	20
제 3 장 최적화 문제 정의	24
제 1 절 목적 함수 생성	24
제 2 절 설계 변수 및 제한조건	26
제 4 장 최적화 방법론 개발	28
제 1 절 Hybrid Taguchi-Random order Coordinate search Algorithm(HTRCA)	28

제 5 장 최적화 시뮬레이션 및 결과	31
제 1 절 가중치 설정 및 가변 가중치 적용	31
제 2 절 최적화 결과	32
제 6 장 결론	31
참고문헌	35
Abstract	37

표 목 차

[표 2-1] 굴삭기의 11가지 작업 범위	11
[표 2-2] 각 실린더의 구동 속도	16
[표 3-1] 각 함수번호의 이름	24
[표 3-2] 설계 변수	26
[표 3-3] 각 작업장치의 기하학적 제한 조건	27
[표 3-4] 초기 값에 따른 길이 제한 조건	27
[표 5-1] 각 함수별 가중치 설정	31
[표 5-2] 최적 값일 때의 변수들의 값	33

그 립 목 차

[그림 1-1] 크롤러식 굴삭기와 그 구성	1
[그림 2-1] 굴삭기의 각 부분	6
[그림 2-2] 작업 장치의 각 핀 포인트 명칭	6
[그림 2-3] 굴삭기의 11가지 작업 범위	11
[그림 2-4] 굴삭기의 작업 사이클	16
[그림 2-5] 버킷 실린더에 의한 굴삭력	19
[그림 2-6] 암 실린더에 의한 굴삭력	19
[그림 2-7] 굴삭기의 인양력 계산	21
[그림 4-1] Random coordinate search Algorithm	29
[그림 4-2] HTRCA for global optimization problem	30
[그림 5-1] 각 성능별 최적화 결과 값	32
[그림 5-2] 작업범위의 최적화 결과	33

제 1 장 서론

제 1 절 연구배경 및 연구 동기

굴삭기는 여러 가지 종류의 건설현장에서 흙을 파거나, 물건을 옮기는데 필수적인 건설기계이다. 굴삭기의 각 관절은 유압을 이용해서 움직이기 때문에 정밀한 작업을 하는 것에는 다소 무리가 있지만, 매우 큰 힘이 필요한 작업을 하는 것에는 유용하다. 굴삭기는 [그림 1-1]과 같이 유압실린더와, 붐, 암, 버킷등으로 이루어진 작업장치가 360도 회전 가능한 상부 선회체에 붙어있다. 또한 이 상부회전체는 하부 주행체와 결합되어있다. 하부 주행체의 종류에 따라서 크롤러식과 휠 방식으로 나뉜다.



그림 1-1 크롤러식 굴삭기와 그 구성 [1]

굴삭기의 작업 성능은 크게 두 가지로 나뉜다. 굴삭기의 기하학적 성능과 역학적 성능이 그것이다. 기하학적인 성능은 정지상태의 굴삭기의 작업범위와 작업 속도로 이루어져 있다. 역학적인 성능은 땅이나 암석 등을 파내는 굴삭력과, 물건을 옮기거나 들어 올리는 인양력으로 이루어져 있다. 이러한 성능들은 굴삭기 작업장치의 형상에 따라서 달라진다. 따라서 모든 성능을 최대로 하는 굴삭기 작업장치의 최적화된 형상을 찾아내는 연구가 필요하다.

제 2 절 관련 연구 조사

현재 굴삭기에 대한 연구는 제품이 판매되고 있는 관계로 그 공개가 매우 제한적이다. 굴삭기의 몇 가지 성능을 증가시키기 위해서 붐 링크의 형상을 최적설계 한다거나, 굴삭기의 제어 성능을 향상시키기 위한 몇 가지 연구 정도가 공개 되어있다[2, 3, 4]. 굴삭기의 진동해석은 진행되어있으며, Face-Shovel 굴삭기의 구조에서 작업범위와 최대 힘에 대한 분석을 수행한 연구정도가 진행되었다[5, 6]. 하지만 굴삭기 전체적인 형상에서 나오는 모든 성능을 동시에 최적화를 수행한 연구는 진행되지 않았다.

굴삭기의 경우는 아니지만, 휠로더(wheel loader)의 경우 파워를 적게 소모하는 방향으로 전체 프런트 링크지의 핀 포인트를 최적화한 연구는 진행 된 적이 있다[7]. 이 연구에서는 휠로더의 프런트 링크지를 기구학 해석과 동역학 해석을 수행하고, 2개의 실린더에 의해 발생하는 파워를 이그저스티브 서치(exhaustive search)를 변형한 방법을 이용하여 최소화를 진행하였다. 하지만 이 최적화 방법은 변수가 많은 경우 매우 오랜 시간이 걸리기 때문에 휠로더보다 더 자유도가 많고 다양한 형상을 가진 굴삭기의 경우에 적용하기는 쉽지 않다.

제 3 절 연구목표 및 내용

따라서 본 논문은 현재 판매되고 있는 22톤 유압식 굴삭기의 작업 장치에 의해서 발생하는 10가지 성능에 대해서 정역학과 기구학 해석을 수행하고, 다구치 방법론과 random coordinate search를 혼합한 hybrid Taguchi-random coordinate search algorithm(HTRCA)을 이용하여 이러한 성능들을 동시에 최대화하는 Pin-point위치 찾을 수 있는 하나의 최적화 시스템을 제공한다. 또한 성능이 감소할 때 해당하는 성능에 대한 가중치 변경해줌으로써 일반적인 최적화와는 다르게 모든 성능이 동시에 향상 될 수 있게 하였다.

제 2 장 굴삭기 작업 장치 이론해석

제 1 절 기구학 해석

본 연구에서 해석을 수행할 굴삭기는 크롤러식 굴삭기로 [그림 2-1]과 같다. 굴삭기의 기하학적 성능 값은 굴삭기의 선회중심과 바닥면의 교차점을 기반으로 한다. 기구학 해석은 SAE(Society of Automotive Engineers) [8]의 기준을 따라 Bucket Tip point를 버킷의 끝단으로 설정한다. 따라서 기하학적 성능을 알기 위해서는 버킷 끝단의 기구학 해석이 필수적이다. 그 위치는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{GE} = T_{G0}T_{01}T_{12}T_{23}T_{3E} = \begin{bmatrix} R(\theta_{GE}) & v_{GE} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서,

- $T_{ij} \in R^{3 \times 3}$: { i } 프레임 기준으로 { j } 프레임으로의 변환 행렬,
- $R(\theta_{ij}) \in R^{2 \times 2}$: { i } 프레임 기준으로 { j } 프레임으로의 회전 행렬,
- $v_{ij} \in R^{2 \times 1}$: { i } 프레임 기준으로 { j } 프레임으로의 위치 벡터.

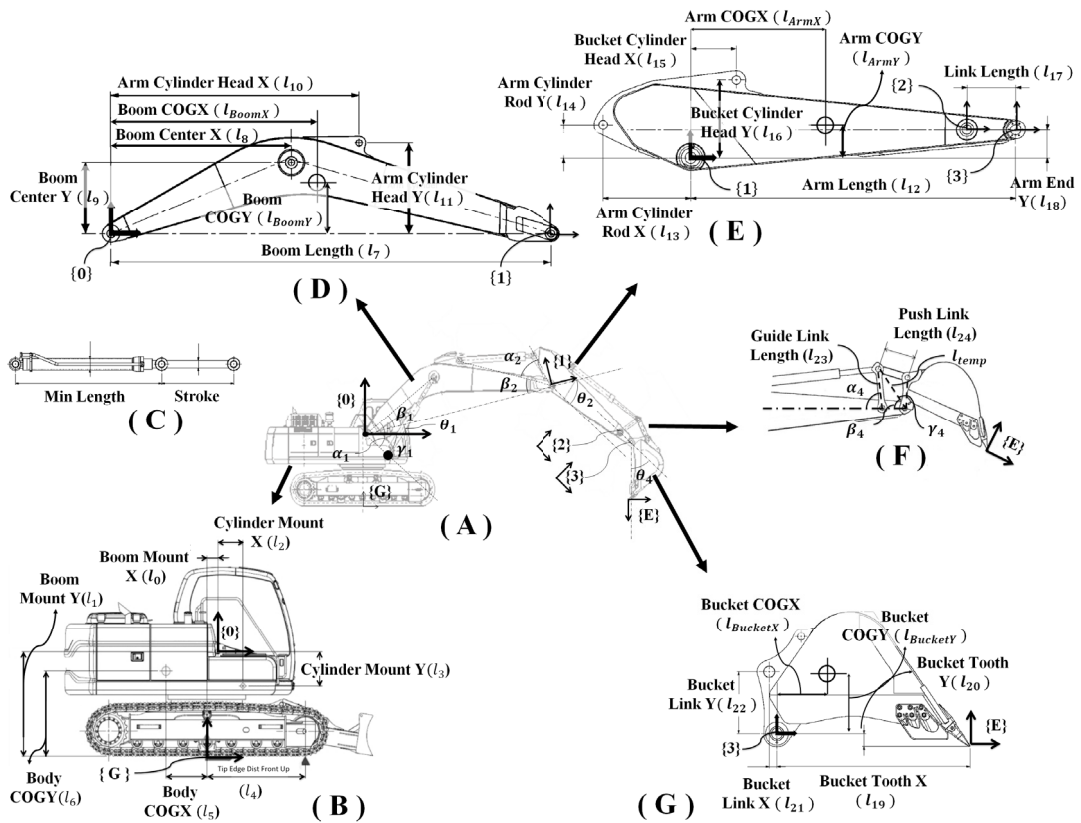


그림 2-1 굴삭기의 각 부분: (A) 전체 형상, (B) 주행체 및 상부 회전체, (C) 각 실린더, (D) 붐 링크(Boom), (E) 암 링크(Arm), (F) 버킷 링크지구조, (G) 버킷 링크(Bucket).

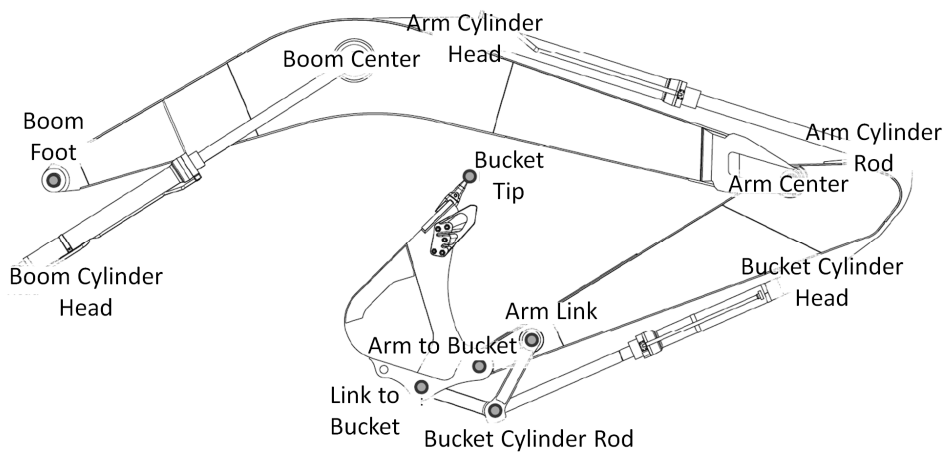


그림 2-2 작업 장치의 각 편 포인트 명칭

{ G } 프레임에서 { 0 } 프레임으로의 변환행렬 T_{G0} 는 아래와 같다.

$$T_{G0} = \begin{bmatrix} R(\theta_{G0}) & v_{G0} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\theta_{G0} = 0 \quad (3)$$

$$v_{G0} = R(\theta_{G0}) \cdot \begin{bmatrix} l_0 \\ l_1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

{ 0 } 프레임에서 { 1 } 프레임으로의 변환행렬 T_{01} 은 아래와 같다.

$$T_{01} = \begin{bmatrix} R(\theta_{01}) & v_{01} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\theta_{01} = \alpha_1 - \beta_1 - \gamma_1 \quad (6)$$

$$v_{01} = R(\theta_{01}) \cdot \begin{bmatrix} l_7 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서,

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{l_8^2 + l_9^2 + l_2^2 + l_3^2 - A_1}{2\sqrt{l_8^2 + l_9^2} \cdot \sqrt{l_2^2 + l_3^2}} \right),$$

$A_1 \in R$: 뿔 실린더의 길이,

$$\beta_1 = \tan^{-1}(l_9/l_8),$$

$$\gamma_1 = \tan^{-1}(l_3/l_2).$$

{ 1 } 프레임에서 { 2 } 프레임으로의 변환행렬 T_{23} 은 아래와 같다.

$$T_{12} = \begin{bmatrix} R(\theta_{12}) & v_{12} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\theta_{12} = \tan^{-1}(l_{14}/l_{13}) - (\alpha_2 + \beta_2) \quad (9)$$

$$v_{12} = R(\theta_{12}) \cdot \begin{bmatrix} l_{12} - l_{17} \\ l_{18} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서,

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{l_{11}^2 + (l_7 - l_{10})^2 + l_{14}^2 + l_{13}^2 - A_2^2}{2\sqrt{l_{11}^2 + (l_7 - l_{10})^2} \cdot \sqrt{l_{14}^2 + l_{13}^2}} \right),$$

$A_2 \in R$: 압 실린더의 길이,

$$\beta_2 = \tan^{-1}(l_{11}/(l_7 - l_{10})).$$

{ 2 } 프레임에서 { 3 } 프레임으로의 변환행렬 T_{23} 은 아래와 같다.

$$T_{23} = \begin{bmatrix} R(\theta_{23}) & v_{23} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\theta_{23} = 0 \quad (12)$$

$$v_{23} = R(\theta_{23}) \cdot \begin{bmatrix} l_{17} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

마지막으로 { 3 } 프레임에서 버켓 끝단인 { E } 프레임으로의 변환행렬 T_{3E} 는 아래와 같다.

$$T_{3E} = \begin{bmatrix} R(\theta_{3E}) & v_{3E} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\theta_{3E} = \tan^{-1}(l_{22}/l_{21}) - (\beta_4 + \gamma_4) \quad (15)$$

$$v_{3E} = R(\theta_{3E}) \cdot \begin{bmatrix} l_{19} \\ -l_{20} \end{bmatrix} \quad (16)$$

여기서,

$$\alpha_4 = \cos^{-1} \left(\frac{l_{23}^2 + (l_{12} - l_{17} - l_{15})^2 + (l_{16} - l_{18})^2 - A_3^2}{2l_{23} \cdot \sqrt{(l_{12} - l_{17} - l_{15})^2 + (l_{16} - l_{18})^2}} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{l_{16} - l_{18}}{l_{12} - l_{17} - l_{15}} \right),$$

$A_3 \in R$: 버켓 실린더의 길이,

$$\beta_4 = \cos^{-1} \left(\frac{l_{17}^2 + l_{temp}^2 - l_{23}^2}{2l_{17} \cdot l_{temp}} \right),$$

$$\gamma_4 = \cos^{-1} \left(\frac{l_{temp}^2 + l_{21}^2 + l_{22}^2 - l_{24}^2}{2l_{temp} \cdot \sqrt{l_{21}^2 + l_{22}^2}} \right),$$

$$l_{temp} = \sqrt{l_{17}^2 + l_{23}^2 - 2l_{17}l_{23} \cos(\pi - \alpha_4)}.$$

1. 작업 범위

정지 상태에서 굴삭기의 작업범위를 나타내는 성능 값은 [그림 2-3]과 [표 2-1]과 같이 총 11가지가 존재한다. 그중 최대 굴삭 반경(max digging reach), 최대 굴삭 깊이(max digging depth), 최대 굴삭 높이(max digging height) 그리고 전방 최소 선회 반경(min swing radius)가 굴삭기의 대표적인 작업범위를 나타내는 성능이라 할 수 있다.

최대 굴삭 반경은 작업 장치를 펼쳐서 닿을 수 있는 최대한의 수평거리로서, 장비의 선회중심으로부터 버킷의 끝단까지의 거리를 말한다. 최대 굴삭 반경은 앞서 계산을 수행한 기구학 식을 이용하여 아래와 같이 구할 수 있다.

$$Max\ Digging\ reach = \max_{A_1, A_2, A_3} (v_{GE}^T \cdot S_x) \quad (17)$$

여기서,

$$S_x = [1 \ 0]^T,$$

$A_1 \in R$: 붐 실린더의 길이,

$A_2 \in R$: 암 실린더의 길이,

$A_3 \in R$: 버킷 실린더의 길이.

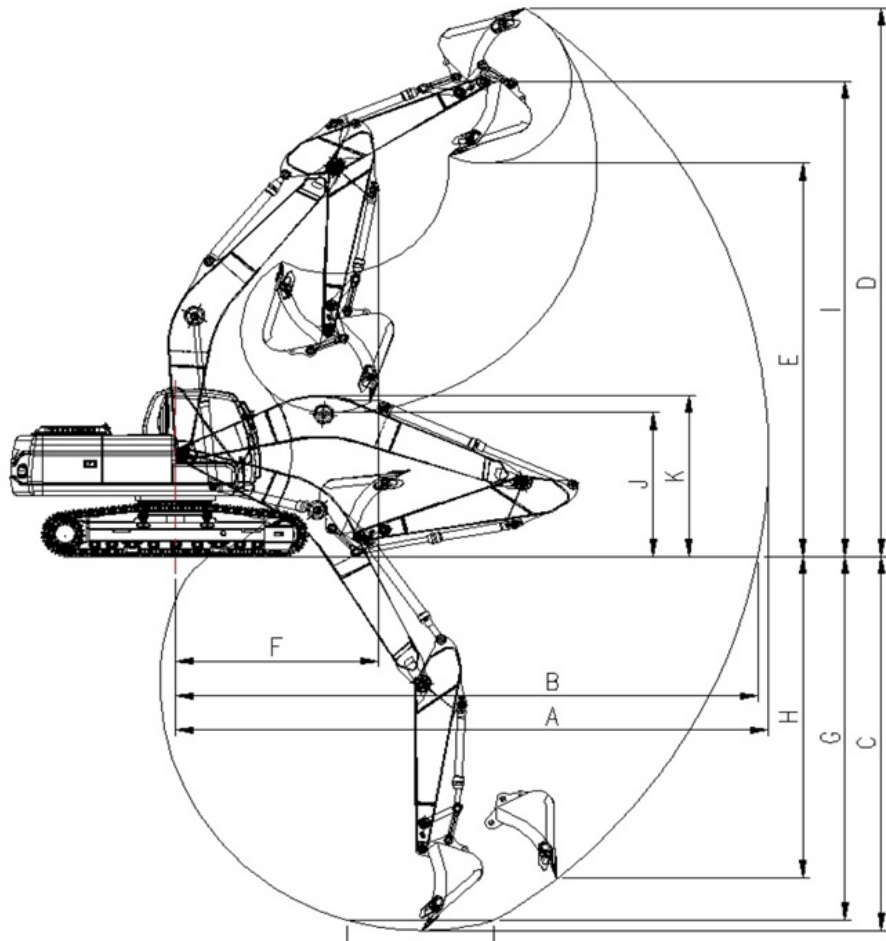


그림 2-3 굴삭기의 11가지 작업 범위

표 2-1 굴삭기의 11가지 작업 범위

기호	명칭	기호	명칭
A	최대 굴삭 반경	G	8'라인 최대 굴삭 깊이
B	지면 최대 굴삭 반경	H	수직 굴삭 깊이
C	최대 굴삭 깊이	I	최대 버켓 취부 편 높이
D	최대 굴삭 높이	J	최소 덤프 높이
E	최대 덤프 높이	K	수송시 전고
F	전방 최소 선회 반경		

두 번째로 최대 굴삭 깊이는 작업 장치를 아래로 내려 닿을 수 있는 최대한의 깊이로서, 지면에서 버켓 끝단까지의 깊이를 말한다. 최대 굴삭 깊이는 아래와 같다.

$$Max\ Digging\ depth = \max_{A_1, A_2, A_3} \left(-v_{GE}^T \cdot S_y \right) \quad (18)$$

여기서,

$$S_y = [0 \ 1]^T.$$

세 번째로 최대 굴삭 높이는 작업 장치를 들어 올려 닿을 수 있는 최대한의 높이로서, 지면에서 버켓 끝단까지의 높이를 말한다. 최대 굴삭 높이는 아래와 같다.

$$Max\ Digging\ height = \max_{A_1, A_2, A_3} \left(v_{GE}^T \cdot S_y \right) \quad (19)$$

마지막으로 최소 선회 반경은 작업 장치를 최대한 접어 올려 전방으로 거리를 최소화 시킨 상태에서, 장비 선회 중심으로부터 작업장치의 최전방 부위까지의 거리를 말한다. 최소 선회 반경은 아래와 같다.

$$Min\ Swing\ radius = \min_{A_1} \left(\max \left(v_{G3}^T \cdot S_x, v_{GB}^T \cdot S_x \right) \right) \quad (20)$$

여기서 v_{GB} 는 암 링크의 Bucket Cylinder Head의 위치를 { G } 프레임에 따라 나타낸 것으로 변환 행렬은 다음과 같다.

$$T_{GB} = T_{G0} T_{01} T_{1B} = \begin{bmatrix} R(\theta_{GB}) & v_{GB} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$T_{1B} = \begin{bmatrix} R(\theta_{1B}) & v_{1B} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

여기서,

$$\theta_{1B} = \theta_{12},$$

$$v_{1B} = R(\theta_{1B}) \cdot \begin{bmatrix} l_{15} \\ l_{16} \end{bmatrix}.$$

2. 작업 속도

굴삭기의 작업장치의 속도를 정의하는 방법은 두 가지가 있다. 첫 번째는 버킷 끝단의 속도를 작업속도로 정의하는 것이며, 두 번째는 하나의 작업 사이클을 정의하여 그 사이클을 수행하는데 걸리는 시간을 작업 속도로 대체하는 것이다. 전자의 경우에는 문자 그대로의 속도를 의미하는데, 이 속도가 빨라진다고 해서 실제로 작업속도가 빨라지는 것은 아니다. 반면, 하나의 사이클을 정의하여 그 사이클을 수행하는데 걸리는 시간을 이용하는 후자의 경우에는 그 사이클이 실제로 작업 사이클이기 때문에 걸리는 시간을 짧게 하면 할수록 작업 속도는 빨라질 것이라 추정해 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 후자의 방식으로 작업속도를 정의하였다.

작업 속도를 구하기 위해서는 작업 사이클을 정의해야 한다. 본 연구에서는 굴삭기의 작업 중에 많은 부분 중 하나인 흙을 파고, 그것을 트럭에 덤프 하는 작업을 하나의 사이클이라 정의하였고, 그 사이클은 [그림 2-4]와 같다.

이 사이클은 1번에서 6번까지 연속적으로 이루어지는 사이클로, 흙을 버킷을 이용해서 퍼서(①,②) 인양을 하고(③,④,⑤) 트럭이나 다른 곳에 덤프를 하는(⑥)과정을 순서대로 나타낸 것이다. 이 과정은 실린더의 구동 속도에 많은 영향을 받는다. 하지만, 유압실린더의 경우는 설계 단계에서의 구동 속도와 실제 상황에서의 구동속도가 잘 맞지 않으므로, 본 연구에서는 [표 2-2]와 같이 실험을 통해 측정한 실린더의 구동속도를 이용하여, 한 사이클을 반복하는데 걸리는 시간을 계산하였다. 또한 한 번의 사이클을 반복하는 동안 각 실린더가 한 번씩 압축과 팽창을 한다. 따라서 한 사이클을 반복하는데 걸리는 시간은 다음과 같다.

$$Time = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{Stroke\ length_i}{velocity_{up,i}} + \frac{Stroke\ length}{velocity_{down,i}} \right) \quad (23)$$

여기서,

$i = 1$; 붐 실린더,

$i = 2$; 암 실린더,

$i = 3$; 버켓 실린더,

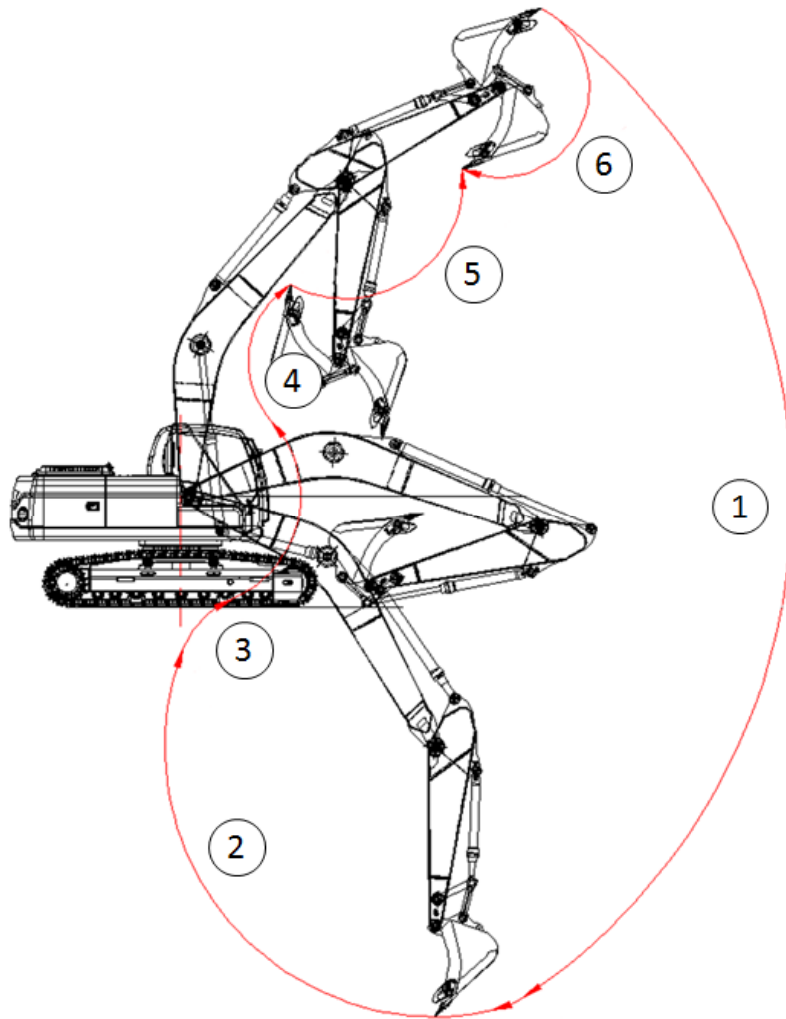


그림 2-4 굴삭기의 작업 사이클

표 2-2 각 실린더의 구동 속도

구동 상황		속도(mm/s)
붐 실린더	팽창 속도	360±37
	압축 속도	505±54
암 실린더	팽창 속도	345±30
	압축 속도	557±57
버킷 실린더	팽창 속도	235±19
	압축 속도	407±42

제 2 절 정역학 해석

굴삭기에 있어서 정역학 해석을 수행해서 구해야하는 성능은 굴삭력과 인양력 총 두 가지가 있다. 굴삭력의 경우에는 SAE[8], 인양력의 경우에는 ISO[9]규격에 의해서 정의가 된다.

1. 굴삭력

굴삭력은 크게 버킷 실린더에 의한 굴삭력과 암 실린더에 의한 굴삭력으로 나뉜다.

버킷 실린더에 의한 굴삭력은 버킷 실린더의 압 출력에 의하여 버킷 끝단에 접선방향의 힘이 최대가 되는 상태의 하중을 의미하며, [그림 2-5]과 같다. 이 그림에서 모든 길이는 각 링크까지의 수직거리를 의미한다. 따라서 버킷 실린더에 의한 굴삭력은 아래와 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$EF_{Bucket} = \max_{A_3} \left(\frac{f_{Bucket} L_{EB1} L_{EB3}}{L_{EB2}} \times \frac{1}{L_{EB4}} \right) \quad (23)$$

여기서,

f_{Bucket} : 버킷 실린더에 의한 압출력,

L_{EB1} : Arm link point 와 버킷 실린더까지의 수직 거리,

L_{EB2} : Arm link point 와 push link까지의 수직 거리,

L_{EB3} : Arm to bucket point 와 push link까지의 수직 거리,

L_{EB4} : Arm to bucket point 와 bucket tip까지의 수직 거리.

암 실린더에 의한 굴삭력은 버킷 굴삭력이 최대인 버킷 위치에서 암 실린더의 압출력에 의하여 버킷 끝단에서 발생하는 힘으로 [그림 2-6]과 같다. 암 실린더에 의한 굴삭력은 아래와 같은 식으로 표현 할 수 있다.

$$EF_{Arm} = \max_{A_2} \left(f_{Arm} L_{EA2} \times \frac{1}{L_{EA1}} \Big|_{A_3 = \text{value from Eq.(23)}} \right) \quad (24)$$

여기서,

f_{Arm} : 암 실린더에 의한 압출력,

L_{EA1} : Arm center point 와 bucket tip까지의 수직 거리,

L_{EB2} : Arm center point 와 암 실린더까지의 수직 거리.

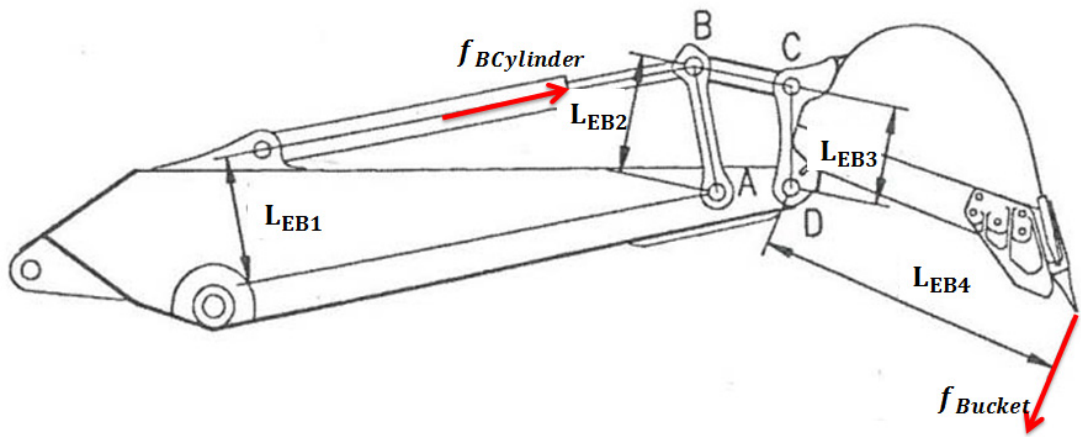


그림 2-5 버킷 실린더에 의한 굴삭력

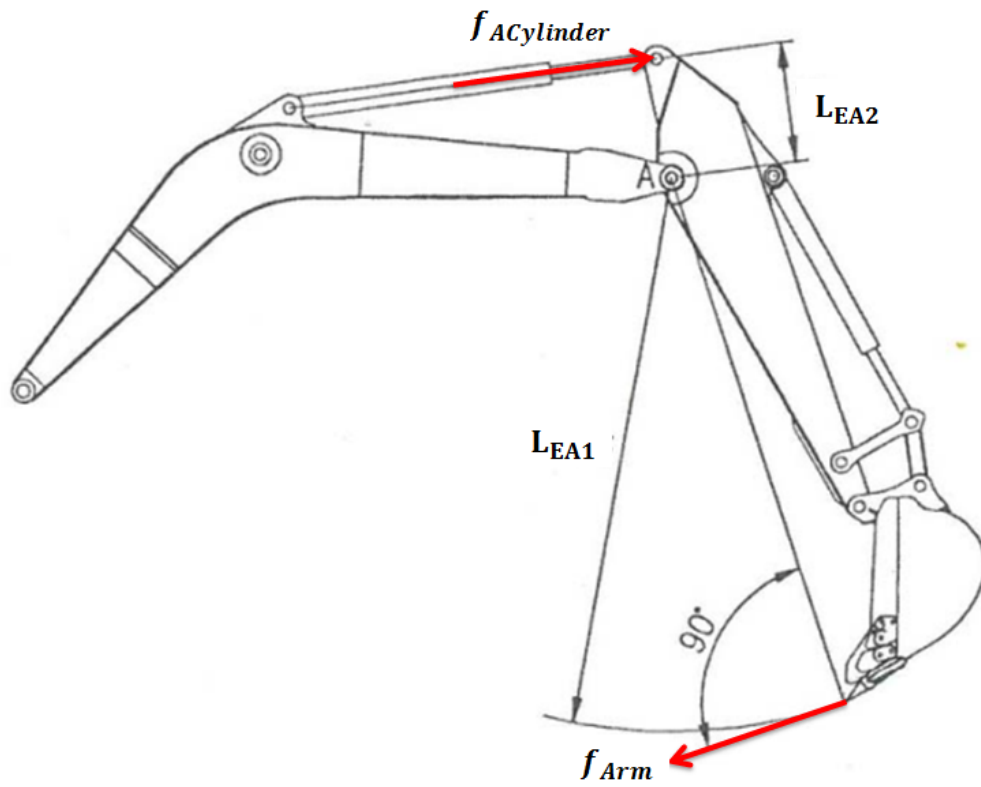


그림 2-6 암 실린더에 의한 굴삭력

2. 인양력

인양력은 굴삭기가 흙이나 암석 따위를 넘어지지 않고 인양할 수 있는 최대 무게로 전도하중(Tipping load)과 붐 실린더에 의한 유압인양능력 그리고 암 실린더에 의한 유압 인양능력으로 나뉜다.

전도하중은 굴삭기가 특정 위치의 끝단에서 물체를 인양하고 있는 상황에서 전체가 전도 되지 않는 범위 내에서의 최대 무게를 의미한다. 다시 말해서, [그림 2-7] 의 (B)와 같이 모든 굴삭기의 구조가 강체라 가정하고 앞으로 전도되지 않는 최대의 무게가 전도하중이다. 전도하중은 아래와 같이 나타낸다.

$$Tipping\ load = k_T \cdot F_T = k_T \cdot \frac{F_{Body} L_{BIT} - F_W L_{WIT}}{L_{EIT}} \quad (25)$$

여기서

k_T : 전도하중 계수(=0.75),

F_{Body} : 주행체와 상부 선회체의 무게,

F_W : 작업 장치의 무게,

$$L_{BIT} = l_4 + l_5,$$

$$L_{EIT} = v_{G3}^T \cdot S_x - l_4,$$

$$L_{WIT} = \left[\begin{matrix} v_{G1}^T & v_{G2}^T & v_{GE}^T \end{matrix} \right] \cdot S_x \cdot M_{n1} - l_4,$$

$$M_{n1} = \frac{1}{M_{Boom} + M_{Arm} + M_{Bucket}} \cdot \begin{bmatrix} M_{Boom} \\ M_{Arm} \\ M_{Bucket} \end{bmatrix}.$$

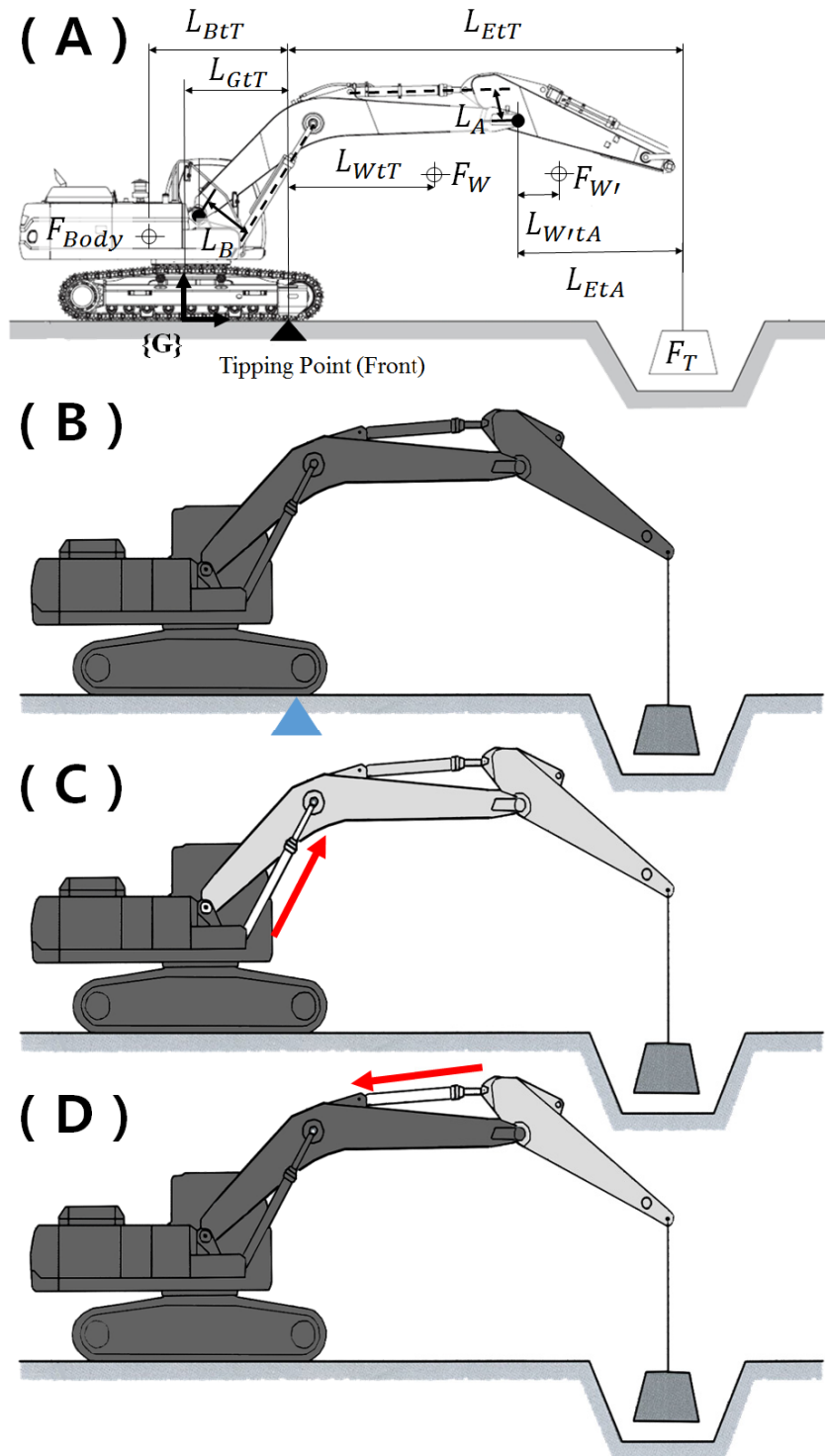


그림 2-7 굴삭기의 인양력 계산 (A) 변수, (B) 전도하중, (C) 붐 실린더에 의한 인양능력, (D) 암 실린더에 의한 인양능력

봄 실린더에 의한 인양력은 [그림 2-7]의 (C)와 같이 특정위치의 끝단에서 주행체와 상부 선회체가 하나의 강체로 땅에 고정되어있고, 봄 실린더를 제외한 작업장치가 하나의 강체라고 가정하고, 순수하게 봄 실린더의 압출력에 의해서만 인양할 수 있는 최대 무게를 의미한다. 봄 실린더에 의한 인양력은 다음과 같다.

$$LF_{Boom} = k_L \cdot F_T = k_L \cdot \frac{f_{Boom} L_B - F_W (L_{WT} + L_{GIT})}{L_{EtT} + L_{GIT}} \quad (26)$$

여기서,

- k_L : 유압 인양 능력 계수(=0.87),
- F_{Boom} : 봄 실린더에 의한 압출력,
- F_W : 작업 장치에서 봄 실린더를 제외한 전체 무게,
- L_B : Boom mount 와 봄 실린더의 수직 거리,
- $L_{GIT} = l_4$.

암 실린더에 의한 인양력은 [그림 2-7]의 (D)와 같이 특정위치의 끝단에서 주행체와 상부 선회체 그리고 봄 링크가 하나의 강체로 땅에 고정되어있고, 암 실린더를 제외한 나머지 부분 또한 강체라 가정하고, 암 실린더의 압출력에 의해서만 인양할 수 있는 최대 무게를 의미한다. 암 실린더에 의한 인양력은 다음과 같다.

$$LF_{Arm} = k_L \cdot F_T = k_L \cdot \frac{f_{Arm} L_A - F_W \cdot L_{WT}}{L_{EtA}} \quad (27)$$

여기서,

- F_W : 봄 링크, 봄 실린더, 암 실린더를 제외한 작업 장치의 무게

L_A : Arm center point와 암 실린더의 수직거리,

$$L_{W\gamma T} = \left[[v_{G2}, v_{GE}]^T \cdot S_x \right]^T \cdot M_{n2} - v_{G1}^T \cdot S_x,$$

$$M_{n2} = \frac{1}{M_{Arm} + M_{Bucket}} \cdot \begin{bmatrix} M_{Arm} \\ M_{Bucket} \end{bmatrix},$$

$$L_{EIT} = v_{G3}^T \cdot S_x - v_{G1}^T \cdot S_x.$$

특정 위치에서의 인양력이라고 하는 것은 앞서 구한 세 가지의 인양성
능 중에서 가장 작은 값을 의미한다. 따라서 인양능력은 아래와 같다.

$$\text{인양력} = \min(\text{Tippling load}, LF_{Boom}, LF_{Arm}) \quad (28)$$

제 3 장 최적화 문제 정의

제 1 절 목적 함수 생성

앞서 계산한 굴삭기의 여러 가지 성능을 아래와 같은 최적화 문제로 정의하여, 최적화를 진행할 것이다.

$$\max_{X \in R^{28}} F_{Object}(X) \tag{29}$$

여기서,

$$F_{Object} = F_n \cdot W_n^T,$$

$$F_n = \left[\begin{array}{cccccc} f_1 & \dots & f_8 & f_{ref(9)} & f_{ref(10)} \\ f_{ref(1)} & & f_{ref(8)} & f_9 & f_{10} \end{array} \right],$$

$$W = [w_1 \ \dots \ w_{10}], \quad W_n = \frac{W}{\|W\|}.$$

각 함수 f 는 [표 3-1] 과 같다.

표 3-1 각 함수번호의 이름

함수 번호	함수 이름	함수 번호	함수 이름
f_1	버킷 실린더에 의한 굴삭력	f_6	최대 굴삭 반경
f_2	암 실린더에 의한 굴삭력	f_7	최대 굴삭 깊이
f_3	상부 인양력(6m, 3m)	f_8	최대 굴삭 높이
f_4	지면 인양력(6m, 0m)	f_9	최소 선회 반경
f_5	하부 인양력(6m, -1.5m)	f_{10}	작업 속도

각 성능의 단위가 다르므로, reference를 이용하여 나누어 모두 무차원화 시켰다. Reference의 경우에는 (주)두산인프라코어의 상용 22톤 굴삭기의 성능을 계산하여 사용하였다. 또한 인양력의 경우에는 가장 빈번하게 일어나는 세 가지 위치를 선정하여(전방 6m, 각각 높이 3m, 0m, -1.5m) 그 위치일 때의 인양력을 계산하였다.

제 2 절 설계 변수 및 제한 조건

굴삭기 작업장치의 핀 포인트는 [그리 2-2]에서와 같이 총 12개가 존재한다. 이번 연구에서는 굴삭기 작업 장치의 핀 포인트 위치를 변경하여 앞서 정의한 목적함수의 최댓값을 찾는 것이 목적이기 때문에 이 12개의 핀 포인트의 x 및 y좌표를 설계 변수로 한다. 실린더의 길이 및 스트로크 또한 작업장치의 성능에 큰 영향을 미치므로 설계변수로 설정하였다. 따라서 설계 변수는 핀 포인트의 변수 24개와 실린더 변수 6개로 총 30개이다. 하지만 여기서 기하학적 조건 때문에 두 개의 변수가 고정되어, 이번 연구에서 사용할 설계 변수는 총 28개이며, 그 변수들은 [표 3-2]과 같다.

표 3-2 설계 변수

번호	이름	번호	이름
1	Boom Mount X l_0	15	Link Length l_{17}
2	Boom Mount Y l_1	16	Arm End Y l_{18}
3	Cylinder Mount X l_2	17	Bucket Tooth X l_{19}
4	Cylinder Mount Y l_3	18	Bucket Tooth Y l_{20}
5	Boom Length l_7	19	Bucket Link X l_{21}
6	Boom Center X l_8	20	Bucket Link Y l_{22}
7	Boom Center Y l_9	21	Guide Link Length l_{23}
8	Arm Cyl. Head X l_{10}	22	Push Link Length l_{24}
9	Arm Cyl. Head Y l_{11}	23	Boom Cyl. Length
10	Arm Length l_{12}	24	Boom Cyl. Stroke
11	Arm Cyl. Rod X l_{13}	25	Arm Cyl. Length
12	Arm Cyl. Rod Y l_{14}	26	Arm Cyl. Stroke
13	Bucket Cyl. Head X l_{15}	27	Bucket Cyl. Length
14	Bucket Cyl. Head Y l_{16}	28	Bucket Cyl. Stroke

또한 이 28개의 변수들 중 몇 가지 변수들은 [표 3-3]과 같이 굴삭기 작업장치의 기하학적 형상에 의하여 제한되어있다. 각 변수들의 길이 또한 초기 값을 기준으로 [표 3-4]과 같이 제한을 두었다. 길이에 제한을 둔 이유는 굴삭기의 사용자는 작업장치의 크기에 의해서 굴삭기의 크기를 가늠하는데, 너무 크게 되면 22톤 굴삭기가 아닌 한 단계 더 무거운 굴삭기로 인식을 하게 되며, 그 반대의 경우는 한 단계 더 가벼운 굴삭기로 인식하게 되어 판매하는데 지장이 있기 때문이다.

표 3-3 각 작업장치의 기하학적 제한 조건

번호	제한 조건	제한 범위
1	l_8 / l_7	0.37~0.5
2	β_1	17° ~ 27°
3	$\beta_2 - \tan^{-1}\left(\frac{l_9}{l_7 - l_8}\right)$	8° ~ 12°
4	$\sqrt{(l_7 - l_{10})^2 + l_{11}^2} / l_7$	0.46~0.57
5	버킷 실린더와 Guide Link와의 최대 각도	140° ~ 155°
6	암 실린더와 Arm center에서 Arm Cyl. Rod로의 위치 벡터와의 최대 각도	130° ~ 160°
7	$Max(\theta_{12}) - Min(\theta_{12})$	95° ~ 130°
8	붐 실린더와 Boom Foot에서 Boom center로의 위치 벡터와의 최대각도	8° ~ 13°
9	Cylinder length - Cylinder Stroke	> 500mm

표 3-4 초기 값에 따른 길이 제한 조건

초기 길이(mm)	길이 제한 조건
1~100	초기 값의 ±10%
100~500	초기 값의 ±5%
500~	초기 값의 ±3%
Cylinder	초기 값의 ±2%

제 4 장 최적화 방법론 개발

제 1 절 Hybrid Taguchi-Random order Coordinate search Algorithm(HTRCA)

본 연구에서 사용한 최적화 방법론은 저자가 고안한 hybrid Taguchi-random order coordinate search algorithm(HTRCA)[10]이다. HTRCA는 실험계획법으로 유명한 다구치 방법론(TM)[11]과 임의로 coordinate를 선정하여 그 방향으로 최적 값을 연속적으로 찾아나가는 random coordinate search(RCA)[그림 4-1]를 결합한 방법이다. 이 방법은 초기 값에 민감한 RCA의 특성 때문에 TM을 이용해서 최적 값에 근접한 초기 값을 설정한 후 RCA를 수행하여 최적 값을 찾아나가는 방법이기 때문에, 최적 값을 정확하게 찾지 못하지만 빠르게 근접한 점을 찾을 수 있는 TM의 장단점과 최적 값을 찾을 수는 있지만 다소 오래 걸리는 RCA의 장단점 중에서 장점은 그대로 두고 단점을 보완하여 더 빠르고 정확하게 최적 값을 찾아낼 수 있다. 이 방법의 전체 알고리즘은 [그림 4-2]와 같으며, 자세한 설명은 논문[9]에 나타나 있다.

```

Problem :       $\max_{X \in R^n} F(x)$ 

               where  $f : R^n \rightarrow R \cup \{\infty\}$ 

```

```

Input :   $x_0 \in R^n$            // Starting point
          $\alpha_0 > 0$          // Initial step size
         Max step size
         Max test number // Additional test because of random order
          $k = 0$                 // Index
          $t_{ti} = 1$           // Test index

while( $\alpha_k < \text{max step size}$ )
    Generate random order without duplication,  $RO = [2, 7, 4, \dots] \in R^n$ 
    Make the flag matrix,  $F = [1, 1, \dots, 1] \in R^n$ 
    for I=0,1,...,n-1
        if  $f(t) < f(x_{nk+i})$  for some  $t \in P_{nk+i} := \{x_{nk+i} \pm \alpha_k e_j : j = RO(i+1)\}$ 
            set  $x_{nk+i+1} = t$ 
        otherwise  $F(i+1) = 0$ 
    endfor;
    if sum(F)=0
        if  $t_{ti} = \text{max test number}$ 
             $\alpha_{k+1} = \alpha_k + \alpha_0$  &  $t_{ti} = 1$ 
        otherwise  $\alpha_{k+1} = \alpha_k$  &  $t_{ti} = t_{ti} + 1$ 
    otherwise  $\alpha_{k+1} = \alpha_0$ 
     $k = k + 1$ 
endwhile

```

그림 4-1 Random coordinate search Algorithm

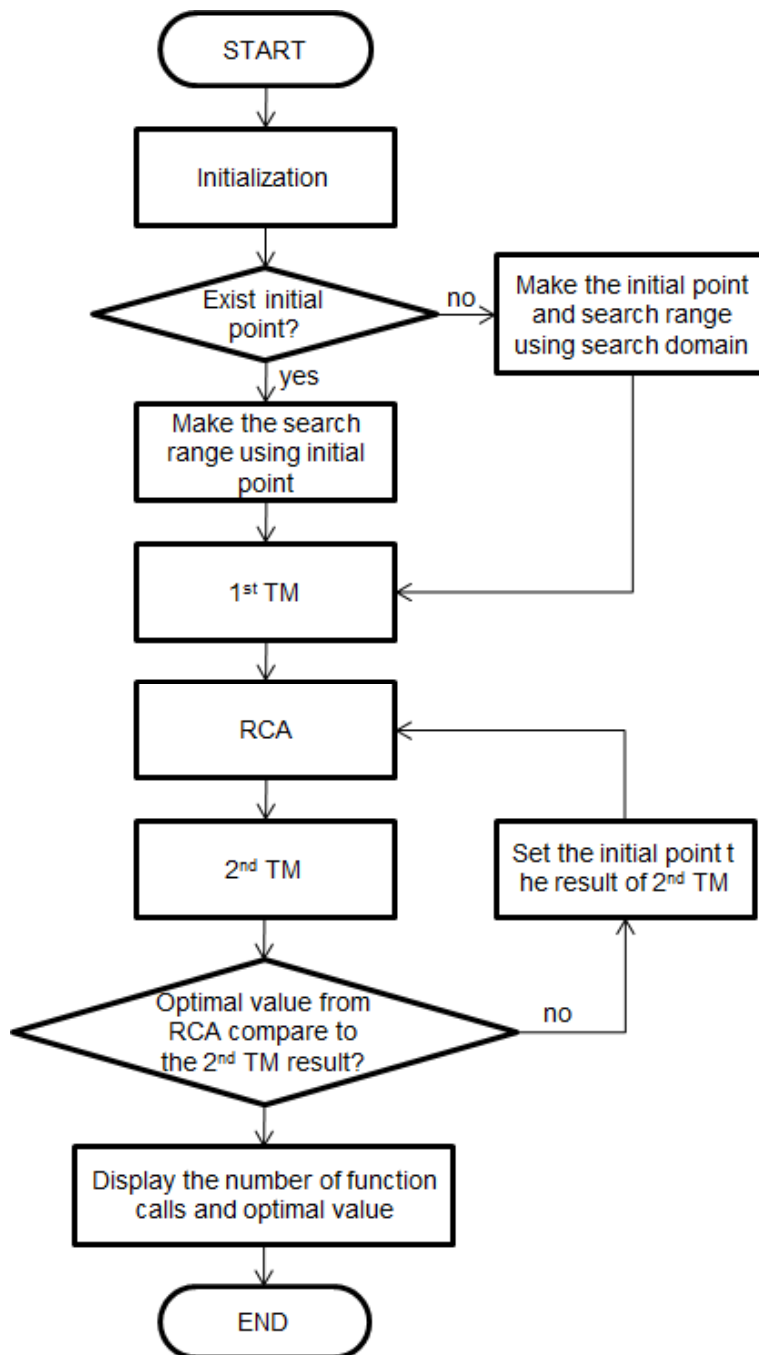


그림 4-2 HTRCA for global optimization problem

제 5 장 최적화 시뮬레이션 및 결과

제 1 절 가중치 설정 및 가변 가중치 적용

본 연구에서는 가중치에 따라서 다양한 결과를 가지고 올 수 있는 목적함수를 제시하였다. 그래서 최적화를 [표 5-1]과 같이 가중치를 설정하여 수행해 보았다. 여기서 f_9 가 다른 가중치에 비해 작은 이유는 다른 함수에 비해 변수에 매우 민감하기 때문이다.

또한 목적함수를 이루고 있는 10가지 중 하나의 성능도 손해를 보지 않는 상황에서 최적화를 진행하기 위해서 가변 가중치를 적용하였다. 가변 가중치는 10개중 특정 성능이 기준 값 이하로 내려갈 시에 그 성능의 가중치를 매우 크게 변경하여, 목적함수 값에 영향을 크게 주어 최적화 진행시 회피하도록 하는 방법이다. 본 연구에서는 아래와 같은 가변 가중치를 적용하였다.

$$w_i = \begin{cases} \text{Initial value} & \text{if } F_n(i,1) \geq 1 \\ 15 \times \text{Initial value} & \text{if } F_n(i,1) < 1 \end{cases} \quad (i=1, \dots, 10) \quad (32)$$

표 5-1 각 함수별 가중치 설정

함수	가중치	함수	가중치
f_1	1	f_6	1
f_2	1	f_7	1
f_3	1	f_8	1
f_4	1	f_9	0.5
f_5	1	f_{10}	1

제 2 절 최적화 결과

HTRCA를 이용하여 10가지 성능에 가중치가 부여된 목적함수를 굴삭기의 작업 장치를 이루고 있는 총 28개의 변수를 이용하여 최적화를 수행한 결과 전체적으로 목적함수 값은 3.43%가 증가하였다. 세부적으로는 굴삭력이 평균 5.55%, 인양력은 평균 0.14%, 작업범위는 평균 5.46% 그리고 작업속도는 0.14%가 증가하였다. 각 성능에 대해서는 [그림 5-1]과 같다. 이때의 변수 값은 [표 5-2]과 같다. 계산을 수행한 모델은 (주)두산인프라코어의 22톤 굴삭기이며, 보안상의 문제로 변수 값을 구체적인 수치가 아니라 초기 값을 100이라 두고 그 대비 값으로 표현하였다. 또한 기하학적 성능인 작업범위에 대해서는 [그림 5-2]와 같다.

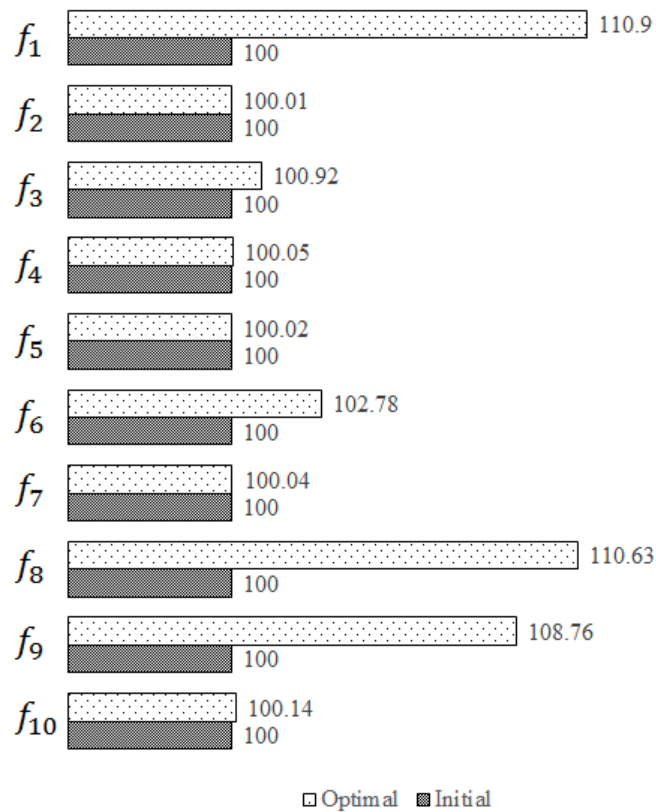


그림 5-1 각 성능별 최적화 결과 값

표 5-2 최적 값일 때의 변수들의 값

Value No.	Optimal value	Value No.	Optimal value
1	94.87	15	95.11
2	103.02	16	105.20
3	101.54	17	97
4	96.95	18	95.47
5	98.57	19	109.37
6	101.01	20	104.97
7	99.01	21	107.93
8	98.36	22	104.96
9	109.51	23	100.62
10	103.00	24	101.58
11	101.51	25	99.90
12	95.2	26	100.62
13	97.54	27	98.96
14	96.94	28	97.45

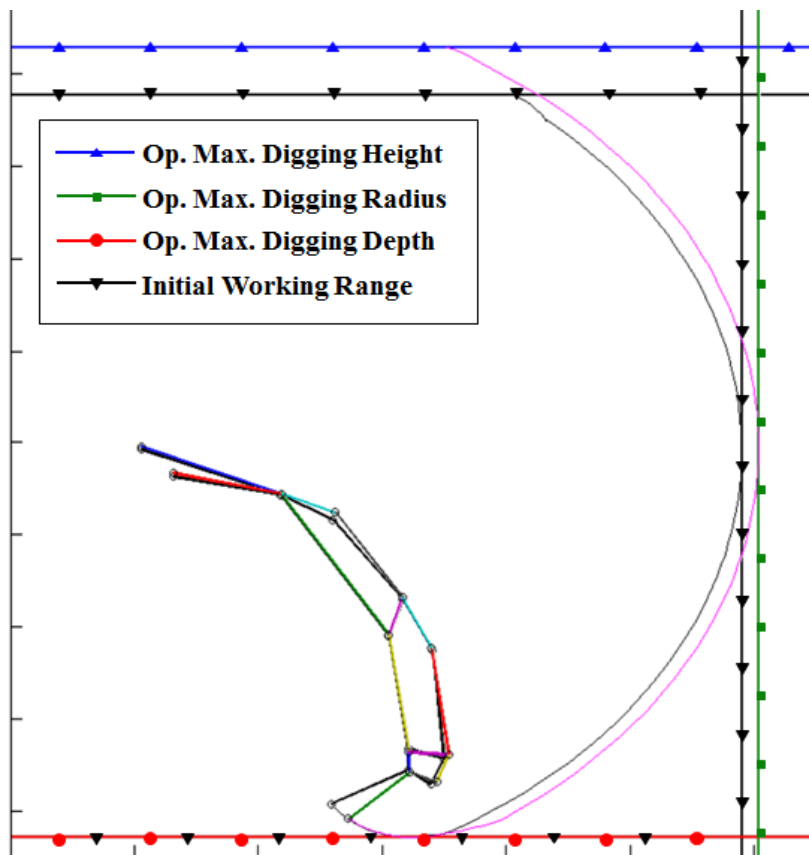


그림 5-2 작업범위의 최적화 결과

제 6 장 결론

본 연구는 굴삭기의 작업 장치로 인해 생기는 10가지 성능에 대해서 기구학 및 역학 해석을 수행하여 가중치에 따른 다양한 목적을 가지는 목적함수를 제시하였다. 또한 10가지 성능 중에서 하나의 성능도 손해를 보지 않기 위해서, 가변 가중치를 적용하여 최적화를 수행하였다. 이번 연구에서는 저자에 의해 새롭게 개발된 최적화 방법론을 이용하여 목적함수를 최대화 하는 방향으로 최적화를 수행하였다.

그 결과 굴삭기 작업장치의 구조를 변경하지 않고 하나의 성능 손해도 없는 상황에서 전체적으로 성능을 평균 3.43% 증가시켰다. 하지만, 메커니즘의 변경과 실린더 압출력의 변경이 없었기 때문에 이에 많이 좌우되는 인양력의 경우에는 0.14%로 거의 증가하지 않았다.

앞으로 앞서 고려하지 않은 다양한 굴삭기의 성능을 추가로 고려하여 다른 성능도 손해를 보지 않으면서 원하는 성능을 증가 시킬 수 있도록 할 예정이며, 이번 결과를 다음 세대의 22톤 굴삭기에 적용할 예정이다.

참 고 문 헌

- [1] <http://www.doosaninfracore.com/ce/?gclid=CJH3vOe63roCFQHKpAo dp00AIw>
- [2] Lim, O. K., Cho, H., Optimal Shape Design of Excavator Boom Using the Semi-Analytical Method. Journal of KSME (domestic), 19(1), 301-309 (1995)
- [3] Vähä, P. K., Skibniewski, M. J., Dynamic model of excavator. Journal of aerospace engineering, 6(2), 148-158 (1993)
- [4] Koivo, A. J., Thoma, M., Kocaoglan, E., & Andrade-Cetto, J., Modeling and control of excavator dynamics during digging operation. Journal of aerospace engineering, 9(1), 10-18 (1996)
- [5] Wszolek, G., Vibration analysis of the excavator model in GRAFSIM program on the basis of a block diagram method. Journal of Materials Processing Technology, 157, 268-273 (2004)
- [6] Flores, F. G., Kecskeméthy, A., Pöttker, A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. In Proceedings of the 12th IFToMM World Congress, Besancon, France (pp. 375-381) (2007)
- [7] Shin, K., Lee, S., Shin, H., Yoo, Y., Kim, J., Coupled linkage system optimization for minimum power consumption. Journal of mechanical science and technology, 26(4), 1099-1106 (2012)
- [8] SAE-J1179, <http://www.sae.org/> (retrieved at 04/03/13).
- [9] ISO 10567, <http://www.iso.org/iso/home.html> (retrieved at 04/03/13).
- [10] Kim, J.W., Jeong, S.M., Kim, J., Seo, T.W., A Hybrid Taguchi-Random Coordinate Search Algorithm for a Global Numerical Optimization Problem, Int. J. Numer. Meth. Engng., Manuscript submission, 2013.09.10.

[11] Peace, G. S.: Taguchi methods: a hands-on approach (pp. 23-311). Wokingham,, England: Addison-Wesley (1993).

Abstract

Optimal Design for Pin-points of a Hydraulic Excavator Front Linkage

Jong-Won Kim

Department of Mechanical & Aerospace Engineering

The Graduate School

Seoul National University

The workspace, working velocity, excavating force, and load capacity of a hydraulic excavator play critical roles in the performance of the excavator for various tasks. This paper presents an optimal design of the front linkage of an excavator to maximize the performances of several indices simultaneously.

A multi-objective function is defined to increase the excavator's workspace, working velocity, excavating force, and load capacity simultaneously. The workspace is defined by using four geometrical indices and the working velocity is defined by the amount of time needed to perform one cycle composed of digging and dumping. The excavating force consists of two forces, and the load capacity is defined by using the minimum values of three types with specific operations. A total of 10 indices define objective function with each

weight, and pin-points of the front linkage are the design parameters, including joint positions of links and hydraulic actuators. A two-step optimization procedure is considered based on a new method called the hybrid Taguchi-random coordinate search algorithm.

The results indicate a 3.43% increase in performance relative to the initial design parameters of a commercial excavator. More specifically, the excavator's workspace, working velocity, excavating force, and load capacity increase by 5.46%, 0.14%, 5.55%, and 0.33%, respectively. These improved design parameters can be applied to next generation excavators.

keywords : Optimal design, Excavator, Front linkage, Taguchi method, Random coordinate search algorithm

Student Number : 2012-20656