



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

하이브리드 수중 글라이더의 설계 연구

A Study on Design for Hybrid Underwater Glider



2015년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과
하 지 훈

본 논문을 하지훈의 공학석사 학위논문으로 인준함



위원장 정재현
위원 최형식
위원 김준영



2015년 1월 23일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	ix
1. 서 론	
1.1 연구배경	1
1.2 AUV 및 UG(Underwater Glider)의 조사	2
1.2.1 AUV	2
1.2.2 UG	4
1.2.3 AUV 및 UG의 장단점 및 연구 필요성	7
1.3 연구범위 및 목적	
2. 하이브리드 무인 수중 글라이더 K-HUG의 설계	
2.1 설계 절차	9
2.2 하이브리드 무인 수중 글라이더 K-HUG의 개념 설계	10
2.2.1 K-HUG의 주행 정의	10
2.2.2 K-HUG의 설계 조건 정의	11
2.2.3 K-HUG의 개념 설계	13
2.3 부력제어기 설계	15
2.3.1 부력제어기 부피 제어 용량 선정	15
2.3.2 부력제어기 메커니즘	17

2.3.3	부력제어기 구동기 선정	18
2.3.4	부력제어기 상세설계	21
2.4	자세제어기 설계	24
2.4.1	자세제어 메커니즘	24
2.4.2	자세제어기 구동기 선정	25
2.4.3	자세제어기 상세설계	26
2.5	선미 및 선수 설계	27
2.5.1	선수 및 선미 외형 선형 설계	27
2.5.2	선미내부의 방향타 설계 및 추진기 선정	30
2.5.3	선수 내부 설계	37
2.6	선체 설계 및 체계 종합	38
2.6.1	선체 내부 설계	38
2.6.2	선체 결합	40
2.6.3	최종 설계	41
3. K-HUG의 선체 내압 해석 및 내압 성능 시험		
3.1	선체 두께 선정	43
3.2	선체 내압 해석	45
3.2.1	선체 모델링 및 물성치	45
3.2.2	해석 조건 및 경계조건	46
3.2.3	선체의 내압해석	47
3.2.4	선체의 좌굴해석	48
3.3	선체 내압 성능 검증 시험	50
3.3.1	내압 성능 검증시험 조건	50
3.3.2	내압 성능 검증시험 결과	53
4. K-HUG의 동역학		
4.1	K-HUG의 기구학	55
4.2	K-HUG의 동역학 모델링	57

5. 결론

참고문헌 65



List of Tables

Table 1	Specification of over-the-seas AUV	3
Table 2	Specification of Underwater Glider	6
Table 3	Design conditions of K-HUG	12
Table 4	Design conditions of Buoyancy controller	15
Table 5	Parameters of Myring profile equation	28
Table 6	Specifications of rudder driving motor	33
Table 7	Specifications of Thruster	36
Table 8	Material property	45
Table 9	Analysis Conditions	46
Table 10	Results of buckling analysis	49
Table 11	Conditions of Pressure-resistant test	50
Table 12	Result of Pressure-resistant test	53
Table 13	Notation used for Rigid-body	56
Table 14	Definition of variables for dynamic modeling	58

List of Figures

Fig. 1 ROV with underwater Cable	2
Fig. 2 Driving Concept of hybrid underwater glider	8
Fig. 3 Sequence of Design	9
Fig. 4 Driving principle of the underwater glider	10
Fig. 5 Conceptual design of the K-HUG	13
Fig. 6 Flow chart of Top-down design	14
Fig. 7 Maximum velocity vs volume and ballast fraction	16
Fig. 8 Conceptual design of Symmetrical buoyancy controller	17
Fig. 9 Section View of buoyancy controller	18
Fig. 10 Pressure applied to K-HUG	19
Fig. 11 Structure of one-side Buoyancy controller	21
Fig. 12 Principle of Buoyancy control 1	22
Fig. 13 Principle of Buoyancy control 2	22
Fig. 14 Mechanism of Position controller	24
Fig. 15 Specifications of Position controller	26
Fig. 16 Vehicle hull radius as a function of axial position	27
Fig. 17 Exponential Coefficient value for Myring profile equation ..	28
Fig. 18 Include tail angle value for Myring profile equation	28
Fig. 19 Result plot of myring profile equation	29
Fig. 20 3D design of front part	29
Fig. 21 3D design of rear part	29
Fig. 22 Side View of rear part	30

Fig. 23	3D design of rudder	32
Fig. 24	Tilting force of rudder	32
Fig. 25	Structure of Rear parts	36
Fig. 26	Structure of Front parts	37
Fig. 27	Section view of Hull	38
Fig. 28	Structure of Hull	39
Fig. 29	Assemble method of K-HUG	40
Fig. 30	Specifications of K-HUG	41
Fig. 31	3D Modeling of K-HUG	42
Fig. 32	Rendering figure of K-HUG	42
Fig. 33	External pressure of Hull	44
Fig. 34	Dimension of Hull	45
Fig. 35	FE Modeling	46
Fig. 36	Boundary condition	46
Fig. 37	Distribution of stress	47
Fig. 38	Results of buckling analysis	48
Fig. 39	Hull for Pressure-resistant test	51
Fig. 40	Fixed Hull with Test support	51
Fig. 41	Monitoring of Pressure-resistant test	52
Fig. 42	Result of Pressure-resistant test 1	54
Fig. 43	Result of Pressure-resistant test 2	54
Fig. 44	Earth-fixed and body-fixed coordinate system	56

Fig. 45	Coordinate system of K-HUG	57
Fig. 46	External force of K-HUG	60
Fig. 47	Rudder Moment of K-HUG	60



A Study on Design for Hybrid Underwater Glider

Ha, Ji Hoon

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

In this paper, the design of hybrid underwater glider(HUG) having the benefits of the Autonomous Underwater Vehicle and Underwater Glider was studied. The HUG was designed to be able to perform exploration in 200m water. In order to minimize the drag force to hull, the fore head shape of the HUG was designed using Myring profile equation. Buoyancy controller and posture controller was located inside the hull. In overall structure of the hull, DVL sensor and check valve were designed to be placed in the front section, and the thruster and rudder was design to be placed in the rear section. It was designed for the pitching motion to be controlled by varying the weight center of the HUG. And a symmetric buoyancy control mechanism was designed for the posture of HUG body. Also pressure-resistant analysis and a buckling analysis for enduring the

pressure of the 200m sea depth, and the pressure endurance performance was verified through the test in a pressure test chamber. In addition to this, dynamics of the HUG were studied.

KEY WORDS: Hybrid Underwater Glider 하이브리드 수중 글라이더, Design of structures 형상 설계, Pressure-resistant Analysis 내압 해석, Buckling Analysis 좌굴 해석, Dynamics 동역학



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

오래전부터 지상에서 찾을 수 없는 생물자원, 에너지 자원을 갖고 있는 심해저를 탐사하기 위한 노력들이 각국에서 이루어지고 있으나, 심해저의 높은 수압, 산소의 부족 등의 문제들로 인해 인간이 투입되기 어렵다. 이러한 사람이 하기 힘든 작업현장에서 사람을 대체하여 로봇이 투입되어지고 있다.

세계 각국에서는 망간단괴를 비롯해 각종 희소금속을 비롯한 심해 광물 자원을 찾기 위해 심해 탐사 기술 개발을 포함하는 수중로봇개발의 선두 주자가 되고자 수많은 노력과 비용을 투자하고 있다. 또한 미래 전장 환경의 변화에 따라 군사용 무인기술의 개발요구가 증대함에 따라 무인잠수정에 대한 연구개발의 관심이 많이 증가하고 있다.

이와 같은 무인잠수정 Unmanned Underwater Vehicle은 크게 ROV와 AUV로 나눌 수 있다. ROV는 다음의 Fig. 1과 같이 육상 또는 수상에서 운용시스템과 케이블로 연결되어 원격으로 조정되는 무인잠수정이다. 따라서 이러한 케이블 길이의 한계로 인해 넓은 범위의 탐사보다 특정 목표 지점에서 수중 매니플레이터 및 카메라를 이용하여 수중 작업에 적합한 수중 로봇이다. AUV는 ROV와는 다르게 별도의 케이블이 없이 자신의 위치와 자세, 환경변화를 감지할 수 있는 센서를 통하여 주행경로를 자율적으로 설정하고 주어진 임무를 수행하는 무인잠수정이다. 따라서 ROV에 비해 좀 더 넓은 범위의 탐사가 가능한 장점이 있다.

최근 ROV와 AUV와는 구분되는 시스템으로 Underwater Glider라는 수중 운동체가 있다. 큰 분류에서 보면 무선으로 자율주행을 통해 해저면을 탐

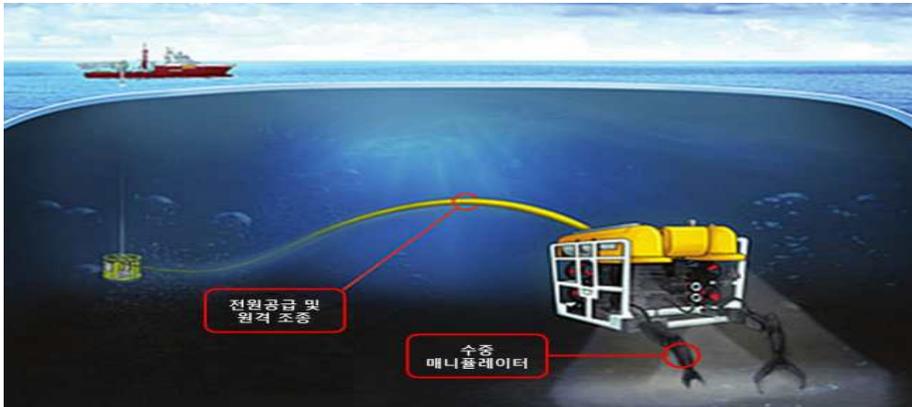


Fig. 1 ROV with underwater Cable

사 하므로 AUV로 분류 될 수 있지만 추진체를 이용하여 수중탐사 임무를 수행하는 AUV와는 달리 Underwater Glider는 별도의 추진체를 사용하지 않고 오직 선체 내부의 부력변화에 의해 발생하는 낙하 에너지를 좌우에 달려있는 날개와 내부 전지를 무게추로 활용한 중심 이동으로 전진 및 좌우 회전력을 얻어 원하는 지점으로 이동 및 탐사할 수 있는 새로운 형태의 무인 탐사체이며,(Curtin, T.B., et al., 2005) AUV에 비해 저 전력으로 운항이 가능하여 좀 더 넓은 바다를 장기간 탐사 할 수 있는 장점이 있다.

1.2 AUV 및 UG(Underwater Glider)의 조사

기존의 AUV와 UG의 장점을 가지는 Hybrid Underwater Glider(HUG)를 설계하기 위하여 현재 개발된 AUV 및 UG의 특징에 대하여 조사하였다.

1.2.1 AUV

AUV는 앞서 언급되었듯이 자신의 위치와 자세, 환경변화를 감지할 수 있는 센서를 통하여 주행경로를 자율적으로 설정하고 주어진 임무를 수행하는 무인잠수정이다. 대표적인 AUV인 미국 WHOI의 ABE(Autonomous Benthic Explorer)는 1996년부터 2005년까지 200회 이상의 잠수를 기록하였고 평균잠수 수심인 2,000m, 평균 조사거리는 잠수 당 16km였

다.(Yoerger, D. R., et al., 2007) 2002년도까지 소형 UUV, 중어뢰, 길이 50m인 예인 배열 소나 등을 각각 탑재하여 30여회 이상의 기술시험을 수행한 바 있다. 이후에 MTV-II를 새로이 개발하였다.(최창곤, 2007) 그리고 미국의 대표적인 무인잠수정 개발 및 제작사인 Bluefin Robotics사의 AUV형 수중로봇 Bluefin 시리즈와 Hydroid사의 REMUS(Remote Environmental Measuring Units)시리즈가 개발되어 활발하게 적용되고 있다. 이외에도 Table 1은 세계 각국에서 개발한 대표적 AUV의 제원을 나타내었다.

Table 1 Specification of over-the-seas AUV

Model/제작기관(국가)	제원 및 특징
Bluefin-21 /BLUEFIN ROBOTICS(미국)	<ul style="list-style-type: none"> · MCM, REA, 상업용 조사/연구용 · SMCM · 길이 3.18m, 직경 0.54m · 운용수심 4,500m
 REMUS 6000 / HYDROID(미국)	<ul style="list-style-type: none"> · 11kWh 리튬-이온 배터리 · 항법:INS, DVD, LBL, WAAS, GPS · 센서:ADCP/DVL, INS, SSS, Iridium, GPS, CTD, SAMS · 길이 3.84m. 직경 0.71m · 무게 865kg
 Autosub-2 / NOC(영국)	<ul style="list-style-type: none"> · 어업연구, 빙산연구 · 센서:ADCP, Alitimeter, CTD, SBS · 길이 6.8m, 직경 0.9m · 무게 2200kg · 운용수심 1600m
	

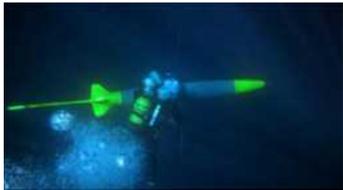
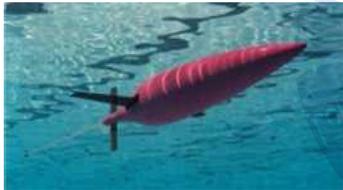
국내의 경우 국방과학연구소(ADD)를 중심으로 1970년대 후반부터 진행된 어뢰체계개발, 잠수함체계개발, 예인선배열소나체계(Towed Array Sonar System : TASS) 및 선체고정소나(Hull Mount Sonar : HMS) 등의 수중무기체계 관련 센서체계개발 과정에서 수중로봇 관련 기반기술 확보에 단초가 되었다.(오원천, 2007) 국내 최초 UUV 개발은 1996년 대우조선해양(주)가 자체 투자로 러시아의 IMPT의 기술을 이전 받아 6,000m 심해 탐사가 가능한 OKPO-6000이다. 이어서 한국해양과학기술원(KIOST)이 1997년도에 VORAM AUV를 연구용으로 개발하여 수조실험을 성공적으로 수행하였다. ADD는 1998년도에 응용연구로 잠수함 모형시험용으로 FRM(Free Running Model)을 개발하였으며 호수시험을 수행하였다. 이후 KIOST와 대양전기공업(주)가 1999년부터 2003년까지 군사용 무인기뢰처리기(MDV)로 활용할 수 있는 연구용 SAUV를 개발하였다. 이를 통하여 선형 개발기술과 수중항법 및 제어기술을 보유하게 되었다.(대양전기공업, 2003) 학계에서는 서울대 해양공학연구실에서 학계최초로 2003년도에 SNUUV-1을 개발하여 시험수조에서 실험을 수행한 바 있다. 또한 한국해양대학교 지능로봇 및 자동화 실험실에서 2012년도에 KAUV를 개발하여 실험역에서 시험을 수행하였다.(윤중수, 2012) 산업계에서도 연구개발이 활발히 이루어졌는데, (주)한화는 KIOST로부터 기술이전을 받아 이심이-2를 개발하였고, (주)삼성탈레스는 한국해양대 지능로봇 및 자동화 실험실, 부경대와 협업하여 Boto를 개발하였고, (주)대우조선에서 OKPO-300을 개발하여 각각 2011년 5월 수중로봇기술연구회 춘계학술대회에서 실험역에서 공개적으로 시연한 바 있다.

1.2.2 UG

UG는 1960년대 초, 제너럴 다이내믹스에 의해 만들어진 프로토 타입의 SDV(Swimmer Delivery Vehicle)에 의해 처음으로 소개되었다. 1970년대에 NEL(Navy Electronics Laboratory)의 Ladd박사가 UG의 에너지론과 잠재적인 해군 응용 프로그램의 평가를 수행하였다.(Jenkins, S.A., et al, 2003) 90년대 후반부터 관측 해양학은 저렴한 무인 관측 로봇 아르고(Argo) 플로트의 등장에 의해 비약적인 발전을 이룩했다. 아르고 플로트는 중성 부력을 가지고 부력을 조정하면서 물속을 수직적으로 이동하며 자료를 수집

하는 비교적 단순한 로봇이다.(Roemmich, D.S., et al., 2004) 2000년부터 시작된 국제 아르고 프로그램은 플로트를 전 세계 바다에 투하하여 자료를 수집하는 실시간 관측 체계를 수립하였다. 아르고 플로트는 일반적으로 1000 m 혹은 2000 m의 심층에서 떠다니다가 10일에 한 번씩 부력을 조정하여 표층으로 올라오면서 수온/염분 등을 측정하고 그 자료를 인공 위성에 전송하는 시스템으로 자기 추진 능력은 없고 해류의 흐름에 따라 이동하기 때문에 10일 동안 이동한 거리를 바탕으로 심층 해류 또한 측정할 수 있다. 이 플로트에 날개를 달아서 해수면에서 심층으로 떨어질 때 그리고 심층에서 표층으로 올라올 때 활강하도록 고안된 것이 UG이다. 이후, 1989년 미국 WHOI에서 Slocum을 개발하였다.(Stommel, H., 1989) Slocum에는 GPS, 압력센서, 기울기센서, 마그네틱 컴파스(magnetic compass) 등의 센서를 탑재하여 특정 위치와 수심으로 약 0.5knot의 속도로 20여 일간 항해하며 수온, 염도, 해류, 엽록소농도, 혼탁도, 수심, 음파산란도 등의 해양 정보를 수집할 수 있다. 또한 2001년 워싱턴대학에서 Seaglider를 개발하였고, 3,500km를 주파하는데 성공하였다.(Eriksen, C.C., et al., 2001) 현재 오랫동안 운영경험의 축적을 통해 안정성이 입증되어 널리 활용되고 있는 UG가 바로 Spray glider와 Seaglider, Slocum glider이다. Table 2에는 지금까지 개발한 UG를 나타내고 있다.

Table 2 Specification of Underwater Glider

Model/제작기관(국가)	제원 및 특징
Liberdade XRAY /Scrpps Inst. of Oceanography(미국) 	<ul style="list-style-type: none"> · 세계에서 가장 큰 UG · PLUSNet의 이동 노드의 한 부분 · 표준해양센서 탑재 · 해양음속/해수밀도 분포 측정 · 작전반경 :1,200 ~ 1,500km · 운용기간 : 6개월
Sea Explorer / ACSA(프랑스) 	<ul style="list-style-type: none"> · 부유 부이와 통신 및 추적 · 리튬 배터리 사용 벨러스트와 추진 시스템 작동 · 운용수심 :700m · 중량 : 60kgf
SeaGlider / iRobot(미국) 	<ul style="list-style-type: none"> · 장거리, 장기체류 프로파일링 글라이더 AUV · 0.5knot로 6개월까지 해양 모니터링 · 운용수심 : ~ 1,000m · ONR PLUSNet project로 개발
Slocum Glider /Teledyne Webb Research(미국) 	<ul style="list-style-type: none"> · Thermal engine/electric glider 두 버전 · Thermal glider : 5년간 40,000km · Electric glider : 15~30일, 600 ~ 1,500km · 미 해군의 연안정장 센싱 프로그램의 일부로서 해양 센싱 역할
Spray Glider /Bluefin Robotics(미국) 	<ul style="list-style-type: none"> · 2m(L), wing span 1.2m, 52kg · 두 개의 부낭 사이에서 광유를 펌핑하여 수중을 수직 및 수평으로 사전 프로그램된 경로 항주 · 소형 보트에서 진수 및 회수 가능

1.2.3 AUV 및 UG의 장단점 및 연구 필요성

AUV와 UG는 무선으로 자율항해를 하여 목표지점을 탐사하는 것을 목적으로 하는 공통점이 있는 반면에 서로 상반되는 장단점을 가지고 있다.

먼저 AUV의 경우 다수의 추진기를 이용하여 선체를 동작시키므로 좀 더 빠르고 정밀하게 탐사 임무를 수행할 수 있다. 하지만 배터리 용량에 비해 선체 내부의 한정적인 공간으로 인하여 운용시간이 짧고 이로 인해 한번의 진수로 탐사할 수 있는 탐사 범위가 제한적이다. UG의 경우 선체의 부력엔진과 자세제어장치만을 이용하여 하강 및 상승운동을 반복하여 항해함으로써 소모 전력이 적고 이로 인하여 한번 진수 시 운용시간이 매우 길어서 보다 광범위한 탐사가 가능하다. 하지만 이러한 주행 방법으로 인해 낮은 수심에서의 운용이 매우 힘들며 수행 가능한 임무가 제한적이다. 또한 부력엔진 외에 별도의 추진기가 없이 주행함으로써 가질 수 있는 속도가 제한적이며 조류를 만날 시 이를 극복하는데 어려움이 있다.

따라서 아래의 Fig. 2와 같이 AUV와 UG의 장점을 수용하여 멀리 떨어진 목표지역은 UG와 같이 주행하고 목표지역에 접근 했을 때나 고속의 임무가 주어지면 AUV와 같은 전방 추진기를 사용하여 주행을 할 수 있도록 각 장점을 갖는 Hybrid Underwater Glider의 연구가 필요하다.

1.3 연구범위 및 목적

본 논문은 연구배경에서 밝힌 바와 같이 자율수중운선체인 AUV의 고속 및 정밀 주행 장점과 UG의 장시간 운용 장점을 수용하는 하이브리드 수중 글라이더인 K-HUG(Kial - Hybid Underwater Glider)의 설계기술에 대한 연구이다.

대한민국 근처의 실해역의 탐사에 적합한 200m의 수중에서의 탐사를 수행할 수 있는 선체의 내압 해석과 실험적으로 내압 성능을 검증한다. AUV 및 UG의 두 가지 주행 특성을 이용하여 조류를 극복하고 해저탐사를 수행 할 수 있는 선체구조를 설계한다. 구체적으로는 부력제어기의 독창적인 구조설계와 이의 배치를 통하여 선체의 자세제어 성능을 증가시켜 해저면 탐사시 수평이동이 가능하게 하여 호버링 유형의 AUV와 유사한 유형이 가능하도록 하여 Side Sonar Scan과 같은 센서를 사용하여 수중

지형 탐사에 용이한 성능을 갖도록 설계하며, 또한 제안한 K-HUG의 정적 동역학 해석을 수행하는 것을 목표로 한다

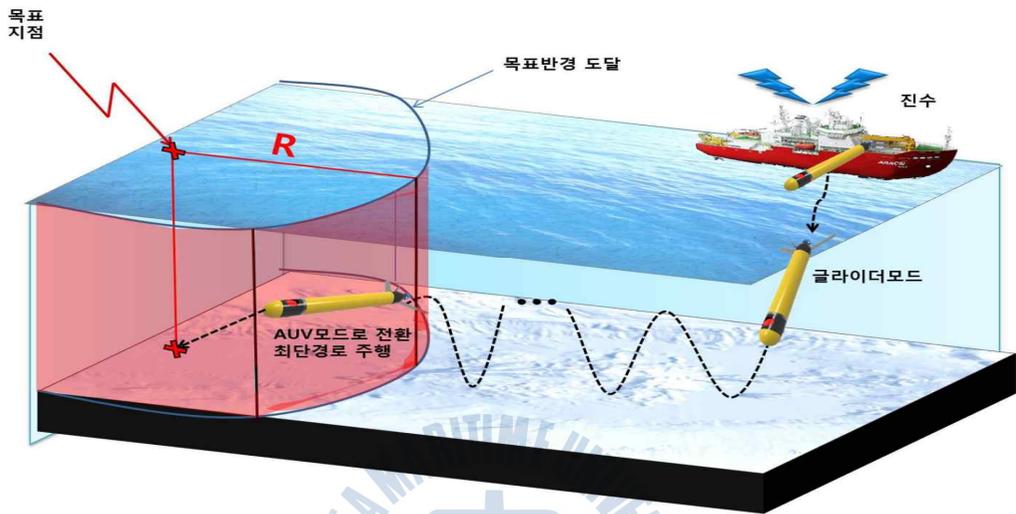
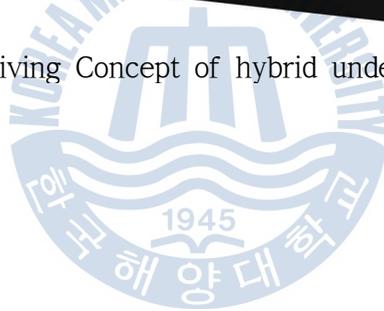


Fig. 2 Driving Concept of hybrid underwater glider



제 2 장 하이브리드 수중 글라이더 K-HUG의 설계

2.1 설계 절차

본 논문에서 연구하는 하이브리드 수중 글라이더 K-HUG는 다음의 순서에 따라 설계 하였다.

- 하나. 연구 목적에 따른 설계 조건 설정
- 둘. 설계 조건에 준한 구동 메커니즘 정의 및 개념 설계
- 셋. 개념 설계 및 메커니즘 구현이 가능한 구동기 용량 선정
- 넷. 상세 설계 및 해석적 설계 조건 충족 검토
- 다섯. 제작을 위한 최종 설계
- 여섯. 제작 및 성능 시험

다음 Fig. 3은 설계 과정을 나타내는 순서도 이다.

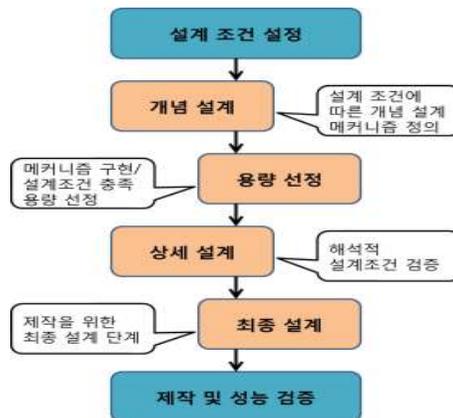


Fig. 3 Sequence of Design

2.2 하이브리드 수중 글라이더 K-HUG의 개념 설계

2.2.1 K-HUG의 주행 정의

K-HUG의 주행은 다음과 같이 크게 세 가지로 정의한다.,

하나. Fig. 4와 같이 부력제어기의 부피제어를 통한 상승, 하강 반복 운동 과 동시에 자세제어기의 자세제어를 통하여 Pitch Motion 변화를 통하여 추진력을 얻으며 소모 전력을 최소화 하여 장거리 운행이 가능한 ‘Underwater Glider 모드 주행; Glider Mode’

둘. 부력엔진을 사용하지 않고 AUV와 같이 후방에 장착된 수중 추진기를 통하여 추진력을 얻으며, 후방의 방향타와 선체 내부의 자세제어기를 이용한 방향 및 수심 제어를 통하여 운항하며 보다 고속 정밀하게 탐사하는 ‘AUV 모드 주행; AUV Mode’

셋. 부력제어기와 후방 추진기를 복합적으로 사용하여 여러 가지 주행 방법으로 Glider Mode 주행 중 강한 조류지역을 만날 때 이곳으로부터 벗어나기 위하여 위한 추진기 구동 하여 탈출하기 위한 복합적 주행 방법 그리고 해저지형을 탐사하기 위하여 부력제어기와 추진기를 이용하여 Hovering 형태의 AUV와 같은 주행하는 방법과 같이 두 가지 추진 방법을 복합적으로 이용하는 ‘Hybrid 모드 주행; Hybrid Mode’

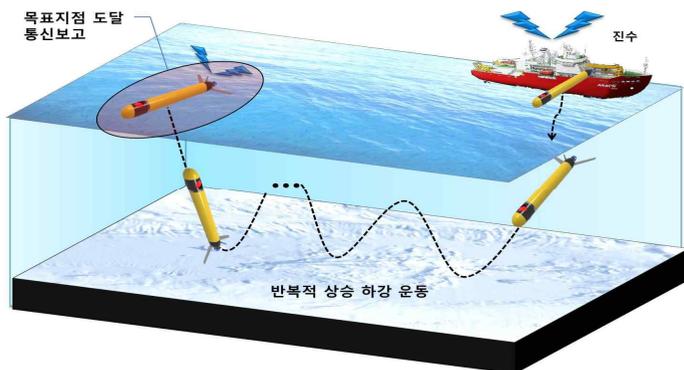


Fig. 4 Driving principle of the underwater glider

2.2.2 K-HUG의 설계 목표

본 논문에서 설계하는 K-HUG의 설계 조건을 다음과 같이 정의 한다,

하나, G Mode의 효율적 주행 및 해저 탐사를 위한 목표 수심 200m에서의 수압을 견디고 내부 전장을 해수의 압력으로부터 보호하기 위한 내압 방수 설계를 한다.

둘, 조류를 이겨 내고 원활한 목표지역 탐사를 위해 AUV Mode 주행 시 3knot Glider Mode 주행 시 1.5knot의 수평 이동속도를 갖는 추진기 및 부력 제어 용량을 선정한다.

셋, 부력제어기가 선체의 자세제어와 독립적으로 구동 될 수 있도록 선체의 부력 중심으로부터 대칭적 부력제어를 할 수 있는 메커니즘을 적용한다.

넷, 선체의 방향을 제어하기 위한 수직 방향타를 이용한다.

다섯, 선체의 형태는 운항이 용이하도록 하며 선체가 받는 유체저항계수를 최소화 할 수 있는 Torpedo 형태 및 최적 외부 선형으로 설계한다.

여섯, 실제 해수 해역에서 실험하는데 있어 용이하도록 총 길이를 2m 이내로 설계한다.

일곱, 선체 내부에 탑재되는 주 처리 컴퓨터 및 각종센서 들의 효율적 배치를 위한 내부 공간 설계를 하며 전장부의 조립 분리가 용이 하도록 설계 한다.

Table 3은 K-HUG의 설계조건을 정리한 표이다.

Table 3 Design conditions of K-HUG

항 목	설계 목표	
목표 수심	200m	
목표 속도	G Mode	1.5 knot
	A Mode	3 knot
자유도	4 D.O.F (Pitch, Yaw, Surge, Heave)	
외형 설계	유체저항 최소화	
선체 길이	2m 내외	
내부 설계	효율적 내부 공간 배치 / 조립분리의 편의성 고려	
특이 사항	대칭적 부력제어기 구현	



2.2.3 K-HUG의 개념 설계

앞서 정의한 설계조건을 바탕으로 최초 개념 설계한 K-HUG 구조의 모식도는 Fig. 5와 같다.

AUV형태로 많이 사용되는 Torpedo형의 외형에 선수부와 선미부는 Myring profile equation을 적용하여 운항에 있어 용이하고 선체가 받는 유체저항계수를 최소화 할 수 있도록 외형을 설계한다.

다음으로 선체는 내부에 탑재되는 주 처리 컴퓨터, 각종센서 및 구동기 전장을 해수로부터 보호하기 위한 내압방수설계를 설계하고 제작 후 개별 적 내압시험을 수행한다.

그리고 부력제어기의 부력 제어 용량 및 추진기 용량은 각각 주행 모드 의 목표속도를 내기 위한 용량 선정을 통하여 선정하며, 부력제어기는 도 시된 바와 같이 무게 중심으로부터 대칭적으로 피스톤을 움직여 자세변화 에 영향을 주지 않도록 하고 선체 후미에 Yaw 방향각을 제어하기 위한 수직 방향타가 위치한다.

마지막으로 선체의 양 끝에 제어기를 위한 공간을 위치하고 부력제어기 의 양 앞의 빈 공간을 배터리팩 및 배선을 위한 공간으로 활용하고 전장 의 손쉬운 조립과 분리를 고려하여 설계한다.

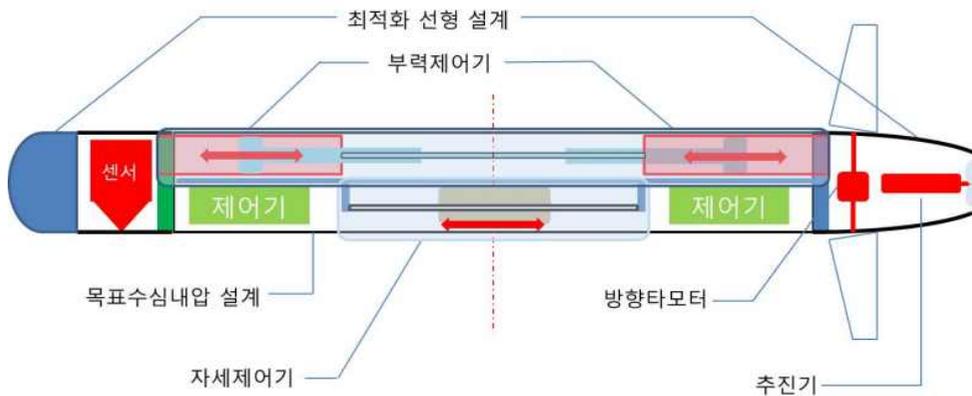


Fig. 5 Conceptual design of the K-HUG

설계 절차에 따라 설계 목표에 따른 설계 조건을 정의하였으며 이를 구현하기 위한 개념 설계를 수행하였다. 이를 바탕으로 부력제어기, 자세제어기, 추진기, 방향타, 외형 및 선체의 용량 선정을 수행하고 각각의 상세 설계를 수행하였다.

상세설계 단계에서는 개념설계 단계에서 K-HUG의 전체의 설계 골격을 확실히 구축하였으므로, 전체 골격을 바탕으로 조립성, 동작성 등의 최상위 단계에서의 여러 가지 설계개념들이 최종설계를 이루는 하위 단계의 모든 부품에 적용되도록 설계를 진행해 나가는 하향식설계(Top-Down) 방식으로 설계하였다. 아래의 Fig. 6은 상세설계 단계에서의 하향식 설계에 대한 개략적 순서도 이다.

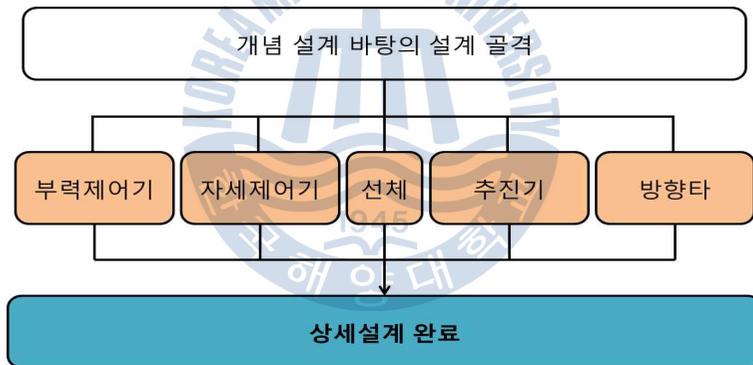


Fig. 6 Flow chart of Top-down design

2.3 부력제어기 설계

2.3.1 부력제어기 용량 선정

K-HUG의 부력제어기의 부력제어 용량은 Glider Mode의 목표 속도인 1.5knot를 이용하여 선체 부피와 부력제어 용량에 따른 글라이더의 산술 최고 속도그래프를 이용하여 부력제어 용량은 선정하였다.

K-HUG의 총 부피는 개념 설계를 바탕으로 3D Modeling 프로그램인 CATIA V5를 이용하여 모델링하여 구하였으며 그 결과 $0.06m^3$ 의 부피를 가짐을 계산하였다. 또한 목표속도는 앞서 설계 조건 정의에서 밝힌 바와 같이 1.5knot이며 선체 부피와 부력제어 용량에 따른 글라이더의 산술최고 속도그래프(Jenkins, S.A., et al, 2003)를 활용하기 위하여 단위를 치환하면 약 0.7717m/s의 목표속도를 가지게 된다.

설명한 내용을 요약한 정리한 것은 Table 4와 같으며 이 값을 이용하여 K-HUG의 부피 대비 부력제어기의 부피제어 용량을 다음의 Fig. 7을 이용하여 선정 하였다.

Table 4 Design conditions of Buoyancy controller

Glider Volume(V_0)	$0.06m^3$ [60ℓ]
Desired velocity(U_{max})	0.7717m/s [1.5 knot]

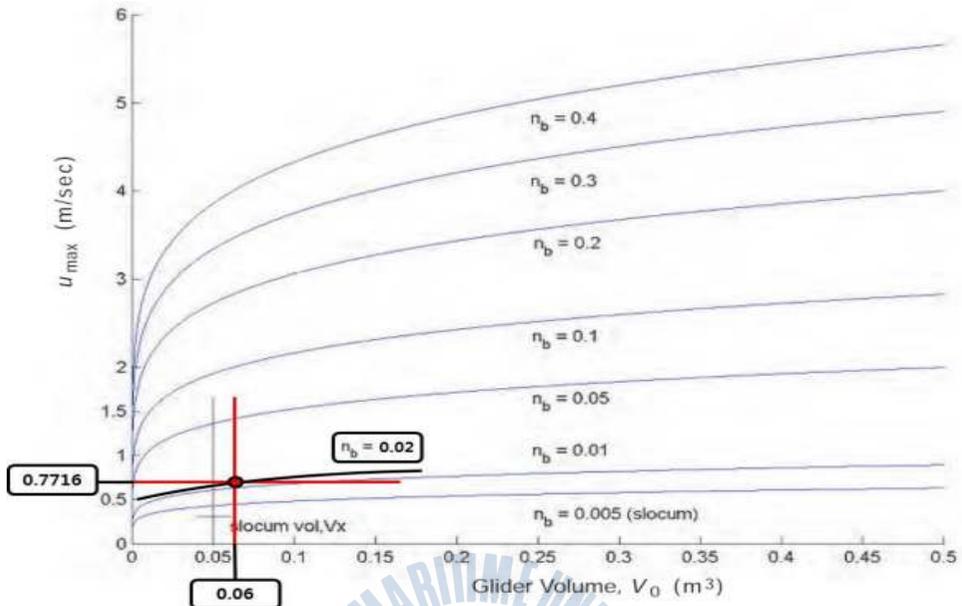


Fig. 7 Maximum velocity vs volume and ballast fraction

여기서

$$n_b = V_{buoyancy} / V_0 \quad (1)$$

이며 이를 부력제어 용량을 기준으로 정리하면

$$V_{buoyancy} = n_b \times V_0 \quad (2)$$

이다. 따라서 3D Modeling 프로그램과 체 부피와 부력제어 용량에 따른 글라이더의 산출최고 속도그래프를 통해 구한

$$V_0 = 0.06m^3, n_b = 0.02 \text{을 위 식(2)에 대입하면}$$

$V_{buoyancy} = 0.0012m^3$ 이므로 부력제어기의 부피제어 용량을 $0.0012m^3$ 로 선정하였다.

2.3.2 부력제어기 구동 메커니즘

본 설계에서 부력제어기는 설계 조건에서 정의한바와 같이 부력제어기가 선체의 자세제어와 독립적으로 구동 될 수 있도록 선체의 부력 중심으로부터 대칭적 부력제어를 할 수 있는 메커니즘을 아래와 같이 고안하였다.

선체 내측에 서로 반대방향으로 두 개의 실린더가 위치하며 두 실린더의 선체 내부 쪽은 수밀구조를 통하여 해수가 유입되지 않도록 하며 선체 바깥 방향으로는 뚫려있는 형태의 실린더를 무게중심을 기준으로 서로 대칭된 거리에 위치한다.

또한 무게중심을 기준으로 같은 거리에 이송운동을 위한 이송나사와 이송가이드가 위치하며 이송너트와 양방향 대칭으로 있는 피스톤이 결합되어 내부 부피의 변화를 통하여 선체부력을 제어한다. 이때 양쪽으로 놓여 있는 같은 리드를 가지는 오른손나사와 왼손나사를 각각 선수 측 피스톤, 선미 측 피스톤과 결합하여 동시에 서로 반대방향으로 같은 거리만큼 이동 할 수 있도록 배치하여 대칭적 부력제어 메커니즘을 구현한다.

Fig. 8은 부력제어기 구동 메커니즘 구현을 위한 K-HUG의 구성에 대한 모식도이다.

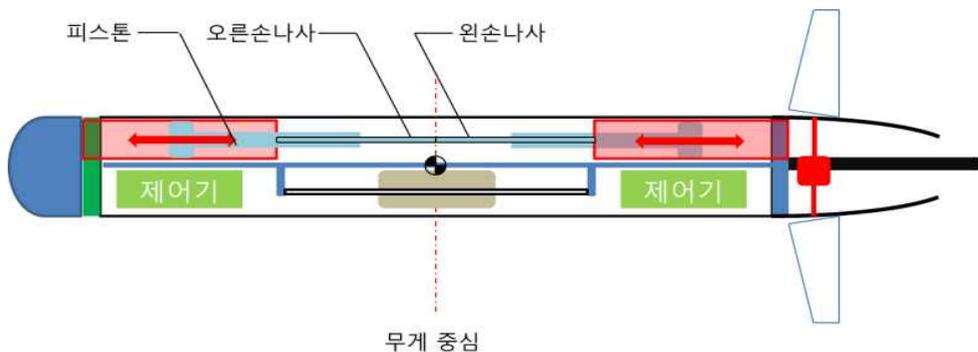


Fig. 8 Conceptual design of Symmetrical buoyancy controller

2.3.3 부력제어기 구동기 선정

가장 먼저 부력제어 용량을 결정하는 피스톤의 직경 및 행정 길이를 앞서 선정된 목표 속도를 위한 부력제어 용량 및 선체 내부 공간을 고려하여 선정하였다. 이때 부력제어기의 최대 왕복 행정 가능 길이는 300mm로서 두 개의 실린더를 가지므로 총 600mm의 부력제어 행정 길이를 가질 수 있다는 가정 하에 피스톤 직경을 다음의 식(3)에 의해산출 하였다.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times V_{buoyancy}}{\pi \times \ell_{실린더}}} \quad (3)$$

다음으로 구동기의 회전운동을 피스톤의 직선운동으로 변환시켜줄 이송나사와 구동 모터를 선정 하였다. 우선 식(3)으로부터 구해진 피스톤 직경을 바탕으로 Fig. 9와 같이 부력제어기를 설계하였으며 이때 볼나사에 가해지는 외력은 Fig. 10에 도시된 바와 같이 최고 수심에서 가해지는 압력을 기준으로 이송나사 및 구동모터를 선정하였다.

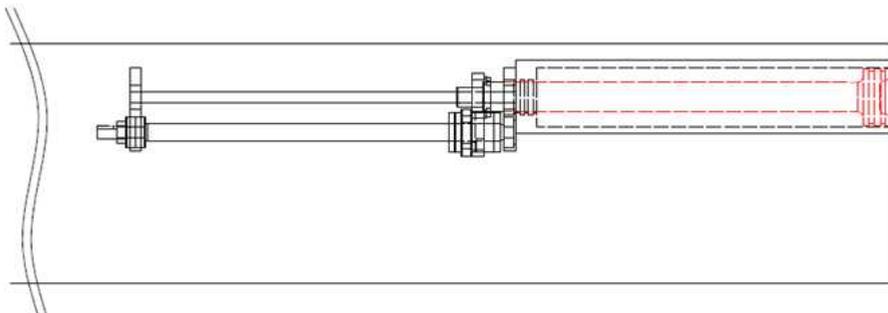


Fig. 9 Section View of buoyancy controller

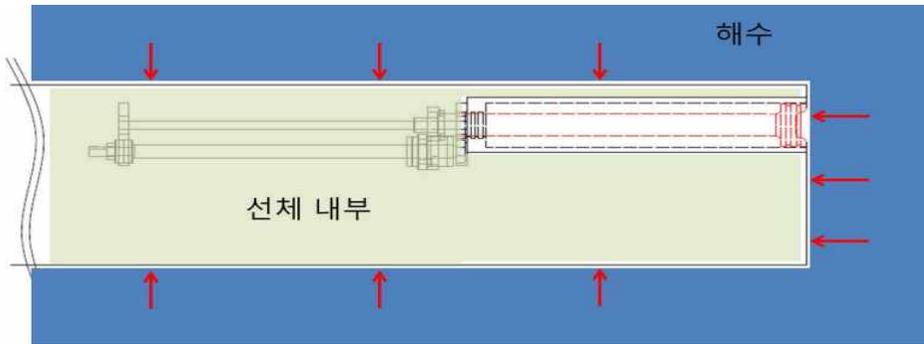


Fig. 10 Pressure applied to K-HUG

K-HUG의 최대 목표 수심은 200m 이다. 이때의 수압은 20bar, 즉 2MPa이고 실린더의 직경은 앞서 식(3)에 의해 산출하였다. 또한 피스톤 헤드가 두 개가 있으므로 따라서 두 피스톤 헤드에 가해지는 수압에 관한 것은 식(4)와 같고 이에 따라

$$F = 2 \times P \times A \quad (4)$$

(F : 피스톤 헤드에 가해지는 힘, P : 수압, A : 피스톤헤드 단면적)

또한 리드에 따른 이송 나사를 구동 토크 관계식은 식(5)과 같다

$$\tau = \frac{F \cdot \ell_n}{2\pi \cdot \eta} \quad (5)$$

(ℓ_n : 이송나사리드, η : 이송나사 효율)

식(5)을 이용한 볼나사 구동 토크는 13.888 $N \cdot m$ 이다.

다음으로 피스톤의 목표 이동속도를 갖기 위한 구동기 용량을 선정 한다. 따라서 모터의 필요 출력 속도 식은 다음과 같다.

$$\omega_{\max} = \frac{v_{\max}}{\ell_n} \quad (6)$$

(ω_{\max} : 필요출력 속도, v_{\max} : 목표최대이송속도)

따라서 이를 구동하기 위한 구동 용량 관계식은 다음과 같다.

$$N_{\max} = \tau \times \omega_{\max} \times \frac{\pi}{30} \quad (7)$$

이를 바탕으로 부력제어를 구동하기 위한 모터를 선정하였다.

그리고 이에 적합한 감속기의 감속비 선정 식은 다음과 같다.

$$n = \frac{\tau}{\tau_m} \quad (8)$$

(n : 감속비, τ : 불나사구동 토크, τ_m : 모터 정격토크)

$$n = \frac{\omega_m}{\omega_{\max}} \quad (9)$$

(ω_m : 모터의 정격속도, ω_{\max} : 목표속도)

따라서 식(8)과 식(9)를 모두 만족하며 앞서 선정된 모터와 조합이 가능하도록 선정한 기어헤드와 앞서 정의한 리드와 불나사에 가해지는 압력을 견딜 수 있도록 선정한 불나사를 선정하였다.

2.3.4 부력제어기 상세설계

본 논문에서 설계하는 K-HUG의 부력제어기는 서로 같은 형태의 부력제어기를 대칭적으로 배치하여 대칭적 부력제어를 할 수 있는 형태의 부력제어기이다. 따라서 하나의 부력제어기를 설계한 후 서로 대칭 되어 구동 될 수 있도록 배치한다. 우선 하나의 부력제어기를 설계하기 위하여 앞서 산출 및 선정 하였던, 피스톤 직경과 볼나사를 이용하여 설계한다.

직선 운동을 통하여 선체 내부 부피를 조절하여 전체 부력을 제어하는 피스톤은 Fig. 11의 볼넛트와 결합되어 Guide Shaft를 따라 직선운동을 할 수 있도록 설계하였다. 또한 볼나사가 있는 이송 운동부의 양 끝에 지지대를 두어 K-HUG 종합 제어 보드와 결합 될 수 있도록 설계하였으며 또한 해수가 선체 내부로 유입되지 않도록 설계하였다.

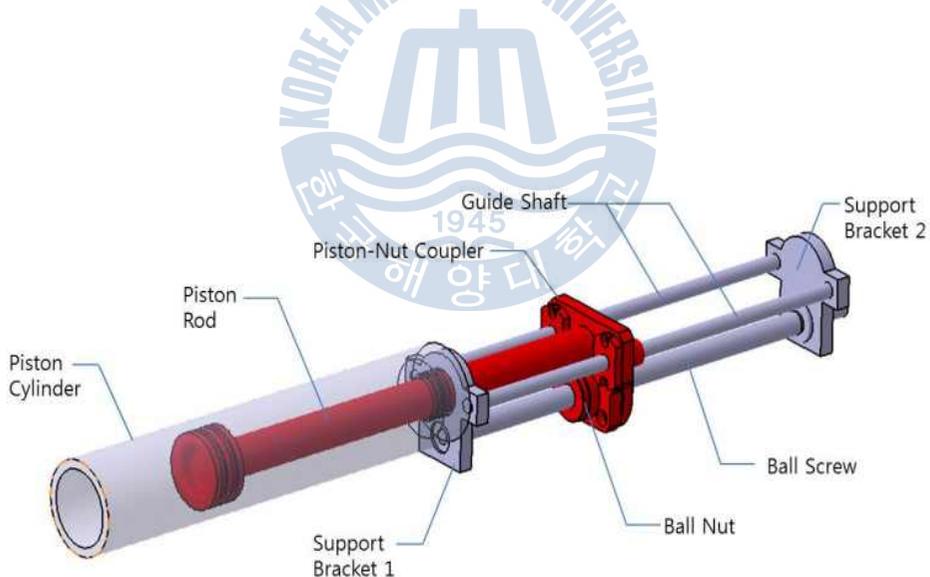


Fig. 11 Structure of one-side Buoyancy controller

부력 제어기를 통하여 부력제어기의 피스톤의 움직임에 따른 선체 내부 부피 변화에 대하여 다음의 Fig. 12와 Fig. 13을 통하여 설명 하고자 한다. Fig. 12와 같이 피스톤이 선체의 바깥에 위치할 때 선체 내부에 물이 유입되는 공간이 줄어들어 부력을 가지게 되는 선체의 부피가 증가하게 된다. 반대로 Fig. 13과 같이 피스톤이 선체의 안쪽에 위치 할 때에는 외부의 물이 부력제어기 피스톤 내부로 유입되어 선체의 부피가 유입된 물의 양 만큼 줄어들게 되어 선체 전체의 부력이 감소하게 된다.

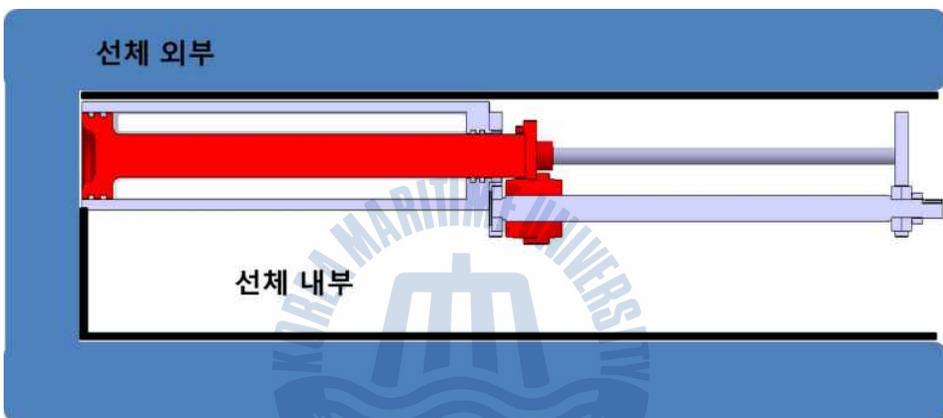


Fig. 12 Principle of Buoyancy control 1

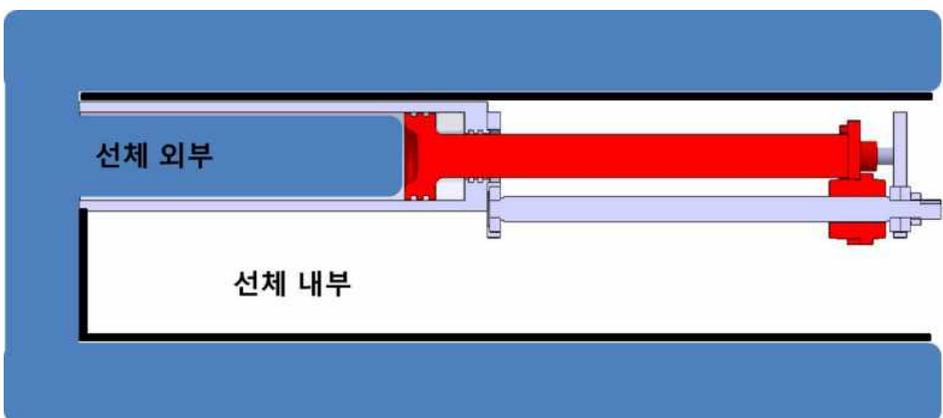


Fig. 13 Principle of Buoyancy control 2

최종 설계 되어진 부력제어기를 대칭적 부력제어가 가능하도록 배치하고 앞서 정의한 메커니즘과 같이 두 부력제어기의 볼나사를 서로 반대방향의 나사를 선정하였다. 또한 선체 내부에서 효율적 공간 활용을 위하여 앞서 선정된 구동 모터를 대칭형 부력제어기의 아래에 위치하여 동력을 전달 할 수 있도록 하였다.

최종적으로 대칭적으로 설계된 부력제어기의 총 길이는 1348mm이다.



2.4 자세제어기 설계

2.4.1 자세제어기 메커니즘

K-HUG는 선체 내부의 무게 추를 이동시켜 Pitch Angle을 제어하여 Glider Mode 주행 및 AUV Mode 주행 시 수심제어를 가능 하도록 한다. LM 시스템을 통하여 무게중심을 변화시키며 자세제어기의 이송 행정 중심이 선체의 무게 중심과 일치하도록 설계한다. 또한 K-HUG의 중량과 부력의 여유분을 고려하여 설계한 최대의 중량의 무게 추를 이송시켜 자세 제어기의 제어 성능을 극대화 할 수 있도록 한다.

자세제어기의 메커니즘은 무게 이동에 의한 Pitch 자세를 제어하는 것으로 Fig. 14와 같이 선체 내부의 무게 추가 이동할 때 부력중심은 고정되어 있지만 중력중심이 이동방향에 따라 변하게 되어 선체 전체의 평형 상태가 변화하게 된다. 두 번째와 같이 무게 추가 선수 쪽으로 이동하면 선체는 앞으로 기울고, 선미 쪽으로 이동하면 선체가 뒤로 기울게 된다.

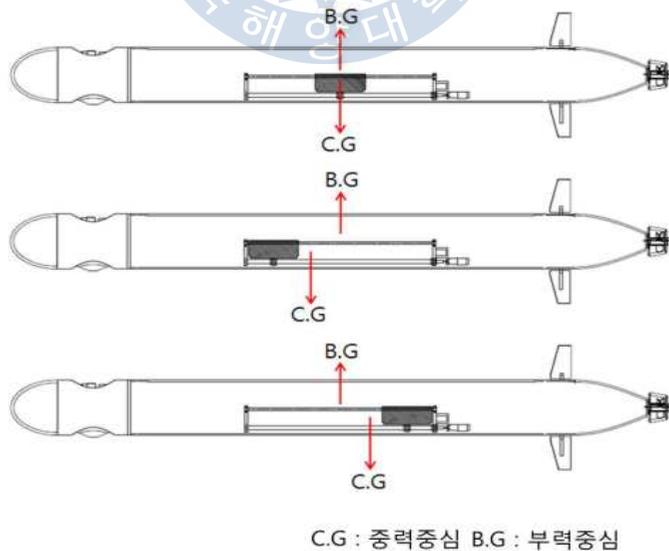


Fig. 14 Mechanism of Position controller

2.4.2 자세제어기 구동용량 선정

자세제어기의 구동용량 선정에 앞서 몇 가지 설계 조건을 설정하였다. 먼저 이송 무게 추의 무게를 설정하고, 이송나사의 리드를 설정하였다. 또한 무게추의 목표이송속도를 설정하였다.

이후 설정한 리드의 이송 나사를 사용했을 시 필요한 볼나사 구동 토크 관계식은 아래와 같다.

$$\tau = \frac{F_w \cdot \ell_c}{2\pi \cdot \eta} \quad (10)$$

(F_w : 무게추중량, ℓ_c : 이송나사리드, η : 이송나사효율)

다음으로 무게 추의 목표 이동속도와 높은 제어 성능을 확보할 수 있는 구동기 용량을 선정한다. 설정한 리드의 볼나사를 사용하여 무게추의 목표이송속도를 갖기 위하여 모터의 출력 속도식은 다음과 같다.

$$\omega_c = \frac{v_c}{\ell_c} \quad (11)$$

(ω_c : 필요출력속도, v_c : 목표최대이송속도)

그리고 이를 구동하기 위한 구동 용량은 식은 다음과 같다.

$$N_{\max} = \tau \times \omega_{\max} \times \frac{\pi}{30} \quad (12)$$

이를 바탕으로 자세제어기를 구동하기 위하여 모터를 선정하였다.

그리고 이에 적합한 감속기의 감속비선정하고 이를 모두 만족하며 앞서 선정된 모터와 조합이 가능하도록 선정된 기어헤드와 앞서 정의한 리드와 무게 추를 이송 할 수 있도록 선정된 볼나사를 선정하였다.

2.4.3 자세제어기 상세설계

본 논문에서 설계하는 K-HUG의 자세제어기는 간단한 1자유도의 왕복 운동을 통하여 선체 전체의 무게중심을 변화시켜 주는 장치로서 간단한 볼나사 이송 장치를 이용한다. 또한 무게 추는 가격대비 비중이 큰 청동을 내부형상에 알맞게 가공하여 사용하며 그 총 중량이 7kg가 되도록 설계 한다.

설계된 자세제어기의 구조는 다음의 Fig. 15와 같다. 양 끝에 가이드 축과 볼나사를 지지해주는 지지대가 있고 하단에 볼나사를 위치하며 볼너트와 무게 추 결합 판을 체결하고 그 위에 무게 추를 결합하였다. 무게추의 무게는 3D Modeling 프로그램인 CATIA를 이용하여 구한 결과 6.962kg로 설계 조건에 만족하였다. 그리고 무게 추 이송 가이드의 길이는 595mm, 무게 추의 길이는 160mm이다.

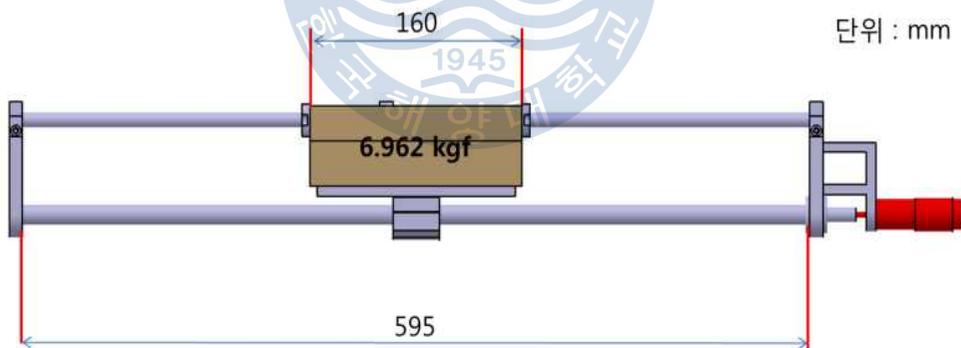


Fig. 15 Specifications of Position controller

2.5 선수 및 선미 설계

2.5.1 선수 및 선미 외형 선형 설계

K-HUG는 Torpedo 형태의 수중운동체로서 수중 운항이 용이하도록 선체가 받는 유체 저항계수를 최소화 할 수 있도록 외형의 선형설계를 하였다. 특히 이러한 Torpedo 형태의 수중 운동체의 유체저항을 최소화할 수 있는 경험식인 Myring profile equation을 선수와 선미의 외형 설계에 적용하였으며 이 식은 선체의 길이와 최대 직경의 비율에 대하여 유체저항에 대한 최적화 형상을 가질 수 있도록 한다.(Myring, D.F., 1976)

선수와 선미에 적용된 Myring profile equation은 각각 식 (13) 과 식 (14)와 같으며 각각의 식에 필요한 변수들은 Fig. 16과 Table 5에 정리하였다.

$$r(x) = \frac{1}{2}d \left[1 - \left(\frac{x + a_{\text{offset}} - a}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{n}} \quad (13)$$

$$r(x) = \frac{1}{2}d - \left[\frac{3d}{2c^2} - \frac{\tan\theta}{c} \right] (x - l)^2 + \left[\frac{d}{c^3} - \frac{\tan\theta}{c^2} \right] (x - l_f)^3 \quad (14)$$

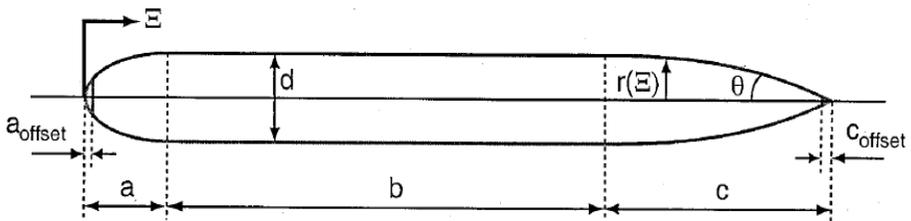


Fig. 16 Vehicle hull radius as a function of axial position

Table 5 Parameters of Myring profile equation

parameters	Description	Value
a	Nose Length	0.15m
a_{offset}	Nose Offset	0m
b	Mid Length	1.3m
c	Tail Length	0.3m
c_{offset}	Tail Offset	0.01m
n	Exponential Coefficient	2
θ	Include Tail Angle	0.436rad
d	Max. Hull Diameter	0.2m
l_f	Forward Length	2m
l	Total Length	2m

이때, n 의 경우 선수부의 외형에 대한 변수이며 아래의 Fig. 17과 같이 3가지 형상에 따라 정해지며 내부에 배치될 DVL 및 체크벨브를 위한 공간을 고려하여 $n=2$ 로 선정하였다.

그리고 선미부의 경우 Fig. 18과 같은 형상이 있으며 추진기, 방향타 및 커넥터들을 위한 충분한 공간을 고려하여 $\theta=25^\circ$ 로 선정하였다.

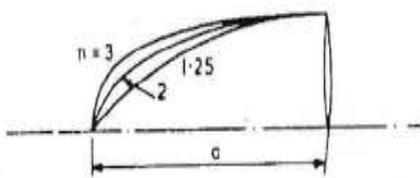


Fig. 17 Exponential Coefficient value for Myring profile equation

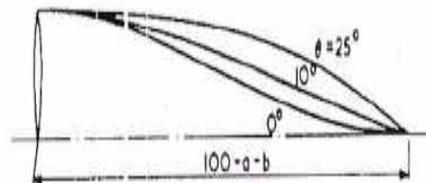
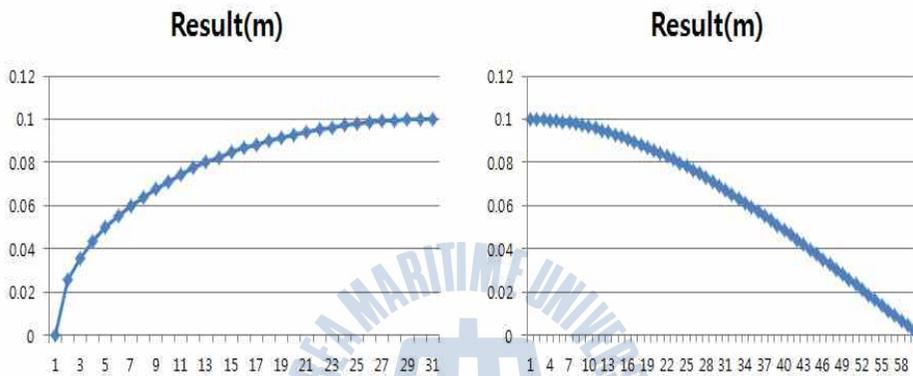


Fig. 18 Include tail angle value for Myring profile equation

위의 Myring profile equation의 x 의 수치를 0에서부터 0.005m 단위로 대입하여 외형의 선형을 결정하였다. 이 결과 값을 데이터화 하여 다음의 Fig. 19와 같은 선형 그래프를 가지게 되었고 이를 바탕으로 실제 3D Modeling 프로그램을 이용하여 형상화 한 결과는 선수부와 선미부 각각 Fig. 20, Fig. 21과 같다.



(a) Shape of front part (b) Shape of rear part

Fig. 19 Result plot of myring profile equation

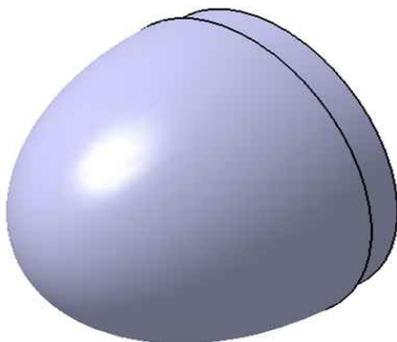


Fig. 20 3D design of front part

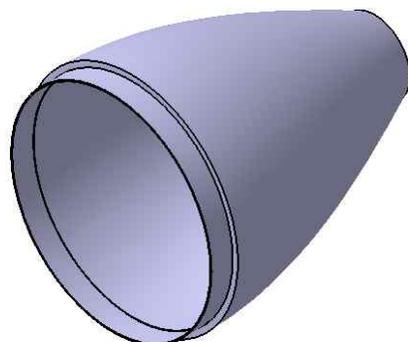


Fig. 21 3D design of rear part

2.5.2 선미내부의 방향타 설계 및 추진기 선정

아래의 Fig. 22와 같이 K-HUG의 선미 외형의 내부에 Yaw 운동 제어를 위한 방향타와 AUV Mode 주행 및 Hybrid Mode 주행 시 추진력을 발생하기 위한 수중추진기를 배치하였다. 또한 본체와의 연결부에 O-ring 홈을 내어 수밀을 할 수 있도록 하였다.

그리고 본체와 연결되는 End Cap에 후방의 추진기를 제어 및 전원 공급을 위한 수중 방수커넥터를 선정하여 배치하였다. 그리고 방향타 모터는 별도의 방수커넥터를 쓰지 않고 모터 하우징이 End Cap과 연결되어 배선설계 시 용이하도록 하였다.

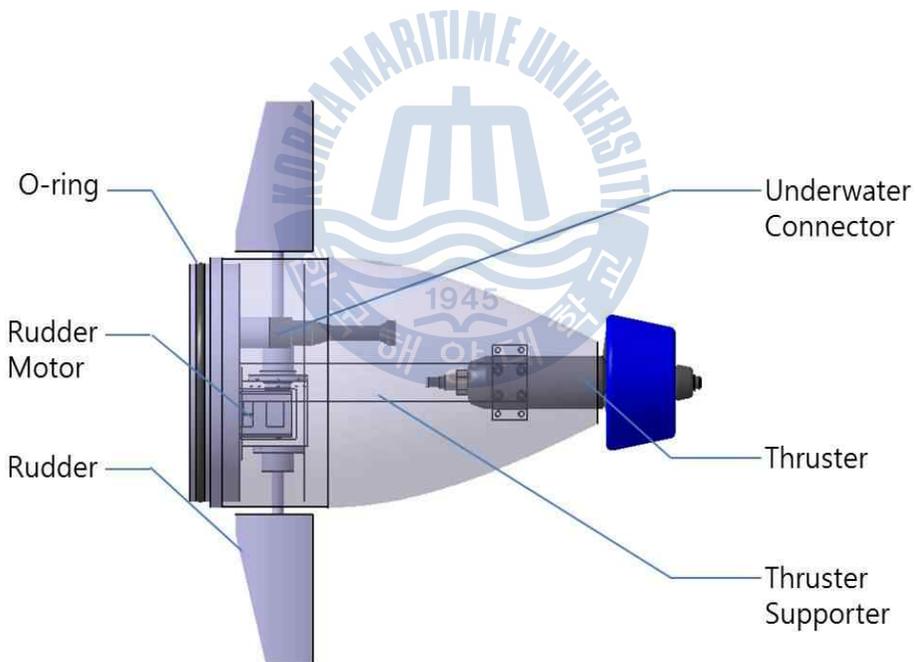


Fig. 22 Side View of rear part

먼저 방향타는 일반적인 선박에서는 배가 물에 잠기는 깊이인 흘수와 흘수선의 길이의 곱으로 구해지는 면적의 1.5% ~ 5% 단면적을 가지도록 설계 하므로 수중에서 사용되는 K-HUG의 운용 환경에 따라 설계된 선체의 전체 길이와 선체 직경의 곱으로 다음의 식(15)과 같이 방향타의 크기를 구하였다.

$$A_{rudder} = \ell_{hug} \times d_{hug} \times \frac{5}{100} \quad (15)$$

(A_{rudder} : 방향타 단면적, ℓ_{hug} : 선체길이, d_{hug} : 선체직경)

선체길이는 2100mm, 선체 직경은 200mm 이므로 방향타의 단면적 크기는 $21000mm^2$ 이다. 필요한 방향타의 단면적의 넓이를 충족하기 위하여 다음의 Fig. 23과 같이 설계하였으며 방향타 하나의 단면적의 크기는 약 $11500mm^2$ 가 되도록 설계하였으며 목표하는 단면적을 가지는 방향타 두개를 설계하였다.

설계되어진 방향타를 제어하기 위한 모터를 선정하기 위하여 우선 직진 중에 있는 선체의 타를 특정각도로 회전 시키면 발생하는 수직항력은 많은 실험 결과를 통해 도출된 다음의 식(16)을 통해 계산하였다.

$$P_{ru} = 15.6 \times A_{rudder} \times V^2 \sin\theta \quad (16)$$

(V : 선체속력[knot], θ : 타각)

선체속력은 목표속도인 3knot, 방향타의 선회효율이 가장 높은 35° 를 대입하여 구하였으며 약 1.85kgf, 즉 18.17N의 수직항력이 발생하며 이 수직항력이 발생하는 위치는 Fig. 24와 같고 이는 식(22)의 경험식에 의하여 결정되어진다.(이수룡, 2007)

$$x_p = (0.195 + 0.305 \sin\theta) + b \quad (17)$$

(b : 방향타 단면 길이)

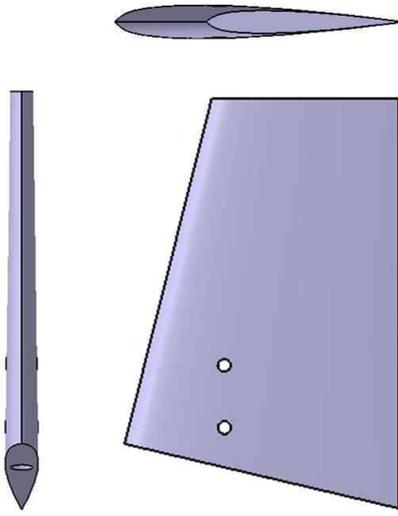


Fig. 23 3D design of rudder

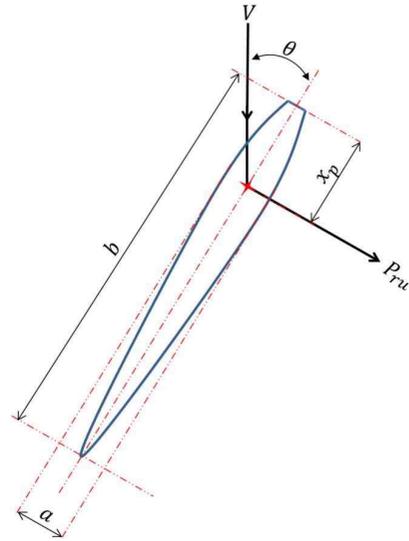


Fig. 24 3D design of rudder

앞선 계산과 마찬가지로 θ 는 35° 이고 b 는 65mm 를 대입한 결과 x_p 는 약 25mm 이므로 방향타의 회전중심으로부터 방향타에 발생하는 수직양력이 발생하는 점의 거리는 10mm 이다. 따라서 방향타를 제어하기 위한 모터의 필요 토크는 다음의 식(23)에 의해 약 0.2Nm 이상의 토크가 필요로 한다.

$$\tau_{rudder} = P_{ru} \times d_p \quad (23)$$

따라서 방향타를 제어하기 위한 소형 서보모터로 높은 토크뿐만 수밀을 위해 사용된 썰에 의한 마찰토크를 고려하고 소형에 위치에 대한 정밀도가 필요함으로 내부에 Contactless Absolute Encoder를 위치 센서로 사용하고 있는 ROBOTIS의 Dynamixel MX-28R을 선정하였다. 다음의 Table 6은 선정된 모터의 제원이다.

Table 6 Specifications of rudder driving motor

	Dynamixel MX-28R	
	Stall torque	3.1 Nm
	Stall Current	1.7 A
	No load speed	67 rpm
	Position Secsor	Contactless Absolute Encoder

다음으로 선정된 모터를 수중에서 사용하기 위하여 방수 모터 하우징을 설계하였다. 특히 방수 설계에 있어 방향타와 같은 회전부의 방수설계가 중요하다. 본 연구에서는 회전축의 방수를 위하여 Oil Seal을 이용하여 작은 Oil jacket을 형성하여 외부로부터 해수의 유입을 차단한다.

또한 본체와 연결되는 End Cap과 거의 붙어있는 방향타의 위치적 특징을 이용하여 End Cap후방부에 방수 모터 하우징을 부착하고 O-ring을 통하여 해수의 유입을 막은 후 내부로 배선을 이을 수 있도록 배선설계를 하여 불필요하게 값비싼 방수케이블의 사용을 줄이도록 구조 설계를 하였다.

다음으로 후방의 추진기를 선정하였다. K-HUG가 물속에서 받는 항력을 이겨내고 AUV Mode 주행 시 목표 속도를 내기 위한 항력을 구하였다. 이때 선체의 항력계산을 위하여 수중의 복잡한 비선형 계수를 단순화하여 항력을 구하고 그 항력을 충분히 이길 수 있는 출력의 모터를 선정하였다.

선체의 총 항력은 압력항력과 마찰항력의 합으로 우선 압력항력을 구하기 위하여 아래의 식(18)을 이용하였다.

$$F_p = \frac{1}{2} \rho v^2 A C_{pd} \quad (18)$$

(ρ : 해수밀도, v : 목표속도, A : 단면적, C_{pd} : 압력항력계수)

항력계수는 REMUS AUV나 수중글라이더의 실험 데이터를 살펴보면 대략 0.3이다. 따라서 본 연구에서는 0.3을 택하였다. 해수 밀도는 $1,024\text{kg/m}^3$ 를 대입하였다. 목표속도는 K-HUG의 AUV Mode 주행 시 목표 속도인 3knot, 즉 1.543m/s 이다. 그리고 단면적은 선체의 외경이 200mm 이므로 원의 단면적 공식에 의하여 0.03142m^2 이다. 해당 값을 식(20)에 대입하면 압력항력은 $F_d = 11.49\text{N}$ 이다.

다음으로 마찰항력은 다음의 식(19)에 의해 구해진다.

$$F_f = \frac{1}{2} \rho v^2 A_f C_{fd} \quad (19)$$

(ρ : 해수밀도, v : 목표속도, A_f : 겉면적, C_{fd} : 마찰항력계수)

마찰항력계수를 구하기 위하여 다음의 식(20)에 의해 레이놀드수를 구하였다.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (20)$$

(μ : 유체점성계수, L : 선체 길이)

$Re = 17.28 \times 10^5$ 이며, 계산된 레이놀드수가 5×10^5 이상 이므로 선체 주변의 유체유동은 난류 유동으로 판단되어 지고 난류유동에 의한 마찰항력 계수는 다음의 식(21)과 같다.

$$C_{fd} = \frac{1.33}{\sqrt{Re}} \quad (21)$$

따라서 $C_{fd} = 0.0010118$ 이다. 이제 해당 마찰항력계수와 앞서 압력항력을 구할 시 이용하였던 값들을 이용하였다. A_f 는 또한 겉면적은 CATIA V5 3D Modeling 프로그램을 이용하여 구하였으며 이는 1.249m^2 이다. 따라서 식(19)에 대입하면 마찰항력은 $F_f = 1.54\text{N}$ 이다.

따라서 구하고자하는 선체의 총 항력은 식(22)와 같다

$$F = F_d + F_f \quad (22)$$

하지만 선체가 해수로부터 저항을 이겨내고 목표하는 속력을 내기 위해서는 총 항력 이상의 전진 방향 추력이 필요하다. 하지만 목표속력을 내기위한 추진기의 프로펠러 회전에서 비롯되어 얻어진 힘을 추력을 F_o 라고 하면 이는 선체가 자신의 프로펠러로 추진되는 경우 프로펠러가 그것을 지나는 물속을 가속하기 때문에 그 구역의 일부에서 압력이 일부 떨어지며, 이로 인해 선박의 전진 방향 추력이 감소되어, 이결과로 저항이 증가하고, 선체의 추진에 필요한 추력이 증가하게 되는 추력감소에 의하여 선체의 총저항인 F 보다 좀 더 큰 힘이 필요하다. 다음의 Table 7은 추력 감소 및 안전율을 고려하여 선정한 수중 추진기의 제원이다.

선정된 모터를 다음의 Fig. 25와 같이 선미 내부에 배치하였다. End Cap에 모터 고정을 위한 지지대를 부착하였다. 또한 추진기로 전원 공급 및 신호 입력을 위한 수중 케이블을 연결하기 위한 커넥터를 End Cap에 위치하고 추진기와 연결 할 수 있는 충분한 공간을 고려하여 모터의 위치를 결정 하였다.

Table 7 Specifications of Thruster

	TECNADYNE MODEL 300	
	Forward bollard Output	75.5 N
	Reverse bollard Output	31.4 N
	Depth Rating	850 m
	Weight in air	1 kgf
	Weight in water	0.8 kgf

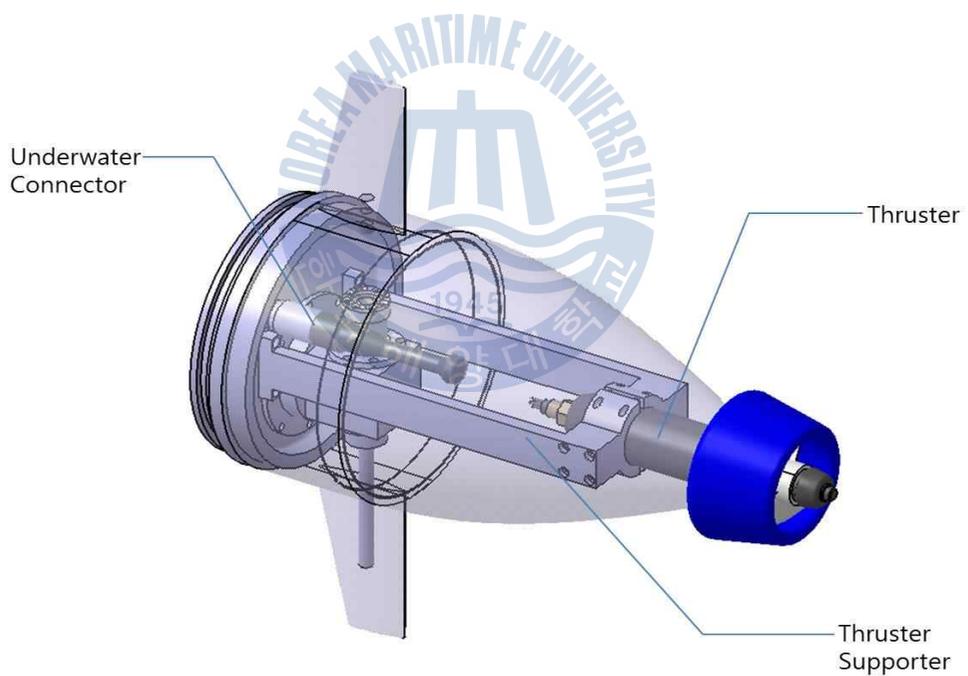


Fig. 25 Structure of Rear parts

2.5.3 선수 내부 설계

선수 Nose Cone의 내부는 해저면에서 반사되는 음파의 도플러 현상을 이용하여 선체의 상대속도를 측정하여 이를 바탕으로 수중에서의 선체의 항법에 필요한 데이터를 주는 음향 센서인 DVL(Doppler Velocity Logger)과 선체 조립을 위하여 선체내압을 변화시키기 위한 체크밸브가 위치한다. 다음의 Fig. 36은 선수 내부의 모습을 나타내고 있다.

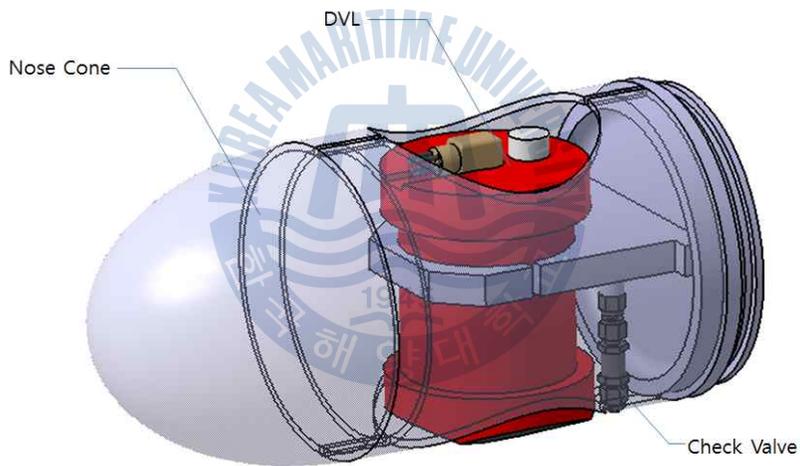


Fig. 26 Structure of Front parts

2.6 선체 설계 및 체계 종합

2.6.1 선체 내부 설계

K-HUG는 선체의 길이는 부력제어기의 부력제어용량 및 총 길이 조건에 의하여 1300mm로 길이를 선정하였으며, 선체의 두께는 목표수심에서 해수의 수압으로부터 선체내부의 시스템을 보호할 수 있도록 정하였으며 자세한 두께 선정과정 및 내압해석, 내압실험은 다음의 3장에서 다루도록 한다.

선체 내부에는 앞서 설계하였던 부력제어기와 자세제어기 그리고 내부 설계에 있어 앞서 개념설계 단계에서 정의 하였던 것과 같이 무게중심으로 부터 앞/뒤로 대칭적으로 전지 및 제어보드를 위치하였으며, 부력제어기의 양쪽의 빈 공간을 이용하여 전지를 배치시키며 그 위의 공간을 이용하여 선체전방의 제어보드와 선체후방의 제어보드를 이을 배선을 할 수 있도록 배선공간을 고려하였다. 아래의 Fig. 27의 단면도에서 배선설계로 고려된 공간에 나타냈다.

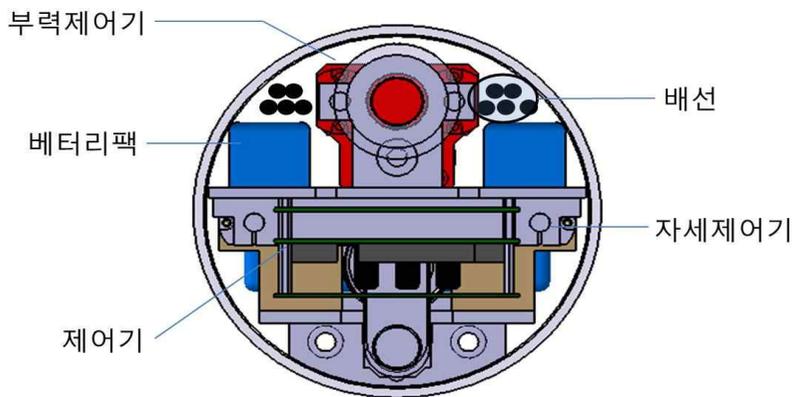


Fig. 27 Section view of Hull

또한 내부 전자 장비 및 전지의 간편한 조립/분리를 위해 내부에 선체 내부에 긴 판을 위치하고 그 위에 각각의 부품들을 위치하였다. 그리고 이 전장 배치용 판과 선체 내부에 가이드를 두고 간편한 조립/분리가 되도록 설계하였다.

선체 전방부의 제어보드는 선미에 부착되어있는 DVL 및 내부에 있는 여러 가지 센서 값을 이용하여 K-HUG 전체의 시스템을 제어할 수 있는 자율제어보드가 위치하며 후방부의 제어보드는 전방부의 제어보드로부터 오는 명령을 통하여 자세제어기, 부력제어기, 방향타, 그리고 후방의 추진기에 명령을 내려 주도록 하는 구동제어보드가 위치하였다. 그리고 나머지 빈공간은 K-HUG의 운용시간의 극대화를 위하여 최대한 많은 전지를 배치할 수 있도록 설계하였다.

Fig. 28은 설계한 전장 배치용 판이 선체 내부에 조립된 모습이다.

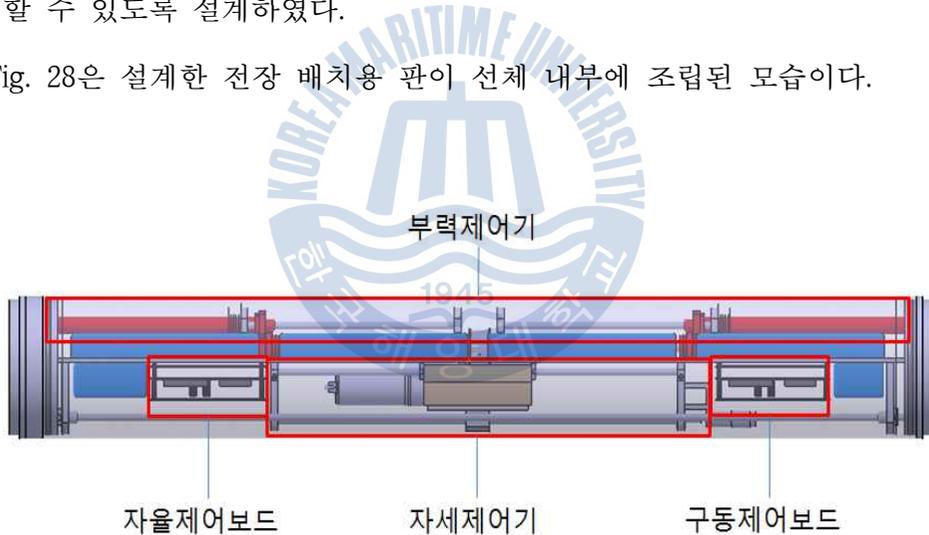


Fig. 28 Structure of Hull

2.6.2 선체 결합

K-HUG는 앞서 설계한 선체와 선수부, 선미부의 체결 시 일반적인 방법인 볼트를 통한 체결방식이 아니라 체크밸브 및 진공펌프를 이용하여 선체 내부의 진공압력에 의해 체결 되도록 설계하였다. 다음의 Fig. 29는 선체 결합 방법을 도식화 한 모습이다.

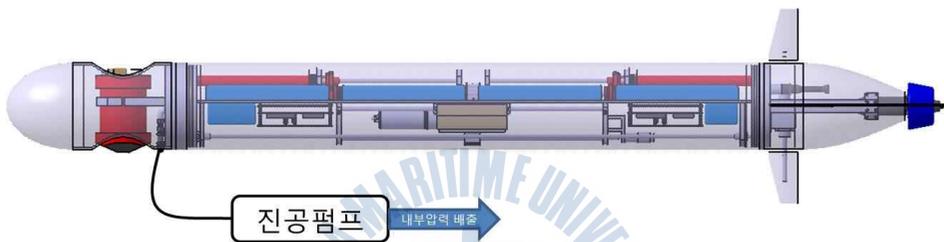


Fig. 29 Assemble method of K-HUG

2.6.3 최종 설계

앞의 과정을 통해 K-HUG의 선수, 선체 그리고 선미의 설계를 하였다. 그리고 각 단위 파트를 선체 내부 진공압력을 통하여 결합하는 방법을 적용시켜 최종적으로 K-HUG의 설계를 완료하였다.

최종적으로 앞선 Table 3의 설계목표를 충족하는 하이브리드 수중 글라이더 K-HUG를 설계하였으며 Fig. 30은 설계한 K-HUG의 총 길이 및 최대 직경을 나타낸다.

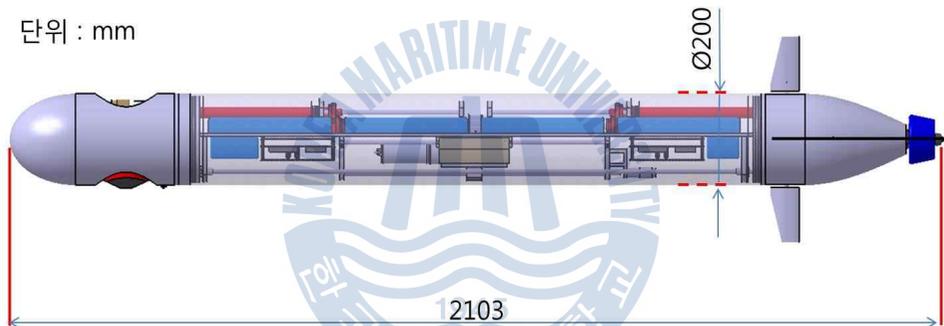


Fig. 30 Specifications of K-HUG

다음의 Fig. 31은 설계된 K-HUG의 3D Modeling이며, Fig. 32은 설계된 K-HUG의 렌더링 한 모습이다.

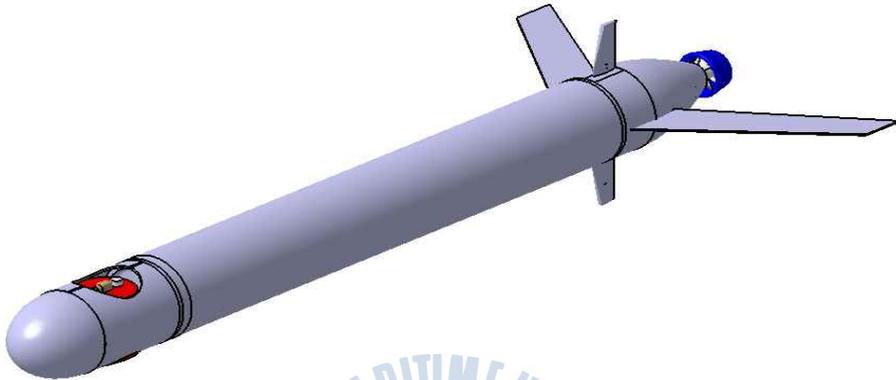


Fig. 31 3D Modeling of K-HUG



Fig. 32 Rendering figure of K-HUG

제 3 장 K-HUG의 선체 내압 해석 및 내압 성능 시험

이 장에서는 설계한 K-HUG의 목표 수심에서 안정성을 확인하기 위한 최적의 선체 두께를 선정하고 이를 바탕으로 선체구조를 설계하였다.

설계된 선체를 모델링하고 ANSYS ver.12.1을 사용하여 모델링되어 있는 선체의 내압해석 및 좌굴해석을 통하여 내압 성능을 검증하였다. 내압 및 좌굴해석을 해 봄으로써 선체가 목표수심 200m에서의 수압을 견딜 수 있음을 해석적으로 검증하고 최적화된 선체를 설계하였다. 또한 해석을 바탕으로 설계된 선체를 제작하여 실제 내압 성능 시험을 통하여 내압성능을 검증하였다.

3.1 선체 두께 선정

K-HUG의 선체와 같은 얇은 원통은 외부 압력에 의해 원주방향으로 변형이 발생한다. 따라서 수압에 의해 발생하는 원주방향의 응력이 선체의 재질인 AL6061의 허용응력 보다 높지 않도록 선체의 두께를 선정하였다.

원주응력은 아래의 Fig. 33과 같이 외압에 의해 발생하며 이에 의해 발생하는 원주 응력은 식(23)과 같이 정리 된다.

$$P \cdot DL = \sigma_t \cdot 2tL \quad (23)$$

(P : 수압, D : 선체외경, L : 선체길이, σ_t : 원주응력, t : 선체두께)

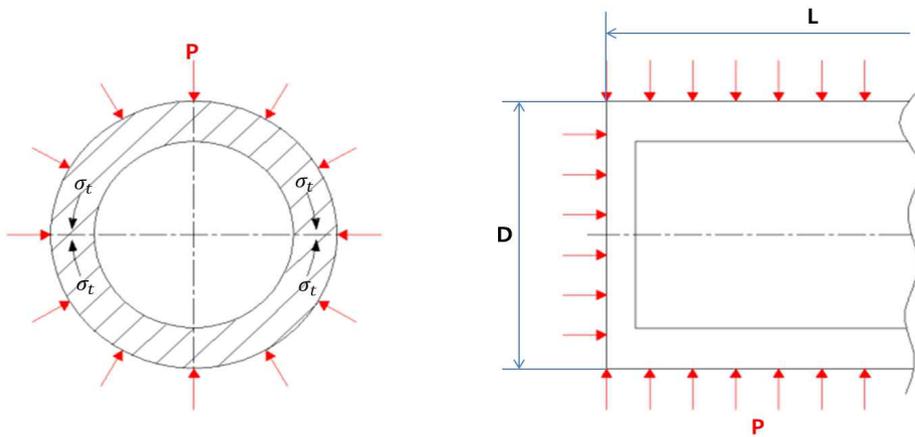


Fig. 33 External pressure of Hull

이 식을 다음의 식(24)와 같이 선체의 두께 t 에 대한 식으로 정리하였다.

$$t = \frac{PD}{2\sigma_t} \quad (24)$$

위의 공식에 목표수심의 수압과 앞서 설정 하였던 하우징의 직경, 그리고 선체의 재질인 AL6061의 허용응력을 이용하여 선체의 두께를 구하면 $t = 1.65\text{mm}$ 이다.

선정한 두께에 약 3배의 안전율과 가공성을 고려하여 선체의 두께는 6mm 로 선정하고 선체의 설계 및 모델링을 하였다.

3.2 선체 내압 해석

3.2.1 선체 모델링 및 물성치

선정한 두께의 선체가 목표수심에서의 안정성을 검증하기 위하여 유한 요소해석법(Finite Element Method)을 이용하였다.

해석을 위한 선체를 ANSYS Workbench Geometry를 이용하여 3D로 모델링하였다. 모델링한 형상의 치수는 Fig. 34와 같다. 이 형상과 제원은 현재 설계된 선체와 동일하다.

모델링한 형상에 적용한 물성치는 실제 선체의 재질인 AL6061의 물성치를 적용하였다. 아래의 Table 8에 해당 재질의 물성치와 허용응력 및 항복응력을 정리하였다.

Table 8 Material property

Property	Value
Material	<i>Aluminum Alloy 6061 - T6</i>
Density	2700 kg/m^3
Modulus of Elasticity	68 GPa
Poisson's Ratio	0.3
Allowable Stress	121 MPa
Tensile Yield Stress	276 MPa

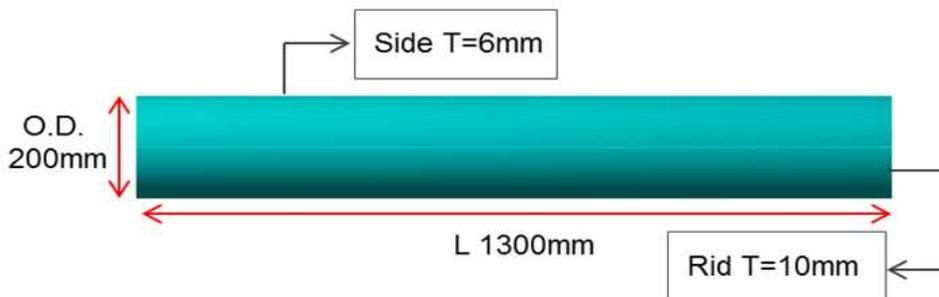


Fig. 34 Dimension of Hull

3.2.2 해석조건 및 경계조건

해석을 위한 격자(Mesh)는 선체의 형상에 알맞게 Sweep Method를 이용하여 균일 사각 격자로 생성하였다. 아래의 Fig. 35는 이를 통해 생성된 FE Model이다.

다음 목표수심 200m의 외압에 대한 내압해석을 위한 경계 조건은 다음의 Fig. 36과 같이 선체 내부에 대기압을 부여하고 선체외부에 2MPa의 압력을 부여하였다. Table 9는 선체에 부여한 경계조건을 정리한 표이다.

Table 9 Analysis Conditions

Boundary Condition	Value
Internal Pressure	0.101325MPa
External Pressure	2MPa

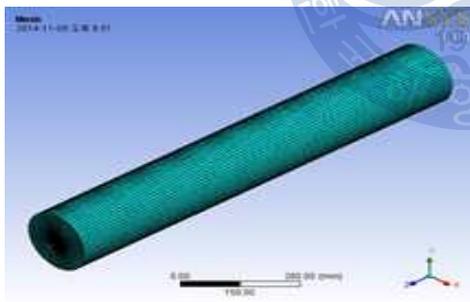


Fig. 35 FE Model

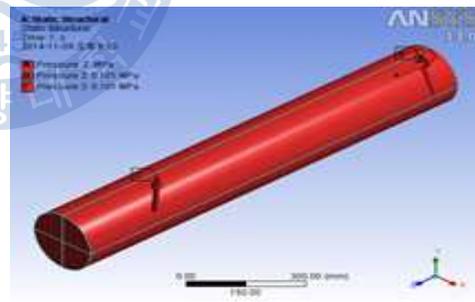


Fig. 36 Boundary condition

3.2.3 선체의 내압해석

다음의 Fig. 37은 내압해석결과이다. 외압에 의해 발생하는 내부응력은 End Cap의 중앙부에서 최대치인 133.63MPa이 발생하였다. 또한 길이방향의 선체에서는 약 20MPa의 응력이 발생함을 확인 하였다. 따라서 최대응력인 133.63MPa을 아래의 식(25)의 ASME에서 규정한 성능 평가방법에 의한 응력 평가를 실시하였다.(ASME, 2013)

$$P_L + P_b < 1.5S_a$$

$$(P_L : Local Stress, P_b : Bending Stress, S_a : Allowable Stress) \quad (25)$$

$$133.63MPa(\text{해석에 의한 값}) < 121MPa \times 1.5$$

$$133.63MPa < 181.5MPa$$

또한 일반적인 구조물에서 안정성 평가 시 고려하는 항복응력은 Al6061의 경우 276MPa이므로 최대응력보다 높다. 따라서 설계한 선체가 목표수심의 외압을 버틸 수 있음을 해석적으로 확인하였다.

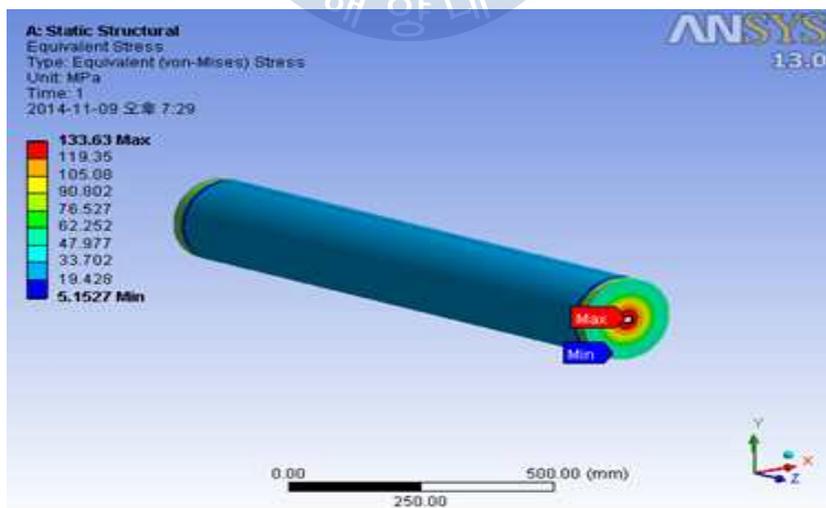


Fig. 37 Distribution of stress

3.2.4 선체의 좌굴해석

일반적으로 실린더형의 선체가 그 직경에 비해 길이가 길 때 고려해야 하는 좌굴(Buckling)에 대한 해석을 수행하였다.

좌굴해석을 위한 경계조건으로 우선 기준외압을 1MPa로 설정하고 기준 외압에서부터 최초 선체가 좌굴이 일어나는 외압에 알아내기 위한 해석을 수행하였다.

아래의 Fig. 38은 좌굴해석 결과로 각 경우의 영구 변형된 형태를 확인할 수 있다. 좌굴로 인한 변형된 형태가 미소하기 때문에 $0.5 \times \text{Auto Scale}$ 로 확인하였으며 좌굴모드는 총 8차수 까지 해석하였다.

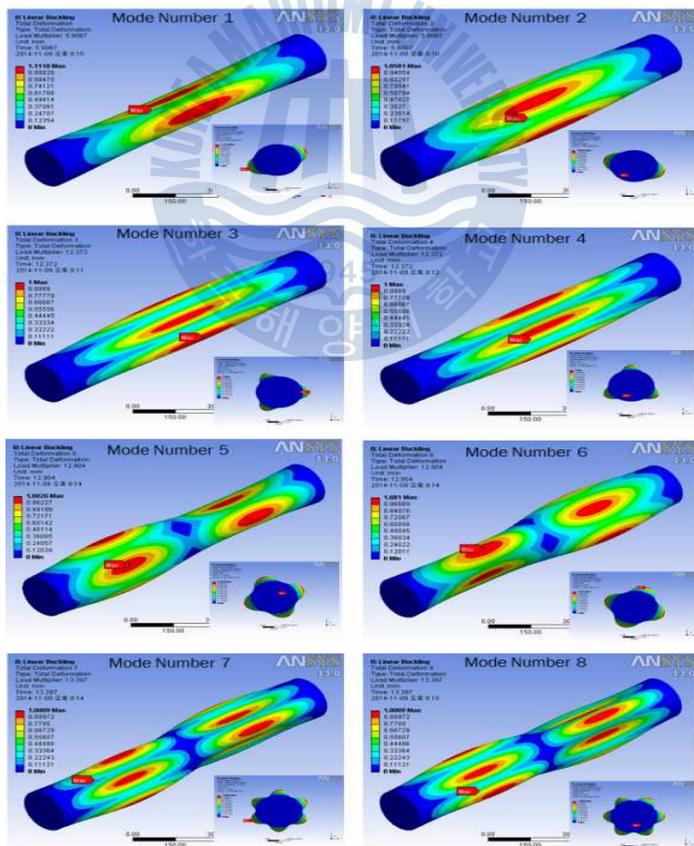


Fig. 38 Results of buckling analysis

다음의 Table 10은 좌굴해석의 결과이다. 최초좌굴은 Mode 1과 Mode 2에서 발생하였으며 좌굴압력이 목표수심 200m의 수압인 2MPa의 약 3배 높은 압력에서 발생함으로 본 선체가 목표수심에서 좌굴에 대하여 안정성을 가짐을 해석적으로 검증하였다.

Table 10 Results of buckling analysis

Mode Number	Buckling Pressure
1	5.9067MPa
2	5.9067MPa
3	12.372MPa
4	12.372MPa
5	12.904MPa
6	12.904MPa
7	13.397MPa
8	13.397MPa

3.3 선체 내압 성능 검증 시험

앞서 해석적으로 선정된 선체를 실제 제작하여 실제 환경에서 내압 및 수밀 성능 시험을 수행하였다.

3.3.1 내압 성능 검증시험 조건

시험은 선박해양플랜트연구소에 내압챔버를 이용하였다. 시험 검증은 목표수심의 1.3배의 수압에서의 수밀, 내압 테스트를 동시에 병행 하였으며 다음의 Table 11과 같이 최초 500kPa의 압력으로 가압하여 600s, 1000kPa의 압력에서 600s, 마지막으로 목표수심 200m의 수압의 1.3배에 해당하는 2600kPa에서는 1800s동안 3번의 가압구간 시험을 진행하고 1번의 감압구간에서 시험을 을 진행하였다.

Fig. 39는 내압 시험을 전 선체의 모습이고, Fig. 40은 내압챔버에 삽입하기 위하여 내압 시험 장치에 고정 되어 있는 선체의 모습이다.

Table 11 Conditions of Pressure-resistant test

시료	No.	가압/감압	압력구간 [kPa]	지속시간 [s]
K-HUG 선체	1	가압	0 - 500	600
	2	가압	500 - 1,000	600
	3	가압	1,000 - 2,600	1800
	4	감압	2,600 - 0	-



Fig. 39 Hull for Pressure-resistant test



Fig. 40 Fixed Hull with Test support

그리고 다음의 Fig. 41은 수밀 시험을 진행하는 모습을 카메라 및 수중 카메라를 통하여 외부 관제실에서 모니터링 하는 모습이다. 여기서 현재 챔버 내의 압력이 25.9bar에 이르러 목표 수심에서의 압력의 1.3배의 압력을 가하고 있음을 확인할 수 있다.



Fig. 41 Monitoring of Pressure-resistant test

3.3.2 내압 성능 검증시험 결과

내압 성능 검증 시험 조건에 따른 검증 시험 결과 아래의 Table 12와 같이 각각 압력구간에서 모두 정상임을 시험적으로 검증하였다.

따라서 목표수심 200m에서 선체에 대한 내압성능은 해석적 과정을 통해 선체를 시뮬레이션하고 이후 시험을 통해 검증 하였다.

다음의 Fig. 42, Fig. 43은 내압 시험후의 시료의 모습이다.

Table 12 Result of Pressure-resistant test

시료	가압/감압 과정		압력 지속 과정			결과
	가압/감압	압력구간 [kPa]	시작(최고) 압력 [kPa]	지속 시간 [s]	종료(최종) 압력 [kPa]	
K-HUG 선체	가압	0 - 500	460	600	460	정상
	가압	500 - 1,000	980	600	980	
	가압	1,000 - 2,600	2,590	1800	2,520	
	감압	2,600 - 0	-	-	-	



Fig. 42 Result of Pressure-resistant test 1



Fig. 43 Result of Pressure-resistant test 2

제 4 장 K-HUG의 동역학

4.1 K-HUG의 기구학

K-HUG의 수중에서의 운동특성을 해석하기 위하여 Fig. 44와 같이 수중에서 강체에 표현되는 선체 고정좌표계(Body-fixed coordinate system)인 X_0, Y_0, Z_0 와 지구 고정 좌표계(Earth-fixed coordinate system) X, Y, Z 를 설정하였다. 일반적으로 선체 고정 좌표계에서 원점 O 는 무게 중심과 일치시킨다. 수중로봇을 위한 선체 축에서 X_0 은 길이 방향의 축, Y_0 은 횡방향 축 그리고 Z_0 은 수직방향의 축으로 정의한다. 선체 고정 좌표계에서의 운동은 지구 고정 좌표계에 관하여 표현한다.

지구 자체의 공전과 자전에 의한 영향은 없는 것으로 가정하고 강체의 속도에 영향을 미치지 않는다고 가정한다. 지구 고정 좌표계는 관성 고정 좌표계(Inertial-fixed coordinate system)이라고도 한다. 따라서 강체의 위치와 자세는 관성 고정 좌표계를 통해 표현하며, 강체의 선형 속도와 각 속도는 선체 고정 좌표계에 의해 표현된다.

지구 고정 좌표계에 대한 선체 고정 좌표계의 자세는 오일러 각(Euler angle)으로 표시한다. 오일러 각은 기준 좌표계 즉, 본 논문에서 지구 고정 좌표계를 각 축에 대하여 3번 회전시켜 선체 고정 좌표계에 일치시킬 때 얻어지는 각으로 회전은 요(ψ), 피치(θ), 롤(ϕ)의 순으로 정한다. 오일러 각의 경우 선체의 자세가 수직에 가까워지면 자세를 표현 할 수 없는 한계를 가지고 있으나, 수중 로봇의 경우 자세가 수직 방향의 운동이 거의 일어나지 않으므로 오일러 각을 사용하여도 무방하다고 판단하여 채택하

였다.(Fossen. 1994)

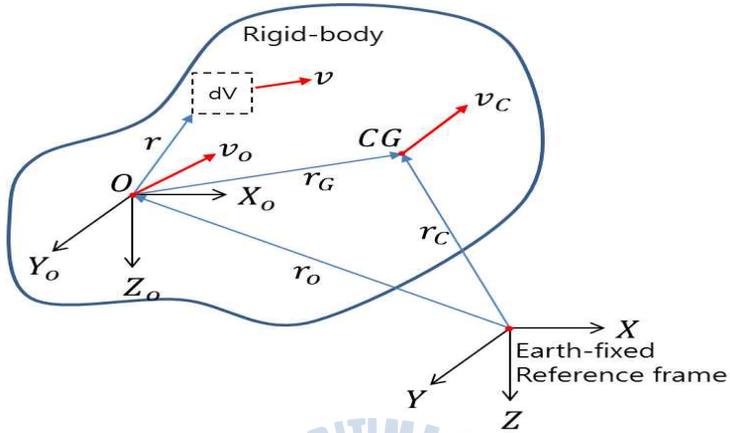


Fig. 44 Earth-fixed and body-fixed coordinate system

Table 13 Notation used for Rigid-body

Motion of 6 D.O.F	Force and moment	Linear and angular velocity	Position and Euler angles
Motion in the x-direction (Surge)	X	u	x
Motion in the y-direction (Sway)	Y	v	y
Motion in the z-direction (Heave)	Z	w	z
Rotation about the x-axis(Roll)	K	p	ϕ
Rotation about the y-axis(Pitch)	M	q	θ
Rotation about the z-axis(Yaw)	N	r	ψ

4.2 K-HUG의 동역학 모델링

Fig. 45는 앞서 정의한 수중에서 강체의 6자유도 운동 좌표계를 K-HUG에 적용한 모습이다. 선체 고정좌표계의 원점은 선체의 기하학적 중심에 있으며 K-HUG 선체 진행방향을 x_0 축으로 하였으며 수심방향을 z_0 축으로 하였다. 또한 오른손 법칙에 의해 y_0 축의 방향을 결정하였다. 선체 고정좌표계에 각축에서의 위치-방위, 속도-가속도, 유체력 기호는 앞 절의 Table 13과 같다. 또한 동역학 모델링에 앞서 이에 사용될 변수는 다음의 Table 14와 같이 정리한다.

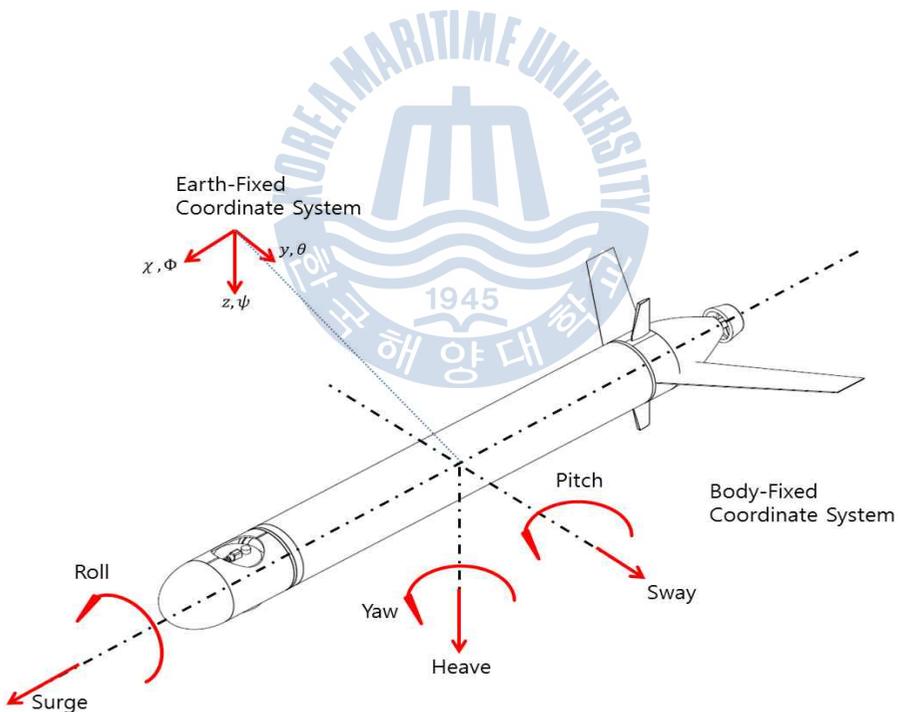


Fig. 45 Coordinate system of K-HUG

Table 14 Definition of variables for dynamic modeling

	description
\mathbf{v}_0	$[u, v, w]^T$, translational velocity vector in the body-fixed frame
$\boldsymbol{\omega}$	$[p, q, r]^T$, angular velocity vector in the body-fixed frame
L_G	linear momentum in the earth-fixed frame
H_G	angular momentum in the earth-fixed frame
\mathbf{F}_G	$[X, Y, Z]^T$, external forces
\mathbf{M}_G	$[K, M, N]^T$, moment of external forces about O
I_0	inertia tensor in the body-fixed frame
m_t	total mass of the K-HUG
m_h	mass of the hull
m_s	mass of the static block inside glider
m_m	movable mass of the glider
r_m	position vector to movable mass in the body-fixed frame
r_h	position vector to center of hull
r_s	position vector of static block
r_{cg}	$[x_G, y_G, z_G]^T$, position vector from origin of the body-fixed frame to CG
r_{bg}	$[x_B, y_B, z_B]^T$, position vector from origin of the body-fixed frame to BG
V_{var}	variable volume due to buoyancy device
V_{fix}	fixed volume of the glider
Φ_m	rotational angle of movable mass
x_p	variable length of buoyancy piston
x_m	variable length of movable mass

K-HUG의 전체 질량 m_t 은

$$m_t = m_h + m_s + m_m \quad (26)$$

식 (26)과 같이 선체의 질량 m_h 과 선체 내부의 고정된 질량 m_s , 내부의 이동질량 m_m 의 합으로 정의된다.

K-HUG의 병진운동의 운동방정식은

$$\sum \overrightarrow{F}_G = \frac{d}{dt}(\overrightarrow{L}_G) \quad (27)$$

$$m(\dot{v}_0 + \omega \times v_0 + \dot{\omega} \times r_G + \omega \times (\omega \times r_G)) = F_0 \quad (28)$$

와 같이 표현되고, 식(28)의 \dot{v}_0 , $\dot{\omega}$ 는 선체 고정좌표계에 대한 K-HUG 속도의 미분 항이다.

회전운동의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\sum \overrightarrow{M}_G = \frac{d}{dt}(\overrightarrow{H}_G) \quad (29)$$

$$I_0 \cdot \dot{\omega} + \omega \times (I_0 \cdot \omega) + m r_G \times (\dot{v}_0 + \omega \times v_0) = M_0 \quad (30)$$

여기서 m 은 질량이며, $\dot{\quad}$ 은 선체 고정좌표계에 대한 미분이다. 식(28)~식(31)을 이용하여

유도된 수중에서의 K-HUG를 포함하는 강체의 6자유도 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$m[\dot{u} - vr + wq - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})] = X \quad (31)$$

$$m[\dot{v} - wp + ur - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p}) + x_G(pq + \dot{r})] = Y \quad (32)$$

$$m[\dot{w} - uq + vp - z_G(p^2 + q^2) + x_G(pr - \dot{q}) + y_G(qr + \dot{p})] = Z \quad (33)$$

$$I_{xx}\dot{p} + (I_{zz} - I_{yy})qr - I_{yz}(q^2 - r^2) + I_{xy}(pr - \dot{q}) - I_{zx}(pq + \dot{r}) + m[y_G(\dot{w} - uq + vp) - z_G(\dot{v} - wp + ur)] = K \quad (34)$$

$$I_{yy}\dot{q} + (I_{xx} - I_{zz})pr - I_{zx}(r^2 - p^2) + I_{yz}(pq - \dot{r}) - I_{xy}(qr + \dot{p}) + m[z_G(\dot{u} - vr + wq) - x_G(\dot{w} - uq + vp)] = M \quad (35)$$

$$I_{zz}\dot{r} + (I_{yy} - I_{xx})pq - I_{xy}(p^2 - q^2) + I_{zx}(qr - \dot{p}) - I_{yz}(pr + \dot{q}) + m[x_G(\dot{v} - wp + ur) - y_G(\dot{u} - vr + wq)] = N \quad (36)$$

식(31)부터 식(36)은 K-HUG의 Surge, Sway, Heave, Roll, Pitch, Yaw를 나타낸다.(Leonard, N.E. & Graver, J.G., 2001)

이제 다음의 Fig. 46과 같이 K-HUG의 6자유도 운동방정식에 각각의 추진기, 방향타가 발생시키는 외력과 부력제어기에 의하여 변화하는 부력 및 자세제어기의 운동에 의한 질량중심 및 질량관성모멘트의 실시간 변화를 고려하였다.

추진기에 의해 발생하는 추진기에 의한 힘 X_{thru} 는 선정된 추진기의 제원을 추력을 에 따라서 고려하였고 방향타가 발생시키는 외력은 Fig. 47과 같이 앞서 2장에서 방향타 선정을 위해 구하였던 방향타의 수직항력 P_{ru} 와 x_p 의 위치로부터의 수직항력방향에 선체 중심에서의 법선의 길이 ℓ_{ru} 의 곱으로 표현되는 다음의 식(37)에 의하여 구하여진다.

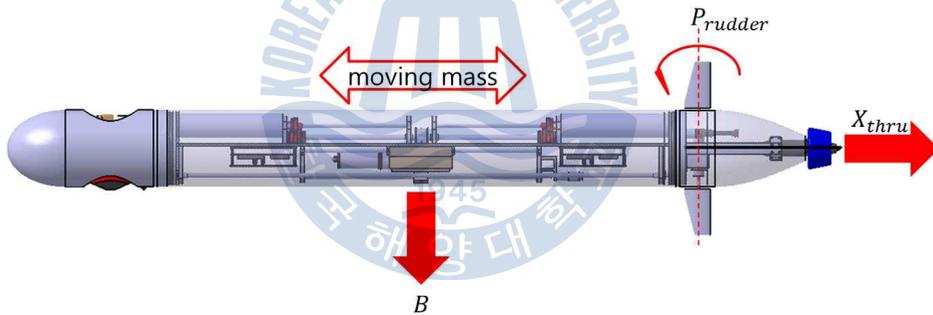


Fig. 46 External force of K-HUG

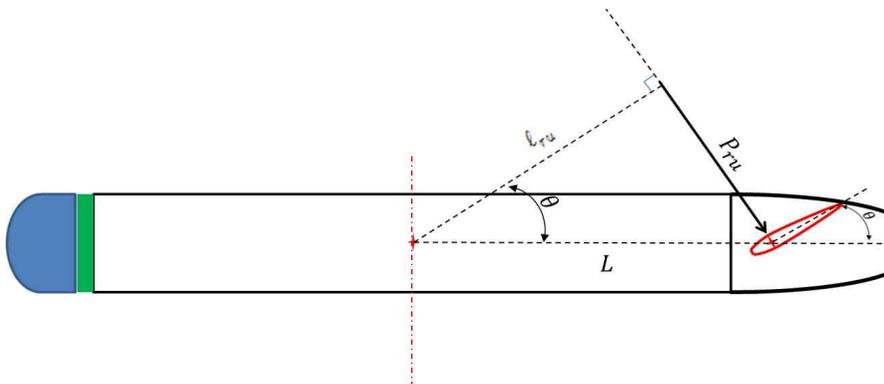


Fig. 47 Rudder Moment of K-HUG

$$\begin{aligned}
 N_{rudder} &= P_{ru} \times \ell_{ru} \\
 &= P_{ru} \times \frac{1}{2} L \times \cos\theta \quad (L: x_p \text{로부터 선체 중심까지 거리})
 \end{aligned} \tag{37}$$

또한 부력변화량은 앞서 설계한 부력제어기의 용량을 이용하여 구하였다.

그리고 식(38)과 식(39)에서 자세제어기의 운동에 의한 r_m 의 변화에 따른 K-HUG의 질량중심 및 질량관성 모멘트의 실시간 변화를 추가적으로 고려하였다.

$$r_{CG} = \frac{m_h r_h + m_m r_m + m_s r_s}{m_t} \tag{38}$$

$$I_o = (I_h - m_h \hat{r}_h \hat{r}_h) + (I_m - m_m \hat{r}_m \hat{r}_m) + (I_s - m_s \hat{r}_s \hat{r}_s) \tag{39}$$

운동시뮬레이션 시 앞에서 유도한 K-HUG의 운동방정식을 완성하기 위해서는 수중에서 운항하는 K-HUG에 작용하는 유체력이 필요하다. K-HUG에 작용하는 유체력은 정상상태에서의 정유체력과 가속-감속 운동에 의해 발생하는 동유체력으로 나눌 수 있다. 정유체력은 부력과 중력에 의한 항으로 나타내어지며 동유체력은 부가질량, 선형감쇠, 비선형감쇠 등 여러 가지 항으로 나타내어진다. 동유체력에서 가장 지배적인 항의 유체력계수는 부가질량, 선형감쇠, 비선형감쇠 항이다. 이외에도 K-HUG의 운동에 따라 또는 K-HUG의 형상에 따라 각 방향의 운동이 서로 연관관계를 갖는 계수도 존재한다.

앞의 고려사항에 대하여 완성된 6자유도 유체력식은 다음과 같다.

$$X = x_{u|u}|u|v|w| + X_u \dot{u} + X_{wq}wq + X_{qq}q\dot{q} + x_{vr}vr + X_{rr}rr - (W - B)\sin\theta + X_{thru} \quad (40)$$

$$Y = Y_{v|v}|v|v| + Y_{r|r}|r|r| + Y_v \dot{v} + Y_r \dot{r} + Y_{ur}ur + Y_{pw}pw + Y_{pq}pq + Y_{uv}uv + (W - B)\cos\theta\sin\phi \quad (41)$$

$$Z = Z_{w|w}|w|w| + Z_{q|q}|q|q| + Z_w \dot{w} + Z_q \dot{q} + Z_{uq}uq + Z_{vp}vp + Z_{rp}rp + Z_{uw}uw + (W + B)\cos\theta\cos\phi \quad (42)$$

$$K = K_{p|p}|p|p| + K_p \dot{p} + (y_G W - y_B B)\cos\theta\cos\phi - (z_G W - z_B B)\cos\theta\sin\phi \quad (43)$$

$$M = M_{w|w}|w|w| + M_{q|q}|q|q| + M_w \dot{w} + M_q \dot{q} + M_{uq}uq + M_{vp}vp + M_{rp}rp + M_{uw}uw - (z_G W - z_B B)\sin\theta - (x_G W - x_B B)\cos\theta\cos\phi \quad (44)$$

$$N = N_{v|v}|v|v| + N_{r|r}|r|r| + N_v \dot{v} + N_r \dot{r} + N_{ur}ur + N_{pw}pw + N_{pq}pq + N_{uv}uv + (x_G W - x_B B)\cos\theta\sin\phi + (y_G W - y_B B)\sin\theta + N_{rudder} \quad (45)$$

식(40)부터 식(45)는 정유체력 및 동유체력을 고려한 6자유도 유체력 방정식이다.

또한 위의 방정식에 필요한 유체력 계수들을 예인 수조에서 PMM 실험을 통하여 구하였다.

제 5 장 결론

본 논문에서는 조류가 심한 실해역을 탐사하기 위한 수중로봇으로서 기존의 자율운동체인 AUV와 UG의 장점을 수용하는 하이브리드 수중글라이더 K-HUG의 설계에 대한 연구를 수행하였다.

수중로봇을 설계하기 위한 설계절차를 정의하고 정의한 절차에 따라 연구를 수행하였으며 운용수심 200m, 목표속도는 각각 AUV 모드일 때 3knot, UG 모드일 때 1.5knot의 속력을 가질 수 있도록 설계하였다.

부력제어기의 구동하기 위한 구동기 용량을 수식적으로 선정하여 설계를 하였고, 자세제어기의 구동용량 또한 같은 방법으로 자세제어기를 설계하였으며, 이를 선체내부의 제어용보드와 연동하는 것으로 설계하여 선체내부 구조배치를 하였다.

선체의 외형은 K-HUG가 주행함에 있어 유체로부터 받는 항력을 최소화하기 위한 경험식을 이용하여 형상 설계를 하였다. 그리고 선체 내부에 음향센서인 DVL과 조립을 위한 체크벨브, 선미 내부에 방향타와 추진기를 배치하였으며 방향타를 제어하기 위한 구동기는 방향타의 수직항력을 구할 수 있는 경험식에 의하여 선정하였고, 추진기는 선체의 목표속도에 따른 항력식을 이용하여 선정하였다. 결과적으로 각각 3.1Nm의 Stall torque를 갖는 서보모터와 75.5N의 추력을 가지는 추진기를 선정하여 이를 바탕으로 K-HUG의 추진기와 방향타를 설계하였다.

각각의 파트를 최종 조립하기 위한 방법으로 기존의 체결방식과 상이한 선체 내부압력 조절에 의한 조립법을 이용하였으며 각각 파트의 수밀은 고정부에 O-ring과 회전부에 Oil-seal을 활용한 Oil jacket을 형성하여 시

시스템을 구성하였다.

선체설계는 목표수심인 200m의 수압에 대한 원주응력을 이용하여 두께를 선정하여 설계하고 이를 내압해석 및 좌굴해석을 수행하여 안정성을 평가한 후 실제 제작하여 내압챔버의 내압시험을 통하여 그 내압성능을 검증하였다.

마지막으로 설계한 K-HUG의 6자유도 운동방정식 및 유체력식을 통한 운동 모델링을 수행하였다.

앞으로 설계된 K-HUG를 실제로 제작하여 다양한 시험을 통하여 구동 성능 및 주행 성능 평가를 수행할 예정이다.



참고문헌

- 대양전기공업, 2003. *무인잠수정의 운항제어 및 매니퓰레이터 기술개발*, 부산: 대양전기공업
- 오원천, 2007. 수중 탐지 기술 발전 추세. *국방과학기술플러스*, 28,
- 윤종수, 2012. *KAUV전장 및 항법 시스템 개발*. 석사학위, 부산: 한국해양대학교.
- 이수룡, 2007. *선박공학개론*. 세종출판사: 부산
- 최창곤, 2007. 국방로봇의 발전 방향. *국방과학기술*, (335), pp.26-37
- ASME, 2013. ASME Boiler and Pressure vessel code Division 2 Part D, ASME Press
- Curtin, T.B, et al., 2005. Autonomous underwater vehicles: trends and transformations. *Marine Technology Society Journal*, 39(3), pp.65-75
- Eriksen, C. C., et al., 2001. Seaglider: A long-range autonomous underwater vehicle for oceanographic research. *Oceanic Engineering, IEEE Journal*, 26(4),pp.424-436.
- Fossen, T. I., 1994. *Guidance and control of ocean vehicles* (Vol. 199, No. 4). Wiley: New York
- Leonard, N.E and Graver, J.G., 2001. Model-Based Feedback Control of Autonomous
- Myring, D.F., 1976. A theoretical study of body drag in subcritical

axisymmetric flow. *Aeronautical Quarterly*, 27, pp.186-194.

Roemmich, D., Riser, S., Davis, R., & Desaubies, Y., 2004. Autonomous profiling floats: Workhorse for broad-scale ocean observations. *Marine Technology Society Journal*, 38(2), pp.21-29.

Scripps Institution of Oceanography, 2003. *Underwater glider system study*, Scripps Institution of Oceanography: USA

Stommel, H., 1989. The SLOCUM mission. *Oceanography*, 2(1), pp.22-25.

Underwater Gliders. *IEEE. J. of Oceanic Engineering*, 26(4), pp 633-645.

Yoerger, D. R. et al., 2007. Autonomous and remotely operated vehicle technology for hydrothermal vent discovery, exploration, and sampling. *Oceanography*, 21(1), pp.152-161

