

GA를 이용한 제한된 설치환경 하에서의 소나 투하 및 인양 장비의 최적화

박성학^a, 정원지^{a*}, 김효곤^b, 최종갑^a

Optimization for Drop and Lift of the SONAR Under the Limited Installment Space Using the GA

Seong-Hak Park^a, Won-Jee Chung^{a*}, Hyo-Gon Kim^b, Jong-Kap Choi^a^a School of Mechatronics, Changwon National University,
20, changwondaehak-ro, Ulchang-gu, Changwon, Gyeongnam-do, 51139, Korea
^b Field Robotics R&D division, Korea Institute of Robot and Convergence,
39, Jigok-ro, Nam-gu, Pohang, Gyeongbuk-do, 37666, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	20	June	2016
Revised	12	September	2016
Accepted	7	October	2016

Keywords:

Genetic algorithm (GA)
Parallelogram linkage
Range of motion (ROM)
Optimization
Overboarding mechanism

ABSTRACT

Cranes are generally used to drop or lift equipment or materials. The present study focuses on equipment used for dropping and lifting the sonar system for undersea exploration. This study deals with a GA-based MATLAB[®] simulation for the design optimization of a new overboarding prototype with a two degree-of-freedom mechanism, including a parallelogram link, which is efficient in sonar system operation and maintenance. First, the strengths and weaknesses of the existing overboarding mechanisms are analyzed. The new mechanism to solve these problems is then suggested. For the proposed mechanism, the GA-based MATLAB[®] simulation technique is applied to the proposed mechanism to optimize the link lengths and the actuator lengths. By doing this, the mechanism cannot interfere in the hull's internal environment. Hence, the work range of motion (ROM) is satisfied, and good torque-angle properties are obtained. The developed technology will be helpful in calculating the maximized output torque of the actuator for the application in practice using a similar type of the proposed mechanism.

1. 서론

일반적으로 어떠한 장비나 재료들을 들어 올리거나 싣기 위해 크레인을 사용한다. 고층 건물을 건축할 때나 조선소에서 선박을 제조할 때, 컨테이너를 싣기 위한 크레인, 수중 탐사 로봇 등의 수중 투하/인양을 위한 크레인 등 다양한 용도로 크레인이 사용되고 있으며, 본 논문에서는 수중 탐사를 위한 SONAR 시스템의 투하/인양 장비에 대한 연구를 하고자 한다.

2차 세계대전 이후 대잠수함 작전 수행을 위한 수상함의 소나에 대한 재검토가 시작되었고, 지난 20여 년 동안 저주파 능동/수동 소나에 대한 연구/개발이 계속되고 있다. 잠수함은 높은 은닉성을 바탕으로 수상함에 접근하여 공격을 시도하고, 심해에서 활동 시 음파가 전달되지 않는 음영구역(shadow zone)을 이용하여 수상함에 접근한다. 이를 대처하기 위해 수상함의 소나는 선체 고정형 소나가 아닌 능동/수동형 심도 가변 소나로 음영구역에서 활동하는 잠수함을 포착하기 위해 연구/개발 중이고, 1982년 영국의

* Corresponding author. Tel.: +82-55-213-3624

Fax: +82-10-55-263-5221

E-mail address: wjchung@changwon.ac.kr (Won Jee Chung).

British Aerospace사에서 ATAS (active towed array sonar) 개발의 착수를 시작으로 독일, 프랑스, 미국 등에서 연구/개발이 진행 중이다^[1].

SONAR 시스템은 Fig. 1과 같이 transmitter towed body의 깊이를 조절하는 transmitter towing cable과 음파를 측정하는 receiving array, 음파를 변환하는 transmitter towed body, receiving array와 transmitter towed body를 연결하는 array cable로 구성되어 있다^[1]. 길이가 1,000 m 이상 되는 케이블들과 transmitter towed body 등으로 구성되어 있기 때문에 수상함에서 심해로 투하/인양할 수 있는 장비의 개발이 필요하며, SONAR system의 개발과 함께 진행되고 있다. SONAR 시스템의 투하/인양 장치는 transmitter towing cable을 감는 윈치와 rope tail, receiving array, array cable을 감는 윈치, transmitter towed body를 투하/인양 하는 overboarding unit으로 구성되어 있다. 특히 transmitter towed body의 경우는 음파를 이용하기 위한 특성상 복합재료로 만들어져 있기 때문에 충격에 약하여 윈치를 이용하여 투하/인양할 수 없으며 그렇기 때문에 overboarding unit를 이용하여 투하/인양 작업을 진행한다.

현재 SONAR 시스템에 대한 연구가 이루어지면서 이에 따라 overboarding unit도 제한된 환경에 맞는 다양한 메커니즘이 개발되어왔다. 하지만 기존 overboarding unit는 선체 외부에 설치해야 하며 다수의 액추에이터를 사용하고 구조가 복잡하여 운용 및 유지 보수가 어려운 한계가 있다. 본 논문에서는 MATLAB®의 GA(genetic algorithm) 방식의 최적화를 이용하여 운용 및 유지 보수에 효율적인 새로운 overboarding unit 메커니즘을 제안한다. 먼저 2장에서 현재 개발되어 있는 overboarding unit의 장단점을 분석하고, 3장에서 이를 개선할 수 있는 새로운 메커니즘으로 평행 사변형을 이용한 메커니즘을 제안한다. 4장에서는 제안한 메커니즘이 선체 내부 환경에 간섭이 없고 작업 ROM(range of motion)을 만족시키면서 좋은 토크-각도 특성을 갖도록 링크 길이 및 액추에이터 길이를 MATLAB®을 이용하여 GA 방식의 최적화하는 방법에 대해 다룬다.

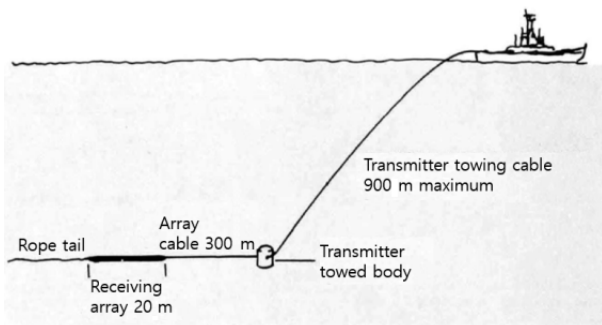


Fig. 1 Structure of SONAR system ^[1]

2. Overboarding Unit

Fig. 2는 overboarding unit가 설치될 선박의 실내공간을 표현하였다. 실내 공간은 4 m(width)×6 m(depth)×2.2 m(height)이며 선체 바닥에서 해수면까지 높이는 1.8m이다. 현재 개발되어 있는 대표적인 overboarding unit로는 ACTAS^[2]와 CAPTAS^[3], ALOFTS^[4]의 overboarding unit를 들 수 있으며 제한된 공간에 설치하는 것을 기준으로 장단점을 분석하였다.

먼저 ACTAS^[2]장비는 1 link type으로 되어 있어 링크 구조물을 구동하는데 하나의 액추에이터만 사용하여 액추에이터 파워팩과 제어해야 되는 수가 적다는 장점이 있으며, 4절 링크를 이용하여 구조물이 180° 이내에서 작동할 수 있도록 하여 특이점이 발생하지 않는다. 실외에 설치되어 있어 높이 제한이 없지만 선박의 종류에 따라 해수면까지 높이가 높아질 수 있어서 하나의 링크만을 이용하여 해수면까지 내리기 위해서 링크의 길이가 길어져야 된다는 단점이 있다. 또한 소나 장비가 선박 안쪽으로 들어오지 않기 때문에 towed body에 cable을 연결하는 작업을 할 때 위험성이 있다.

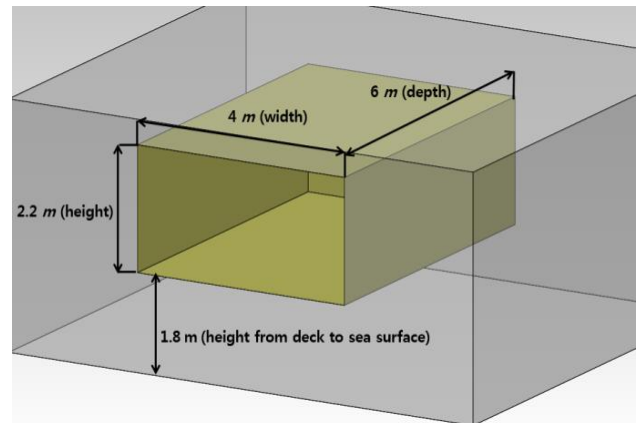


Fig. 2 Installation space of the overboarding unit

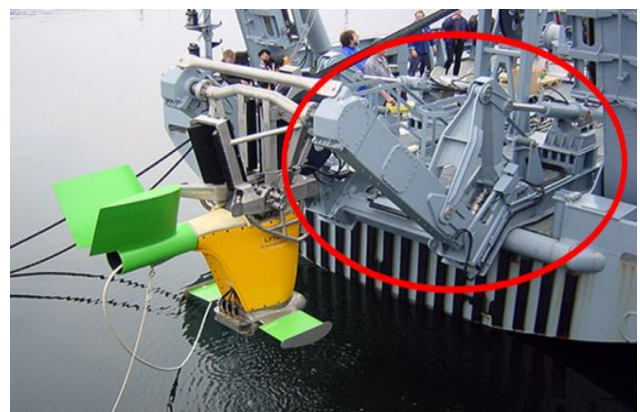


Fig. 3 Overboarding unit of ACTAS^[2]

CAPTAS^[3]장비는 1 link+sliding unit로 구성되어 있다. sliding unit는 Fig. 4와 같이 선박 안쪽으로 링크 구조물이 들어갈 수 있게 추가되어 있어 towed body에 cable을 연결하는 작업을 선박 안쪽에서 안전하게 할 수 있다. 또한 실내에 설치되어 있지만 링크 구조물을 구동하는데 액추에이터가 지렛대 원리로 적용되기 때문에 높이에 대한 제한이 없고, 링크 구조물의 동작 각도가 90°이내여서 특이점에 대한 문제가 없다는 장점이 있다. 하지만 해수면까지 닿기 위해 링크의 길이가 길어져야 된다는 단점이 있으며 액추에이터 외에 sliding unit의 제어도 필요하기 때문에 ACTAS장비에 비해 제어의 수가 많아진다는 단점이 있다.

ALOFTS^[4]장비는 2 link type으로 ACTAS장비의 링크 길이가 길어져야 된다는 단점을 보완한 장비이다. 실내공간에 설치 시 천장 높이 제한의 해결을 위해 하나로 되어있던 링크를 한번 꺾어



Fig. 4 Overboarding unit of CAPTAS^[3]

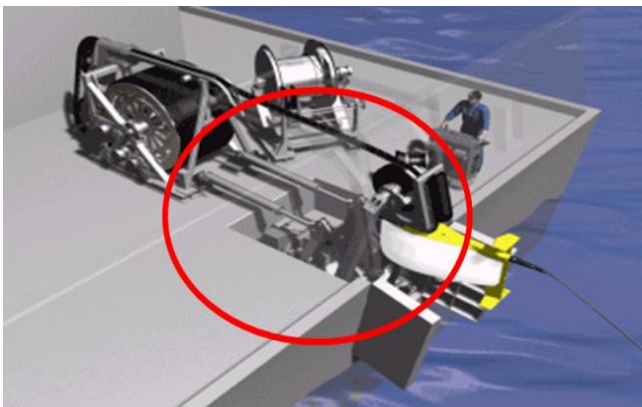


Fig. 5 Overboarding unit of ALOFTS^[4]

Table 1 Analysis of existing overboarding units

	ACTAS	CAPTAS	ALOFTS
Installation location	outside of stern	inside of stern	inside of stern
Operating mechanism	1 link	1 link + Sliding	2 link
ROM	within 180°	within 90°	over 180°

2 link type으로 만든 방식으로 높이 제한에 자유롭다는 장점이 있다. 하지만 towed body 인양 시 선체 실내공간으로 완전히 넣기 위해 두 번째 링크를 뒤쪽으로 충분히 넣어야 실내공간 안으로 수납이 가능하며, 완전 수납을 위해 두 번째 링크가 만족해야 하는 ROM이 커져야 한다. ROM이 너무 커지면 특이점이 발생하여 완전 수납이 불가능하다는 단점이 있다. 또한 2 link type으로 사용하게 되면 해수면까지의 높이를 만족하지 못해 선체 바닥을 파는 등의 선박 개조가 필요하다는 단점이 있다.

3. 평행사변형 링크를 이용한 새로운 메커니즘

선체의 구조 변경 없이 선체 실내공간에 설치할 수 있고, 소나 장비의 towed body를 실내 공간 안으로 완전히 수납이 가능한 overboarding mechanism을 개발하면 소나 장비의 운용 및 유지관리의 효율성을 크게 개선할 수 있다. 본 논문에서는 이러한 이점을 가진 메커니즘을 Fig. 6과 같이 제안한다.

제안하는 overboarding mechanism은 평행사변형 메커니즘을 이용한 장비로 towed body를 투하/인양 작업 시 선체 내부 천장(2.2 m)과의 간섭이 없고 최대한 towed body를 해수면까지(1.8 m) 내릴 수 있는 구조로 되어 있다. 2개의 액추에이터를 이용하여 구동하는 방식이다. 기존의 2개의 액추에이터를 이용하는 방식(ALOFTS 장비)의 단점을 보완하기 위해 평행사변형 메커니즘이 고안되었고, 2번째 링크가 뒤로 넘어가야 되는 방식이 아닌 서브 액추에이터를 신장하여 2번째 링크(서브링크)가 메인링크와 교차하여 안쪽으로 들어오도록 설계하여 towed body의 완전한 수납이 가능하도록 하였다.

Fig. 7은 서브링크가 메인링크와 교차되는 모습을 표현하였으며, 평행사변형 메커니즘의 동작 방법을 표현하였다. 메인링크를 90°로 세웠을 때 서브링크의 액추에이터를 신장하여 교차하는 방법이다. Fig. 7에서 점선으로 표현되어 있는 링크가 교차하기 전의 모습

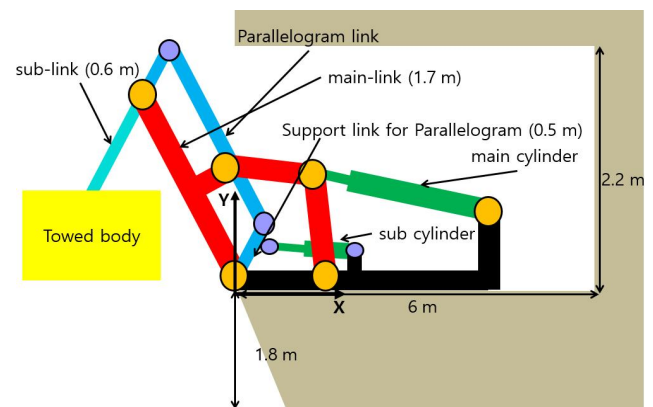


Fig. 6 Simple model of new overboarding mechanism

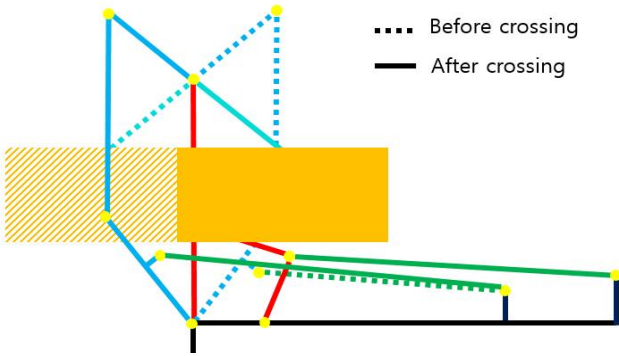


Fig. 7 Configuration of mechanism in which parallelogram link and main link intersect at 90°

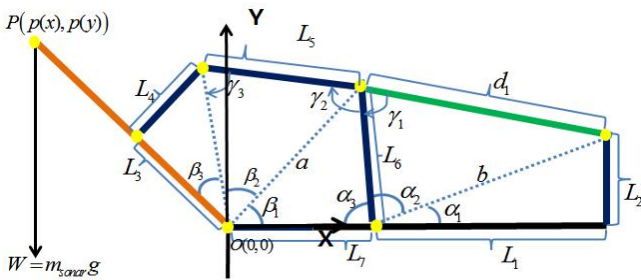


Fig. 8 Schematic drawing and kinematic parameters of main link

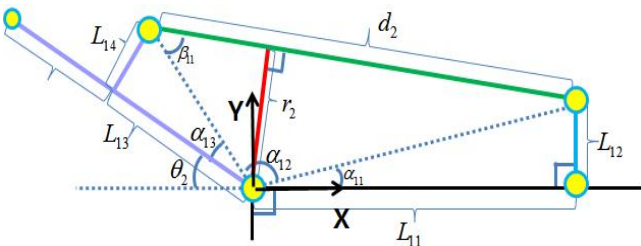


Fig. 9 Schematic drawing and kinematic parameters of parallelogram link

이며, 실선으로 표현되어 있는 링크가 교차한 후의 모습이다. 서브 액추에이터가 연결되어 있는 평행 보조링크의 길이를 0.5 m로 설정하였고, 천장과의 높이 2.2 m를 만족하기 위해 메인링크 길이를 1.7 m로 설정하였다 (메인링크를 수직으로 세웠을 때, 천장 높이 (2.2 m)에서 평행 보조링크(0.5 m)를 빼면 1.7 m이다). 또한 towed body의 높이가 1.1 m라면 서브링크의 길이는 0.6 m로 설정할 수 있다 (서브링크의 길이 = 메인링크 길이(1.7 m) - towed body 높이(1.1 m)).

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 메인링크와 평행사변형 메커니즘의 기구학적 분석을 위한 일반화 그림이다. 여기서 $L_1 \sim L_7$ 은 메인링크 및 4절 링크를 나타내며 $L_{11} \sim L_{14}$ 는 평행사변형 메커니즘의 링크를 나타내었다. 그리고 d_1, d_2 는 각각 메인링크와 서브링크의 액추에이터 로드 길이를 표현한 것이며, 4장에서 최적화를 진행할 때 액추에이터 로드 길이의 최소 길이인 d_1 에서 최대 신장 길이인 $2d_1$ 까지,

d_2 에서 $2d_2$ 까지 움직이면서 그에 따라 메커니즘이 움직이기 위해 필요하다.

3.1 메인링크 기구학적 분석

Fig. 8에서 d_1 값의 길이 변화에 따른 메인링크 각도 θ_1 은 다음 식 (1)로 표현된다.

$$\theta_1 = 270^\circ - \beta_1 - \beta_2 - \beta_3 \quad (1)$$

$$\text{여기서, } \beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{a^2 + L_7^2 - L_6^2}{2aL_7} \right)$$

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{a^2 + L_3^2 + L_4^2 - L_5^2}{2a\sqrt{L_3^2 + L_4^2}} \right)$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{L_4}{L_3} \right)$$

$$\text{여기서, } a = \sqrt{L_6^2 + L_7^2 - 2(L_6L_7)\cos\alpha_3}$$

$$\alpha_3 = 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{L_2}{L_1} \right)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{L_1^2 + L_2^2 + L_6^2 - d_1^2}{2L_6\sqrt{L_1^2 + L_2^2}} \right)$$

액추에이터 로드암에 대한 토크암은 식 (3)으로 표현되며, 최적화의 목적함수로 토크암을 크게 하는 값을 찾기 위해 사용된다. 액추에이터의 출력 토크는 다음 식 (2)와 같이 구할 수 있는데, 큰 토크암을 낼 수 있는 메커니즘을 이용하면 큰 출력 토크를 구할 수 있기에 토크암을 크게 하는 값을 찾게 목적함수를 설정하였다.

$$\tau_1 = W \cdot r_1 \quad (2)$$

여기서, W 는 towed body의 무게를 나타낸다.

$$r_1 = \frac{c \sin\gamma_1 \sin\gamma_3}{\sin\gamma_2} \quad (3)$$

$$\text{여기서, } \gamma_1 = \cos^{-1} \left(\frac{d_1^2 + L_6^2 - L_1^2 - L_2^2}{2d_1L_6} \right)$$

$$\gamma_2 = 360^\circ - \alpha_3 - \beta_1 - \beta_2 - \gamma_3$$

$$\gamma_3 = \cos^{-1} \left(\frac{L_3^2 + L_4^2 + L_5^2 - a^2}{L_5\sqrt{L_3^2 + L_4^2}} \right)$$

Towed body 설치 위치 $P(p(x), p(y))$ 는 다음 식 (4)로 구할 수 있으며 1.7은 메인링크의 길이에 해당하며 천장과의 높이를 만족하기 위해 설정한 값이다.

$$\begin{aligned} p(x) &= -1.7 \cos \theta_1 \\ p(y) &= 1.7 \sin \theta_1 \end{aligned} \quad (4)$$

3.2 평행링크 기구학적 분석

Fig. 9에서 d_2 값의 길이 변화에 따른 메인링크 각도 θ_2 은 다음 식 (5)로 표현된다.

$$\theta_2 = 180^\circ - \alpha_{11} - \alpha_{12} - \alpha_{13} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \alpha_{11} &= \tan^{-1} \left(\frac{L_{12}}{L_{11}} \right) \\ \alpha_{13} &= \tan^{-1} \left(\frac{L_{14}}{L_{13}} \right) \\ \alpha_{12} &= \cos^{-1} \left(\frac{L_{11}^2 + L_{12}^2 + L_{13}^2 + L_{14}^2 - d_2^2}{2 \sqrt{L_{11}^2 + L_{12}^2} \sqrt{L_{13}^2 + L_{14}^2}} \right) \end{aligned}$$

여기서, $L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}, d_2$ 는 Fig. 9에 표시되어 있다. 액추에이터 로드암에 대한 토크암은 식 (6)과 같다. 메인링크와 마찬가지로 큰 토크암을 찾는 값을 찾기 위해 식 (6)을 이용하여 목적함수를 설정하였다.

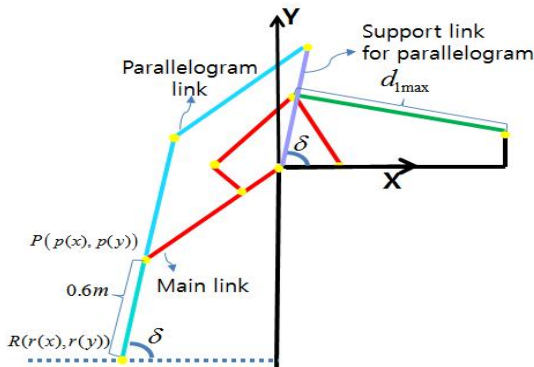


Fig. 10 The angle of parallelogram link when the equipment is sent down to the sea level

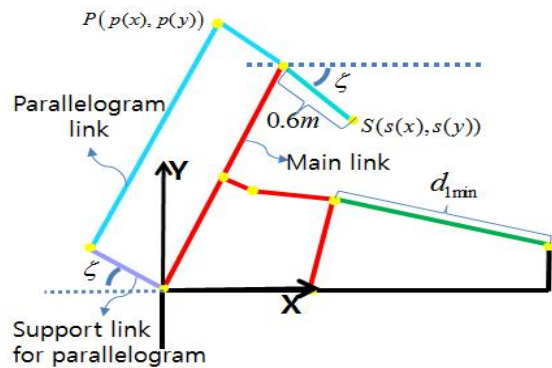


Fig. 11 The angle of parallelogram link when the equipment is sent into the hull

$$r_2 = (\sqrt{L_{13}^2 + L_{14}^2}) \sin \beta_{11} \quad (6)$$

$$\text{여기서, } \beta_{11} = \cos^{-1} \left(\frac{L_{13}^2 + L_{14}^2 - d_2^2 - L_{11}^2 - L_{12}^2}{2d_2 \sqrt{L_{13}^2 + L_{14}^2}} \right)$$

Fig. 10과 Fig. 11은 평행링크가 만족해야 되는 각도이다. Fig. 10은 d_{1max} 일 때(해수면으로 내렸을 때) 평행 보조링크 각도 δ 를 나타낸 그림이고, d_{1min} 일 때(선박 안으로 넣었을 때) 평행 보조링크 각도 ζ 는 Fig. 11에 표현하였다. 평행 보조링크는 평행링크의 위치를 결정한다. 평행 보조링크 각도의 크기는 메인링크 위치에 따라 설치환경 제한조건을 만족하기 위해 메인링크 길이 최적화하면서 동시에 찾으려 하였다. δ 를 구하기 위해 $R(r(x), r(y))$ 는 식 (7)과 같이 표현하였고, ζ 를 구하기 위한 $S(s(x), s(y))$ 는 식 (8)과 같이 표현하였다. 식에서 0.6은 서브링크의 길이이며 메인링크와의 길이를 맞추기 위해 설정한 값이다.

$$\begin{aligned} r(x) &= p(x) - 0.6 \cos \delta \\ r(y) &= p(y) - 0.6 \sin \delta \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} s(x) &= p(x) + 0.6 \cos \zeta \\ s(y) &= p(y) - 0.6 \sin \zeta \end{aligned} \quad (8)$$

4. 제안하는 메커니즘의 GA 최적화

4.1 메인링크 최적화

제안한 메커니즘이 선체 내부 환경에 간섭이 없고 작업 ROM (range of motion)을 만족시키면서 좋은 토크-각도 특성을 갖도록 링크길이($L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, \delta, \zeta$) 및 액추에이터 길이(d_1)를 최적화해야 한다. 링크 구조물의 설계변수는 다음과 같다.

$$V = [L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, \delta, \zeta, S_1] \quad (9)$$

여기서, S 는 액추에이터의 스트로크의 값을 나타낸다. Towed body의 하중에 따른 부하 토크가 최대가 되는 지점은 식 (4)에서 x 의 절대값이 최대가 되는 지점이다. 이때 액추에이터의 토크암(r_1)을 식 (10)과 같이 목적함수로 두어 요구 부하 토크가 최대가 될 때 액추에이터가 출력하는 토크가 최대화되게 유도하였다.

$$f = r_1 [L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, \delta, \zeta, d_1] \quad (10)$$

여기서, $d_1 = d_1 (\max|x|)$.

여기서, $d_1 (\max|x|)$ 은 x 의 절대값이 최대일 때 d_1 의 값을 의미한다. d 는 S (액추에이터의 스트로크 길이)에 대한 함수이다. 특히 d 의 최소값(d_{min})과 최대값(d_{max})은 식 (11)로 표현된다. 또한 Cb 는

액추에이터에서 스트로크 길이에 포함되지 않는 기본값으로 이 연구에서는 0.3 m로 설정하였다.

$$\begin{aligned} d_{\min} &= S + Cb \\ d_{\max} &= 2S + Cb \end{aligned} \quad (11)$$

선체 간섭이 없고 요구 작업을 만족시키기 위해 식 (12)~(16)과 같이 최적화의 constraint function을 정의하였다. 이때 천장까지 높이는 2.2 m로, 해수면까지의 높이는 1.8 m로 설정하고, towed body의 크기 (X×Y)는 (2.0 m×1.1 m)로 설정하였다. 구체적인 constraint function으로 towed body가 해수면까지 도달하기 위한 constraint function은 다음 식 (12)와 같다.

$$C_{eq} = r(y) = -1.8 \quad (12)$$

여기서, $d_1 = d_{1\max}$.

Towed body 인양 시 선박 안으로 충분히 넣기 위한 등식의 constrain function은 식 (13)과 같다.

$$C_{eq} = s(x) = 1.1 \quad (13)$$

여기서, $d_1 = d_{1\min}$.

Towed body 인양 시 선박 바닥에 놓기 위한 등식의 constraint function은 식 (14)와 같다.

$$C_{eq} = s(y) = 1.1 \quad (14)$$

여기서, $d_1 = d_{1\min}$.

Towed body를 투하하였을 때 선박에 닿지 않기 위한 부등식의 constraint function은 식 (15)와 같다.

$$C_{ieq} = r(x) < -1.1 \quad (15)$$

여기서, $d_1 = d_{1\max}$.

마지막 조건으로 towed body를 투하하였을 때 메인링크가 선박에 닿지 않기 위한 부등식의 constraint function은 식 (16)과 같다.

$$C_{ieq} = p(x) < 0 \quad (16)$$

여기서, $d_1 = d_{1\min}$.

MATLAB[®]의 GA 방식⁵⁾을 이용하여 식 (10)에 주어진 10개의 설계변수를 최적화하였다. GA 방식을 이용하면 기존의 시작점에 의존하여 최적의 답을 찾는 방법⁶⁾에 비해 global optimum 값을 찾을 가능성이 높다⁷⁾. GA의 여러 가지 방법 중 elitecount를 이용하는 방법으로 elitecount를 200으로, population-size를 5000으로 설정하고 최적화를 진행하였으며 elitecount 및

Table 2 Optimal design variables of main-link using GA

Design variables	Optimal value
L_1 (m)	1.83
L_2 (m)	0.46
L_3 (m)	0.31
L_4 (m)	0.17
L_5 (m)	0.69
L_6 (m)	0.63
L_7 (m)	0.39
δ (rad)	1.18 (67°)
ζ (rad)	0.84 (48°)
S_1 (m)	0.96

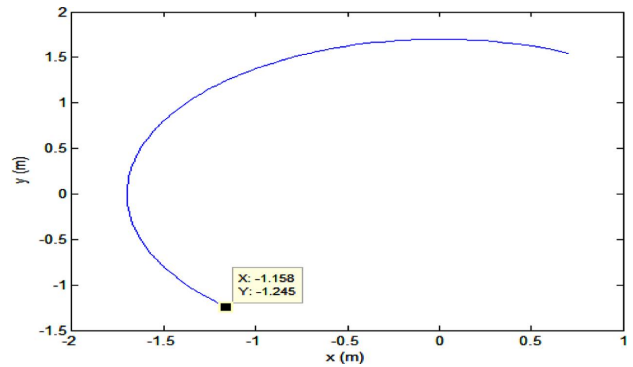


Fig. 12 Position changes of $R(r(x), r(y))$ point

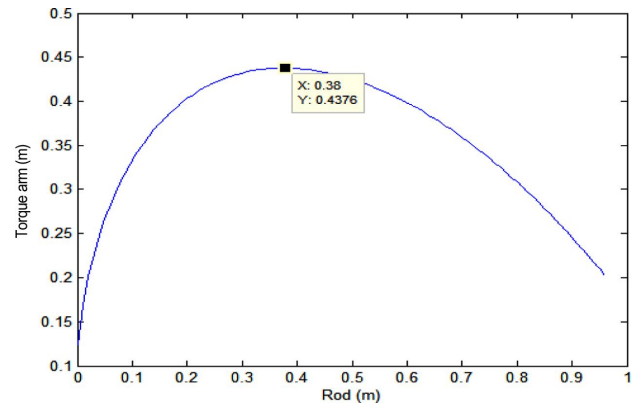


Fig. 13 Torque arm (r) according to actuator length (d)

population-size의 수를 늘리면 시간이 오래 걸리나 좀 더 정확한 결과값을 볼 수 있었다. 또한 elitecount를 이용하다 보니 최적화 과정에서 선정되는 elitecount에 따라 제한조건을 만족하지 않는 결과가 나오기도 하였다. 따라서 Solidworks[®]를 이용한 2D 스케치로 액추에이터 로드길이 변화에 따라 메커니즘이 제대로 동작하는지 확인한 뒤 제한조건을 만족하는 결과를 선정하였다. GA를 이용하여 얻은 최적화된 설계변수의 값은 Table 2과 같다. Table 2의 결과 값을 식 (3), (4), (7), (8)에 적용하여 그 결과를 Fig.

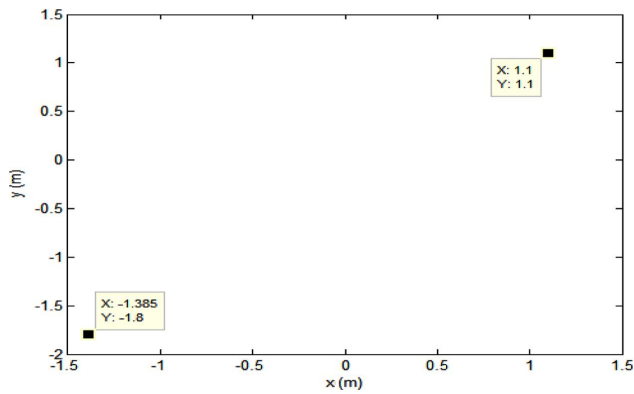


Fig. 14 End point of the mechanism

12~Fig. 14의 그래프로 나타내었다. Fig. 12는 메인링크의 End-Point인 $P(p(x),p(y))$ 의 식 (3)에 적용하였을 때 $P(p(x),p(y))$ 의 위치 변화를 나타낸다. d_{1max} 일 때 $p(x)$ 의 값이 -1.7 m로 식 (16)을 만족하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 13은 로드암에 대한 토크암을 표현하였으며 최대 토크암이 0.45 m인 것을 확인할 수 있다. Fig. 14는 towed body의 투하 및 인양 시 평행링크의 End-Point를 나타낸다. 해수면으로 투하 시 End-Point인 $R(r(x),r(y))$ 의 식 (7)에 적용하였을 때 y 값은 -1.8 m로 식 (12)를 만족하며, x 값은 -1.385 m로 식 (15)를 만족한다. 인양 시 End-Point인 $S(s(x),s(y))$ 의 식 (8)에 적용하였을 때 x 값은 1.1 m로 식 (13)을 만족하며, y 값은 1.1 m로 식 (14)를 만족하는 것을 확인하였다.

4.2 평행링크 최적화

평행링크 동작 범위($\delta-\zeta$) 안에서 동작할 수 있는 최적화된 링크 길이($L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}$) 및 액추에이터 로드길이(d_2)의 값을 최적화로 구한다. 링크 구조물의 설계변수는 다음과 같다.

$$V = [L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}, S_2] \quad (17)$$

링크 구조물을 제일 폼을 때(d_{2max}) 가장 큰 토크가 발생하며, 이때의 토크암(r_2)을 최대화하게 유도하도록 식 (18)과 같이 목적함수를 두었다.

$$f = r_2 [L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}, d_2] \quad (18)$$

여기서, $d_2 = d_{2max}$.

평행링크가 각도 δ 를 만족하기 위한 등식의 constraint function은 식 (19)와 같다.

$$C_{eq} = \theta_2(1) = \pi - \delta = \pi - 1.18(rad) = \pi - 67^\circ = 113^\circ \quad (19)$$

여기서, $d_2 = d_{2min}$.

Table 3 Optimal design variables of parallelogram-link using GA

Design variables	Optimal value
L_{11} (m)	1.49
L_{12} (m)	0.23
L_{13} (m)	0.49
L_{14} (m)	0.21
S_2 (m)	0.7

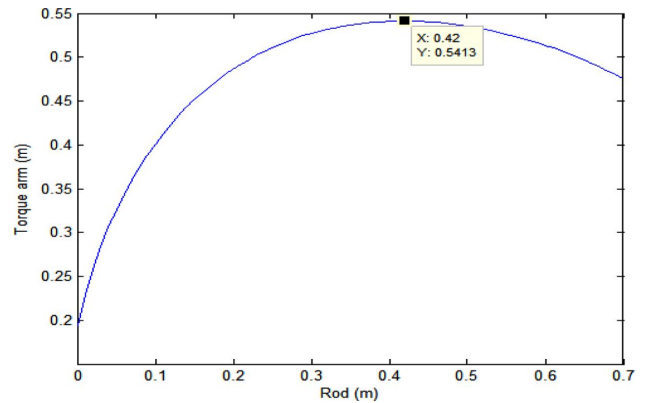


Fig. 15 Torque arm (r) according to actuator length (d)

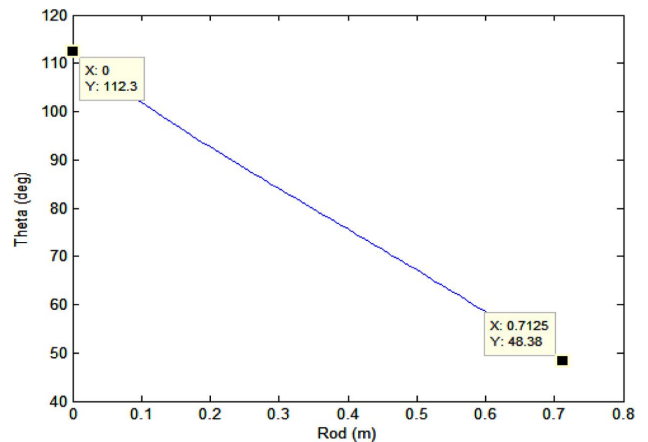


Fig. 16 Angle of parallelogram link according to actuator length (d)

평행링크가 각도 ζ 를 만족하기 위한 등식의 constraint function은 식 (20)과 같다.

$$C_{eq} = \theta_2(end) = \zeta = 0.84(rad) = 48^\circ \quad (20)$$

여기서, $d_2 = d_{2max}$.

MATLAB[®]의 GA 방식을 이용하여 식 (18)에 주어진 5개의 설계변수를 최적화하였다. 평행링크 최적화의 경우 설계변수가 적어 elitecount를 150으로, population-size를 2000으로 메인링크 보다 작은 값으로 설정하고 최적화를 진행하였다. GA를 이용

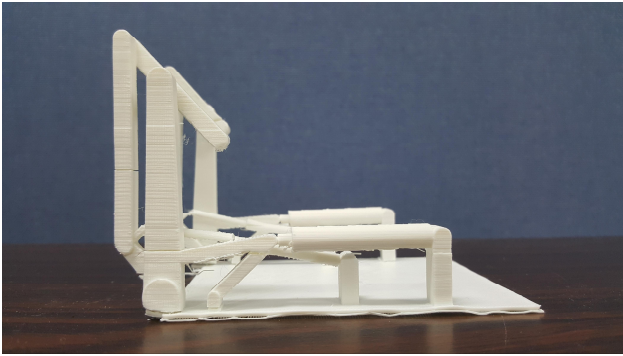


Fig. 17 The scale model of parallelogram link mechanism

하여 얻은 최적화된 설계변수의 값은 Table 3과 같다. Fig. 15는 액추에이터 로드암에 대한 실린더 토크암을 나타내었으며, Fig. 16은 평행링크가 만족해야 되는 각도를 나타내었다. d_{2min} 일 때 약 113° 로 식 (19)를 만족하며, d_{2max} 일 때 약 48° 로 식 (20)을 만족하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 17은 메커니즘의 동작을 확인하기 위해 10:1 비율로 축소 모형을 제작하였고, 액추에이터의 움직임에 메커니즘이 구동되는 것을 확인하였다.

5. 결론

본 논문에서 제한적인 환경에서 효율적인 메커니즘 개발을 위해 다음 절차를 통해 최적화를 수행하였다.

- (1) 기존 장비를 설치 환경 및 작업 ROM 등의 장단점을 분석
- (2) 분석을 바탕으로 효율적인 메커니즘 제안
- (3) 설치환경(4 m(width)×6 m(depth)×2.2 m(height))에 간섭이 없으며 작업 ROM을 만족시키는 좋은 토크-각도 특성을 갖도록 링크 길이 및 액추에이터 길이를 GA를 이용하여 최적화 진행.

최적화를 적용하였을 때 해수면 높이(1.8 m) 및 천장과의 높이(2.2 m) 제한을 만족하였으며 선박 안으로 충분히 들어올 수 있다. 제안한 메커니즘 적용 시, 작업자의 안전과 작업 효율에서 큰 이점이 있을 것으로 기대되며 GA를 통한 해결방법은 제안한 메커니즘 뿐만 아니라 실제 운용되는 장비에 대해서도 제한환경을 만족할 수 있도록 적용이 가능할 것이다.

References

- [1] Kim, U. H., 1995, Performance Characteristics with Valve Plate Shapes in Swash Plate Type Oil Piston Pumps, A Thesis for a Doctorate, Chonbuk National University, Republic of Korea.
- [2] Naval Open Source INTelligence, viewed 6 Dec. 2014, ACTAS Sonar System for the Indian Navy, <<http://nosint.blogspot.kr/2014/12/actas-sonar-systems-for-indian-navy.html>>.
- [3] Naval Analyses, n.d., viewed 6 Jan. 2015, Bergamini class (FREMM) frigate of the Italian Navy, <<http://navalanalyses.blogspot.kr/2014/08/bergamini-class-fremm-frigates-of.html>>.
- [4] ODIM Spectrum, n.d., viewed 22 Feb. 2015, ODIM Spectrem Ltd. achieves ISO 9001-200 registration, <<http://www.odimspectrum.com/news.html>>.
- [5] MathWorks, n.d., viewed 5 Mar. 2015, Global Optimization Toolbox, <<http://kr.mathworks.com/help/gads/performing-a-genetic-algorithm-optimization.html>>.
- [6] MathWorks, n.d., viewed 5 Mar. 2015, Global Optimization Toolbox, <<http://kr.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html>>.
- [7] Kim, H. G., Park, S. D., 2014, Design of a novel knee joint for an exoskeleton with good energy efficiency for load-carrying augmentation, Journal of Mechanical Science and Technology 28, 4361-4367.
- [8] THALES, n.d., viewed 15 Jan. 2015, CATPAS-4 Variable depth sonar, <<https://www.thalesgroup.com/en/worldwide/defence/captas-4-variable-depth-sonar>>.
- [9] Attaway, S., 2013, MATLAB: A practical introduction to programming and problem solving, Butterworth-Heinemann, USA.
- [10] ATLAS ELEKTRONIK., n.d, viewed 5 Jan. 2015, ACTAS Active Towed Array Sonar, <<https://www.atlas-elektronik.com/what-we-do/anti-submarine-warfare/actas/>>.
- [11] Im, S. b., Kim, G. H., Jeong, S. H., 2009, A study on design of double-parallelogram linkage with virtual center mechanism, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 399-403.
- [12] Han, S. Y., Choi, S. M., 2003, Structural optimization using micro-genetic algorithm, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 9-14.
- [13] Chung, W. J., Kim, J. L., Kim, J. H., Hong, D. S., Kang, H. S., Kim, D. S., 2005, Optimization of expanding velocity for a high-speed tube expander using a genetic algorithm with a neural network, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 14:2 27-32.