

휠로더 지바 링크지의 핀포인트 위치 최적설계 Optimal design of pin-point position of wheel loader Z-bar linkage

*한용희¹, #김종원¹

*Y. H. Han¹, #J. W. Kim(jongkim@snu.ac.kr)¹

¹서울대학교 기계항공공학부 건설설계 연구실

Key words :Wheel loader, Kinematic analysis, Dynamic analysis, Optimization,

1. 서론

대표적인 프론트 링크지 메커니즘인 지바(Z-bar) 메커니즘은 붐(boom) 상승에 따른 버킷(bucket)의 각도변화가 심하여 토사와 같은 작업물이 흘러내린다. 또한 붐 상승 시 버킷 실린더(bucket cylinder)에 부가되는 반력이 증가하여 붐 상승 후 자세에서 굴삭력이 감소한다. 이때 설계변수인 핀포인트의 위치는 버킷의 각도변화 뿐만 아니라 실린더에 부가되는 반력을 결정하기 때문에 버킷의 각도변화와 버킷실린더의 반력을 최소화 할 수 있는 핀포인트 위치를 도출하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 휠로더 지바 메커니즘의 기구학 해석을 수행하여 각도변화를 도출하고 동역학 해석을 수행하여 버킷실린더의 반력을 도출한다. 이를 토대로 최적화를 수행하여 각도변화와 버킷실린더 반력을 최소화하는 최적의 핀포인트 위치를 도출해 내어 최적화 결과를 검증하여 본다.

2. 기구학 해석을 통한 버킷의 각도변화 도출

각각의 핀포인트 위치를 부터 P₉까지 명칭을 부여하였고 P₁, P₂, P₄는 고정되어있다. P_i는 i번째 핀포인트의 위치를 나타하며 P_{i,x}는 P_i의 x축 좌표를 P_{i,y}는 P_i의 y축 좌표를 나타낸다. 또한 L_{i,j}는 P_i와 P_j사이의 거리를 나타낸다

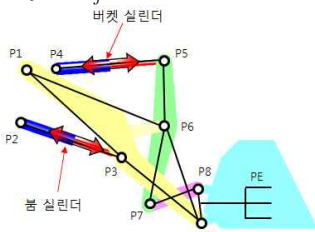


Fig. 1 Schematic diagram of z-bar linkage.

Fig. 1의 도식적 형상에 대하여 기구학 해석을 수행하여 붐실린더의 길이(x)와 버킷실린더 길이(y)에 각 핀포인트의 위치를 도출하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 &= \arccos\left(\frac{p_{1,y} - p_{2,y}}{L_{1,2}}\right) + \arccos\left(\frac{(L_{1,2})^2 + x^2 - (L_{1,3})^2}{2xL_{1,2}}\right) \\
 p_3 &= \begin{bmatrix} p_{2,x} + x \sin(\pi - \alpha_1) \\ p_{2,y} - x \cos(\pi - \alpha_1) \end{bmatrix} \\
 \alpha_2 &= \arcsin\left(\frac{p_{1,y} - p_{3,y}}{L_{1,3}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{1,3})^2 + (L_{3,6})^2 - (L_{1,6})^2}{2L_{1,3}L_{3,6}}\right) \\
 p_6 &= \begin{bmatrix} p_{3,x} + L_{3,6} \cos(\alpha_2) \\ p_{3,y} + L_{3,6} \sin(\alpha_2) \end{bmatrix} \\
 \alpha_3 &= \arccos\left(\frac{p_{1,y} - p_{6,y}}{L_{1,6}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{1,6})^2 + (L_{1,9})^2 - (L_{6,9})^2}{2L_{1,6}L_{1,9}}\right) \\
 p_9 &= \begin{bmatrix} p_{1,x} + L_{1,9} \sin(\alpha_3) \\ p_{1,y} - L_{1,9} \cos(\alpha_3) \end{bmatrix} \\
 \alpha_4 &= \arcsin\left(\frac{p_{4,y} - p_{6,y}}{L_{4,6}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{4,6})^2 + (L_{5,6})^2 - y^2}{2L_{4,6}L_{5,6}}\right) \\
 p_5 &= \begin{bmatrix} p_{6,x} + L_{5,6} \cos(\alpha_4) \\ p_{6,y} + L_{5,6} \sin(\alpha_4) \end{bmatrix} \\
 \alpha_5 &= \arccos\left(\frac{p_{5,x} - p_{6,x}}{L_{5,6}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{5,7})^2 + (L_{5,6})^2 - (L_{6,7})^2}{2L_{5,7}L_{5,6}}\right) \\
 p_7 &= \begin{bmatrix} p_{5,x} - L_{5,7} \cos(\alpha_5) \\ p_{5,y} - L_{5,7} \sin(\alpha_5) \end{bmatrix} \\
 \alpha_6 &= \arccos\left(\frac{p_{7,y} - p_{9,y}}{L_{7,9}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{7,8})^2 + (L_{7,9})^2 - (L_{8,9})^2}{2L_{7,8}L_{7,9}}\right) \\
 p_8 &= \begin{bmatrix} p_{7,x} + L_{7,8} \cos(\alpha_6) \\ p_{7,y} + L_{7,8} \sin(\alpha_6) \end{bmatrix} \\
 \alpha_7 &= \arccos\left(\frac{p_{8,y} - p_{9,y}}{L_{8,9}}\right) - \arccos\left(\frac{(L_{8,9})^2 + (L_{E9})^2 - (L_{E8})^2}{2L_{8,9}L_{E,9}}\right) \\
 p_E &= \begin{bmatrix} p_{9,x} + L_{E9} \cos(\alpha_7) \\ p_{9,y} + L_{E9} \sin(\alpha_7) \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

따라서 버킷의 각도변화 ψ 는 다음과 같다.

$$\psi = \arccos\left(\frac{p_{8,x} - p_{9,x}}{L_{8,9}}\right) - \arccos\left(\frac{(p_{8,x})_{ground} - (p_{9,x})_{ground}}{L_{8,9}}\right)$$

3. 동역학 해석을 통한 버킷 실린더의 반력 도출

버킷실린더 반력에 영향을 주는 링크들을 분리하여 뉴턴 오일러 방정식을 통하여 반력을 도출한다. 이때 링크들의 무게는 버킷의 무게(버킷의 자중

+작업하중)에 비해 매우 작으므로 무시하였다.

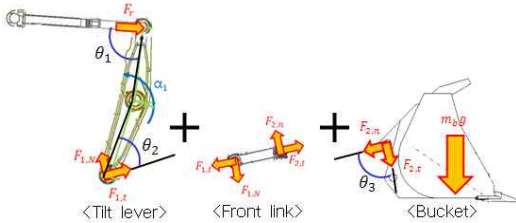


Fig. 2 newton-euler equation of z-bar linkage

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\alpha}_1 &= -F_r L_1 \sin(\theta_1) + F_{1,t} L_2 \sin(\theta_2) - F_{1,n} L_2 \cos(\theta_2) \\
 0 &= F_{2,t} \sin(\theta_{link2}) + F_{2,n} \cos(\theta_{link2}) - F_{1,n} \cos(\theta_{link2}) \\
 &\quad - F_{1,t} \sin(\theta_{link2}) \\
 0 &= F_{2,t} \cos(\theta_{link2}) - F_{2,n} \sin(\theta_{link2}) + F_{1,n} \sin(\theta_{link2}) \\
 &\quad - F_{1,t} \cos(\theta_{link2}) \\
 I_b \alpha_b &= -m_b g L_4 + F_{2,t} L_3 \sin(\theta_3) - F_{2,n} L_3 \cos(\theta_3)
 \end{aligned}$$

따라서 버킷실린더의 반력 F_r 은

$$\frac{1}{L_{5,6} \sin(\theta_1)} \left(\frac{I_b \alpha_b + L_h m_b g}{L_{8,9} \cos(\theta_3) \tan(\theta_3)} L_{6,7} \sin(\theta_2) \right)$$

여기서 I_b 는 버킷의 질량 m_b 는 버킷의 inertia, I_1 는 Tilt lever의 inertia, α_b 는 버킷의 각가속도, α_1 는 Tilt lever의 각가속도, L_h 는 P9와 버킷의 무게중심까지의 수평거리를 나타낸다.

4. 최적화 방법론

단순히 전사적으로 해를 찾는 exhaustive search method를 그대로 적용한다면 탐색해야할 경우의 수가 기하급수적으로 증가한다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 가지치기 방식의 exhaustive search method를 사용하였다.

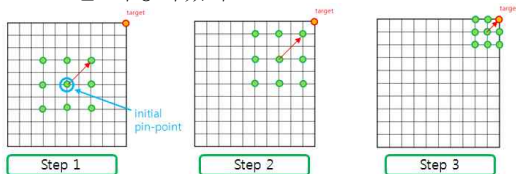


Fig. 3 Optimization method applying exhaustive search method

Fig 3.에서 보듯이 처음단계 에서는 초기 핀포인트 위치를 중심으로 주위 9개의 핀포인트 위치에 대하여 탐색하고, 그 중 목표함수를 최소화 하는 핀포인트 위치를 선정한다. 그 후 선정된 위치를 중심으로 다시 9개의 핀포인트 위치에 대하여 탐색한다. 이때 최적화 탐색 반경은 1/2씩 줄여가면서

탐색을 한다.

5. 최적화 수행 결과

앞선 이론해석과 최적화 방법론을 토대로 중형 휠로더에 대하여 적용하여 보았다. 이때 버킷의 각도변화와 버킷실린더 반력의 가중치는 1:1로 선정하였다. 그 결과 버킷의 각도변화는 Fig. 3에서 보듯이 16°에서 10.4°로 34.7% 향상되었으며 버킷실린더의 반력은 Fig. 4에서 보듯이 140995N에서 132165N으로 10.3% 향상되었음을 확인하였다.

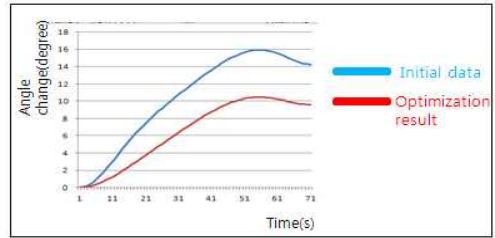


Fig. 4 Optimization result for angle change of bucket

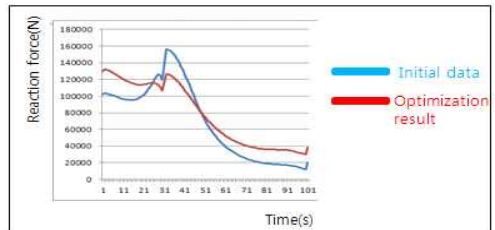


Fig. 5 Optimization result for reaction force of bucket cylinder

6. 결론

본 논문에서는 버킷의 각도변화와 버킷실린더의 반력을 최소화 하는 핀포인트의 선정을 위한 최적설계 방법론을 제시하였다. 또한 최적화 방법론을 중형 휠로더에 적용하여 그 성능이 향상되었음을 검증하였다.

후기

이 논문은 2012 년도 두산인프라코어의 지원을 받아 수행된 연구임

참고문헌

1. Kihan Shin "Optimal design of wheel loader front linkage for minimizing power consumption,"