

크레인 기능 부착 지능형 유압 굴삭기 시스템 개발

이홍선⁺, 이민희⁺, 임태형⁺⁺, 천세영⁺⁺, 양순용^{*}

(논문접수일 2006. 3. 6, 심사완료일 2006. 6. 14)

Development of Intelligent Hydraulic Excavator System with Crane Function

Lee Hong-Seon⁺, Lee Min-Hee⁺, Lim Tae-Hyeong⁺⁺, Chun Se-Young⁺⁺, Yang Soon-Yong^{*}

Abstract

The hydraulic excavators are mainly applied for excavating, public works, quarrying, etc. In some of the construction site, however, they are used for crane works of relatively light materials, although the crane works by the hydraulic excavators are forbidden by law due to the safety reasons. The major construction equipment companies in forward countries have been developing the new systems, e.g. crane works by the hydraulic excavators, and they are working in the construction site. Therefore, the new system of crane works by the hydraulic excavators should be developed for the domestic construction site in order to prevent the accident. In this paper, the fundamental study and experiment are accomplished for the crane system application on the hydraulic excavators.

Key Words : Crane(크레인), Hydraulic Excavator(유압굴삭기), Zero Moment Point(ZMP)

1. 서론

유압굴삭기는 기계 자체가 갖는 기구학적 유연성과 유압을 이용한 고출력 때문에 건설, 농업, 광업, 임업 그리고 해저 등 다양한 옥외작업에서 그 역할과 기능이 점차 확대되고 있다. 특히 건설 현장에서는 굴삭작업뿐 아니라 물체의 인양 및 이동을 위한 크레인 작업에서도 유압굴삭기를 사용하고 있다. 그러나 안전사고 방지를 위하여 유압굴삭기를 사용한 크레인 작업은 법으로 금지하도록 규제하고 있으나, 필요에 따라 불

법으로 크레인 작업을 수행하고 있으며 과도한 중량의 물체에 대한 크레인 작업시 유압굴삭기의 전도 사고와 이에 따른 인명 및 물적 손실이 증가하고 있는 실정이다⁽¹⁾.

선진국의 경우 유압굴삭기에서 크레인 기능의 필요성이 증가함에 따라 국가차원에서 유압굴삭기에 크레인 기능 추가 방안을 주도하고 있으며, 특히 일본의 경우 1980년경부터 이 동식 크레인 부착형 유압굴삭기를 개발하였으며 1992년 10월 일본 노동안전위생 법규 제164호 제정으로 유압 굴삭기에서 크레인 작업을 위한 장치 개발의 필요성이 높아졌다. 이에

* 교신저자, 울산대학교 기계자동차공학부 (soonyy@mail.ulsan.ac.kr)

주소: 680-749 울산광역시 남구 무거2동 산 29번지

+ 현대중공업(주)

++ 울산대학교 기계자동차공학부 대학원

일본 크레인 협회에서 JCA 규격을 1998년 6월에 정식으로 제정하여 유압굴삭기에서 보다 안전하게 크레인 작업을 수행할 수 있도록 하였다.

크레인 기능이 부착된 지능형 유압굴삭기를 개발하기 위해서는 과도한 부하에 의한 전도 판별 알고리즘과 이에 적합한 장치 개발이 선행되어야 한다. 일반적으로 전도 판별 알고리즘에 사용되는 모멘트 방정식의 경우 부하 이동에 의해 발생하는 관성력은 포함되지 않아 예기치 못한 전도 사고가 발생되므로 정적인 상태 및 동적인 상태를 모두 고려한 전도 안전성 판별 알고리즘이 필요하다⁽²⁾.

Zero Moment Point(ZMP)는 대상 시스템에 작용하는 모든 힘에 의한 모멘트의 합이 영인 평면상의 점이라고 정의한다⁽³⁾. 일반적으로 ZMP 이론은 기존의 바이패드 로봇 연구에서 안정적인 거동 해석이나 로봇의 보행 안정성을 증명하는데 사용된다⁽⁴⁾. ZMP 이론에서는 임의의 안정영역을 설정하고 ZMP가 설정된 영역 내에 존재하면 대상 시스템은 안정 상태가 되고 설정된 영역을 벗어나면 불안정 영역이 된다.

본 연구에서는 ZMP 이론을 근거로 전도 판별 알고리즘을 적용⁽⁵⁾한 크레인 기능을 갖는 지능형 유압굴삭기 시스템을 개발한다. 작업장치의 각도를 위한 각변위 센서, 구동 실린더의 압력 측정을 위한 압력센서, 전도 상태를 나타내는 디스플레이부, 부저 등으로 시스템을 구성하고 전도 판별 알고리즘에 의하여 실시간으로 전도 상태를 연산하여 운전자에게 표시하도록 한다. 또한, 실험을 통하여 유효성을 확인한다.

2. 크레인 기능 유압 굴삭기의 모델링

본 연구의 모델은 5톤 궤도형 유압굴삭기로 선정하였으며 전체적인 구조는 Fig. 1와 같다.

유압굴삭기의 동력계는 동력원인 엔진에 의해 구동되는 유압펌프, 작업장치를 구동시키는 유압 실린더, 선회부를 구

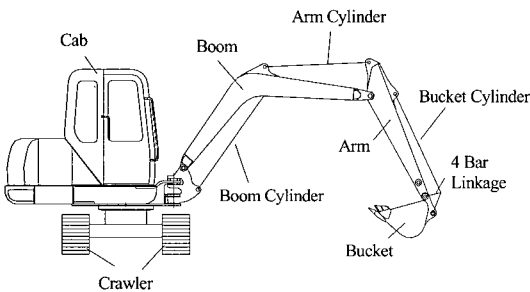


Fig. 1 The structure of hydraulic excavator

동시키는 선회 모터 및 좌/우 무한궤도를 회전시켜 주행하는 주행 모터로 구성된다.

유압굴삭기의 작업장치 모델링에서 각 링크는 강체로 가정하며, 유압굴삭기의 운동은 전체의 선회를 배제한 2차원 평면 운동으로 고려한다. 이 때, 링크 연결부의 마찰과 변형은 무시한다.

2.1 좌표계의 설정

유압굴삭기의 크레인 작업시 작업장치의 운동을 표현하기 위해서 Fig. 2와 같은 좌표계를 설정한다. 좌표계 {0}은 유압굴삭기 상부체의 선회 중심축과 지면에 고정되어 있으며 전체 시스템의 기준 좌표계가 된다. 좌표계 {1}은 붐 조인트 O_1 에 고정되어 있으며, 작업장치의 기준 좌표계가 된다. 좌표계 {2}와 {3}은 암 조인트 O_2 와 버킷 조인트 O_3 에 고정되어 있으며 각 조인트를 연결하는 연장선을 기준으로 설정되어 있다.

2.2 작업장치의 위치계적

유압굴삭기의 작업장치는 붐(boom), 암(arm), 버킷(bucket)의 3개의 링크 연쇄를 이루고 있는 다관절 매니퓰레이터의 형태를 하고 있으며, 각 작업장치는 유압 실린더로 구동된다. 또한, 버킷 기구부는 버킷이 보다 넓은 회전영역을 가질 수 있도록 4절 링크로 구성되어 있다.

Fig. 2의 좌표계 {1}을 기준으로 하여 기구학적 해석에 의하여 작업장치의 끝단 위치 궤적을 나타내면 식 (1)-(3)과 같다. 이때 위치 궤적은 각 작업장치의 각변위 함수로 표현된다.

▶ 붐 :

$$x_b = L_b \sin(\theta_b) \quad (1-a)$$

$$y_b = L_b \cos(\theta_b) \quad (1-b)$$

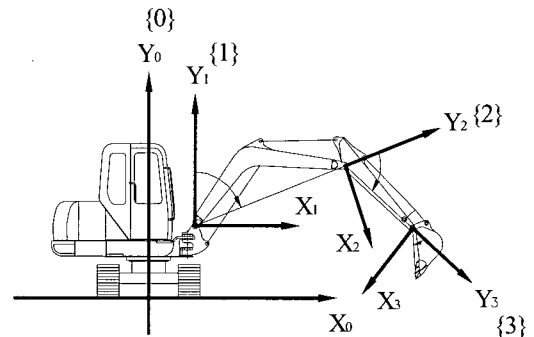


Fig. 2 The coordinates of hydraulic excavator

▶ 압 :

$$x_a = x_b + L_a \sin(\theta_b + \theta_a) \quad (2-a)$$

$$y_a = y_b + L_a \cos(\theta_b + \theta_a) \quad (2-b)$$

▶ 버켓 :

$$x_k = x_a + L_k \sin(\theta_b + \theta_a + \theta_k) \quad (3-a)$$

$$y_k = y_a + L_k \cos(\theta_b + \theta_a + \theta_k) \quad (3-b)$$

여기서 $\theta_b, \theta_a, \theta_k$ 는 붐, 압, 버켓의 각변위를 나타내며, 수직축 Y_i 를 기준으로 시계방향을 양의 방향으로 설정한다. L_b, L_a, L_k 는 각 조인트 사이의 거리를 나타낸다.

2.3 작업장치의 무게중심 궤적

Fig. 3은 유압굴삭기 작업장치의 무게중심 궤적을 유도하기 위한 상세도를 나타내고 있다. 각 장치의 무게중심 궤적은 Fig. 2의 좌표계 {1}을 기준으로 도출하며, 각 장치의 무게중심 궤적은 작업장치의 각변위 함수로 표현된다⁽⁶⁻⁹⁾.

▶ 상부 프레임 : 유압굴삭기의 크레인 작업시 고정된 위치에서 작업장치를 동작시켜 하중을 이동시키므로 상부 프레임의 무게중심은 식 (4)와 같이 일정하다.

$$x_{1g} = C_{x1} \quad (4-a)$$

$$y_{1g} = C_{y1} \quad (4-b)$$

▶ 하부 프레임 : 상부 프레임과 동일하게 하부 프레임의 무게중심은 식 (5)와 같이 일정하다.

$$x_{2g} = C_{x2} \quad (5-a)$$

$$y_{2g} = C_{y2} \quad (5-b)$$

▶ 붐 :

$$x_{3g} = l_3 \sin(\theta_b - \delta_3) \quad (6-a)$$

$$y_{3g} = l_3 \cos(\theta_b - \delta_3) \quad (6-b)$$

▶ 압 :

$$x_{4g} = x_b + l_4 \sin(\theta_b + \theta_a - \delta_4) \quad (7-a)$$

$$y_{4g} = y_b + l_4 \cos(\theta_b + \theta_a - \delta_4) \quad (7-b)$$

▶ 버켓 :

$$x_{5g} = x_a + l_5 \sin(\theta_b + \theta_a + \theta_k - \delta_5) \quad (8-a)$$

$$y_{5g} = y_a + l_5 \cos(\theta_b + \theta_a + \theta_k - \delta_5) \quad (8-b)$$

여기서 l_i 은 각 좌표계 원점에서 작업장치 무게중심까지의 거리를 나타내며, δ_i 은 각 작업장치에서 무게중심까지의 각도 상수를 나타낸다.

▶ 붐의 구동 실린더 : Fig. 4는 붐의 구동 실린더의 무게중심을 나타내기 위한 상세도이다. 붐의 구동 실린더가 하단의 지지점을 중심으로 회전직선 운동을 하면 붐은 붐 조인트를 중심으로 회전운동을 하게 된다. 붐의 구동 실린더의 무게중심 궤적은 실린더의 하단 지지점을 기준으로 붐의 각변위 함수로 표현하면 식 (9)와 같다.

$$x'_{6g} = l_6 \sin(\theta_1 - \delta_6 - \alpha) \quad (9-a)$$

$$y'_{6g} = l_6 \cos(\theta_1 - \delta_6 - \alpha) \quad (9-b)$$

따라서 좌표계 {1}을 기준으로 하여 붐 구동 실린더의 무게중심 궤적은 식 (10)과 같다.

$$x_{6g} = X_{axis} + x'_{6g} \quad (10-a)$$

$$y_{6g} = Y_{axis} + y'_{6g} \quad (10-b)$$

여기서

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{l_{61}^2 + l_{63}^2 - l_{62}^2}{2l_{61}l_{63}} \right)$$

$$l_{63}^2 = l_{61}^2 + l_{62}^2$$

$$-2l_{61}l_{62} \cos(2\pi - A + \delta_6 - \theta_1)$$

▶ 압의 구동 실린더 : 압의 구동 실린더의 회전각도 범위는 약 8[deg.]로 작은 값이므로 구동 실린더의 무게중심은 붐에

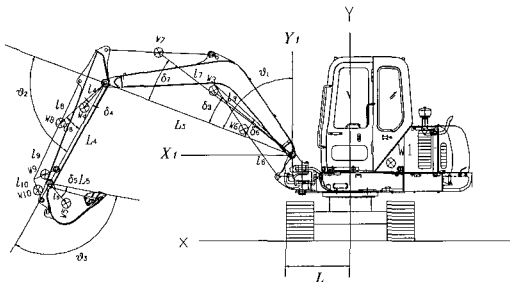


Fig. 3 Detail drawing for the center of balance

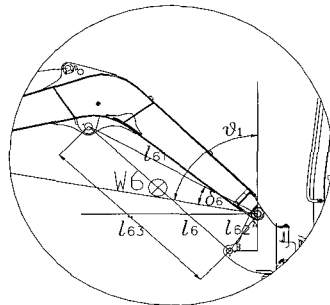


Fig. 4 Detail drawing for the boom cylinder

고정되어 있는 것으로 가정하여 나타내면 식 (11)과 같다.

$$x_{7g} = l_7 \sin(\theta_1 - \delta_7) \quad (11-a)$$

$$y_{7g} = l_7 \cos(\theta_1 - \delta_7) \quad (11-b)$$

▶ 버켓의 구동 실린더 : 버켓의 구동 실린더의 회전각도 범위는 약 9[deg.]로 작은 값이므로 구동 실린더의 무게중심은 암에 고정되어 있는 것으로 가정하여 나타내면 식 (12)와 같다.

$$x_{8g} = x_b + l_8 \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_8) \quad (12-a)$$

$$y_{8g} = y_b + l_8 \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_8) \quad (12-b)$$

▶ 버켓 링크 : 유압굴삭기의 크레인 작업시 버켓은 최대로 굽힌 상태에서 수행되므로 버켓의 기구부에 설치된 버켓 링크의 무게중심은 암 상단에 고정되어 있어 식 (13)과 같다.

$$x_{9g} = x_b + l_9 \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_9) \quad (13-a)$$

$$y_{9g} = y_b + l_9 \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_9) \quad (13-b)$$

▶ 컨트롤 로드 : 버켓 링크와 동일하게 암 상단에 고정되어 있으므로 식 (14)와 같다.

$$x_{10g} = x_b + l_{10} \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_{10}) \quad (14-a)$$

$$y_{10g} = y_b + l_{10} \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_{10}) \quad (14-b)$$

▶ 하중 : 하중은 집중하중으로 암의 끝단의 컨트롤 로드 에 설치되므로 식 (15)와 같다.

$$x_{mg} = x_b + l_{11} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \delta_{11}) \quad (15-a)$$

$$y_{mg} = y_b + l_{11} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \delta_{11}) \quad (15-b)$$

3. 전도 안정도 판별 알고리즘

3.1 Zero Moment Point 이론

Zero Moment Point(ZMP)는 대상 시스템의 하부체 바닥의 기준 좌표계에 대하여 시스템의 관성력, 중력, 외력 등에 의한 모멘트의 합이 zero인 평면상의 점으로 정의된다. Fig. 5는 기준 좌표계 O-XYZ에서 질점에 대한 벡터의 관계를 나타내고 있다. 임의의 점 P 에 대하여 D'Alembert 법칙을 적용하여 운동방정식을 유도하면 식 (16)과 같다^(5,10).

$$M_p = \sum_i (r_i - p) \times m_i (\ddot{r}_i + g - \ddot{p}) + \rho_c \times m \ddot{p} + \sum_i T_i - \sum_j M_j - \sum_k (s_k - p) \times f_k \quad (16)$$

여기서 m_i 는 질점의 질량, $r_i = [x_i, y_i, z_i]^T$ 는 기준 좌표계 원점에 대한 질량 중심의 위치벡터, $p = [x_p, y_p, 0]^T$ 는 임의의 점 P 에 대한 $X-Y$ 평면의 위치벡터, $g = [0, 0, g_z]^T$ 는 중력가속도, T_i 는 회전관성모멘트, M_j 는 외부에서 작용하는 모멘트, f_k 는 외력, s_k 는 외력이 작용하는 위치벡터 등을 각각 나타낸다.

임의의 점 P 에 대한 질량 중심의 위치벡터는 식 (17)과 같다.

$$\rho_c = \frac{1}{m} \sum_{m_i} m_i (r_i - p) \quad (17)$$

질량 중심의 위치벡터 식을 운동방정식에 대입하여 정리하면 식 (18)과 같다.

$$M_p = \sum_i (r_i - p) \times m_i (\ddot{r}_i + g) + \sum_i T_i - \sum_j M_j - \sum_k (s_k - p) \times f_k \quad (18)$$

임의의 점 P 가 ZMP라고 하면 위치벡터 $p = p_{zmp} = [x_{zmp}, y_{zmp}, 0]^T$ 이고, 모멘트의 합은 $M_p = [0, 0, M_z]^T$ 이다. 따라서 ZMP에 대한 성분을 정리하면 식 (19)와 같다.

$$x_{zmp} = \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) x_i - \sum_i m_i (\ddot{x}_i + g_x) z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) - \sum_j f_{zj}} - \frac{\sum_j T_{yj} + \sum_j M_{yj} + \sum_j (s_{zj} f_{xj} - s_{xj} f_{zj})}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) - \sum_j f_{zj}} \quad (19-a)$$

$$y_{zmp} = \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) y_i - \sum_i m_i (\ddot{y}_i + g_y) z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) - \sum_j f_{zj}} + \frac{\sum_j T_{xj} + \sum_j M_{xj} + \sum_j (s_{yj} f_{zj} - s_{zj} f_{yj})}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) - \sum_j f_{zj}} \quad (19-b)$$

외부에서 모멘트와 힘이 작용하지 않는다고 가정하면 ZMP에 대한 성분은 식 (20)과 같다.

$$x_{zmp} = \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) x_i - \sum_i m_i \ddot{x}_i z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z)} \quad (20-a)$$

$$y_{zmp} = \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) y_i - \sum_i m_i \ddot{y}_i z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z)} \quad (20-b)$$

3.2 ZMP를 이용한 전도하중

ZMP를 적용한 안정성 해석은 임의의 안정영역을 설정하고 ZMP가 설정된 영역을 벗어나면 불안정하고, 영역 내에 존재하면 안정성을 유지하게 된다. 안정영역은 작업 환경에서 외란 등을 고려하지 않은 영역으로 정의하고 외란 등을 고려한 안정영역은 유효 안정영역으로 정의한다.

유압굴삭기의 크레인 작업시 ZMP 이론에 의한 안정영역은 유압굴삭기가 지지되고 있는 하부체 바닥면이 된다. 작업 환경에서 발생하는 외란을 고려할 경우 유효 안정영역은 유압굴삭기 하부체 바닥면 내부로 한정된다.

2장에서 기술된 크레인 기능 유압굴삭기의 모델을 바탕으로 ZMP 이론을 적용하여 전도하중을 유도한다. 이때 ZMP의 성분은 유압굴삭기 전도 안정성 해석으로 선정하며 전도하중은 식 (21)과 같다^(5,10).

$$m_i = \frac{\sum_{i=1}^{10} m_i (\ddot{y}_{ig} + g) - \sum_{i=1}^{10} m_i x_{ig} \ddot{y}_{ig}}{x_{zmp} (\ddot{y}_{mg} + g) + x_{mg} \ddot{y}_{mg} - (\ddot{y}_{mg} + g) x_{mg}} - \frac{x_{zmp} \sum_{i=1}^{10} m_i (\ddot{y}_{ig} + g)}{x_{zmp} (\ddot{y}_{mg} + g) + x_{mg} \ddot{y}_{mg} - (\ddot{y}_{mg} + g) x_{mg}} \quad (21)$$

여기서 m_i 와 x_i, y_i 는 각 작업장치의 질량과 위치 좌표값을 나타내며, x_{mg} 와 y_{mg} 는 부하의 위치 좌표값을 나타내며, g 는 중력 가속도는 나타낸다.

3.3 인양하중 연산

붐 실린더는 유압굴삭기 본체의 지지점에서 인양하중과 작업장치의 하중을 지지하고 있다. 지지력을 고려하여 인양하중을 연산하기 위해서는 붐 조인트를 기준으로 모멘트 평형방정식을 적용한다. 따라서 인양하중을 나타내면 식 (22)와 같다.

$$W = \frac{F_b L_b - \sum_{i=3}^{10} m_i x_{ig}}{x_{mg}} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } F_b &= P_h A_h - P_r A_r \\ L_b &= l_{g1} \sin(\alpha) \end{aligned}$$

또한, P_h 는 붐 실린더의 헤드측 압력, P_r 는 붐 실린더의 로드측 압력, A_h 는 붐 실린더 헤드측 수압면적, A_r 는 붐 실린더 로드측 수압면적 등을 나타낸다.

4. 실차 시스템 구축 및 실험

4.1 시스템 구축

크레인 작업시 후에 걸리는 인양하중은 작업장치의 각 변위와 붐의 구동 실린더 헤드측 및 로드측 압력을 사용하여 연산하고 작업반경에 대한 전도하중은 작업장치의 각 변위를 사용하여 ZMP이론에 근거하여 도출한다. 운전석에 장착된 표시부에서는 작업반경과 작업높이, 전도하중과 인양하중, 전도율 등을 표시하도록 하였다⁽¹¹⁾.

Fig. 5는 전체 시스템과 하드웨어의 구성도를 나타내며 각 구성요소는 다음과 같다.

- ▶ 센서
 - 작업장치의 각 변위 센서, 붐 실린더의 압력센서
- ▶ Junction Box
 - Power supply, Analog-Digital 변환
- ▶ Controller 및 표시부
 - 데이터 수집 및 알고리즘 구현, 결과 표시

Fig. 6은 상기 크레인 기능을 수행하기 위한 구동부 및 표시부의 구성도를 도시하고 있다.

4.2 실차실험 결과

4.2.1 실차실험 방법

실차 실험을 다음과 같은 방법으로 실시하였다.

(1) 유압굴삭기의 초기 자세는 전도 발생이 용이한 측방으로 선정하였다. 유압굴삭기의 상부프레임을 측방으로 선회한 후 작업장치 끝단에 부하를 장착하고 작업장치를 동작시킨다. 이때 버켓은 최대한 굽힘 상태로 유지하며 붐과 암을 독립적으로 동작시킨다.

(2) 암 끝단의 컨트롤 로드부에 부하를 매달고 작업장치를 조작하여 유압굴삭기 하부체의 측방으로 안쪽에서 바깥쪽으로

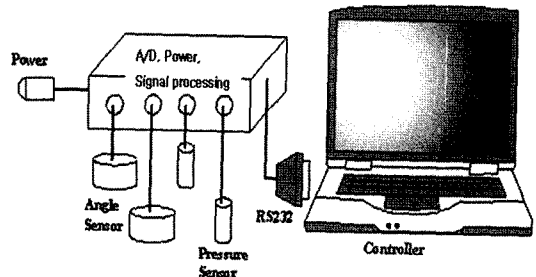


Fig. 6 Hardware system

로 이동하도록 하였다. 작업반경은 유압굴삭기 선회 중심에서 암 끝단까지로 선정하고 작업높이는 지면에서 암 끝단까지로 선정한다. 실험에서 작업높이는 1.8[m]로 일정하게 유지하도록 하였으며 작업반경의 최대 거리는 5.1[m]이다. 부하는 0.5[ton]과 1[ton]에 대하여 수행하였다.

(3) 실험 전 부하가 장착된 Joint의 작업반경, 작업높이를

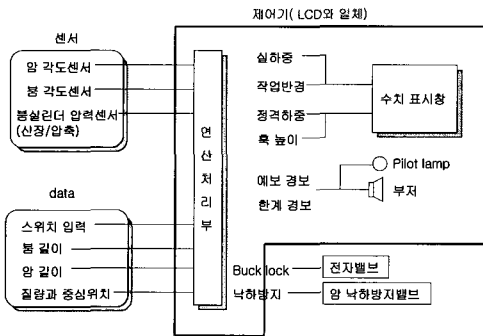


Fig. 7 Hardware system

Table 1 Parameters of hydraulic excavator

Para.	Value	Para.	Value
m_1	2378 [kg]	L_a	2.9 [m]
m_2	2274 [kg]	L_b	1.6 [m]
m_3	228 [kg]	L_k	0.85 [m]
m_4	112 [kg]	l_3	1.5 [m]
m_5	155 [kg]	l_4	0.5 [m]
m_6	53 [kg]	l_5	0.4 [m]
m_7	42 [kg]	l_6	0.7 [m]
m_8	31 [kg]	l_{61}	1.44 [m]
m_9	13 [kg]	l_{62}	0.36 [m]
m_{10}	17 [kg]	l_7	2.41 [m]
δ_3	18 [deg.]	l_8	0.9 [m]
δ_4	12 [deg.]	l_9	1.6 [m]
δ_5	39 [deg.]	l_{10}	1.8 [m]
δ_6	19 [deg.]	l_{11}	0.3 [m]
δ_7	16 [deg.]	X_{axis}	0.84 [m]
δ_8	25 [deg.]	Y_{axis}	1.2 [m]
δ_9	2 [deg.]	A	35.2[deg.]
δ_{10}	1 [deg.]		
δ_{11}	42 [deg.]		

데이터 시트에 기입하고 실험 소요 시간을 측정하여 기입하고, 데이터를 파일에 저장하도록 한다.

Table 1에는 유압굴삭기의 물성치들을 나타내고 있으며, Fig. 7은 실험에 대한 개요를 나타내고 있다. 여기서 L 은 부하의 이동 거리, H 는 크레인 작업 높이를 나타내며, 부하의 이동 방향은 안쪽에서 바깥쪽으로 하였다.

4.2.2 1차 부하(0.5톤) 시험 결과

Fig. 8은 작업 반경에 대한 인양하중과 전도하중을 나타내고 있다. 일점쇄선은 전도하중, 점선은 실제하중, 실선은 인양하중을 나타낸다. 전도하중은 암 끝단의 궤적을 기준으로 작업장치의 각변위를 도출하고 ZMP 이론을 적용하여 연산하였다. 이때 안정영역은 유압굴삭기의 하부면을 고려하여 $\pm 0.65[m]$ 로 설정하였다. 인양하중은 붐 실린더의 헤드측과 로드측의 압력을 근거로 하여 연산하였다. 인양하중이 실제하중과 차이가 존재하는 이유는 작업장치를 수동 조작에 의하여 작업높이를 일정하게 유지하며 작업반경을 증가시키는 것이 쉬운 조작이 아니었다. 작업반경이 증가될수록 작업높이는 감소하고 이에 의하여 인양하중은 실제하중보다 작은 값을 나타내고 있다. 실험 결과에 의하면 작업반경 내에서 인양하중은 전도하중을 벗어나지 않고 있으며, 전도는 발생되지 않았다.

Fig. 9는 전도하중에 대한 실제하중과 인양하중의 전도율을 나타내고 있다. 점선은 실제하중의 전도율, 실선은 인양하중의 전도율을 나타내고 있다. 실제하중의 전도율은 작업반경이 증가할수록 전도하중이 감소되므로 지속적으로 증가하고 있다. 그러나 붐 실린더 압력으로 연산되는 인양하중에 의한 전도율은 약 60[%]에서 정체되고 있다. 이는 인양하중이 작업반경 4[m] 이후에서는 감소되는 영향 때문이다. 전

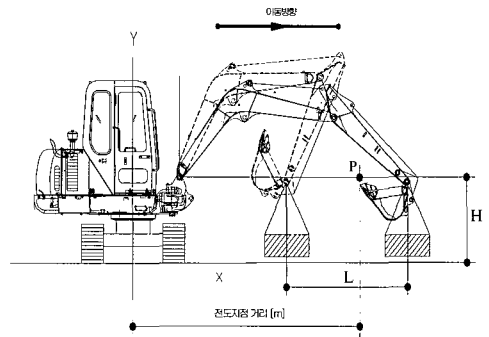


Fig. 8 The outline of test machine

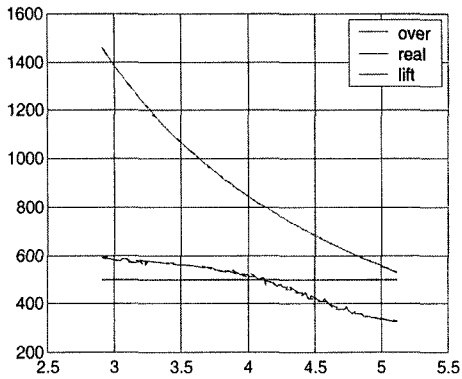


Fig. 9 Over and lift load capacity (Load 0.5[ton])

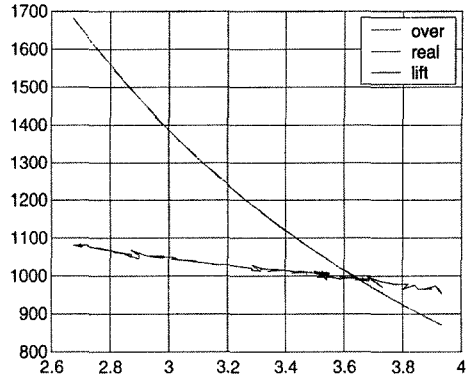


Fig. 11 Over and lift load capacity (Load 1[ton])

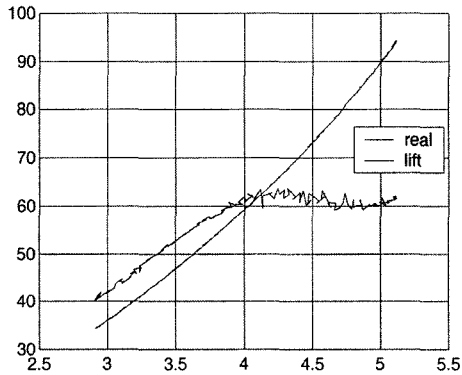


Fig. 10 Over rate (Load 0.5[ton])

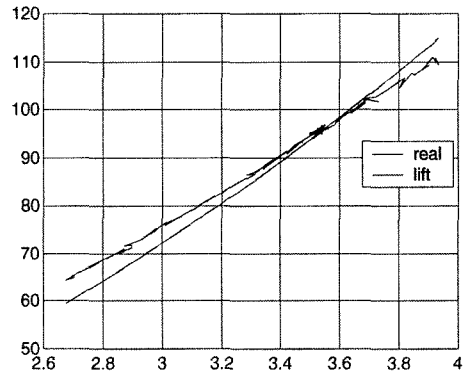


Fig. 12 Over rate (Load 1[ton])

도울을 통해 부하 0.5[ton]에서는 안정적으로 크레인 작업을 수행할 수 있음을 보여 준다. 실제 실험에서도 부하 0.5[ton]에서는 유압굴삭기 하부체의 지면 이탈 현상은 없었다.

4.2.3 2차 부하(1톤) 시험 결과

Fig. 10은 작업반경에 따른 인양하중과 전도하중을 나타내고 있다. 일점쇄선은 전도하중, 점선은 실제하중, 실선은 인양하중을 나타낸다. 인양하중은 봄 실린더의 헤드측과 로드측의 압력을 기초로 하여 연산되어지고 실제 부하는 1[ton]이다. 작업반경 3.6[m]에서 인양하중과 전도하중이 일치하고 작업반경이 증가할수록 인양하중은 전도하중보다 커지게 된다. 즉 작업반경 3.6 [m]에서 전도가 발생됨을 보여준다. 이것은 암 끝단 궤적에서의 전도 상황과 약 10[cm]의 오차가 발생된다.

Fig. 11은 전도하중에 대한 실제하중과 인양하중의 전도율을 나타내고 있다. 실제 하중에 의한 전도율과 인양하중에 의

한 전도율은 지속적으로 증가하고 있으며 작업반경 3.6[m]에서 전도율은 100[%]가 된다. 실제 실험에서도 운전자는 유압 굴삭기의 하부체가 지면을 이탈하는 현상을 확인할 수 있었다.

5. 결론

시뮬레이션의 결과를 토대로 상품화의 단계로 실차실험을 통한 결과 다음과 같은 결론을 확인하였다.

- (1) 크레인 기능 굴삭기 시스템에 정적인 상태의 모멘트 평형방정식을 적용하고 전도하중 연산 알고리즘의 회피방안으로 정적인 요소와 동적인 요소를 모두 포함할 수 있는 ZMP 이론의 적용이 가능함을 시뮬레이션^(5,10) 및 실차 시험⁽¹¹⁾을 통하여 확인할 수 있었다.
- (2) 현장 테스트에서는 유압 굴삭기의 크레인 작업의 정격

하중의 기준은 굴삭기의 측방으로 하며 5톤 굴삭기에 대하여 최대 정격하중은 0.9[ton]임을 확인하였다.

- (3) 전도 안정성 판별 알고리즘을 적용한 실차 실험에서는 암 끝단부에 부하 0.5[ton]을 매달고 이동시키면 최대 작업반경 내에서 안정 상태를 유지할 수 있었으나 부하 1[ton]에서는 작업반경의 70[%] 내에서만 안정 상태를 유지 할 수 있었고 부하의 동적 요소가 전도 안정성에 미치는 영향을 시각적으로 확인할 수 있었다. 또한 전도 하중에 의한 전도 발생 예상지점 근처에서 실제 굴삭기 차체가 지면에서 이탈되는 현상을 확인할 수 있었다.

이상과 같이 5톤급 유압 굴삭기를 대상으로 시뮬레이션 및 실험 결과 신기능의 상품화 가능성을 확인하였고 향후 상품화 개발을 추진할 예정이다.

후 기

본 연구는 울산대학교 2004년 교비 및 현대중공업 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- (1) Japan Industrial Press, 1999, 2001, *Construction Machinery and Equipment*.
- (2) Choi, J. H., Um, H., Lim, T. H., Kim, S. S., Yang, S. Y., Lee, B. R. and Ahn, K. K., 2003, "A Study on Stability of Excavator using ZMP," *Proc. of KSMTE Conference*, pp. 86~92.
- (3) Sugano, S., Huang, Q. and Kato, I., 1993, "Stability Criteria in Controlling Mobile Robotics Systems," *Proc. of the 1993 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 832~838.
- (4) Sorao, K., Murakami, T. and Ohnishi, K. 1997, "A Unified Approach to ZMP and Gravity center Control in Biped Dynamics Stable Walking," *IEEE/ASME International Conference*, pp. 112~117.
- (5) Um, H., CHoi, J. H., Kim, S. S., Yang, S. Y. and Lee, J. K., 2004, "A Study on Reversal Stability of Hydraulic Excavator for Crane Work," *KSMTE*, Vol. 13, No. 4.
- (6) Yoshimura, T. and Etokoro, K., 1992, "A Simulation Study of Leveling Control by Hydraulic Shovels," *JSME*, Vol. 58, No. 554.
- (7) John, J. Craig, *Introduction to Robotics Mechanics and Control second edition*, Addison-Wesley, 1992.
- (8) Kang, C. G. and Kwon, I. S., 1994, *Robot Dynamics and Control*, Hijungdang.
- (9) Seo, W. S., 2002, *Trajectory Control of Field Robot Using Adaptive Control*, University of Ulsan.
- (10) Yang, S. Y., Ahn, K. K., Kim, S. S., Choi, J. H., Lim, T. H. and Son, K. Y., 2003, *Development of Intelligent Hydraulic Excavator using Crane Function*, 1st report.
- (11) Yang, S. Y., Kim, S. S., Choi, J. H., Lim, T. H. and Kim, Y. S., 2004, *Development of Intelligent Hydraulic Excavator using Crane Function*, 2nd report.