

굴삭기의 기구학적 최적설계와 성능해석

(Kinematic Optimal Design of Excavator with Performance Analysis)

한동영 김희국^{*}
고려대학교 제어계측공학과이병주
한양대학교 제어계측공학과

ABSTRACT : In this paper, we perform a two-stage, kinematic optimal design for 3 degree-of-freedom excavator system which consists of boom, arm, and bucket. The objective of the first stage is to find the optimal joint parameters which maximize the force-torque transmission ratio between the hydraulic actuator and the rotating joint. The objective of the second stage is to find the optimal link parameters which maximize the isotropic characteristic throughout the workspace. It is illustrated that performances of the optimized excavator are improved compared to those of HE280 excavator, with respect to the described performance index and maximum load handling capacity.

Keywords : Excavator(굴삭기), Kinematic Optimal Design(기구학적 최적설계), Performance Analysis(성능해석)

1. 서론

일반 산업용 굴삭기는 로봇 시스템과 매우 유사한 기능을 가지고 있으나 산업용 로봇 시스템과는 달리 작업자가 직접 작업현장에서 작업을 수행하므로 불확실한 작업환경에서는 특히 그 효용도가 있다. 이러한 굴삭기 시스템의 성능향상을 위한 많은 노력이 진행되고 있다^(1,2,3). 그러나, 전체 굴삭기 시스템에 관한 기구학적/동적 최적설계, 성능해석 그리고 최적 액츄에이터의 용량등에 관한 연구는 매우 미약한 실정이다. 이에 본 연구자들은 최근에 이러한 굴삭기의 기구학적 해석을 수행하고 버켓 끝단에서의 최대하중용량, 최대속도 및 최대가속도등에 관한 시스템의 성능에 관하여 조사하였다⁽⁴⁾.

본 논문에서는 전체 굴삭기 시스템 중, 봄, 암 그리고 버켓으로 구성되는 3 자유도 부속시스템의 기구학적 최적설계를 수행한다. 기구학적 최적설계는 두 단계로 나누어 수행되며, 첫번째 단계에서는 각 관절을 구동시키는 유압 액츄에이터와 회전 관절사이의 힘-토크 전달비를 최대로 하는 최적 인자들을 구하고, 두번째 단계에서는 활동구간에서 동방성 특성을 최대로 하기 위한 최적의 링크길이비를 구한다.

첫번째 단계에서의 기구학적 설계지수로서는 각 관절을 구동시키는 유압 액츄에이터와 회전관절사이의 힘전달을 최대로 하기 위하여, 최대 힘-토크 전달비를 사용하였으며, 두번째 단계에서는 유압 액츄에이터의 면위와 버켓 끝단의 위치 및 절대회전각 사이의 속도관계를 나타내는 자코비안의 전역동방성지수를 사용하였다. 이러한 전역동방성지수는 모든 작업공간에서 균일한 힘/속도전달 특성을 나타낸다. 또한, 최적화된 굴삭기와 현존하는 굴삭기의 성능비교를 위하여 최대하중용량을 척도로 사용하였다.

2. 굴삭기의 기구학 모델링

굴삭기의 주요한 작업장치로서 봄, 암, 그리고 버켓으로 구성되는 3 자유도 부속시스템을 고려할 수 있는 태(Fig. 1) 이러한 굴삭기 3 자유도 작업 장치의 관절들과 버켓의 끝점 사이의 관계를 규명하는 정위치 해석과 역위치 해석, 그리고 기구학적 모델을 구한다. 이 3 자유도 시스템은 출력공간으로서 평면형 3 자유도 공간을 가진다. 굴삭기 시스템의 모델을 구하기 위해 먼저 중간변수로서 Fig. 2에서와 같이 평면형 3 자유도 시스템에서 세 개의 회전관절변수로 이루어지는 관절벡터 ϕ 를 정의한다. 시스템의 입력변수인 유압 액츄에이터의 미끄럼 관절변수벡터 d 와 버켓 끝점의 위치벡터 u 사이의 기구학적 모델을 구하기 위하여 먼저, ϕ 와 u 사이의 그리고 ϕ 와 d 사이의 기구학적 관계식을 각각 구한다.

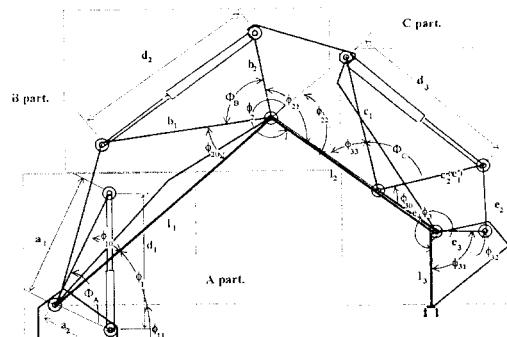


Figure 1. A 3 DOF Subsystem of Excavator

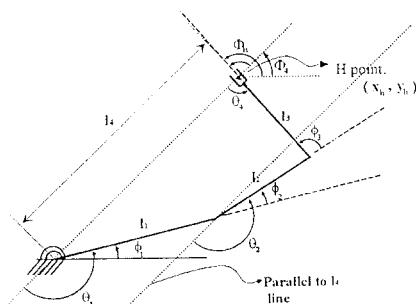


Figure 2. Simplified 3 DOF system

2.1 ϕ 와 u 사이의 위치해석과 일차 기구학적 영향계수 $[G_1^u]$ 2.1.1 ϕ 와 u 사이의 정위치 해석

ϕ 와 u 는 Fig. 2에서와 같이 다음과 같이 정의한다.

$$\phi = (\phi_1 \phi_2 \phi_3)^T \quad (1)$$

$$u = (x_h y_h \Phi_h)^T \quad (2)$$

이때 벡터 끝단의 위치는 다음과 같으며

$$x_h = l_1 c\phi_1 + l_2 c\phi_{12} + l_3 c\phi_{123} \quad (3)$$

$$y_h = l_1 s\phi_1 + l_2 s\phi_{12} + l_3 s\phi_{123} \quad (4)$$

$$\Phi_h = \phi_1 + \phi_2 + \phi_3 \quad (5)$$

여기서 $c\phi_{ij} = \cos(\phi_i + \phi_j)$, $s\phi_{ij} = \sin(\phi_i + \phi_j)$ 를 각각 나타낸다.

2.1.2 역방향 기구학

Figure 2로부터 l_4 , Φ_4 , θ_4 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$l_4 = \sqrt{x_h^2 + y_h^2} \quad (6)$$

$$\Phi_4 = \tan^{-1}\left(\frac{y_h}{x_h}\right) \quad (7)$$

$$\theta_4 = \Phi_h - \Phi_4 \quad (8)$$

ϕ 와 θ 사이의 역위치에는 다음과 같이 구할 수 있다. ϕ_1 의 값은

$$\phi_1 = \Phi_4 + \theta_4 - \pi \quad (9)$$

이며, 여기서

$$\theta_1 = 2 \tan^{-1}\left(\frac{-A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{C - B}\right) \quad (10)$$

$$A = -2l_1 l_3 s\theta_4 \quad (11)$$

$$B = 2l_1(l_4 - l_3 c\theta_4) \quad (12)$$

$$C = l_1^2 + l_3^2 + l_4^2 - l_2^2 - 2l_1 l_4 c\theta_4 \quad (13)$$

이다. 위 식 (10)에서 두 개의 θ_1 값은 각각 시스템의 elbow-up과 elbow-down형상을 의미한다. ϕ_2 의 값은

$$\phi_2 = \text{atan}2(s\phi_2, c\phi_2) \quad (14)$$

로 얻어지며 여기서

$$c\phi_2 = \frac{1}{l_2} \{ -l_1 - l_3 c(\Phi_h - \phi_1) + l_4 c(\Phi_4 - \phi_1) \} \quad (15)$$

$$s\phi_2 = \frac{1}{l_2} \{ -l_3 s(\Phi_h - \phi_1) + l_4 s(\Phi_4 - \phi_1) \} \quad (16)$$

이다. 실제 굴삭기의 경우에는 항상 elbow-up형상을 유지한다. 얻어진 두 개의 ϕ_2 값 중에서 값이 π 에서 2π 사이에 존재하는 값을 취하고 앞에서 얻어진 두 개의 ϕ_1 값 중에서도 이 ϕ_2 를 만족시키는 값을 택하면 이러한 ϕ_1 와 ϕ_2 의 값이 elbow-up 상태를 만족시키는 해이다. ϕ_3 는 식 (5)로부터 구해진다.

2.1.3 정방향 일차 기구학적 영향계수 $[G_s^u]$.

식 (3)-(5)를 미분하여 정리하면

$$\dot{\mathbf{u}} = [G_s^u] \dot{\phi} \quad (17)$$

이며, 여기서

$$[G_s^u] = \begin{bmatrix} -l_1 s\phi_1 + l_2 s\phi_{12} + l_3 s\phi_{123} & -(l_2 s\phi_{12} + l_3 s\phi_{123}) & -l_3 s\phi_{123} \\ (l_1 c\phi_1 + l_2 c\phi_{12} + l_3 c\phi_{123}) & (l_2 c\phi_{12} + l_3 c\phi_{123}) & l_3 c\phi_{123} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

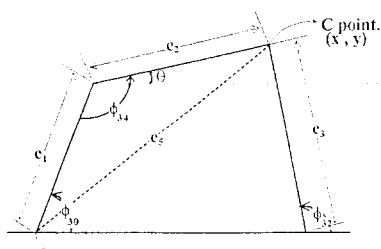


Figure 3. Four-bar Submechanism

2.2 ϕ 와 d 사이의 위치해석과 일차 기구학적 영향계수 $[G_d^u]$

2.2.1 ϕ 와 d 사이의 위치해석

봄의 경우에 있어서 d_1 은

$$d_1 = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - 2a_1 a_2 c\Phi_A} \quad (19)$$

로 표현되며, 여기서

$$\Phi_A = \phi_1 + \phi_{10} + \phi_{11} \quad (20)$$

이고 ϕ_{10} 과 ϕ_{11} 은 상수이다. 식 (19)을 미분하여 정리하면

$$d_1 = \left(\frac{a_1 a_2 s\Phi_A}{d_1} \right) \dot{\phi}_1. \quad (21)$$

암의 경우에 있어서 d_2 는

$$d_2 = \sqrt{b_1^2 + b_2^2 - 2b_1 b_2 c\Phi_B} \quad (22)$$

이며, 여기서

$$\Phi_B = 3\pi - \phi_2 - \phi_{20} - \phi_{21} \quad (23)$$

이고 ϕ_{20} 과 ϕ_{21} 은 상수이다. 식 (22)를 미분하여 정리하면

$$d_2 = \left(\frac{b_1 b_2 s\Phi_B}{d_2} \right) \dot{\phi}_2. \quad (24)$$

비ект의 경우에 있어서 d_3 는

$$d_3 = \sqrt{c_1^2 + c_2^2 - 2c_1 c_2 c\Phi_C} \quad (25)$$

이며, 여기서

$$\Phi_C = \pi - \phi_{30} - \phi_{33} \quad (26)$$

이고 ϕ_{33} 은 상수이며 ϕ_{30} 은 다음과 같이 구해진다. Fig. 3에서 $C(x, y)$ 점은 위치는 다음과 같다.

$$x = e_1 c\phi_{30} + e_2 c\theta = e_4 + e_3 c\phi_{32} \quad (27)$$

$$y = e_1 s\phi_{30} + e_2 s\theta = e_3 s\phi_{32} \quad (28)$$

여기서

$$\theta = \phi_{34} + \phi_{30} - \pi \quad (29)$$

이다. 코사인 제 2 법칙으로부터 다음의 두 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} e_5^2 &= e_1^2 + e_2^2 - 2e_1 e_2 c\phi_{34} \\ &= e_3^2 + e_4^2 + 2e_3 e_4 c\phi_{32} \end{aligned} \quad (30)$$

Fig. 1의 C 부분으로부터 ϕ_{32} 는 다음과 같이 구해지며

$$\phi_{32} = \phi_3 + \phi_{31} - 2\pi \quad (31)$$

ϕ_{32} 를 식 (30)에 대입한 후 ϕ_{34} 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\phi_{34} = \cos^{-1}\left(\frac{e_1^2 + e_2^2 - e_3^2 - e_4^2 - 2e_3 e_4 c_{32}}{2e_1 e_2}\right) \quad (32)$$

여기서 $\phi_{34} < 0$ 일 때,

$$\phi_{34} = -\phi_{34} \quad (33)$$

의 값을 취한다. ϕ_{34} 를 식 (27), (28)에 대입하여 정리하면

$$x = A c\phi_{30} + B s\phi_{30} = C \quad (34)$$

$$y = B c\phi_{30} - A s\phi_{30} = D \quad (35)$$

이며 여기서

$$A = e_1 - e_2 c\phi_{34} \quad (36)$$

$$B = e_2 s\phi_{34} \quad (37)$$

$$C = e_4 + e_3 c\phi_{32} \quad (38)$$

$$D = -e_3 s\phi_{32} \quad (39)$$

이다. 식 (34)와 (35)로부터 ϕ_{30} 은 다음과 같이 구해진다.

$$\phi_{30} = \text{atan2}(s\phi_{30}, c\phi_{30}) \quad (40)$$

여기서

$$c\phi_{30} = \frac{AC+BD}{A^2+B^2} \quad (41)$$

$$s\phi_{30} = \frac{BC-AD}{A^2+B^2} \quad (42)$$

이다. ϕ_C 와 d 는 각각 식 (25)과 (26)으로부터 구해진다.

식 (25)를 미분하면

$$\dot{d}_3 = \left(\frac{c_1 c_2 s \phi_C}{d_3} \right) \dot{\phi}_C \quad (43)$$

이다. 그러면 ϕ_C 와 ϕ_3 의 속도 관계식을 구하는 과정을 기술 한다. 먼저 Fig. 3의 four-bar에서 ϕ_{30} 과 ϕ_{32} 의 속도 관계식은 (27)과 (28)에서 θ 를 소거한 후 미분하여 정리하면

$$\dot{\phi}_{30} = \frac{e_3 [e_1 \sin(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 \sin \phi_{32}]}{e_1 [e_3 \sin(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 \sin \phi_{30}]} \dot{\phi}_{32} \quad (44)$$

이다. 식 (31)에서 ϕ_{31} 이 상수인 것을 고려하면

$$\dot{\phi}_3 = \dot{\phi}_{32} \quad (45)$$

이다. 또한 식 (26)으로부터 ϕ_C 와 ϕ_{30} 의 속도 관계식을 구한 후 그 결과식에 식 (44), (45)를 이용하면

$$\dot{\phi}_C = - \frac{e_3 [e_1 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{32}]}{e_1 [e_3 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{30}]} \dot{\phi}_3 \quad (46)$$

이 얻어진다. 다시 식 (46)을 식 (43)에 대입하면 ϕ_3 와 d_3 의 속도 관계식이 얻어진다.

$$d_3 = - \left(\frac{c_1 c_2 e_3 [e_1 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{32}] s \phi_C}{d_3 e_1 [e_3 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{30}]} \right) \dot{\phi}_3 \quad (47)$$

2.2.2. 일차 기구학적 영향계수 [G_d^*]

유압 액추에이터의 미끄럼관절 속도벡터를

$$\dot{d} = (d_1 \ d_2 \ d_3)^T \quad (48)$$

라 하면 $\dot{\phi}$ 는 다음과 같은 속도 관계식이 성립한다.

$$\dot{\phi} = [G_d^*] \dot{d} \quad (49)$$

여기서 $[G_d^*]$ 는 식 (21), (24), (32)를 행렬로 정리하면

$$[G_d^*] = \begin{bmatrix} \frac{d_1}{d_1} & 0 & 0 \\ \frac{a_1 a_2 s \phi_A}{d_1} & 0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{d_2}{b_1 b_2 s \phi_B} \right) & 0 \\ 0 & 0 & [G_d^*]_{3,3} \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$[G_d^*]_{3,3} = - \left(\frac{d_3 e_1 [e_3 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{30}]}{c_1 c_2 e_3 [e_1 s(\phi_{30} - \phi_{32}) + e_4 s \phi_{32}] s \phi_C} \right) \quad (51)$$

그리므로 관절 토크벡터 $\tau = (r_1 \ r_2 \ r_3)^T$ 와 유압구동력벡터 $f_d = (f_{d1} \ f_{d2} \ f_{d3})^T$ 와의 관계식은 가상 일의 정리를 이용하면 다음과 같다.

$$\tau = [G_d^*]^{-T} f_d \quad (52)$$

2.2.3. 일차 기구학적 영향계수 [G_d^u].

식 (17)과 (49)으로부터 $[G_d^u]$ 는 다음과 같이 얻어진다.

$$u = [G_d^u] \dot{d} \quad (53)$$

여기서

$$[G_d^u] = [G_d^*] [G_d^*] \quad (54)$$

3. 굴삭기의 기구학적 최적설계

3.1. 국부관절에서의 최적설계

기구학적 성능지수로서는 각 관절의 모든 구동구간내에서 관절을 구동시키는 유압 액추에이터와 회전관절사이의 힘-토크 전달특성을 균일하면서 최대로 유지하도록 하기 위하여 다음과 같이 설정하였다.

$$P.I. = [G_d^*]_{avg} + k \int_{\phi_{min}}^{\phi_{max}} ([G_d^*]_{avg} - [G_d^*])^2 d\phi_i \quad (55)$$

여기서

$$[G_d^*]_{avg} = \frac{\int_{\phi_{min}}^{\phi_{max}} [G_d^*] d\phi_i}{\int_{\phi_{min}}^{\phi_{max}} d\phi_i} \quad (56)$$

이며 ϕ_i 와 d_i 는 각각 i 번째 국부회전관절의 범위와 유압 실린더의 변위를 나타내며, k 는 설계자에 의해서 결정되는 비례 상수이다. 봄, 암, 그리고 베켓의 구동 메카니즘에서 d_{min} 과 d_{max} 는 각 실린더의 최소와 최대 행정거리를 나타내며 ϕ_{min} 과 ϕ_{max} 는 각 회전관절의 최소와 최대 범위의 크기를 나타낸다. 다음의 최적설계에서는 현존하는 굴삭기 시스템 HE280의 작업범위에 맞추어 ϕ_{min} 과 ϕ_{max} 의 범위를 설정하였다. 또한, 이러한 회전관절의 작업범위의 변화에 대한 최적화 결과를 조사한다.

Figure 1에서 part A,B,C는 각각 봄, 암, 그리고 베켓 구동 메카니즘의 구조를 나타낸다. 봄의 설계인자로는 d_{1min} , d_{1max} , ϕ_{10} , ϕ_{11} , a_1 와 a_2 가 있으며, 이들 중에서 $a_1=1$ 로 설정하였다. 암의 설계인자로는 d_{2min} , d_{2max} , ϕ_{20} , ϕ_{21} , b_1 과 b_2 가 있으며, 봄의 경우와 마찬가지로 $b_1=1$ 로 설정하였다.

베켓의 설계인자로서는 d_{3min} , d_{3max} , ϕ_{33} , ϕ_{31} , e_1 , e_2 , e_3 , e_4 가 있으며, 이들 중에서 $\phi_{31}=94.1^\circ$, $\phi_{33}=17.66^\circ$ 그리고 $c_1=1$ 의 값을 갖는다고 가정하였다.

이와 같이 설정된 설계인자들에 대하여 먼저 실린더의 행정 거리 비 $\frac{d_{1min}}{d_{1max}}$ 를 0.5에서 0.7까지 0.1간격으로 단계적으로

변화하는 경우에 대하여 식 (55)의 설계지수를 최소화하는 설계인자들의 값을 구하였다. 표 1, 2, 3은 각 관절의 회전범위를 각각 $-49.19^\circ \leq \phi_1 \leq 61.25^\circ$, $-156.50^\circ \leq \phi_2 \leq -35.75^\circ$,

$-140.29^\circ \leq \phi_3 \leq 33.32^\circ$ 로 고정하고 $k = \frac{1}{\phi_{max} - \phi_{min}}$ 로 한

경우에 대한 구동 관절 메카니즘의 최적설계인자들의 값이며, 표 4, 5, 6은 $\frac{d_{1min}}{d_{1max}} = 0.5891$, $\frac{d_{1min}}{d_{1max}} = 0.5854$, 그리고

$\frac{d_{3min}}{d_{3max}} = 0.6314$ 로 고정하고 ϕ_i 의 범위를 변화하는 경우에 대

한 각 구동 관절 메카니즘의 최적설계결과를 요약한 것이다. 그리고 Fig. 4, 5, 6과 Fig. 7, 8, 9는 각각 표 1, 2, 3과 4, 5, 6과 같은 최적설계인자들을 활용하는 경우에 있어서 각 회전관절 i 가 주어진 회전범위내에서 움직일 때 구동실린더와 회전관절사이의 $[G_d^*]$ 값의 변화를 보여주는 그림이다. 표 1, 2, 3에서 마지막 행의 인자들은 HE280 굴삭기의 설계인자들을 나타내며 마지막에서 두번쨰 행은 HE280과 동일한 실린더의 행정거리비 $\frac{d_{1min}}{d_{1max}} = 0.5891$ 을 갖는 구동 메카니즘의 최적설계결과를 나타낸다. 표 1, 2에서나 또는 Fig. 4, 5로부터 봄과 암의 구동관절 메카니즘의 성능에 있어서 HE280의 설계인자들을 사용하는 경우와 최적설계인자들을 사용하는 경우에 있어서는 다소 유사한 성능을 나타내고 있다는 것을 확인할 수 있다. 그러나, 표 3에서처럼 베켓 관절 구동 메카니즘의 경우에는 HE280의 설계지수의 값과 최적화된 설계결과와는 매우 현격한 차이가 있

으며 이러한 성능의 차이는 Fig. 6에서 확인할 수 있다. 표 4, 5, 6의 결과로부터 회전판절의 활동범위가 증가할수록 높은 성능지수의 값을 지니므로 회전판절의 활동범위가 작은 경우가 더 높은 힘-토크전달비를 가짐을 알 수 있다. Figure 7, 8, 9를 통하여 이러한 결과를 확인할 수 있다.

3.2. 전역최적설계

전역최적설계에서는 유압 액츄에이터의 변위와 베켓 끝단의 위치 및 절대회전각 사이의 속도관계를 나타내는 자코비안의 등방성지수를 사용하여 최적의 링크비에 관하여 조사하였다. 전역 등방성지수는 전역 작업공간에서 균일한 힘/속도전달 특성을 나타내며 아래와 같이 정의된다.

$$\sigma_{GI} = \frac{\int \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} dW}{\int dW} \quad (57)$$

여기서 σ_{\min} 과 σ_{\max} 는 $[G_d^u]$ 의 최대/최소 특이값을 나타낸다.

Figure 10은 링크길이비 $\frac{l_3}{l_1}$ 과 $\frac{l_2}{l_1}$ 에 대한 전역 등방성지수의 등고선그림을 나타낸다. 이 그림으로부터 링크길이비 $\frac{l_3}{l_1}$ 가 작을 수록 그리고 $\frac{l_2}{l_1}$ 가 1.15 부근에서 최적의 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 순수한 기구학적 측면에서의 최적설계의 결과로서 현존하는 굴삭기 시스템의 링크인자들과는 다소 상이하다. 실제로 베켓 끝단에서 받는 토크는 다른 방향으로의 외력의 크기보다 매우 적으로 보다 실제적인 최적설계를 수행하기 위해서는 실제 작업상황에 따라서 위치변위와 회전변위사이에 적절한 가중치를 결정한 후 위와 동일한 방법으로 최적설계를 수행하면 된다.

3.3 최대하증용량

최대하증용량은 “어느 하나의 구동장치도 그 구동한계(Actuation Limit)를 넘지 않고 말단장치에서 어느 방향으로든지 가할 수 있는 힘의 최대 크기”로 정의된다. 주어진 시스템의 최대하증용량은 다음과 같은 최적화(Optimization) 문제를 형성하여 구할 수 있다^(4,5): 주어진 굴삭기의 형상에서, 구동장치의 구동력에 대한 구속조건 $\|T_d\|_\infty = 1$ 을 만족시키며 $\|T_u\|_2^2$ 을 최소화시키는 베켓끝단에서의 힘벡터 T_u 를 구한다. 그 결과식만을 요약하면 다음과 같다⁽⁴⁾. 각 구동장치에 대한 최대의 하증용량 $|T_u|$ 의 관계식은 다음과 같이 구해진다.

$$|T_u| = (T_{dn})((G_d^u)^T_n [W]^{-1} [G_d^u]_n)^{-1/2} \quad (58)$$

여기서

$$T_{dn} = \min \{ |(T_{dn})_{\min}|, |(T_{dn})_{\max}| \} \quad (59)$$

위 식을 이용하여 모든 구동장치 각각 ($n = 1, 2, \dots, N$)에서의 $|T_u|$ 를 구한 후, 이 값들 중에서 최소값이 그 자체에서의 최대하증용량으로 정의된다. 식 (57)에서 시스템의 n 번째 구동관절의 제한조건인 $(T_{dn})_{\min}$ 과 $(T_{dn})_{\max}$ 는 각각 다음과 같으며

$$(T_{dn})_{\min} = -T_{dn}^M + T_{dn}^C \quad (60)$$

$$(T_{dn})_{\max} = T_{dn}^M + T_{dn}^C \quad (61)$$

여기서 T_{dn}^M 은 n 번째 구동장치에서의 구동한계이고, T_{dn}^C 는 n 번째 구동장치에 걸리는 중력에 의한 하증을 나타낸다. 그리고

$[G_d^u]_n$ 은 $[G_d^u]$ 의 n 번째 열을 의미하며 $[W]$ 는 다음과 같이 정의되는 $\|T_u\|_2^2$ 에서의 가중치 행렬(Weighting Matrix)이다.

$$\|T_u\|_2^2 = T_u^T [W] T_u \quad (62)$$

한편, T_u 와 T_d 의 관계는 다음과 같으며

$$T_d = [G_d^u]^T T_u \quad (63)$$

T_d 는 $(T_d)_{\max}$ 또는 $(T_d)_{\min}$ 을 의미한다.

표 7은 실제의 HE280 굴삭기와 최적화된 굴삭기의 기구학적 인자들의 값을 나타내며, 질량과 액츄에이터 용량은 임의로 정하였다. Figure 11과 12는 각점에서 각 판절 각각의 한계하증을 넘지않고 가해질 수 있는 최대 외력이 크기중에서 가장 작은 값들을 취한 것으로서 전체 시스템의 최대하증용량을 나타낸다. 이 그림으로부터 각 판절의 한계하증을 넘지않고 현 시스템에 가해질 수 있는 최대 외력의 크기를 알 수 있다. Fig. 9와 10은 굴삭기의 모든 작업공간에서 베켓 끝단의 절대 방위 각을 굴삭기가 작업물체를 들고 있는 상태를 나타내는 -170° 로 유지한 경우에 대한 결과이다. 그리고 이를 그림에서 비깥 부분의 경계선은 베켓 끝단이 도달할 수 있는 작업공간을 나타내며(reachable workspace) 안쪽의 부분은 베켓 끝단의 방위각을 -170° 을 유지할 수 있는 범위를 나타낸다.

Figure 11의 최적화된 굴삭기의 최대하증용량은 Fig. 12의 HE280의 최대하증용량에 비해서 전반적인 활동구간에 있어서 현저하게 개선되었음을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 본 논문에서 수행된 베켓 구동 메카니즘의 최적화로부터 얻어진 것이다.

4. 결론

본 논문에서는 굴삭기 시스템중 봄, 암, 베켓으로 구성되는 3 자유도 부속 시스템에 관한 기구학적 최적설계를 수행하였다. 최적화는 두 단계로 나누어 수행된다.

첫번째 단계에서의 기구학적 성능지수로서는 각 판절을 구동시키는 유압 액츄에이터와 회전판절사이의 힘전달을 최대로 하기 위하여, 최대 힘-토크 전달비를 사용하였다. 봄과 암의 구동판절 메카니즘의 성능에 있어서 HE280의 설계인자들을 사용하는 경우와 최적설계인자들을 사용하는 경우에 있어서는 다소 유사한 성능을 나타내고 있다는 것을 확인할 수 있으 있으나, 베켓 판절 구동 메카니즘의 경우에는 HE280의 설계지수의 값과 최적화된 설계결과와는 매우 현격한 차이가 있으며 이러한 성능의 차이는 두 경우에 대한 굴삭기의 전체 활동구간에서의 최대하증용량으로서 확인되었다.

두번째 단계에서는 활동구간에서 등방성 특성을 최대로 하기 위한 최적의 링크길이를 구하였다. 최적화 결과는 현존하는 굴삭기 시스템의 링크인자들과는 다소 상이하나, 실제 작업상황에 따라서 위치변위와 회전변위사이에 적절한 가중치를 결정한 후 최적화를 수행하면 다양한 결과를 얻을 수 있다.

참고문헌

- (1) 김외조, 유완석, 이병훈, “굴삭기 수평고르기 작업의 분석,” 대한기계 추계학술대회 논문집, 1993, pp. 130-133.
- (2) Paul J.A. Lever, Fei-Yue Wang and Deqian Chen, “A Fuzzy Control System for an Automated Mining Excavator,” Proc. IEEE Robotics and Automation, 1994, pp. 3284-3289.
- (3) “Telerobotic excavator operates in hazardous environments,” Hydraulics & Pneumatics, pp. 33-34, 1991.
- (4) Thomas, M., Yuan-Chou, H.C., and Tesar, D., 1985, “Optimal Actuator Sizing for Robotic Manipulators Based on Local Dynamic Criteria”, ASME J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.107, pp.163-169
- (5) 이상현, 이병주, 곽윤근, “여유구동 인체형 로봇 모듈의 성능해석 및 구동장치 최적설계,” 대한기계학회 논문집, 제 19권 제 1호, 1995, pp. 181-192.
- (6) (한동영, 김희국, 이병주, “굴삭기의 가반하증 및 동역학 성능해석,” 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 1995.

Table 1. Optimized design parameters for boom joint
($-49.19^\circ \leq \phi_1 \leq 61.25^\circ$)

$\frac{d_1 \min}{d_1 \max}$	$d_1 \min$	$d_1 \max$	ϕ_{10}	ϕ_{11}	$(\phi_{10} + \phi_{11})_{\text{tot}}$	$\frac{a_2}{a_1}$	P.J.
0.5 opti.	0.6558	1.3115	25.1419°	48.1419°	73.2838°	0.3996	3.3179
0.6 opti.	0.7426	1.2376	36.3583°	49.3586°	75.7572°	0.3015	4.5035
0.7 opti.	0.8192	1.1704	27.5088°	50.5088°	78.0156°	0.2138	6.6228
0.5891 opti.	0.7337	1.0403	26.2297°	49.2297°	75.4593°	0.3116	4.4333
0.5891	0.7447	1.2641	28.272°	51.74°	76.0193°	0.3193	4.4337

Table 2. Optimized design parameters for arm joint
($-156.50^\circ \leq \phi_2 \leq -35.75^\circ$)

$\frac{d_2 \text{min}}{d_2 \text{max}}$	$d_2 \text{min}$	$d_2 \text{max}$	ϕ_{21}	ϕ_{31}	$(\phi_{30} + \phi_{21})_{\text{opt}}$	$\frac{b_2}{b_1}$	P.I.
0.5 opti	0.6565	1.3129	33.0942°	163.0942°	196.1984°	0.3776	3.5912
0.6 opti	0.7431	1.2386	31.9516°	161.9516°	193.9031°	0.2995	5.3812
0.7 opti	0.8195	1.1707	30.9114°	162.9114°	191.8229°	0.2020	8.1338
0.5854 opti	0.7311	1.249	32.1119°	162.1119°	194.2239°	0.2979	5.1098
0.5854	0.7477	1.2773	38.06°	158.05°		0.3084	5.7070

Table 3. Optimized design parameters for bucket joint
($-140.29^\circ \leq \phi_3 \leq 33.32^\circ$, $\phi_{31} = 94.1^\circ$, $\phi_{33} = 17.66^\circ$)

$\frac{d_3 \text{min}}{d_3 \text{max}}$	$d_3 \text{min}$	$d_3 \text{max}$	$\frac{e_1}{c_1}$	$\frac{e_2}{c_1}$	$\frac{e_3}{c_1}$	$\frac{e_4}{c_1}$	P.I.
0.5 opti	0.6362	1.3196	0.4218	0.8245	0.1154	0.0796	5.3415
0.6 opti	0.7371	1.2383	0.3141	0.2694	0.1041	0.0725	7.5650
0.7 opti	0.8093	1.1561	0.2238	0.1930	0.0845	0.0641	11.6363
0.6314 opti	0.7601	1.2041	0.2844	0.2441	0.0968	0.0707	8.5566
0.6314	0.7732	1.2245	0.2630	0.2453	0.2119	0.1845	35.6608

Table 4. Optimized design parameters for boom joint

$$\left(\frac{d_1 \text{min}}{d_1 \text{max}} = 0.5891 \right)$$

ϕ_2 의 범위	$d_1 \text{min}$	$d_1 \text{max}$	ϕ_{10}	ϕ_{11}	$(\phi_{10} + \phi_{11})_{\text{opt}}$	$\frac{a_2}{a_1}$	P.I.
$-49.1838^\circ \leq \phi_2 \leq 61.2542^\circ$	0.7337	1.2453	26.2297°	39.2297°	73.4939°	0.3116	4.3433
$-40^\circ \leq \phi_2 \leq 55^\circ$	0.7327	1.2437	24.9156°	37.9156°	72.8311°	0.3474	3.4986
$-55^\circ \leq \phi_2 \leq 70^\circ$	0.7360	1.2493	26.2535°	49.2535°	73.5079°	0.3894	5.6955

Table 5. Optimized design parameters for arm joint

$$\left(\frac{d_2 \text{min}}{d_2 \text{max}} = 0.5854 \right)$$

ϕ_2 의 범위	$d_2 \text{min}$	$d_2 \text{max}$	ϕ_{21}	ϕ_{31}	$(\phi_{30} + \phi_{21})_{\text{opt}}$	$\frac{b_2}{b_1}$	P.I.
$-156.5002^\circ \leq \phi_2 \leq -35.749^\circ$	0.7311	1.249	32.1119°	162.1119°	194.2239°	0.2979	5.1098
$-140^\circ \leq \phi_2 \leq -45^\circ$	0.7297	1.2465	31.1207°	161.1207°	192.2415°	0.3514	3.4468
$-170^\circ \leq \phi_2 \leq -20^\circ$	0.7368	1.2388	29.3060°	139.3060°	188.7020°	0.2702	12.4983

Table 6. Optimized design parameters for bucket joint

$$\left(\frac{d_3 \text{min}}{d_3 \text{max}} = 0.6314, \phi_{31} = 94.1^\circ, \phi_{33} = 17.66^\circ \right)$$

ϕ_3 의 범위	$d_3 \text{min}$	$d_3 \text{max}$	$\frac{e_1}{c_1}$	$\frac{e_2}{c_1}$	$\frac{e_3}{c_1}$	$\frac{e_4}{c_1}$	P.I.
$-140.2838^\circ \leq \phi_3 \leq 33.3242^\circ$	0.7601	1.2041	0.2844	0.2441	0.0968	0.0707	8.5566
$-130^\circ \leq \phi_3 \leq 20^\circ$	0.7376	1.2297	0.3275	0.2742	0.0949	0.0606	6.4120
$-150^\circ \leq \phi_3 \leq 40^\circ$	0.7389	1.2020	0.2704	0.2372	0.1017	0.0736	11.0135

Table 7. Design Parameters of Excavators

IE 380 parameter			optimized parameter				
d1min: 2.115m	d1max: 3.99m	d2min: 2.4m	d2max: 4.1m	d3min: 1.97m	d3max: 3.12m		
d1 r/t: 0.5891		d2 r/t: 0.5854		d3 r/t: 0.6314			
$-49.1838^\circ \leq \phi_1 \leq 61.2542^\circ$	$-156.5002^\circ \leq \phi_2 \leq -35.749^\circ$	$-140.2838^\circ \leq \phi_3 \leq 33.3242^\circ$					
$I_1: 6.3m$		$I_2: 3.1m$		$I_3: 1.553m$			
$a_1: 2.84m$	$a_2: 0.904m$		$a_3: 2.883m$	$a_4: 0.8983m$			
$b_1: 3.21m$	$b_2: 0.99m$		$b_3: 3.265m$	$b_4: 0.773m$			
$c_1: 2.548m$	$c_2: 0.67m$		$c_3: 2.991m$	$c_4: 0.7369m$			
$e_1: 0.625m$	$e_2: 0.54m$	$e_3: 0.47m$	$e_4: 0.6325m$	$e_5: 0.256m$	$e_6: 0.1832m$		
$\phi_{10}: 28.27^\circ$	$\phi_{11}: 51.74^\circ$		$\phi_{12}: 26.2297^\circ$	$\phi_{13}: 49.2297^\circ$			
$\phi_{20}: 28.06^\circ$	$\phi_{21}: 158.05^\circ$		$\phi_{22}: 32.1119^\circ$	$\phi_{23}: 162.1119^\circ$			
$\phi_{31}: 94.1^\circ$		$\phi_{33}: 17.66^\circ$					
$m_1 = 292.5Kg$	$m_2 = 1437.7Kg$		$m_3 = 765.4Kg$				
$m_a = (3.15m, 1.4m)$	$m_d = (1.55m, 0.7m)$		$m_b = (0.9m, 0.9m)$				
$T_d^a = 65000Kg$	$T_d^b = 65000Kg$		$T_d^c = 50000Kg$				

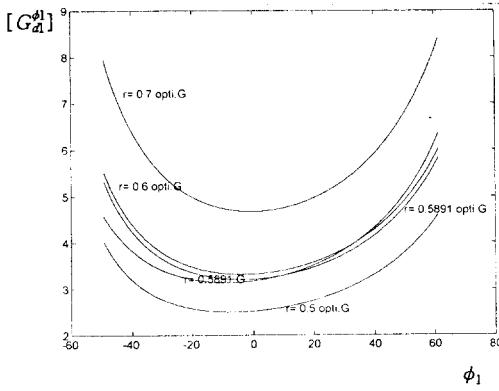


Figure 4. Plots of $[G_d1^{\phi_1}]$ with respect to $\frac{d_1 \text{min}}{d_1 \text{max}}$

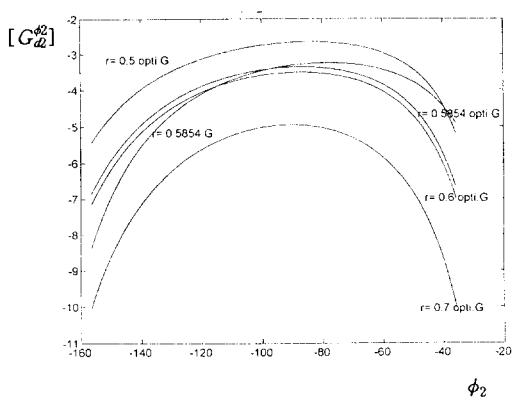


Figure 5. Plots of $[G_d2^{\phi_2}]$ with respect to $\frac{d_2 \text{min}}{d_2 \text{max}}$

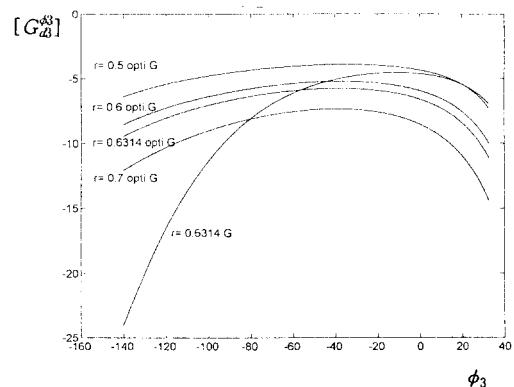


Figure 6. Plots of $[G_d3^{\phi_3}]$ with respect to $\frac{d_3 \text{min}}{d_3 \text{max}}$

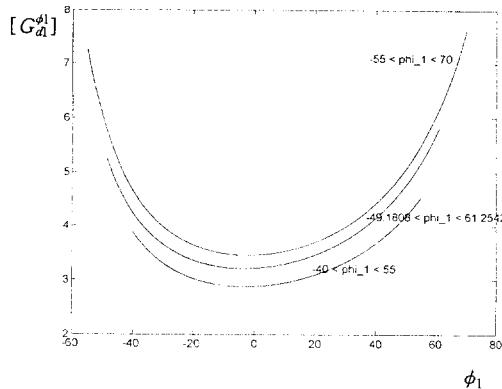


Figure 7. Plots of $[G_{d_i}^{\phi}]$ with respect to range of ϕ_1

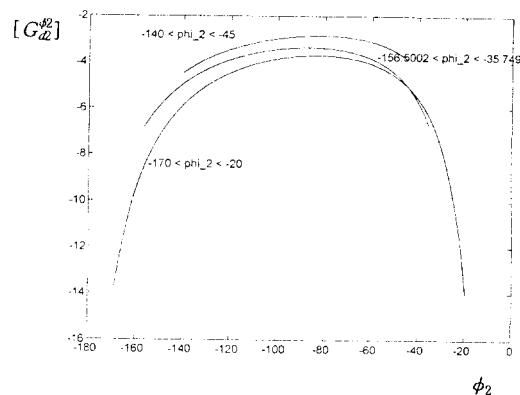


Figure 8. Plots of $[G_{d_i}^{\phi}]$ with respect to range of ϕ_2

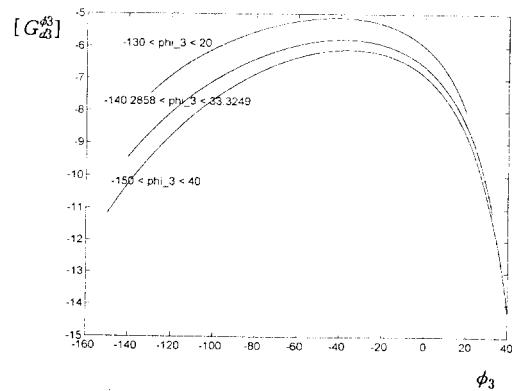


Figure 9. Plots of $[G_{d_i}^{\phi}]$ with respect to range of ϕ_3

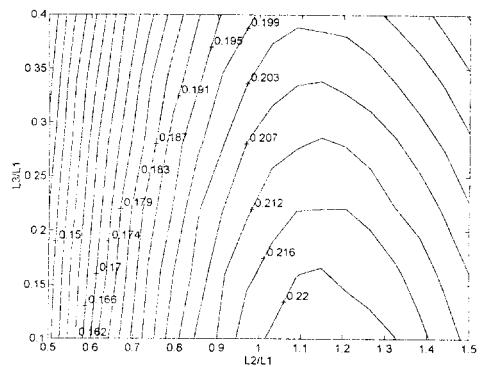


Figure 10. Contour plot of σ_{GL} with respect to $\frac{l_2}{l_1}$ vs $\frac{l_3}{l_1}$

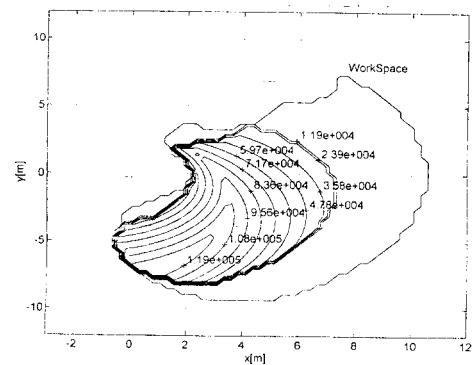


Figure 11. Contour plot of Maximum Load Handling Capacity for HE280 Excavator

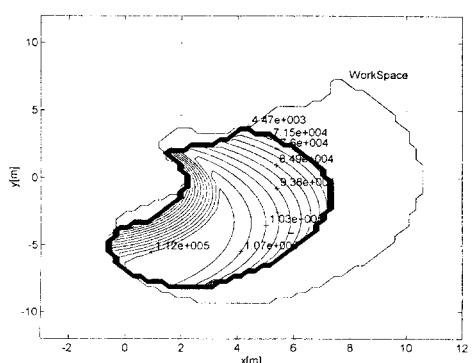


Figure 12. Contour plot of Maximum Load Handling Capacity for Optimized Excavator