

6000톤급 자율운항선박을 위한 자동계류장치 설계 및 구조 최적화에 대한 연구

A Study on the Design and Structure Optimization of an Automatic Mooring System for a 6000 ton Class Autonomous Ship

김 남 건¹ · 신 하 늘² · 김 태 균³ · 박 지 혁[†]

Namegeon Kim¹, Haneul Shin², Teagyun Kim³, Jihyuk Park[†]

Abstract: This paper presents the design for the kinematic structure of a system for an automatically moored 6000 ton autonomous ship in a port, and the process and results of optimal design for the link cross-sectional shape. We propose an automatic mooring system with a PPP type serial manipulator structure capable of linear motion in the XYZ axis. The mooring force applied by the mooring system was derived with dynamics simulation tool “ADAMS”. The design goal is the minimization of the cross-sectional area of the link. Constrains include compressive stress and shear stress. The optimization problems were solved by using the sequential quadratic programming method implemented in the fmincon package. The shape of the cross section was assumed to be rectangle. Through future research, we plan to manufacture automatic mooring system for 6000ton class autonomous ship.

Keywords: Optimal Design, Automatic Mooring System, Structure Optimization, Sequential Quadratic Programming Method

1. 서 론

해양을 운항하는 6000 ton급 이상의 선박이 부두에 정박하기 위해 계류 로프를 기반으로 하는 계류 방법이 주로 이용되고 있다. 계류 로프를 사용하는 계류시스템을 [Fig. 1]과 같이 도식화하여 표현하였다. 헤드 라인과 선미 라인이라고 불리는 계류 로프가 선박이 부두를 떠나지 않도록 고정하는 역할을 하고, 스프링 라인이라고 불리는 계류 로프가 선박이 조류에 의해 선미 또는 선수 방향으로 떠내려가는 것을 방지하는 역

할을 한다. 이와 같이 기존의 계류 로프를 사용하는 방식은 계류 로프를 설치하기 위해 많은 인력과 시간이 소요됨은 물론 안전상의 문제가 발생할 가능성이 있다. 특히, 최근 자율항법 기술이 적용된 자율운항 선박의 필요성이 증가함에 따라 계류 방식도 자동화가 가능한 방식으로 변경될 필요가 있다.

자율운항선박이 무인화 개념으로 구현되는 시스템임을 고려했을 때, 계류 시스템은 계류작업을 로봇팔 등을 활용하여 자동화하는 방향으로 발전해나갈 것으로 예상된다.

로봇팔 기반의 계류장치를 개발하고 있는 기업으로는 스위스의 카보텍, 스웨덴의 트렐레보그, 영국의 Macgregor 등이 대표적이다. 카보텍의 MoorMaster 제품의 경우 진공흡착패드

Received : Sep. 1. 2022; Revised : Sep. 27. 2022; Accepted : Sep. 29. 2022

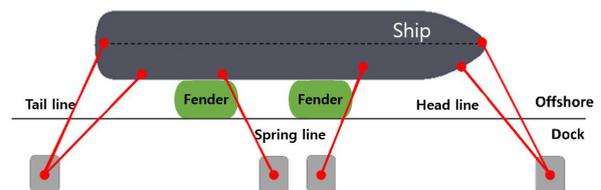
※ This research was a part of the project titled 'Development of Smart Port Autonomous Ships Linkage Technology', funded by the Ministry of Oceans and Fisheries, Korea

1. MS Student, Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongsan, Korea (ngkim363809@yu.ac.kr)

2. MS Student, Automotive Engineering, Yeungnam University, Gyeongsan, Korea (neul5648@ynu.ac.kr)

3. Assistant Professor, Co-Corresponding author: Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongsan, Korea (tgkim@yu.ac.kr)

† Assistant Professor, Corresponding author: Automotive Engineering, Yeungnam University, Gyeongsan, Korea (jihpark@yu.ac.kr)



[Fig. 1] Conventional mooring system using mooring rope

방식으로 선박과 로봇팔이 부착되며 능동 힘제어를 통해서 surge방향의 모션을 5 cm 이내로 감소시킬 수 있는 것으로 알려져 있다. Trelleborg사의 T40 제품도 진공 흡착 패드 방식으로 선박과 로봇팔이 부착되고, 특정 범위(threshold) 기준으로 힘제어를 적용하여 로봇 팔을 제어한다. Macgregor사의 Yara Birkeland 제품에는 자율주행 선박에 적용 가능한 자동계류 시스템이다. 7축의 로봇팔을 사용하여 계류 로프를 부두의 블라드에 감는 방식을 채택하였다. 로봇팔과 선박이 직접 도킹되는 시스템이 아니기 때문에 앞서 소개한 진공흡착패드 방식에 비해 계류 작업 시간이 오래 걸리는 경향이 있다.

본 논문에서 소개될 계류장치는 카보텍과 Trelleborg사와 같은 진공흡착패드 방식이다. 진공흡착패드 방식은 계류로프를 이용하지 않는 방식이라 배에 가해주어야 하는 계류력이 로프가 아닌 계류장치에 전해지게 된다. 때문에 계류장치가 계류력을 버틸 수 있는 구조를 만드는 것이 중요하다.

구조에 대한 최적화는 지난 20년간 널리 다루어졌고, Gill^[1]에 의해 다양한 문제를 다루기 위한 효과적인 방법이 개발되었다. 특히 치수문제는 Boisserie, Glowinski^[2]와 Fleury^[3], Abid^[4], Vanderplaats and Moses^[5]에 의해 연구되었다.

본 논문은 다음과 같이 구성된다. II장에서는 동역학 해석 프로그램 기반 계류 장치 필요 힘을 도출한다. III장에서는 도출된 필요 힘을 기반으로 하드웨어를 설계하고, IV장에서는 Matlab의 최적화 도구를 통해 링크 기구부의 단면에 대한 최적의 치수를 도출한다. 결론은 V절에서 이어진다.

2. 동역학 해석 프로그램 기반 설계 요구사항 분석

하드웨어 설계를 위해서는 계류조건을 파악하는 것이 중요하다. 계류조건을 연구하기 위해 Code_Aster^[6]와 같은 소프트웨어를 사용하거나, 자체적인 시뮬레이션 모델을 개발하여 계류상황에 대한 연구를 진행하기도 한다^[7-9]. 본 논문에서는 동역학 해석 프로그램 중 하나인 MSC사의 ADAMS를 사용하였다. 해상환경에서 선박의 움직임은 ADAMS상에서 구현하고, 계류장치가 가해주어야 하는 계류력을 도출했다. 해석하기 위해 사용된 Target ship의 상세사항은 [Table 1]에 정리되었다.

[Table 1] Detail of Target ship

Target Ship	Hanbada
Length O.A [m]	117.03
Length B.P [m]	104.78
Breadth [m]	17.801
Draft [m]	3
Displacement at 3m [ton]	2555.6587

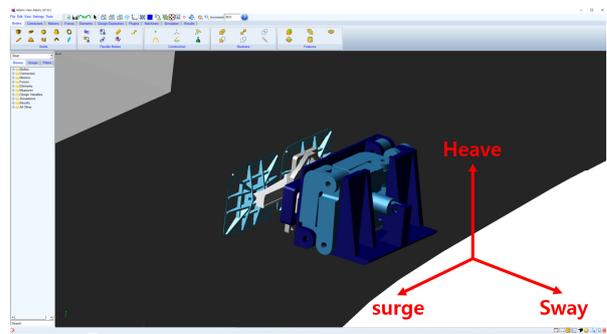
[Fig. 2]는 선박의 해상환경에서의 움직임과 계류장치를 ADAMS상에서 구현한 모습이다.

동역학 해석 프로그램을 통해 도출된 계류장치가 선박에 가하는 Sway방향과 Surge방향의 계류력은 [Fig. 3]과 [Fig. 4]에 표현하였다.

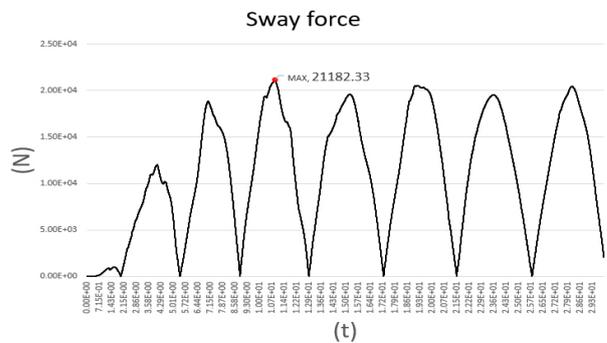
[Fig. 3]은 배가 계류장치에 Sway방향으로 들어오는 힘을 나타낸다. Sway방향에서 최대 힘이 21,182 N임을 알 수 있다.

[Fig. 4]에서 보이는 Surge force의 최대값은 17,885 N으로 Sway force의 최대값 21,182 N에 비해 약한 것을 확인할 수 있다.

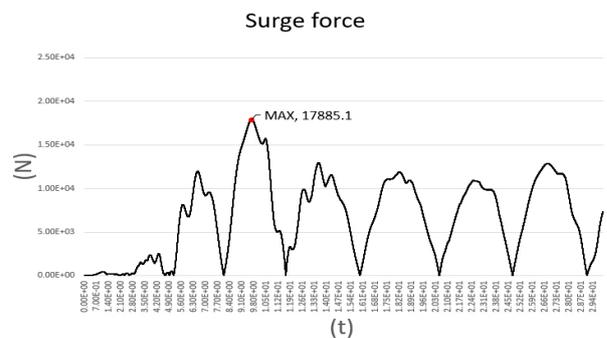
Heave방향의 경우, 계류장치가 별도의 위치제어를 하지 않으며 변위가 생길 경우, 일정한 압력으로 원점으로 돌아가려는 복원력을 갖도록 구현한다. 복구력은 30,000 N의 최대 힘이



[Fig. 2] Mooring system built on ADAMS simulator



[Fig. 3] Magnitude size of sway force



[Fig. 4] Magnitude size of surge force

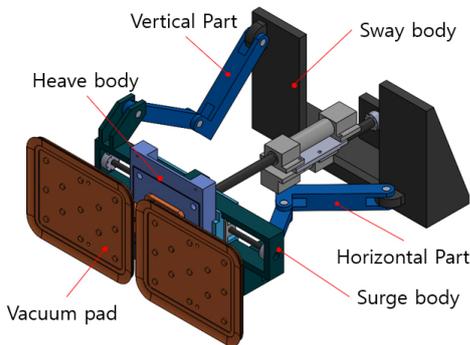
작용하는 것으로 가정한다.

이와 같이 동역학 해석 프로그램을 통해 도출된 Sway, Surge, Heave방향의 계류력을 기반으로 적합한 메커니즘을 설계하고, 주요 구조인 링크의 단면적에 대한 최적 설계를 수행한다.

3. 메커니즘 설계

계류장치는 sway 방향으로 들어오는 배를 안전하게 정박시키기 위해 항구에 설치되어 충격을 완화하고 배를 항구에서 떨어지지 않게 하는 장치이다.

본 논문에서는 [Fig. 5]와 같이 XYZ축 직선 운동이 가능한 PPP타입 직렬 매니플레이터 구조의 자동계류장치를 제안한다. 자동계류장치가 배를 제어하기 위해 계류장치 앞쪽에 배와 접촉하는 고무패드가 존재하고 이 패드는 배의 표면에 따라 일정 각도제한 안으로 움직임을 허용할 수 있다. 하지만 패드를 제외한 계류장치의 기구부는 Roll, Pitch, Yaw방향의 움직임이 발생하지 않도록 링크 구조의 기구부를 이용하여 고정한다. 결과적으로 기구부는 Surge, Sway, Heave에 대한 자유



[Fig. 5] Assembly modeling

[Table 2] Maximum displacement along direction

Direction	Maximum displacement
Surge	1,500 mm
Sway	1,000 mm (± 500 mm)
Heave	1,000 mm (± 500 mm)

[Table 3] Hardware model

Item	Description
Displacement sensor (cylinder for each axis)	Draw wire sensor WPS-1500 (Microepsilon)
Displacement sensor (Ship-Mooring Module)	DT1000
LM Guide	THK_HSR65
Load Cell	LSS-20/30R

도만을 가지고 이는 유압제어를 통해 구동된다.

링크 구조의 기구부는 2개의 link와 3개의 Revolute joint로 구성된다 [Fig. 5]과 같이 링크 구조의 기구부 방향을 직교하게 설치하여 Roll, Pitch, Yaw방향을 구속한다. Prismatic joint는 유압실린더로 구현되고 Sway방향 2개, Surge방향 2개, Heave방향으로 2개의 유압실린더가 사용된다.

같은 방향으로 놓인 2개의 실린더가 하나의 body를 구성하며 body는 Surge body, Sway body, Heave body로 총 3개가 존재한다. body안의 2개의 유압실린더(Prismatic joint)는 각각 +방향과 -방향 변위를 담당한다. 최대 변위값은 [Table 2]와 같다.

각 Surge, Sway, Heave방향으로 변위 센서 및 로드셀을 부착하여 위치와 힘에 대한 정보를 수집한다. 각 센서의 종류 및 스펙은 [Table 3]과 같다.

기구부는 Ground - Sway body - link - Surge body - Heave body - Ship순으로 구성된다. 여기서 ‘Sway body - link’ 부분은 Roll, Pitch, Yaw를 모두 구속하는 역할을 하며 무게와 부피를 가장 많이 차지한다. 따라서 Surge body - Heave body뒤에 Sway body - link가 오는 것은 무거운 부분이 지면으로부터 떨어진다는 점에서 불리하다. Surge body다음에 Heave body가 오는 것은 전체적인 기구의 높이가 높아지면서 구조적으로 모멘트가 커지는 것을 피하기 위함이다. 결과적으로 Heave방향 실린더는 Heave body와 패드부분만을 들어 올리게 설계된다. 이렇게 설계하면 실린더에 가해지는 힘을 최소화할 수 있다. 또한 가장 힘을 많이 받을 것이라고 예상되는 Sway방향 실린더의 마운트 위치도 지면과 가까워져서 Sway body를 경량화하기 유리하다.

전체적인 계류장치의 움직임은 [Fig. 6]에서 확인할 수 있다. Sway방향 유압실린더가 Sway body로부터 Surge body를 밀어내고, Surge방향 유압실린더가 surge body로부터 Heave body를 밀어낸다. 마지막으로 Heave방향 유압실린더가 Heave body로부터 Vacuum pad를 밀어내면서 계류된 배를 제어하게 된다.

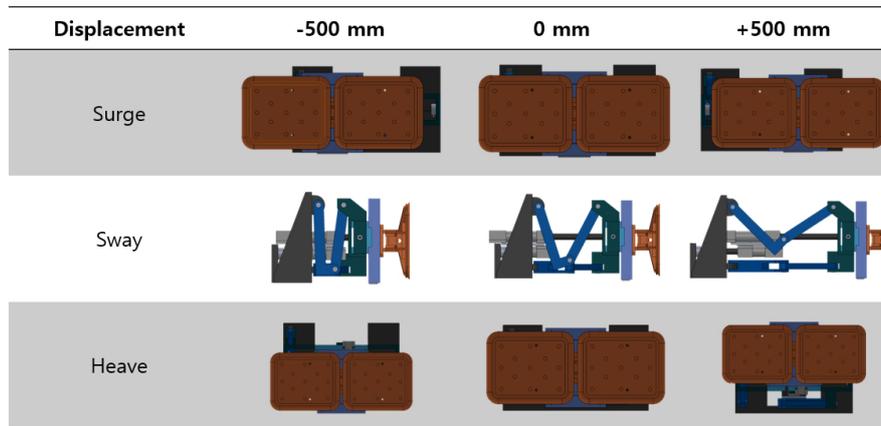
기구의 배치뿐만 아니라 기구 자체의 크기도 경량화에 많은 영향을 미친다. IV장에서는 링크 구조의 기구부의 직사각형 단면 형상을 최적화한다.

4. 설계 최적화

링크 단면에 대한 최적화를 진행하기 위해서 링크의 재질이 등방성이며 그 거동이 다음 관계식과 같이 주어진다고 가정한다.

$$\sigma(x, y) = E(x, z)\epsilon_x \quad (1)$$

$$\tau(x, z) = G(x, z)\gamma \quad (2)$$



[Fig. 6] mooring system displacement

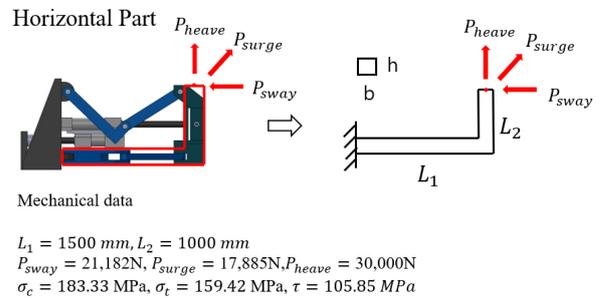
σ 는 축응력, τ 는 전단응력, E와 G는 각각 탄성계수와 전단 탄성계수를 나타낸다. 계류장치가 항만에 설치된다는 점 때문에 σ, τ, E, G 는 항만시설장비검사기준^[10]을 따른다. 항만시설 장비검사기준에서 강재의 허용응력 및 처짐기준은 허용인장 응력이 강재항복점의 1/1.5배, 허용압축응력은 허용인장응력의 1/1.15배, 인장응력이 발생하는 쪽에 대한 허용굽힘응력은 허용인장응력과 동일하고, 압축응력이 발생하는 쪽에 대한 허용굽힘응력은 허용인장응력의 1/1.15배, 허용전단응력은 허용인장응력의 $1/\sqrt{3}$ 배이다. 강재는 일반구조용 강재인 SS275을 사용한다. SS275의 항복응력은 275 MPa이기 때문에 항만시설장비검사기준에 따라 허용인장응력은 183.33 MPa, 허용압축응력은 159.42 MPa, 허용전단응력은 105.85 MPa이다.

링크 구조의 기구부는 Roll, Pitch방향 회전을 제한하는 Horizontal 기구부와 Yaw, Pitch방향 회전을 제한하는 Vertical 기구부 2개가 존재한다. Horizontal 기구부와 Vertical 기구부는 기구부 자체에 걸리는 응력이 다르므로 [Fig. 7], [Fig. 8]과 같이 2개를 나누어 최적화한다.

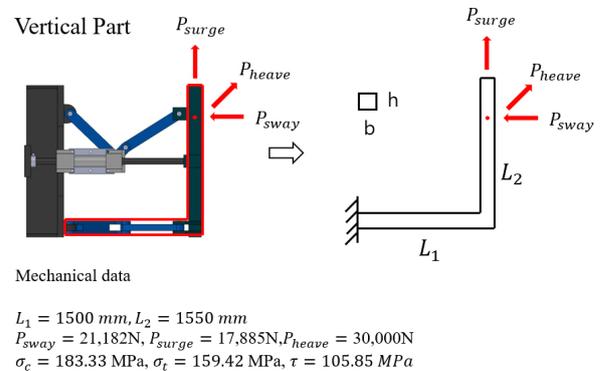
링크 구조 기구부에 걸리는 굽힘모멘트를 최대화하기 위해 힘을 받는 패드가 계류장치의 최대 변위에 위치한다고 가정하였다. 또한, 동역학 해석 시뮬레이션에서 도출된 최대 힘 $P_{surge}, P_{sway}, P_{heave}$ 을 적용하고, 반대방향에서 작용하는 실린더의 힘이 0인 상태를 만들어 링크 구조 기구부의 응력상황을 단순화한다. 링크 길이 L_1, L_2 는 최대 변위에 위치한 패드의 중심을 기준으로 정해졌다.

[Fig. 7], [Fig. 8]의 단순화된 상황에 맞추어 Objective Function와 Constrains을 설정한다. 최대응력지점은 보의 시작부분이다. Objective Function은 식 (3)과 같이 단면의 최소 넓이를 가지게 설정한다.

$$F = b \times h \quad (3)$$



[Fig. 7] Simplification of horizontal part



[Fig. 8] Simplification of vertical part

b는 너비, h는 높이를 나타낸다.

첫 번째 Constrain은 압축응력으로 설정하였다. 압축응력은 식 (4)과 같이 굽힘모멘트에서 발생하는 굽힘응력과 P_{sway} 에 의한 수직응력의 합으로 구해진다

$$g(1) = \frac{(\sigma_M + \sigma_{M2} + \sigma_{M3} + \sigma_{sway})}{\sigma_c} - 1.0 \quad (4)$$

$$\sigma_M = \frac{M_{surge} c_{surge}}{I_{surge}} \quad (5)$$

$$\sigma_{M2} = \frac{M_{sway}c_{sway}}{I_{sway}} \quad (6)$$

$$\sigma_{MB} = \frac{M_{heave}c_{heave}}{I_{heave}} \quad (7)$$

$$\sigma_{sway} = \frac{P_{sway}}{A} \quad (8)$$

$\sigma_{M1}, \sigma_{M2}, \sigma_{MB}$ 는 각각 $M_{surge}, M_{sway}, M_{heave}$ 에 대한 굽힘응력을 나타내고, σ_{sway} 는 P_{sway} 에 대한 압축응력을 나타낸다. c 는 도심에서의 거리, I 는 단면 이차 모멘트, A 는 링크 기구부의 단면 넓이, σ_c 는 허용압축응력(159.42 MPa)을 나타낸다.

두 번째 Constrain은 전단응력으로 설정하였다. 전단응력은 식 (9)와 같이 P_{surge} 와 P_{heave} 에 의해 발생하는 평균전단응력과 토크에 의한 최대전단응력의 합으로 구해진다.

$$g(2) = \frac{\tau_{surge} + \tau_{heave} + \tau_T}{\tau_a} - 1.0 \quad (9)$$

$$\tau_{surge} = \frac{V_{surge}}{A} \quad (10)$$

$$\tau_{heave} = \frac{V_{heave}}{A} \quad (11)$$

$$\tau_T = \frac{T}{abh^2} \quad (12)$$

V_{surge} 는 P_{surge} 에 의한 전단력, V_{heave} 는 P_{heave} 에 의한 전단력, τ_a 는 허용전단응력(105.85 MPa)를 나타낸다. T 는 토크를 의미한다. 토크 T 는 vertical part에서 P_{heave} 에 의해 구해지고, horizontal part에서 P_{surge} 에 의해 구해진다. 상수 a 는 0.231을 나타낸다.

너비 b 와 높이 h 의 upper bound와 lower bound에 대한 Constrain은 [Table 4]와 같이 0 mm에서 1000 mm로 설정한다.

위의 Constrains을 Matlab의 최적화 도구인 Optimize Live Editor Task를 사용하여 최적화하였다. x 의 초기값인 x_0 는 식 (13)과 같이 너비 200 mm, 높이 160 mm에서 시작한다.

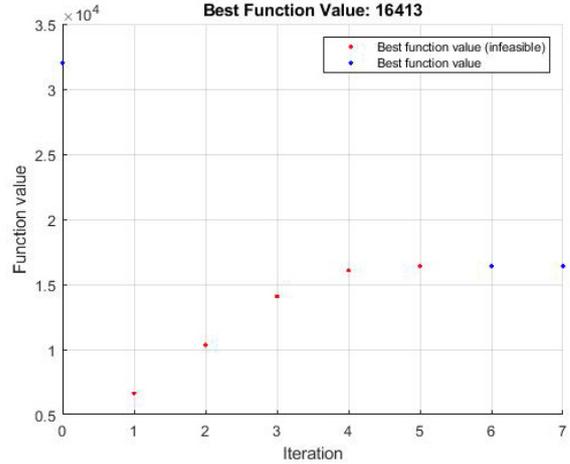
$$x_0 = [200, 160] \quad (13)$$

최적화 알고리즘은 Sequential quadratic programming method을 사용하였다.

Vertical 링크 기구부 기준으로 Optimize Live Editor Task를 사용한 결과는 식 (14)와 같이 결정되었다. 최적너비(b)는 약

[Table 4] Design parameter limit

Design parameter	Boundary
Width	$0 \leq b \leq 1000$
Height	$0 \leq h \leq 1000$



[Fig. 9] Evolution graph of objective function (vertical part)

138 mm, 최적높이(h)는 약 119 mm이다.

$$solution_1 = [137.74, 119.15] \quad (14)$$

[Fig. 9]를 통해 Objective Function이 발산하지 않고 최적의 값으로 수렴하는 것을 확인할 수 있다.

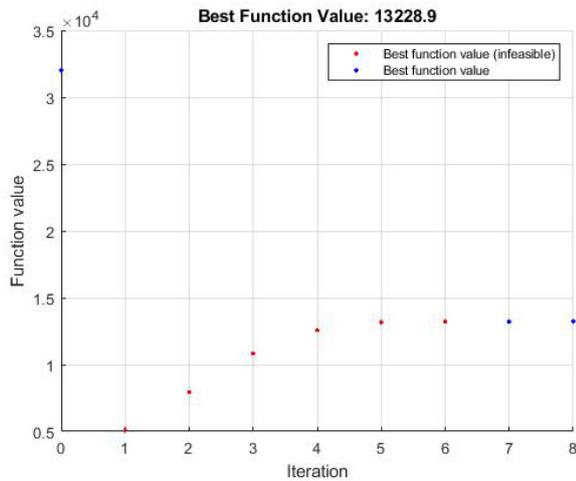
Horizontal 링크 기구부 기준으로 최적화 도구를 사용하였다. 결과는 식 (15)와 같이 결정되었다. 최적너비(b)는 약 138 mm, 최적높이(h)는 약 96 mm이다.

$$solution_2 = [137.76, 96.03] \quad (15)$$

[Fig. 10]에서 Horizontal 링크 기구부의 Objective Function 또한 발산하지 않고 수렴하는 것을 확인할 수 있다.

앞서 계산한 Vertical 링크 기구부와 Horizontal 링크 기구부의 최적화결과를 정리하면 [Table 5]와 같다.

[Table 5]를 보면 Vertical 링크 기구부의 넓이가 51.2%까지 감소하고, Horizontal 링크 기구부의 넓이가 41.3%까지 감소한다는 것을 알 수 있다. 넓이가 감소한 만큼 링크 기구부에 걸리는 전단응력은 각각 약 2.6배, 1.5배만큼 증가하지만, 무게는 초기 무게 767.1 kg, 628.8 kg에서 각각 393.4 kg, 317.1 kg까지 낮아진다. 결과적으로 최적화 과정을 통해 도출된 치수로 계류장치를 설계할 시 SS275 일반구조용 강재기준으로 685.4 kg이 절약될 것으로 예상된다.



[Fig. 10] Evolution graph of objective function (horizontal part)

[Table 5] Optimization result

	Vertical part	Horizontal part
Width [mm]	137.74	137.76
Height [mm]	119.15	96.03
Objective value [mm ²]	1.6413e+4	1.3229e+4
$\frac{\text{Objective value}}{\text{Initial value}} \times 100$ [%]	51.2	41.3

[Table 6] Constrains

Type	Constrains	Value
Vertical part	g1	5.551115123125783e-14
	g2	3.552713678800501e-14
Horizontal part	g1	9.577385551295947e-10
	g2	3.485915334167089e-09

[Table 6]을 보면 최적화를 하여 나온 결과값을 각각의 제한 조건에 대입하여 모든 Constrains가 0에 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 결과값은 제한조건에 맞추어 설정되었다는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문은 구조물의 형상을 최적화하기 위해 선박과 해양 상황에 적합한 계류장치 구조의 설계안을 제안한다. 해상환경에서 선박의 움직임을 ADAMS상에서 구현하고, 계류장치가 가해주어야 하는 계류력을 도출했다. Matlab의 Optimize Live Editor Task를 사용하여 Link의 치수를 최적화한다. Optimize Live Editor Task의 최적화방법은 Sequential Quadratic Programming Method를 사용하였다. Objective Function은 Link의 단면 넓이로 설정하여 계산하였다. 6000 ton급 이상의 선박이 부두에 정박될 때 계류장치가 사용하는 최대 힘은 Surge방향 21,182 N, sway방향 17,885 N, Heave방향 30,000 N이고,

그에 따른 계류장치 Link의 단면치수는 [137.10,120.28]과 [137.76,96.03]이다. 본 논문에서 나온 결과를 참고하여 미래에는 실제 자율운항선박을 위한 자동계류장치를 제작할 예정이다.

Acknowledgement

이 논문은 2022년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(스마트 항만-자율운항선박연계 기술개발).

References

- [1] P. E. Gill, W. Murray, and M. H. Wright, "Linear Constrains," *Practical Optimization*, Society for Industrial and Applied Mathematics, pp. 155-203, 2019, DOI: 10.1137/1.9781611975604.ch5.
- [2] M. Domaszewski, C. Knopf-Lenoir, J. L. Batoz, and G. Touzot, "Shape optimization and minimum weight limit design of arches," *Engineering Optimization*, vol. 11, no. 3-4, pp. 173-193, Jul, 1987, DOI: 10.1080/03052158708941044.
- [3] C. Fleury, "Automatic dimensioning of elastic structures," *Pascal Francis*, pp. 55-91, 1979, [Online], <https://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=PASCAL7930414367>, Accessed: Jun, 25, 2022.
- [4] S. Abid, "Thickness optimization of thin isotropic and composite structures in the presence of geometric nonlinearities," 1995, [Online], <https://www.theses.fr/1995COMP793>, Accessed: Jun, 20, 2022.
- [5] G. N. Vanderplaats and F. Moses, "Automated Design of Trusses for Optimum Geometry," *Journal of the Structural Division*, vol. 98, no. 3, pp. 671-690, Mar, 1972, DOI: 10.1061/jsdeag.0003181.
- [6] R. Antonutti, C. Peyrard, A. Incecik, D. Ingram, and L. Johanning, "Dynamic mooring simulation with Code_Aster with application to a floating wind turbine," *Ocean Engineering*, vol. 151, pp. 366-377, 2018, DOI: 10.1016/j.oceaneng.2017.11.018.
- [7] B. Buchner, A. van Dijk, and J. de Wilde, "Numerical multiple-body simulations of side-by-side mooring to an FPSO," *The Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference*, June, 2001, [Online], <https://onepetro.org/ISOPEIOPEC/proceedings-abstract/ISOPE01/All-ISOPE01/ISOPE-I-01-053/7858>, Accessed: July 30, 2022.
- [8] S.-H. Yang, J. W. Ringsberg, E. Johnson, and Z. Hu, "Experimental and numerical investigation of a taut-moored wave energy converter: a validation of simulated mooring line forces," *Ships and Offshore Structures*, vol. 15, no. sup1, pp. S55-S69, May, 2020, [Online], 10.1080/17445302.2020.1772667.
- [9] M. M. Bernitsas and J.-S. Chung, "Nonlinear stability and simulation of two-line ship towing and mooring," *Ocean Research*, vol. 12, no. 2, pp. 77-92, Apr, 1990, DOI: 10.1016/s0141-1187(05)80032-x.
- [10] Port facility equipment inspection standards, [Online], <https://www.law.go.kr/LSW/admRulInfoP.do?admRulSeq=2100000043243>, Accessed: May, 15, 2022.



김 남 건

2022 영남대학교 기계공학과(학사)
2022~현재 영남대학교 기계공학과(석사)

관심분야: Design optimization, Robotic Manipulation, Mechatronics System, Mechanism Design



김 태 군

2011 서울대학교 기계항공공학부(공학사)
2017 서울대학교 기계항공공학부(공학박사)
2017~2019 삼성전자 생산기술연구소 책임 연구원
2019~현재 영남대학교 조교수

관심분야: Robotic Manipulation, Service Robots, Force Control



신 하 늘

2021 영남대학교 기계공학과
2021~현재 영남대학교 미래자동차공학과 (석사)

관심분야: Control, Design of Robotic Mechanisms



박 지 혁

2011 한국과학기술원 기계공학과(공학사)
2018 한국과학기술원 기계공학과(공학박사)
2018~2019 삼성전자 생산기술연구소 책임 연구원
2019~현재 영남대학교 조교수

관심분야: Robotic Manipulation, Mechatronics System, Mechanism Design, Autonomous Driving