



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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](#)

工學碩士 學位論文

수중함용 냉각 시스템의
성능 향상에 관한 연구

**A Study on the performance improvement
of a submarine cooling system**

指導教授 吳 珍 錫



2010年 2月

韓國海洋大學校 大學院

메카트로닉스공학과

鄭 星 泳

목 차

기호 목록	iii
List of figures	iv
List of tables	vi
Abstract	vii
제 1 장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구내용	3
제 2 장 수중합 냉각 시스템	4
2.1 기존 수중합 냉각 시스템	4
2.1.1 기존 수중합 냉각 시스템의 구성	4
2.1.2 기존 수중합의 냉각 시스템 제어 기법	5
2.2 선박용 ESS (Energy Saving System)	10
2.3 수중합용 A-ESS (Advanced Energy Saving System)	17
2.3.1 A-ESS의 안전 제어 시스템	19
2.3.2 A-ESS의 열량 제어 시스템	20
제 3 장 A-ESS 시뮬레이션	23
3.1 시뮬레이션 화면 구성	23
3.2 시뮬레이션 모델링	25
3.2.1 해수 및 청수 펌프	31
3.2.2 청수냉각기	32
3.3.3 인버터, 전동기	36
3.3.4 냉각수 유량 제어 밸브	40
3.3.5 청수온도 제어 밸브	41

제 4 장 시뮬레이션 결과 및 분석	43
4.1 시뮬레이션 조건	43
4.1.1 제어 기법의 선택에 따른 시뮬레이션 조건	43
4.1.2 하드웨어의 선택에 따른 시뮬레이션 조건	46
4.2 시뮬레이션 결과 및 분석	47
4.2.1 해수 및 청수 펌프 제어 기법에 따른 전력 소비량	47
4.2.2 해수 및 청수 펌프 제어 기법에 따른 온도 분포도	50
4.2.3 냉각수 유량 제어 밸브에 따른 전력 소비량 및 온도 분포도	51
4.2.4 청수온도 제어 밸브에 따른 전력 소비량 및 온도 분포도	53
4.2.5 시뮬레이션 결과 분석	56
제 5 장 결론	58



기호 목록

A	: 열 유동률 q 에 대한 단면적 [m^2]
B_{\max}	: 교번자계 [A/m]
C_c	: 청수 냉각기의 고온유체에 대한 시간당 열용량률 [$kcal/^\circ C \cdot h$]
C_h	: 청수 냉각기의 저온유체에 대한 시간당 열용량률 [$kcal/^\circ C \cdot h$]
$C_{F.W}$: 청수의 비열 [$J/g^\circ C$]
$C_{S.W}$: 해수의 비열 [$J/g^\circ C$]
ε	: 청수냉각기 유용도
f	: 주파수 [Hz]
I_{\max}	: 상전류 [A]
$\dot{m}_{F.W}$: 청수의 유량 [kg/s]
$\dot{m}_{S.W}$: 해수의 유량 [kg/s]
Q	: 이동 열량 [$kcal/h$]
R_{phase}	: 상저항 [Ω]
T_{cin}	: 청수 냉각기 출구 측에 흐르는 저온유체의 온도 [$^\circ C$]
T_{cout}	: 청수 냉각기 입구 측에 흐르는 저온유체의 온도 [$^\circ C$]
T_{hin}	: 청수 냉각기 입구 측에 흐르는 고온유체의 온도 [$^\circ C$]
T_{hout}	: 청수 냉각기 출구 측에 흐르는 고온유체의 온도 [$^\circ C$]
$T_{F.W1}$: 청수 냉각기 청수 입구측 온도 [$^\circ C$]
$T_{F.W2}$: 청수 냉각기 청수 출구측 온도 [$^\circ C$]
$T_{S.W1}$: 청수 냉각기 해수 입구측 온도 [$^\circ C$]
$T_{S.W2}$: 청수 냉각기 해수 출구측 온도 [$^\circ C$]
U	: 총합 열전달 계수 [$kcal/h \cdot kg \cdot ^\circ C$]
W_{copper}	: 코일에서 발생하는 동손 [W]
W_i	: 철심에서 발생하는 철손 [W]

List of figures

Fig. 2.1 Central cooling system of submarine	4
Fig. 2.2 Step control	6
Fig. 2.3 Low speed mode	7
Fig. 2.4 Middle speed mode	7
Fig. 2.5 High speed mode	8
Fig. 2.6 Emergency mode	9
Fig. 2.7 Reduced mode	9
Fig. 2.8 Central cooling system of ship	10
Fig. 2.9 Non-step control	11
Fig. 2.10 Variation of seawater flow with sea water temperature	12
Fig. 2.11 Heat transfer of F.W cooler	13
Fig. 2.12 Consumption power of cooling water flow and seawater pump	14
Fig. 2.13 ESS algorithm	16
Fig. 2.14 ESS(Energy Saving System)	18
Fig. 2.15 A-ESS(Advanced Energy Saving System)	18
Fig. 2.16 Safety control system	20
Fig. 2.17 Heating value control system	21
Fig. 2.18 A-ESS heating value control algorithm	22
Fig. 3.1 Single cooling system	23
Fig. 3.2 Duplex cooling system	24
Fig. 3.3 Block diagram of cooling System	25
Fig. 3.4 Block diagram of cooling system simulation	30
Fig. 3.5 Block diagram of S.W pump	31
Fig. 3.6 Block diagram of F.W pump	31
Fig. 3.7 S.W & F.W pump control algorithm	32
Fig. 3.8 Cross flow cooler	34
Fig. 3.9 ϵ - curve	35
Fig. 3.10 Block diagram of F.W cooler	35
Fig. 3.11 Motor heating value for motor speed	39
Fig. 3.12 Inverter heating value for motor speed	39

Fig. 3.13 Block diagram of inverter and motor	40
Fig. 3.14 Cooling water flow control valve	40
Fig. 3.15 Block diagram of cooling water flow control valve	41
Fig. 3.16 F.W temperature control valve	41
Fig. 3.17 Block diagram of F.W temperature control valve	42
Fig. 3.18 F.W temperature control valve algorithm	42
Fig. 4.1 Block diagram of single cooling system	45
Fig. 4.2 Block diagram of duplex cooling system	45
Fig. 4.3 S.W pump power consumption by pump control	48
Fig. 4.4 S.W pump flow by pump control	49
Fig. 4.5 F.W pump power consumption by pump control	49
Fig. 4.6 F.W pump flow by pump control	49
Fig. 4.7 F.W cooler outlet F.W Temp. deviation by pump control	51
Fig. 4.8 Motor and inverter inlet F.W Temp. deviation by cooling water flow valve	52
Fig. 4.8 S.W pump power consumption by F.W valve control	54
Fig. 4.9 S.W pump flow by F.W valve control	54
Fig. 4.10 F.W pump power consumption by F.W valve control	55
Fig. 4.11 F.W pump flow by F.W valve control	55
Fig. 4.12 F.W cooler outlet F.W Temp. deviation by F.W valve control	55
Fig. 4.13 Power consumption by control technology	56
Fig. 4.14 F.W cooler outlet Temp. deviation by control technology	57

List of tables

Table. 2.1 Comparison between ESS and A-ESS	17
Table. 2.2 Heating value control for temperature	21
Table. 3.1 Motor and inverter heat loss by speed	38
Table. 4.1 Cooling system simulation parameters	44
Table. 4.2 Single cooling system and duplex cooling system	45
Table. 4.3 Duplex cooling system parameter	47
Table. 4.4 Power consumption (S.W) by pump control (kW)	48
Table. 4.5 Power consumption (F.W) by pump control (kW)	48
Table. 4.6 Power consumption (S.W) by cooling water flow control valve	51
Table. 4.7 Power consumption (F.W) by cooling water flow control valve	52
Table. 4.8 Inverter, motor Temp. deviation by cooling water flow control valve	52
Table. 4.9 Power consumption (S.W) by fresh water flow control valve	53
Table. 4.10 Power consumption (F.W) by fresh water flow control valve	53
Table. 4.11 F.W cooler outlet F.W Temp. deviation by fresh water flow control valve	53

A study on the performance improvement of a submarine cooling system

Sung-Young Jung

Department of Mechatronics Engineering

The Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Recently, the scale of transport appliances and industrial equipments are getting larger as global industrial and cultural exchange is becoming larger. Especially, when it comes to submarines, it is used in diverse purposes such as tourism and discovering underground resources. And because of the possibility and potential of maritime resources and the drain of the land resources, the value of submarine is gaining much more importance than before. Therefore, in order to response to the change of the worldwide environment and to achieve the competitiveness of our technology, it is necessary to develop an advance submarine by our own. But it is very rare to build up a whole submarine by one company, because the technology of electric propulsion system for the submarines is hold by only a few developed countries. Also the development of this related technology has been lead only by the national institutes, and it is hard to transfer and acquire this technology because of its distinctiveness.

Current domestic submarines are equipped with the electric propulsion system, because space, fuel efficiencies and the speed are important

issues for a submarine. It is very important to consider the cooling system, because it stabilizes the operation of the inverter and the electric motor.

These days, domestic submarines cooling system is composed with single or double (dual) cooling system, and mostly use the central fresh water cooling system technology. Also we used the step control and 3-direction valve control of the sea water pump and the fresh water pump to keep the temperature of the fresh water same.

The step control of the sea water and fresh water pump is currently using two steps of control. If the electric motor has a low level of heat or the temperature of the outside sea water gets low and the efficiency of the heat exchanger increases, then overcooling happens inevitably, and the 3-direction valve, which is at the gateway of the fresh water cooling system, controls its conditions to keep the temperature constantly.

The 3-direction valve controls the fresh water flow, which goes into the cooling system, and maintains the fresh water temperature. But this control of the fresh water flow results in an energy loss from the pump.

In this paper, a cooling system of high-power propulsion motor with Energy Saving System (ESS) is described. Normally, the cooling system for ship consists of fresh water pump, sea water pump, 3-way valve and cooler. In the cooling system, F.W(Fresh Water) and S.W(Sea Water) pump are operated on rated rpm, and 3-way valve is controlled to prevent over-cooling. Therefore the power consumption of the pump's motor is changed according to a sea water temperature. In the proposed cooling system, F.W pump and S.W pump are controlled by inverter, and it can reduce the power consumption. We provide simulation results for this novel cooling system.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

최근 전 세계적으로 산업 및 문화교류가 커짐에 따라 운송기기 및 산업기기가 대형화되고 있다. 특히 수중함의 경우 관광 자원 및 지하 자원 개발 등 다양한 용도로 활용되고 있으며, 해저 자원의 매장 가능성과 육상 자원의 고갈로 인해 이러한 장비의 가치는 더욱 증가하고 있다. 따라서 변화하는 세계환경에 대응하고 국가 기술의 우위를 점유하기 위해서는 미래형 수중함의 국내개발이 필요하다. 그러나 수중함용 추진 전동기 기술은 일부 선진국에서만 보유한 기술로 수중함 제작업체가 자체 개발한 경우가 거의 없으며, 대부분 국가 연구소 주도하에 개발되어 있는 실정이며, 기술의 특수성으로 인해 기술 이전 및 습득이 어렵다.^{[1]~[2]}

현재 국내에서 사용하는 수중함은 연료의 효율과 함께 속도를 중요시하며, 수중함 특성상 공간을 적게 차지하는 전기추진 시스템을 채택하고 있다. 최근, 전기추진 시스템을 개발하는데 있어서 추진 전동기 구조나 인버터의 설계, 제어 알고리즘의 구성이 복잡지고 정교해짐에 따라, 인버터와 추진 전동기의 안정적인 동작을 위한 냉각 시스템도 매우 중요해졌다.

현재 대부분의 국내의 수중함의 경우 SIMENS 사의 냉각 시스템을 사용하고 있다. 이 냉각 시스템은 이중 냉각 구조와 중앙 청수 냉각 시스템을 채택하고 있다. 또한, 해수 펌프와 청수 펌프는 수중함 운항 속도에 따라 다단으로 제어하는 계단 제어 기법을 적용하였고, 청수냉각기로 이송되는 청수 유량을 제어하는 청수온도 제어 밸브의 개도를 조절하여 청수온도를 일정하게 유지한다.

현재 해수 및 청수 펌프의 계단 제어는 3단으로 나누어 제어하는데, 추진 전동기가 낮은 열 부하를 가지는 경우, 또는 외부 해수온도가 낮아져서 청수냉각기의 열 교환량이 증가하는 경우, 필연적으로 과냉각이 발생하게 되고, 해수 및 청수 펌프는 회전속도를 저속으로 동작하게 된다. 동시에, 청수냉각기 청수 출구측에

설치된 청수온도 제어 밸브의 개도를 조절하여 청수냉각기로 들어가는 청수 유량을 감소시키게 된다.

이와 같이 청수 유량을 청수온도 제어 밸브의 개도를 조절하여 제어하는 경우 해수 및 청수 펌프에서 청수냉각기로 과도한 유량을 공급하였다는 것을 유추할 수 있으며, 이와 같은 제어는 결과적으로 해수 및 청수 펌프에서 에너지 손실을 가져온다. 또한 다단 제어시 갑작스러운 부하 변동은 수중함 전력 체계에 부담을 줄 우려가 있다.

이와 같은 문제를 해결하기 위하여 본 논문에서는 현재 수중함용 냉각 시스템을 분석하고, 온도 안정성 및 냉각 시스템의 효율을 향상시키기 위한 수중함용 냉각 시스템의 구성과 펌프 및 밸브의 제어 알고리즘에 관하여 연구하였다.



1.2 연구내용

본 연구에서는 수중함용 냉각 시스템에 적용할 수 있는 A-ESS(Advanced Energy Saving System)를 제안한다. A-ESS는 기존 수중함에 사용되어온 SIEMENS 사의 냉각 시스템에 비해 한단계 발전된 냉각 시스템으로, 선박용 ESS(Energy Saving System)의 제어 대상을 확장하여 청수 펌프 및 냉각수 유량 제어 밸브등 다양한 제어 요소들에 적용함으로써 기존의 ESS(Energy Saving System)보다 높은 에너지 효율을 가지며, 외부 환경에 따라 넓고 안정적인 제어 특성을 보일 수 있다는 장점을 가진다.

위와 같은 내용으로 본 논문은 모두 5장으로 구성되어 있다. 2장에서는 수중함 및 선박용 냉각 시스템에 관하여 설명한다. 기존 수중함의 제어 알고리즘과 기존의 선박용 ESS 알고리즘, 수중함용 A-ESS 알고리즘을 각각 설명하고, 에너지 저감을 이론적으로 설명한다. 3장에서는 수중함용 A-ESS 시뮬레이션의 설계 및 구성에 관하여 설명한다. 4장에서는 기존 수중함용 제어 알고리즘과 선박용 ESS 알고리즘, A-ESS의 알고리즘을 적용하여 각 경우별 시뮬레이션 및 결과 분석을 진행한다. 5장에서는 2,3,4장의 연구 내용을 바탕으로 결론을 요약하고 정리하였다.



제 2 장 수중함 냉각 시스템

2.1 기존 수중함 냉각 시스템

2.1.1 기존 수중함 냉각 시스템의 구성

우리나라 수중함의 냉각 시스템은 1차 냉각수는 해수를, 2차 냉각수는 청수를 이용하여 구성하는 중앙 냉각 시스템을, 냉각 시스템 구조는 청수냉각기 2대를 이용한 이중 냉각을 채택하고 있다. 그림 2.1은 수중함용 중앙 냉각 시스템을 도시하였다.

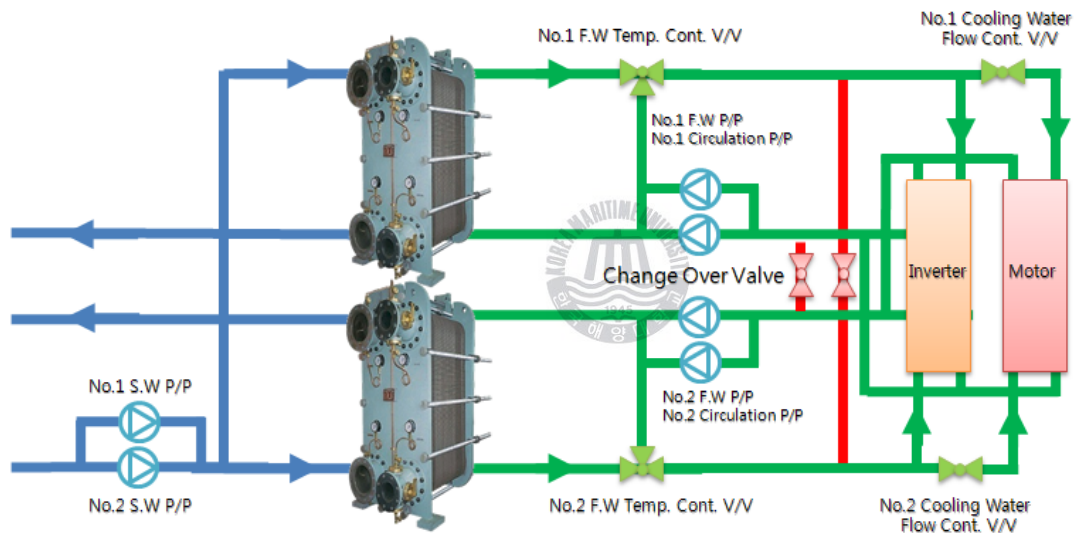


Fig. 2.1 Central cooling system of submarine

청수냉각기에서 1차 냉각수인 해수에 의해 냉각된 2차 냉각수 청수는 청수 유량 제어 밸브의 개도에 따라 일부는 청수냉각기 입구측으로, 일부는 by-pass되어 인버터와 전동기의 입구측으로 이송된다. 이때 인버터 및 전동기 입구측 청수

온도는 일반적으로 37℃ 정도 유지하는데, 이 청수온도는 해수 및 청수펌프의 회전속도, 외부 해수온도, 청수온도 제어 밸브의 개도에 의해 제어된다.

해수 펌프는 일반 상선과 동일하게 같은 용량의 펌프 2대가 설치되며 수중함 운전 상황에 따라 3단계로 나누어 동작한다.

청수 공급 펌프는 토출 용량 크기가 다른 두 대의 펌프를 설치하는데, 토출 용량이 작은 펌프는 순환 펌프라 하며, 청수의 최소 유량을 만들어주기 위하여 저속에서 주로 사용되고, 토출 용량이 큰 펌프는 청수 펌프라 하며, 저출력, 고효율 운전이 가능하도록 구성되어 있어 주로 중, 고속에서 사용된다.

청수온도 제어 밸브는 3 방향 밸브로 구성되어 2차 냉각수인 청수 중 일부를 by-pass함으로써 청수온도를 일정하게 유지하는 역할을 한다.

냉각수 유량 제어 밸브는 3 방향 밸브로 구성되며, 주 열원부인 추진 전동기와 추진 전동기를 제어하는 인버터에 전달되는 냉각수 유량의 비를 제어하여 냉각수가 열원부에 적절하게 전달되도록 한다.

2.1.2 기존 수중함의 냉각 시스템 제어 기법

현재 수중함의 냉각 시스템 제어 알고리즘은 대부분 SIEMENS 사의 계단 제어를 사용하고 있다. 계단 제어란 청수의 온도를 제어하기 위한 해수 및 청수 펌프의 속도를 추진 전동기의 속도에 따라 일정 구간으로 나눠서 조건에 맞게 제어하는 기법이다. 이러한 제어 기법은 일정 수준 이상의 온도 추종 능력 및 안정성을 가지나, 부하의 급변에 따른 수중함 전력 계통에 무리를 주며, 필요 유량보다 많은 유량을 공급함으로써 전력 소비량이 비교적 높다는 단점을 가지고 있다.

그림 2.2는 계단 제어 기법을 간단히 그림으로 나타낸 것이다.

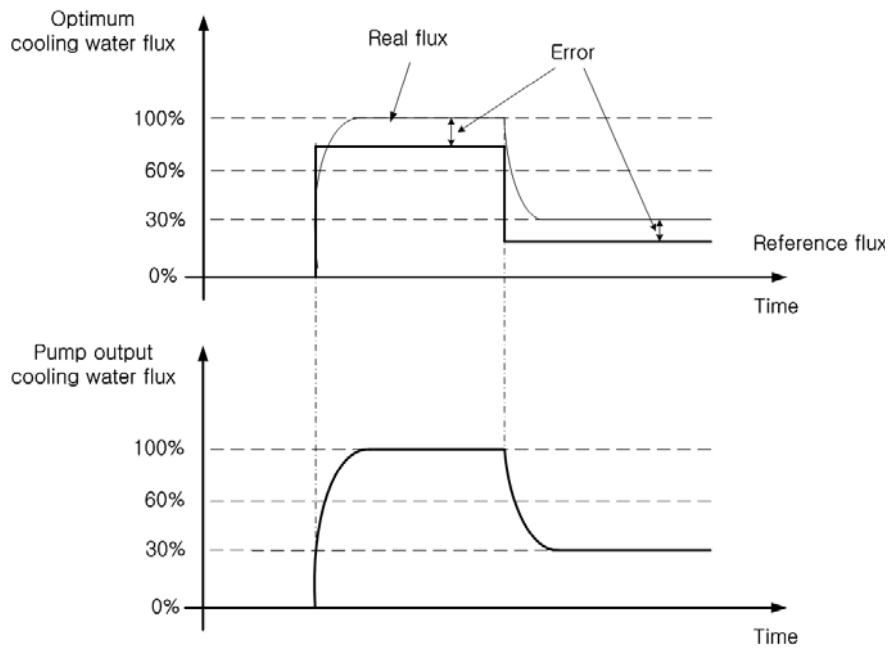


Fig. 2.2 Step control

SIEMENS 사의 계단 제어 기법을 적용한 냉각 시스템의 운전 모드는 추진 전동기 회전속도에 따라 크게 3단계로, 수중함의 운항 상태에 따라 2단계로 나눌 수 있다.^[6]



(1) 저속 운전 모드

수중함의 추진 전동기 회전속도가 40RPM 이하인 경우를 말한다. 수중함이 저속으로 항해하는 경우이며, 이때 인버터 및 전동기의 발열량은 비교적 낮기 때문에 해수 펌프는 동작하지 않으며, 청수 펌프는 순환 펌프만 동작한다. 해수 유량은 함내 기본 해수순환량 $5m^3/h$, 청수 유량은 $16m^3/h$ 이 흐른다. 그림 2.3은 저속 모드일때 해수 및 청수 유량에 대하여 나타낸 그림이다. (각 그림의 화살표는 유체가 흐르는 방향과 유량을 나타내고 있다.)

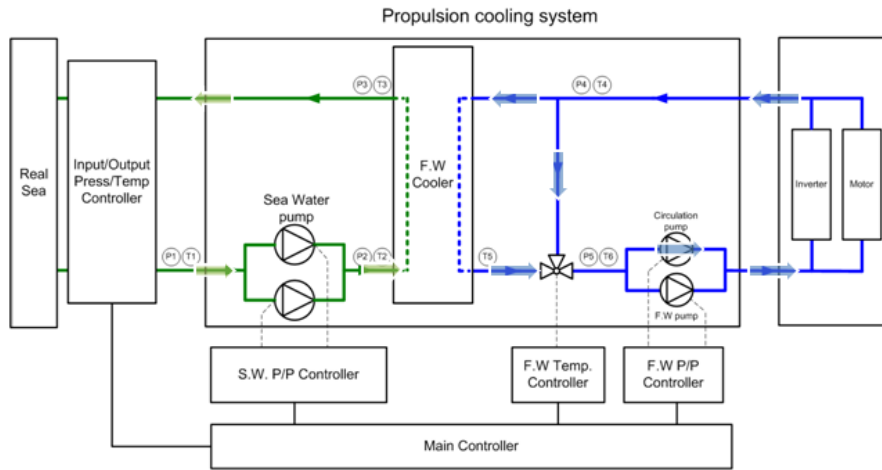


Fig. 2.3 Low speed mode

(2) 중속 운전 모드

추진 전동기 회전속도가 40RPM에서 120RPM일 경우 냉각 시스템은 중속 운전 모드로 동작하게 된다. 해수 펌프는 1대가 동작하며, 순환 펌프는 동작을 중지하고, 청수 펌프는 저출력으로 동작한다. 이때 해수 유량은 $24m^3/h$, 청수 유량은 $23m^3/h$ 가 흐른다.

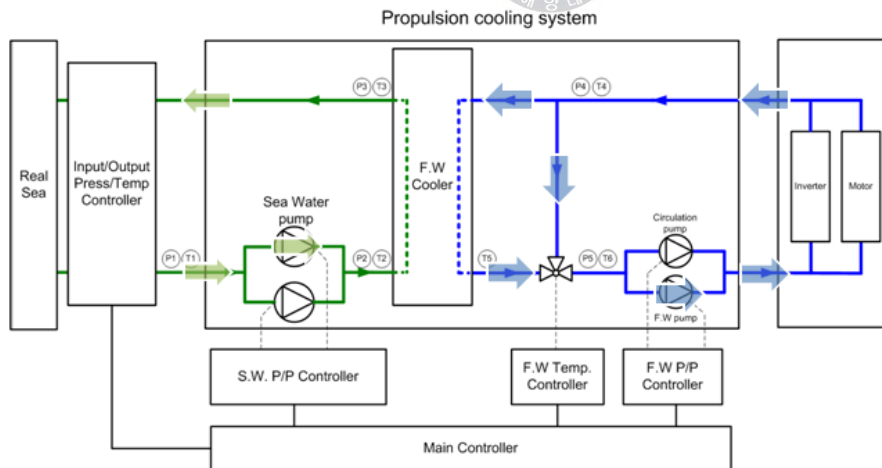


Fig. 2.4 Middle speed mode

(3) 고속 운전 모드

추진 전동기 회전속도가 120RPM에서 150RPM일 경우, 냉각 시스템은 고속 모드로 동작하게 된다. 추진 전동기의 부하가 크게 작용하며, 그에 따른 인버터와 전동기의 발열량은 지수 함수 형태로 증가하게 된다.

해수 펌프는 2대가 동작하며, 순환 펌프는 동작을 중지하고, 청수 펌프는 고출력으로 동작한다. 이때, 해수 유량은 $90m^3/h$, 청수 유량은 $46m^3/h$ 가 흐른다.

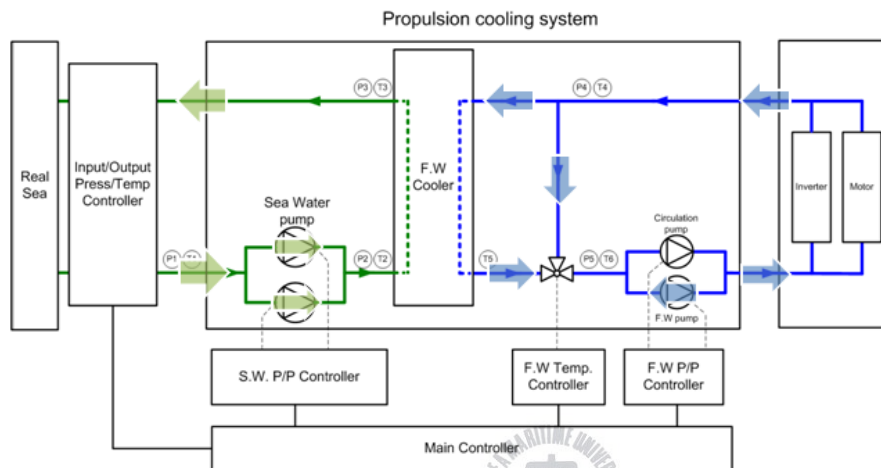


Fig. 2.5 High speed mode

4) 긴급 운전 모드

이중 구조의 청수 냉각 시스템 중 한쪽의 청수냉각기가 정상적으로 동작하지 못하는 경우, Change over valve (Coupling valve)를 이용하여 한쪽의 청수냉각기로 양쪽의 냉각 시스템 모두 구동하는 방식을 나타내며, 해수 펌프 2대, 청수 펌프 4대가 모두 동작하게 된다. 해수 유량은 $90m^3/h$ 가 흐르며, 청수 유량은 $62m^3/h$ 가 흐른다.

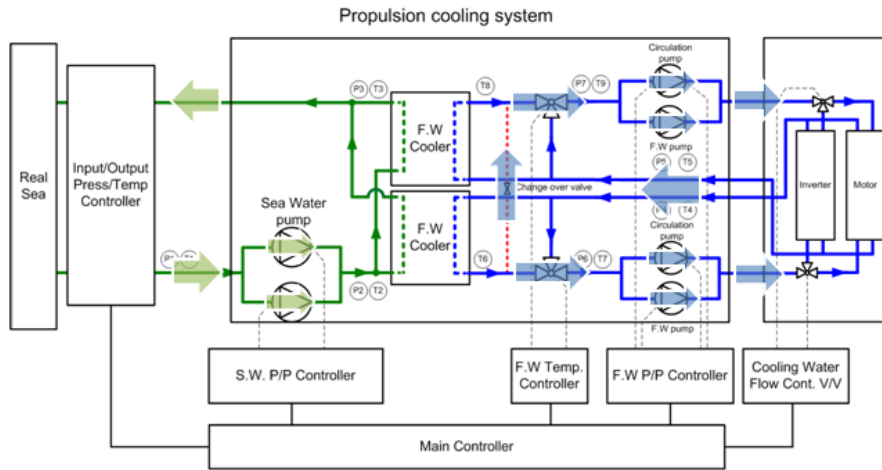


Fig. 2.6 Emergency mode

5) 최소 운전 모드

추진 전동기의 열원에서 발생하는 열량이 극히 미미하여, 청수냉각기를 사용할 필요가 없는 경우, 청수의 순환만으로 전동기와 인버터를 냉각한다. 해수 펌프는 동작하지 않으며, 청수 펌프는 4대 모두 동작한다. 청수 유량은 $62m^3/h$ 가 흐른다.

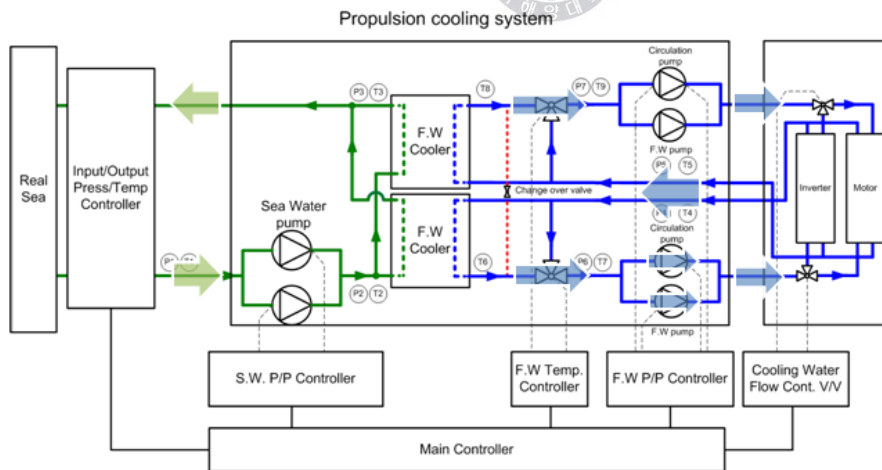


Fig. 2.7 Reduced mode

2.2 선박용 ESS (Energy Saving System)

기존의 수중함에 사용된 SIEMENS 사 냉각 시스템은 비교적 좋은 온도 안정성과 높은 신뢰성으로 현재까지 대부분의 국내 수중함에 사용되고 있다. 그러나 계단 제어를 기반으로 한 SIEMENS 사의 냉각 시스템은 수중함 운항속도의 변경으로 인해 냉각 시스템의 운전 모드가 변경되는 경우, 전력 부하가 급변하여 수중함 전력 체계에 부담을 줄 수 있으며, 다음에 소개할 ESS를 적용한 냉각 시스템에 비해 비교적 높은 전력 소비량을 가진다는 단점이 있다.

2.2절에서는 일반 상선의 냉각 시스템과 선박용 ESS에 관하여 조사하고, ESS 알고리즘을 수중함에 적용해보고자 한다.

그림 2.8은 일반 상선의 냉각 시스템이다.

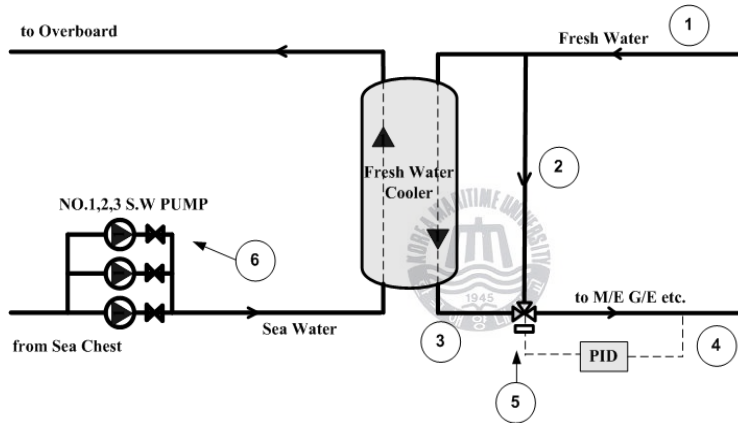


Fig. 2.8 Central cooling system of ship

중앙의 청수냉각기를 중심으로 좌측은 1차 냉각수인 해수가 흐르는 파이프라인이고, 우측은 2차 냉각수인 청수가 흐르는 파이프라인이다. 해수에 의해 냉각된 청수는 기관실 내의 청수냉각이 필요한 장치를 냉각하게 된다. 파이프라인 상의 유체흐름을 자세히 살펴보면, ①의 청수가 ②의 by-pass 라인과 ③의 청수냉각기로 나누어져 흘러 들어가게 된다. 이 청수는 ④에서 만나게 되어 여러 기관

장치로 흘러가게 된다. ⑤의 3 방향 밸브는 PID(Proportional Integral Derivative: 비례/적분/미분) 제어기에 의해 밸브의 개도(열림의 정도)를 조정하여 ④의 청수온도를 일정하게 유지하도록 한다. 즉, 해수 펌프를 100% 회전수로 운전하면서, 3 방향 밸브를 사용하여 청수온도를 조절한다.^[13]

이때, 선박의 냉각 시스템에서 by-pass된 청수의 유량의 이송하는데 사용된 에너지만큼 해수 펌프에서 에너지 낭비로 나타나게 된다. 이러한 전력 소비를 줄이기 위해 ESS에서는 3 방향 밸브를 제어하기에 앞서 해수 펌프의 회전수를 인버터로 무단 제어하여, 필요 냉각 해수 유량만을 이송하여 해수 펌프의 전력 소비량을 최소화한다.

무단 제어란 앞에서 설명해온 ESS의 주 축이 되는 제어 기법으로써, 각 펌프에 인버터를 설치하여 기준 속도에 따라 주파수를 PID 제어기를 이용하여 조절하여 펌프 속도를 무단으로 제어한다. 앞에서 설명한 계단 제어에 비해 인버터 설치 등 기존의 시스템에 비해 구조가 복잡하다는 단점이 있으나, 부하의 변동이 적어서 전력계통에 무리를 주지 않으며, 필요 해수 유량만 제공함으로써 펌프에서 전력 소비량을 감소할 수 있다는 장점을 가진다. 다음 그림 2.9는 무단 제어를 간단히 나타내고 있다.

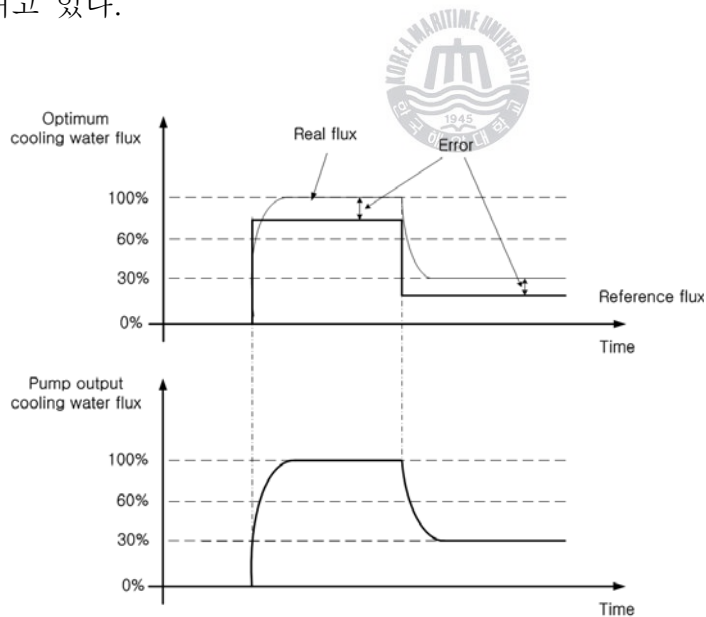


Fig. 2.9 Non-step control

그림 2.10은 S사 5,500TEU급 컨테이너선에 탑재된 청수냉각기 1대분 당 외부 해수 유입 온도 변화에 따른 필요 해수 유량을 보여주는 그림이다.^{[4][5]}

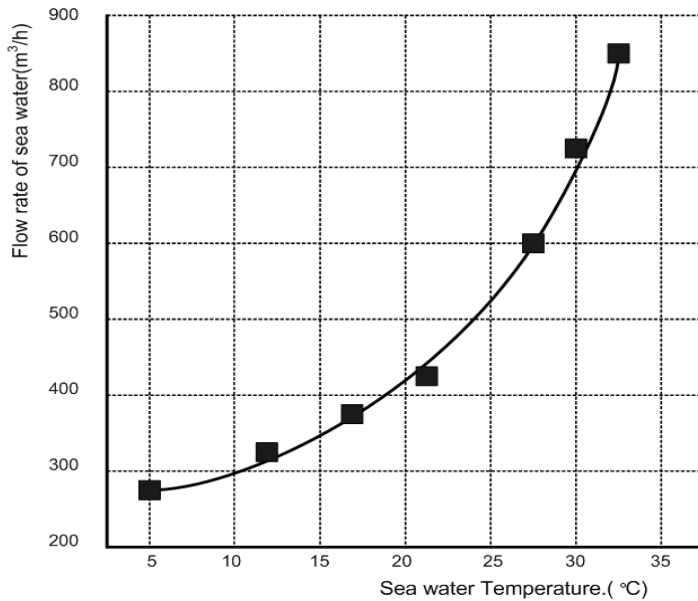


Fig. 2.10 Variation of seawater flow with sea water temperature

외부 해수온도가 5°C일때 필요 해수 유량은 약 $270m^3/h$ 임에 비해 외부 해수 온도가 30°C일 경우 필요 해수 유량은 약 $720m^3/h$ 정도 필요하다. 외부 해수 온도에 따른 필요 해수 유량 데이터 분석 결과, 산술적으로 기존의 냉각 시스템에 비해 ESS 냉각 시스템을 이용하면 50%에 가까운 에너지 절감을 가져 올 수 있음을 확인 할 수 있다.

선박의 ESS는 냉각 매체인 외부 해수온도가 낮아지거나 필요 냉각량이 감소하여 청수냉각기 출구측 청수의 온도가 급감할 경우 해수 펌프의 회전속도를 인버터로 제어하여 감소한 후, 최소 회전속도에서도 청수냉각기 출구 청수온도가 설정 청수온도보다 낮을 경우 청수온도 제어 밸브의 개도를 제어하여 청수냉각기로 유입되는 청수량을 감소시켜 청수의 온도를 유지한다. 다음은 청수냉각기의 열량 이동을 나타낸 것이다.

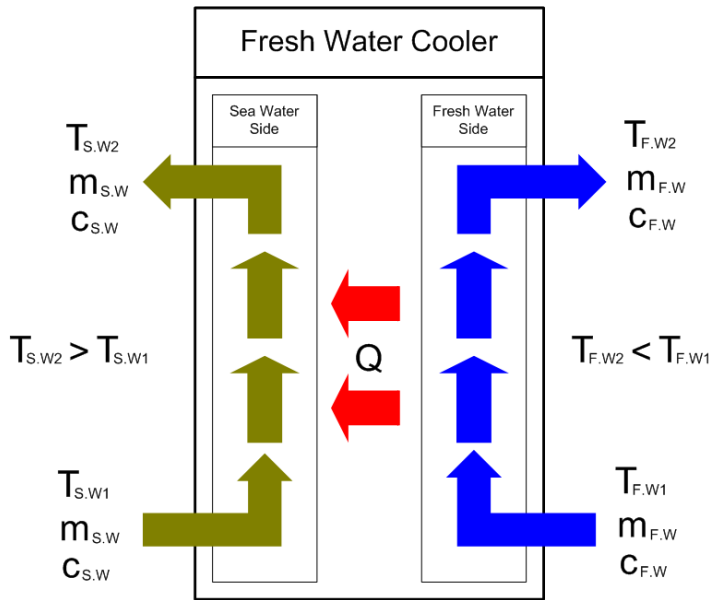


Fig. 2.11 Heat transfer of F.W cooler

그림 2.11에서 $T_{S.W1}$ 은 청수냉각기에 해수 입구 측 온도, $T_{S.W2}$ 는 청수냉각기의 해수 출구 측 온도, $\dot{m}_{S.W}$ 는 해수의 유량, $C_{S.W}$ 는 해수의 비열, $T_{F.W1}$ 은 청수냉각기에 청수 입구측 온도, $T_{F.W2}$ 는 청수냉각기의 청수 출구측 온도, $\dot{m}_{F.W}$ 는 청수의 유량, $C_{F.W}$ 는 청수의 비열, Q 는 이동한 열량을 나타낸다. 냉각 시스템에서 청수의 온도가 해수의 온도보다 높고 전체 시스템에서 외부로의 열의 입출입이 없다고 가정하면 청수냉각기에서의 열량의 이동은 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_{S.W} C_{S.W} (T_{S.W2} - T_{S.W1}) \\
 &= \dot{m}_{F.W} C_{F.W} (T_{F.W1} - T_{F.W2})
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서 이동 열량 Q 는 청수와 외부 해수의 온도차에 비례하게 된다. 청수냉각기 출구측 청수온도는 거의 일정하게 유지되므로, 해수온도가 낮아질수록 청수에서 해수로 이동하는 열량은 커지게 되며 동시에 청수냉각기 출구측 청수온도는 점점 낮아지게 된다.

기존 선박에서는 청수냉각기 출구측 청수온도가 낮을 경우 청수온도 제어 밸브의 개도를 제어하여 청수냉각기로 유입되는 청수 유량을 감소시킴으로써 청수온도를 유지하지만, ESS를 적용한 선박은 청수 유량은 고정하고, 해수 펌프 회전속도를 인버터로 제어하여 필요 해수 유량만 공급함으로써 해수 펌프에 사용되는 전력 소비량을 저감한다.

선박용 냉각 시스템에 사용되는 ESS는 현재 일부 선박에서 실제로 사용중이며, 다양한 실제 데이터를 취합한 결과 전체 전력 소비량이 감소하였음을 확인하였다. 이러한 ESS의 알고리즘은 수중함용 냉각 시스템에도 적용할 수 있을 것으로 예상된다.

다음은 SIMENS 사의 냉각 시스템을 채용하고 있는 기존의 수중함용 냉각 시스템의 냉각량 증가에 따른 동력 소비량과 수중함용 냉각 시스템에 위의 ESS를 적용한다고 가정했을때, 냉각량 증가에 따른 예상 동력 소비량을 비교하여 나타낸 것이다.

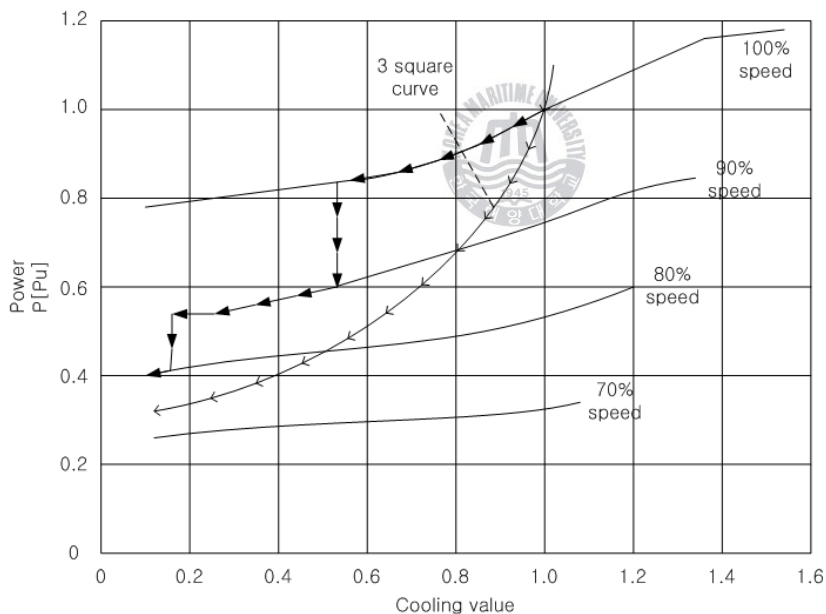


Fig. 2.12 Consumption power of cooling water flow and seawater pump

기존 수중함용 냉각 시스템은 검은 화살표로 냉각 부하에 따라 3단계로 나누어서 구동하며, 냉각량이 필요 이상일 경우 청수온도 제어 밸브를 제어하여 청수냉각기로 들어가는 청수 유량을 조절한다. 기존 시스템과 같이 3단계로 펌프 회전수가 가변하는 경우, 각 단계로 변화하는 시점에서 갑작스러운 부하의 변동은 수중함 전력 체계에 부담을 가져올 수 있으며, 이러한 현상은 전력원에 영향을 주거나 또는 전압 맥동을 가져 오게 된다. 현재 이러한 문제점을 보완하기 위하여 히스테리시스제어기법을 동원하여 절환시점에서 많은 여유를 두고 제어하여, 본래의 다단 변속에 의한 에너지 절감 효과를 크게 감소시키고 있다.

반면에, ESS는 인버터를 이용하여 펌프의 회전속도를 가변하므로 수중함의 전력 체계에 갑작스러운 부담을 주지 않으며 냉각량에 따라 펌프의 속도를 가변하므로 기존의 시스템에 비하여 에너지를 크게 절감 할 수 있을 것으로 예상된다. 그림 2.12에서 흰색 화살표는 ESS의 냉각 부하에 따른 동력 소비량 변화를 나타내고 있다.

ESS에서 가장 우선시 되어야 할 것은 냉각 시스템의 안정성이다. 주기적으로 Flushing 기능을 이용하여 관로저항을 일정하게 유지하는 알고리즘이 이에 속한다고 할 수 있다. 그 다음으로 해수 및 청수 펌프의 회전속도를 가능한 낮게 하여 전력 소비량을 줄이는 것이다. ESS의 제어 알고리즘은 위와 같은 2가지 사항을 고려하여 구성된다. 그림 2.13은 일반적인 상선에서 사용되는 ESS의 제어 알고리즘을 나타낸 것이다.^{[3]~[4]}

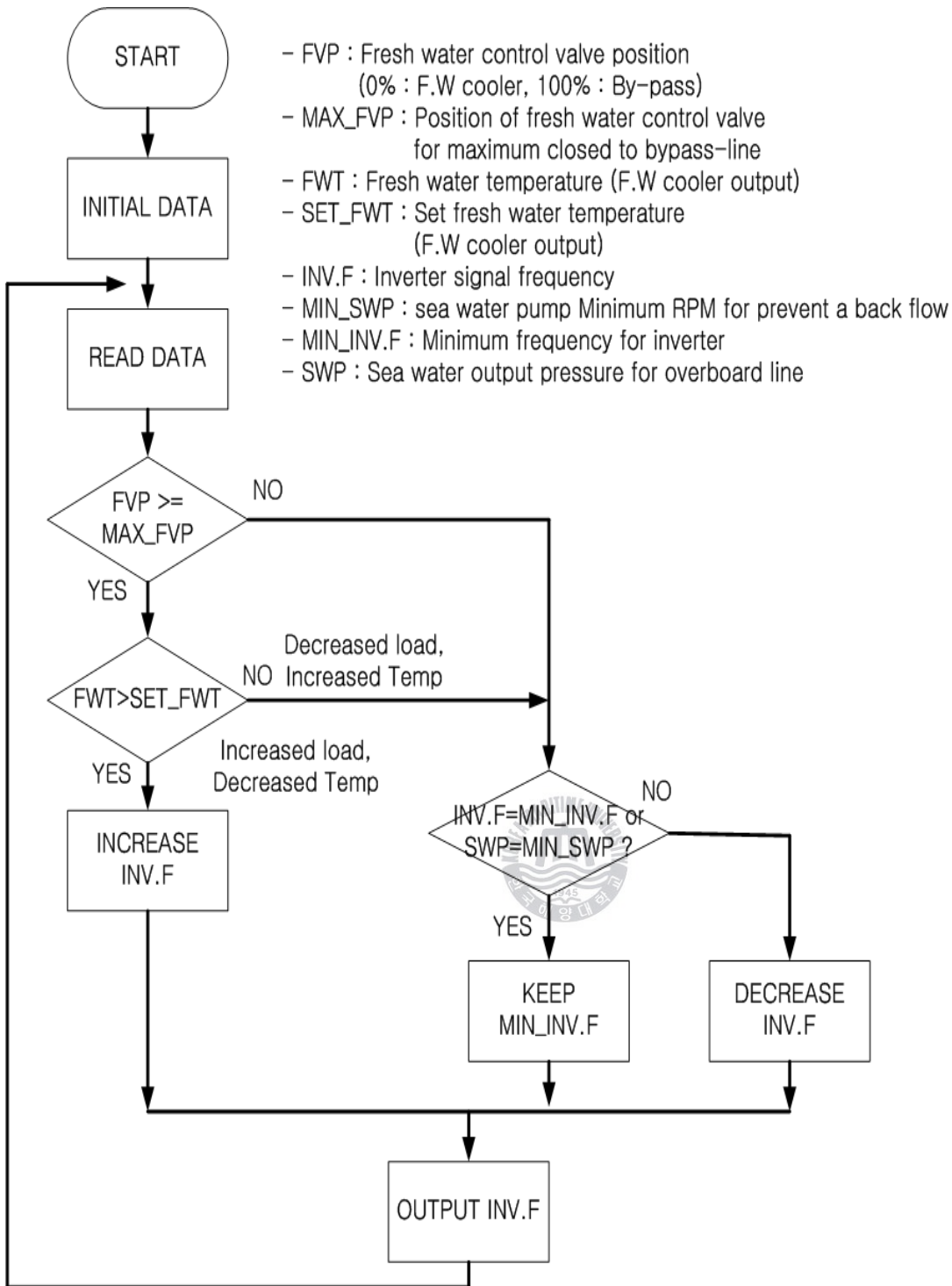


Fig. 2.13 ESS algorithm

2.3 수중함용 A-ESS (Advanced Energy Saving System)

기존의 ESS 알고리즘은 해수 펌프와 3 방향 밸브의 제어만을 이용하여 에너지 절감을 이루었다. 그러나 앞에서 살펴 본 바와 같이 일반적으로 선박용 청수 펌프의 회전수는 일정한 속도로 동작하지만, 수중함용 청수 펌프는 전동기 회전속도, 외부 조건에 따라 속도를 저출력 또는 고출력으로 제어함을 확인할 수 있었다. (SIEMENS 사의 계단 제어 알고리즘 참고) 즉, 수중함에서는 선박과 달리 해수 펌프는 물론, 청수 펌프 또한 일정 이상의 유량만 유지되면 냉각 시스템에는 문제가 없음을 유추할 수 있다.

위와 같은 점을 고려하여 본 논문에서는 기존의 선박용 ESS에 청수 펌프와 냉각수 유량 제어 밸브를 포함한 수중함용 A-ESS(Advanced Energy Saving System)을 제안하고자 한다. 수중함용 A-ESS는 기존의 선박용 ESS가 에너지 절감을 위해 제어했던 해수 펌프 회전속도, 3 방향 밸브의 개도에 청수 펌프, 그리고 각 냉각 부하에 공급되는 청수의 유량을 제어하는 냉각수 유량 제어 밸브를 포함하여 통합 제어 시스템을 구성함으로써, 기존의 ESS에 비해 높은 에너지 절감과 온도 안정성을 가지도록 하였다. 또한, 기존의 ESS가 가지던 단일 냉각 구조에서 이중 냉각 구조로 전환하여 시스템의 안정성 향상을 확보하였다. 표 2.1은 ESS와 A-ESS의 제어 대상을 비교하였으며, 그림 2.14와 2.15의 구조를 ESS와 A-ESS를 그림으로 비교하여 나타내었다.

Table. 2.1 Comparison between ESS and A-ESS

냉각 시스템	적용 대상	제어 대상	냉각 구조
ESS	선박	해수펌프, 온도 제어 밸브	단일 냉각 시스템
A-ESS	수중함	해수 및 청수 펌프, 온도 제어 밸브, 냉각수 유량 제어 밸브	이중 냉각 시스템

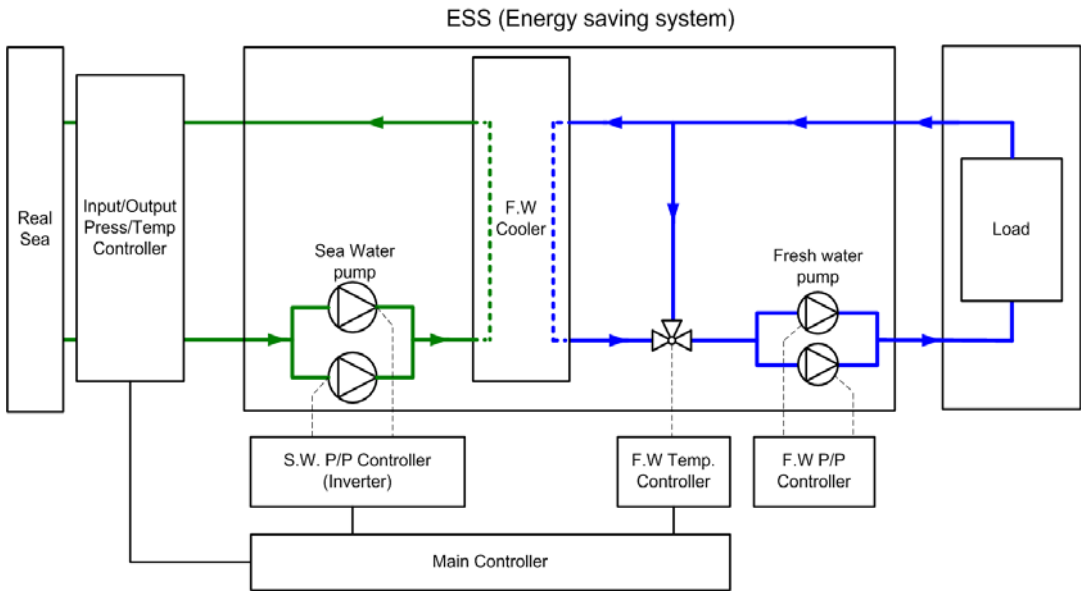


Fig. 2.14 ESS(Energy Saving System)

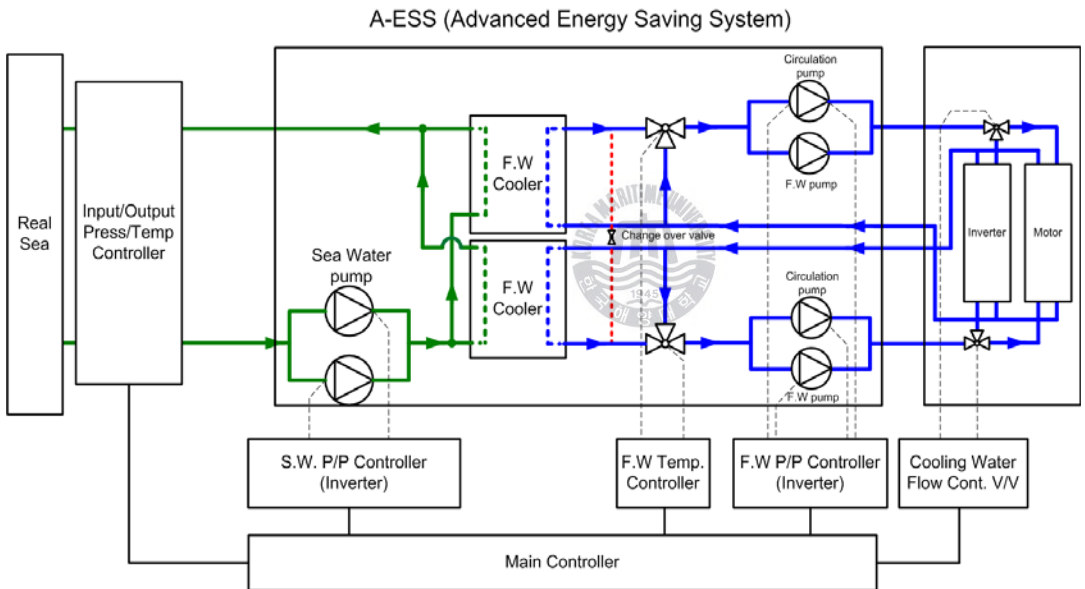


Fig. 2.15 A-ESS(Advanced Energy Saving System)

A-ESS의 시스템 구성은 크게 안전 제어 시스템과 열량 제어 시스템으로 나눌 수 있다.

2.3.1 A-ESS의 안전 제어 시스템

A-ESS는 인버터를 이용하여 해수 펌프 및 청수 펌프의 회전속도를 최대한 저속으로 동작하도록 구성함으로써 펌프에서 소모되는 전력을 감소시키므로, 기존의 냉각 시스템과 다르게 청수측 관로, 해수측 관로 모두 유량이 변화할 수 있도록 설계되었다. 수중함의 운항속도가 낮아지거나, 외부 해수온도가 낮아지는 경우, 전동기와 인버터로 들어가는 청수온도를 높이기 위해 펌프 회전속도가 감소하고 그로 인해 해수 및 청수 유량 및 유속이 감소하게 되는데, 이러한 낮은 유속 및 유량은 특히 해수 관로에서 다음과 같은 문제를 갖는다.

냉각 시스템의 관로는 다양한 요인들로 인하여 일정 저항(관로 저항)을 갖고 있다. 이러한 관로 저항은 기존의 계단 제어의 경우 최소 냉각수 유량이 보장됨으로 알고리즘 구성시 고려하지 않아도 문제가 되지 않으나, A-ESS에서 펌프의 회전속도를 제어하는 경우 펌프에서 토출되는 유체의 압력이 관로 저항보다 낮은 상황이 발생할 수 있으며, 이러한 상황에서는 펌프가 동작하더라도 실제 유체가 거의 흐르지 않게 된다. 이와 같이 유체가 거의 흐르지 않거나, 매우 느리게 흐르게 되면 청수냉각기에서 열교환이 정상적으로 이루어지지 않고, 관로에 이물질이 침하되는 현상이 발생하여 관로 저항이 증가하는 악순환이 발생하게 된다. 또한 수중함의 특성상 수중에서 운항하기 때문에 수중함의 해수 토출측 압력이 외부 해수 압력보다 낮을 경우에도 해수가 흐르지 못하는 현상이 발생한다.

위와 같은 조건을 고려하여, 해수 펌프와 청수 펌프의 회전속도는 일정이상 유지해야 하며, 일정 시간마다 해수 관로에 Flushing동작을 수행하여 해수 관로 내에 이물질을 제거해야 한다. 또한 인버터등의 고장으로 인해 해수나 청수 펌프가 정상적으로 동작하지 않을 경우를 대비하여 수동으로 펌프를 구동할 수 있도록 안전 제어 시스템을 구성하여야 한다. 그림 2.16은 안전 제어 시스템을 그림으로 나타낸 것이다.

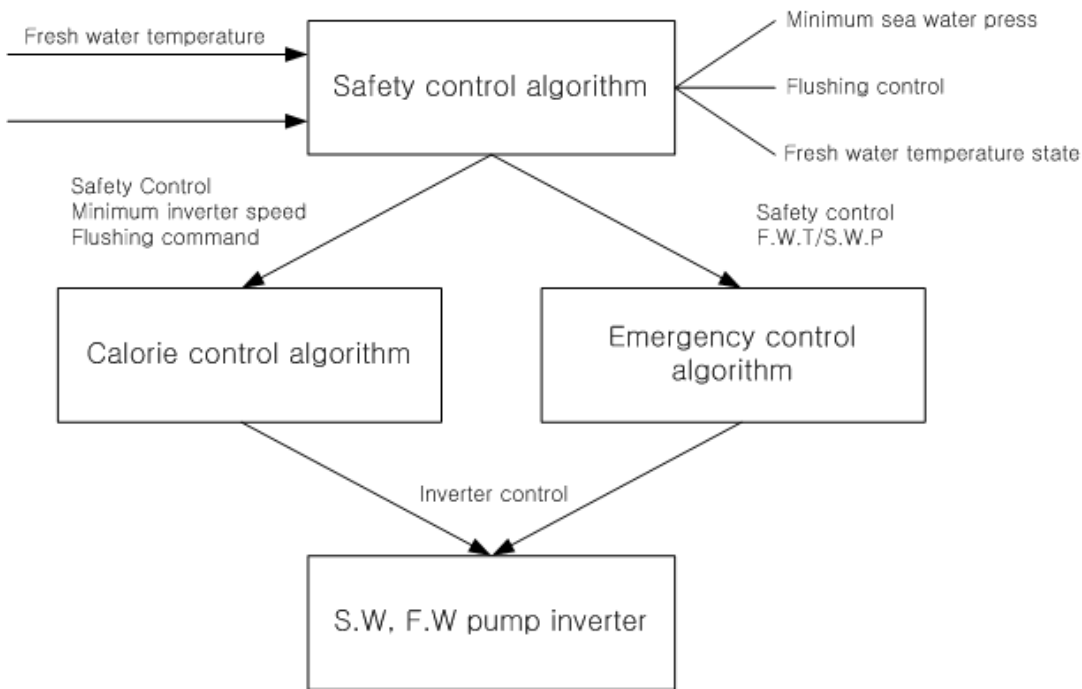


Fig. 2.16 Safety control system

2.3.2 A-ESS의 열량 제어 시스템

수중함에서 발생하는 열은 대부분 전동기와 인버터에서 발생되며, 발생된 열로 인해 수중함 시스템 각 요소의 온도는 상승하게 된다. 특히, 전동기와 인버터의 온도의 상승은 전동기의 열응력이 발생하는 주 요인이 되며, 인버터 스위칭 소자에 심각한 손상을 줄 수 있으므로, 수중함의 냉각 시스템의 온도 안정성은 매우 중요하다.

열량 제어 시스템은 전동기와 인버터의 발열부로 흐르는 냉각수의 온도를 일정하게 유지하도록 하면서 해수 펌프의 속도를 안전 시스템의 조건을 만족하는 최소 속도로 제어 하도록 하는 시스템이다. 이 열량 제어 시스템은 설정 온도를 기준으로 3개의 범위로 구분하여 각각에 맞는 제어 동작을 구성한다. 그림 2.17은 온도 범위에 따른 열량 제어 시스템의 동작을 나타내며, 표 2.2는 온도에 따른 열량 제어 동작을 나타낸다.

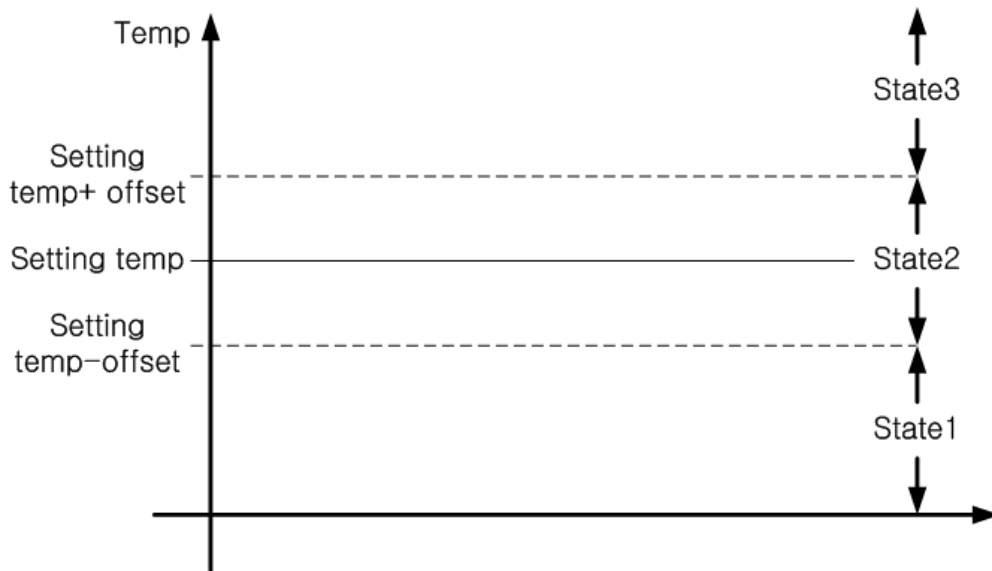


Fig. 2.17 Heating value control system

Table. 2.2 Heating value control for temperature

제어 범위	청수온도 제어 밸브 제어 동작	해수, 청수 펌프 제어 동작	비고
State 1	냉각수 온도가 State 2 까지 증가할 수 있도록 PID제어를 이용하여 밸브 개도를 제어	냉각수 온도가 State 2 에 들어갈 때까지 펌프 회전속도 감소	펌프 회전속도의 제어가 종료되면 밸브의 개도를 제어한다.
State 2	냉각수 온도를 State 2 로 유지한 상태에서 밸브의 개도를 조절하여 청수냉각기측으로 청수가 최대한 흐를 수 있도록 제어	냉각수 온도가 State 2 에 유지한 상태에서 펌프 회전속도를 감소	밸브의 개도 제어가 종료되면 펌프 회전속도를 제어한다.
State 3	냉각수 온도가 State 2 까지 감소할 수 있도록 PID제어를 이용하여 밸브 개도를 제어	냉각수 온도가 State 2 에 들어갈 때까지 펌프 회전속도 증가	밸브의 개도 제어가 종료되면 펌프 회전속도를 제어한다.

그림 2.18은 A-ESS의 열량 제어 시스템의 알고리즘을 나타내었다.

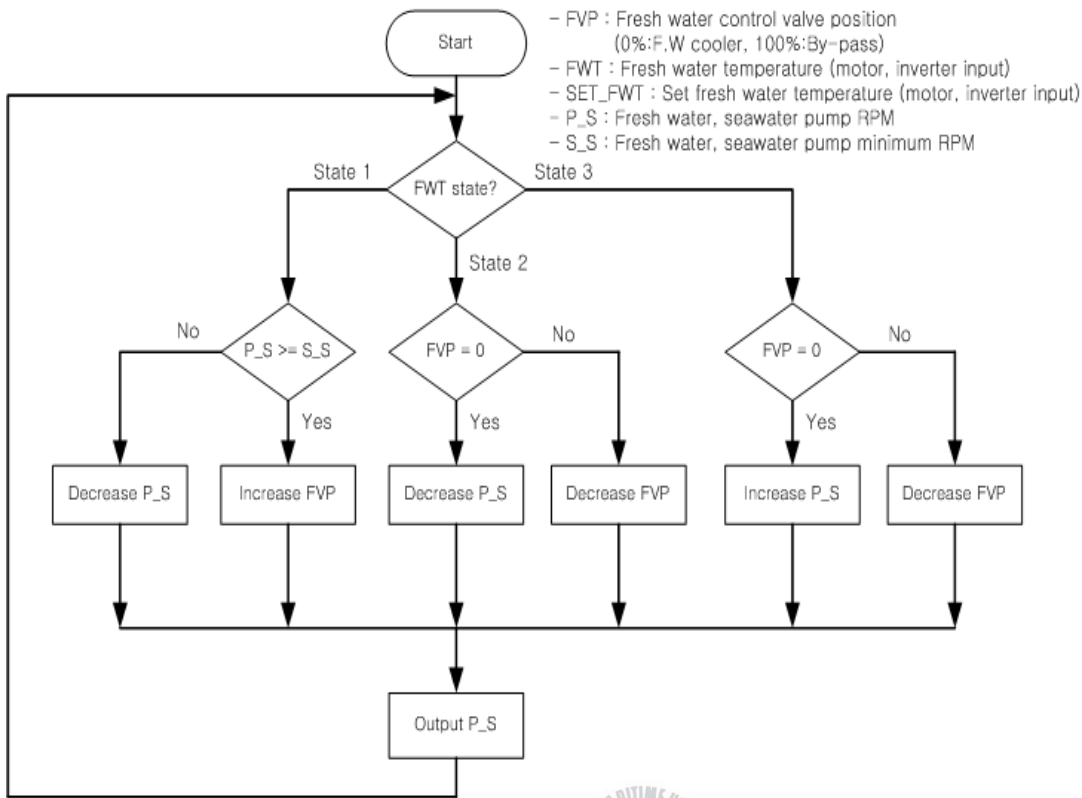


Fig. 2.18 A-ESS heating value control algorithm

전동기, 인버터 입구측 청수온도가 State 1에 유지 될 때 청수온도 제어 밸브는 고정되어 있는 상태에서 해수, 청수 펌프의 회전속도를 감소한다. 펌프 회전속도가 안전 시스템에 의해서 정의된 최소 회전속도에 도달하면, 청수온도 제어 밸브의 개도를 제어하여 청수온도가 State 2까지 증가하도록 한다.

State 2에서는 청수온도 제어 밸브의 개도를 감소하여, 청수냉각기로 청수가 최대한 많이 흐를 수 있도록 제어한다. 청수온도 제어 밸브의 개도가 0%가 되면 펌프의 회전속도를 감소하도록 한다.

State 3에서 청수온도 제어 밸브의 제어는 State 2와 동일하며, 청수온도 제어 밸브의 개도가 100%가 되면 펌프의 회전속도는 증가하도록 한다.

제 3 장 A-ESS 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 화면 구성

현재 수중함용 냉각 시스템으로 사용되는 SIEMENS 사의 냉각 시스템과 일반 선박에 사용되는 ESS, 그리고 본 논문에서 제안하는 A-ESS를 비교 및 분석하기 위해 LabVIEW를 이용하여 시뮬레이션을 진행하였다.

시뮬레이션 프로그램의 화면은 해수 펌프, 청수 펌프, 청수온도 제어 밸브, 냉각수 유량 제어 밸브의 제어 기법의 결정이 가능하며, 전동기의 RPM에 따라 발생하는 인버터, 전동기의 열량, 해수, 청수온도, 펌프의 소비 전력 등을 그래프를 통하여 나타낼 수 있도록 구성하였다. 또한 수중함의 외부 환경인 해수온도를 결정하여 외부 조건별 소비 전력을 파악할 수 있도록 구성하였다.

다음 그림 3.1은 단일 냉각 시스템용, 그림 3.2는 이중 냉각 시스템용 시뮬레이션의 주 제어 화면이다.

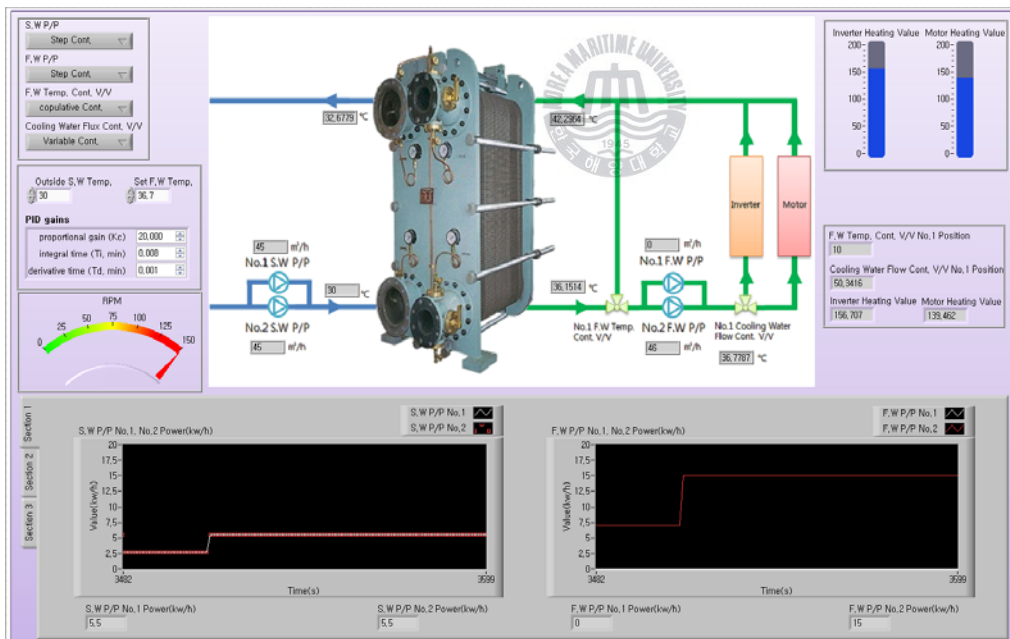


Fig. 3.1 Single cooling system

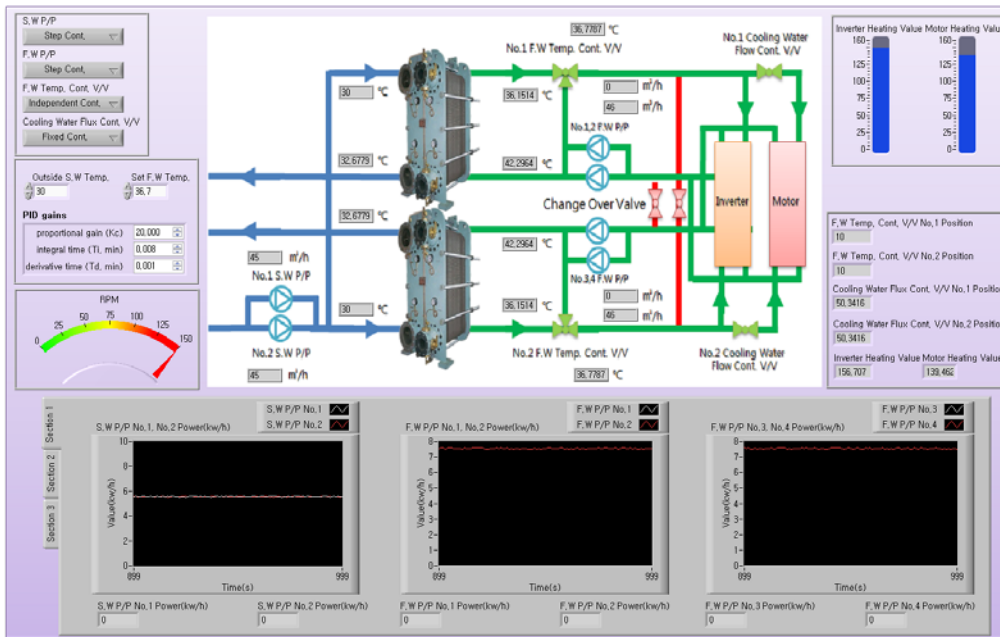


Fig. 3.2 Duplex cooling system



3.2 시뮬레이션 모델링

A-ESS의 시뮬레이션은 그림 3.3과 같이 구성된다.

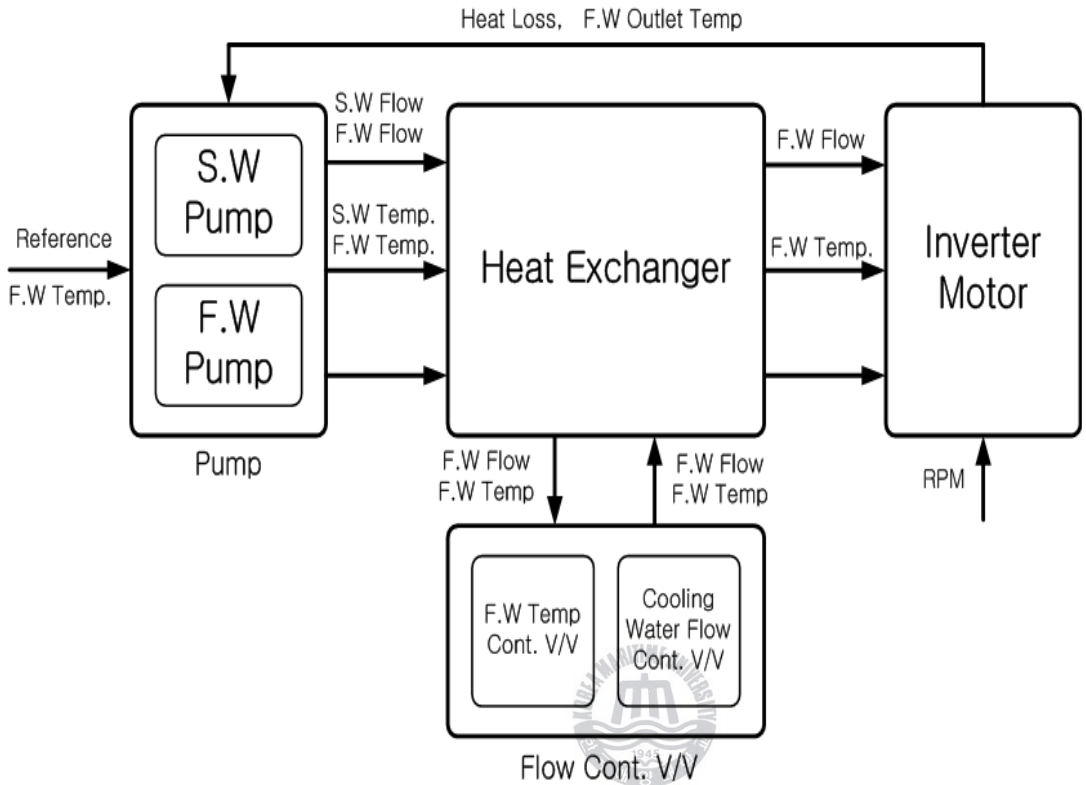


Fig. 3.3 Block diagram of cooling System

A-ESS의 시뮬레이션은 해수 펌프, 청수 펌프, 청수냉각기, 인버터, 전동기, 청수온도 제어 밸브, 냉각수 유량 제어 밸브 총 6개의 모듈로 구성되며, 각 모듈은 관련된 모듈과 상호 데이터 전달 및 사용자의 선택에 의한 제어 알고리즘을 통하여 적절한 결과를 도출한다.

그림 3.4는 시스템 입출력을 포함한 냉각 시스템 시뮬레이션 프로그램의 블록 다이어그램이다.

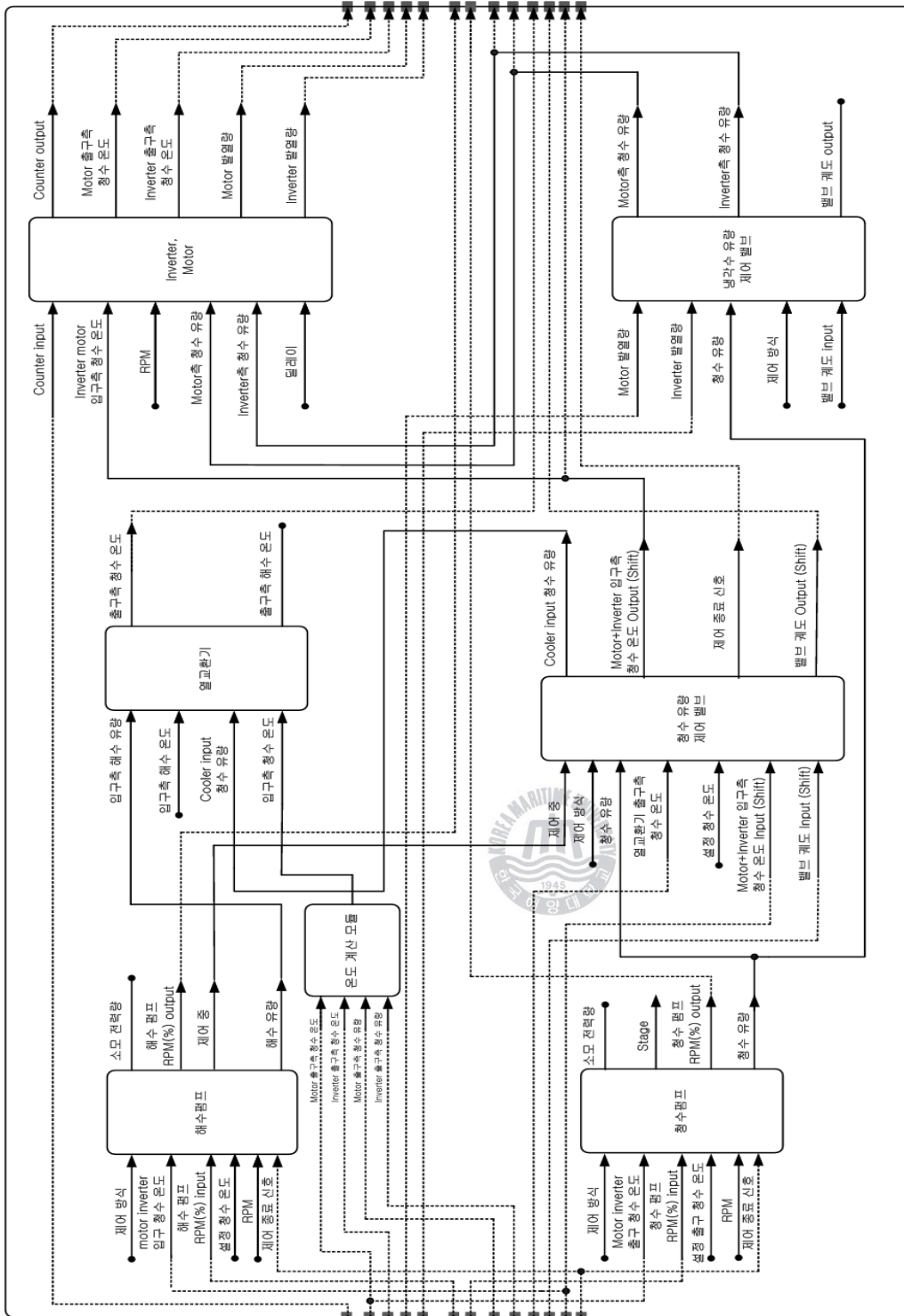


Fig. 3.4 Block diagram of cooling system simulation

3.2.1 해수 및 청수 펌프

그림 3.5와 그림 3.6은 해수 및 청수 펌프의 LabVIEW 블록 다이어그램을, 그림 3.7은 동작 알고리즘을 나타낸 것이다.

해수 펌프와 청수 펌프는 제어 기법, 입구측 청수온도, 청수 설정 온도, 청수냉각기 출구측 청수온도, 수중함 속도를 입력으로 받아서 내부 알고리즘에 따라 청수 유량, 해수 유량, 그리고 각 펌프의 사용 전력량이 출력으로 나오게 된다. 계단 제어, 무단 제어 기법에 따라 Case문을 이용하여 각 알고리즘을 구현하였다.

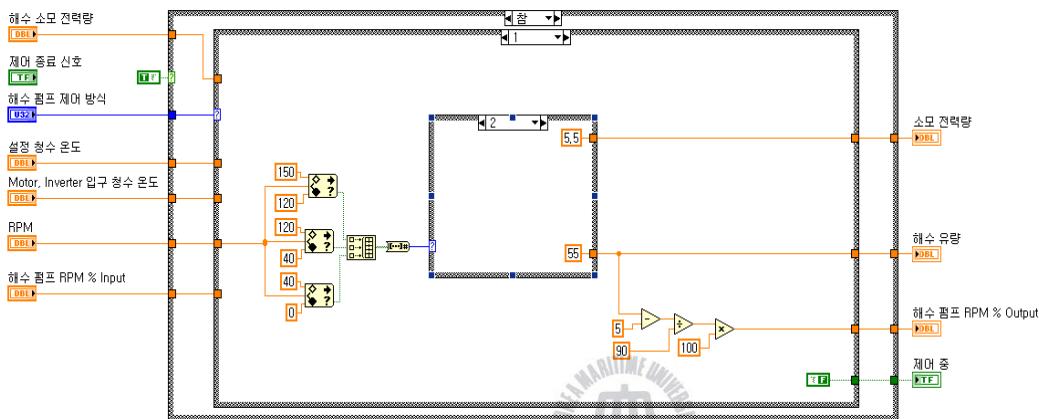


Fig. 3.5 Block diagram of S.W pump

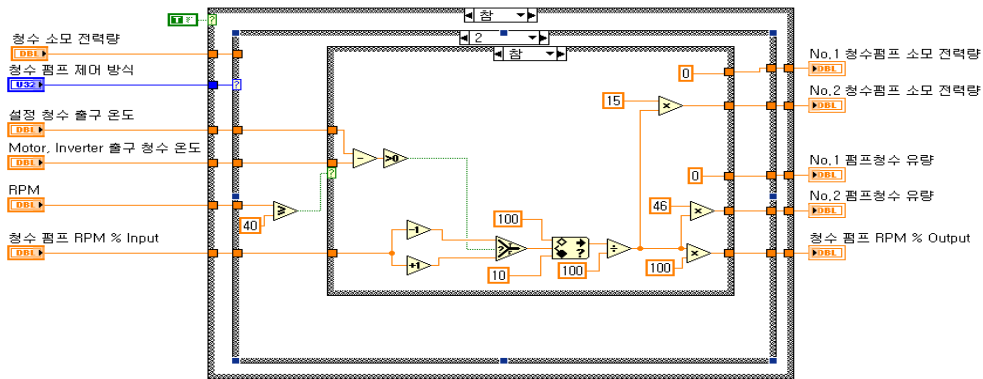


Fig. 3.6 Block diagram of F.W pump

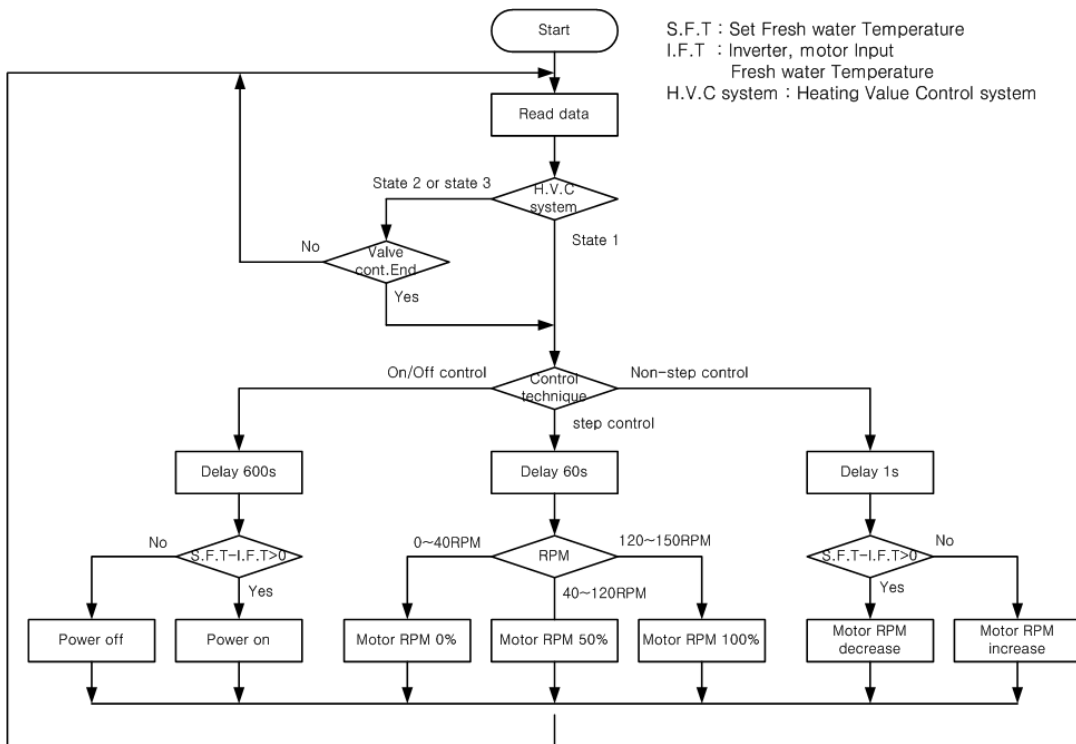


Fig. 3.7 S.W & F.W pump control algorithm

3.2.2 청수냉각기

청수냉각기를 모델링하는 방법에는 LMTD법과 ϵ -NTU법이 있다. LMTD법에 의한 청수냉각기의 해석은 모든 출입구 온도를 알 때 편리함으로, 안정된 상황에서 청수냉각기를 설계할 때 널리 쓰인다. 그러나 청수냉각기의 성능을 알고 있거나 또는 적어도 산정할 수 있지만 청수냉각기의 출구측의 유체의 온도는 모르는 경우가 많다. 이러한 경우, LMTD법을 이용한 방법으로 냉각기의 입출구 온도를 구한다면 반복되는 계산과정을 통하여서만 찾을 수 있다. 이러한 문제점을 보완하기 위해 ϵ -NTU법을 사용한다.

ϵ -NTU법은 냉각기의 입출구 온도의 관계를 위해 열전달률에 대하여 청수냉각기 유용성(ϵ)를 도입한다. 청수냉각기 유용성은 가능한 최대열교환율에 대하여 주어진 청수냉각기의 실제 열전달률과의 비로 정의된다. 최대 열교환율을 갖는

냉각기는 무한한 열전달면을 가진 청수냉각기를 가정하여 구할 수 있다. 이러한 종류의 장치에서 만약 외부의 열손실이 없다면 $\dot{m}_h c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph}$ 일 때 저온유체의 출구온도가 고온유체의 입구온도와 같고; $\dot{m}_h c_{ph} < \dot{m}_c c_{pc}$ 일 때는 고온 유체의 출구온도와 저온 유체의 입구 온도는 같다. 즉 청수냉각기 유용성은 실제의 열전달율과 에너지 보존 법칙에 의해 완전히 열전달이 되는 최대 열전달률과의 비로 결정된다.^[5]

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hin} - T_{hout})}{C_{\min}(T_{hin} - T_{cin})} \quad \text{또는} \quad \varepsilon = \frac{C_c(T_{cout} - T_{cin})}{C_{\min}(T_{hin} - T_{cin})} \quad (2)$$

여기서 C_{\min} 은 $\dot{m}_h c_{ph}$ 와 $\dot{m}_c c_{pc}$ 중에서 크기가 작은 쪽이다. 청수냉각기의 유용성을 알면 열전달률은 수식 (3)과 같이 정리 할 수 있다.

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{hin} - T_{cin}) \quad (3)$$

수식 (3)을 수식 (2)를 이용하여 정리하면 수식 (4)와 같이 된다.

$$\varepsilon C_{\min}(T_{hin} - T_{cin}) = C_h(T_{hin} - T_{hout}) = C_c(T_{cout} - T_{cin}) \quad (4)$$

수식 (2)를 정리하여 수식 (4)의 유용성 관계식으로 대치하면 수식 (5)와 같다.

$$\ln \left[1 - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_h} + \frac{C_{\min}}{C_c} \right) \right] = - \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) UA \quad (5)$$

수식 (5)를 ε 에 관하여 정리하면 수식 (6)과 같다.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1 + (C_{\min}/C_{\max})]UA/C_{\min}}}{1 + (C_{\min}/C_{\max})} \quad (6)$$

앞에서의 유도과정은 주어진 유동배열에 대한 유용성을 두 개의 무차원 변수, 즉 열용량률 비 C_{\min}/C_{\max} 와 최소 열용량률에 대한 총비 UA/C_{\min} 와 최소 열용량률에 대한 유용성을 두 개의 무차원 변수, 즉 열용량률비 UA/C_{\min} 로 나타낼 수 있음을 보여준다. 두 변수 가운데 후자를 열전달단위수(Numer of heat Transfer Units)또는 NTU 라고 부른다. 이때 UA 는 청수냉각기의 하드웨어적 특성을 나타내며, 청수냉각기의 열교환률이 높을수록 UA 는 커지게 된다.

그림 3.7은 대향류 냉각기를 나타낸 것이다. A는 냉각기 청수 입구 측이며 B는 청수 출구 측이다. C는 냉각기 해수 출구 측이고, D는 해수 입구 측이다. 그림 3.7의 A와 D점의 온도(입구측 온도)를 알 수 있다면 $\varepsilon-NTU$ 방법을 사용하여 B, C 점의 온도(냉각기 출구측 온도)를 알 수 있다.

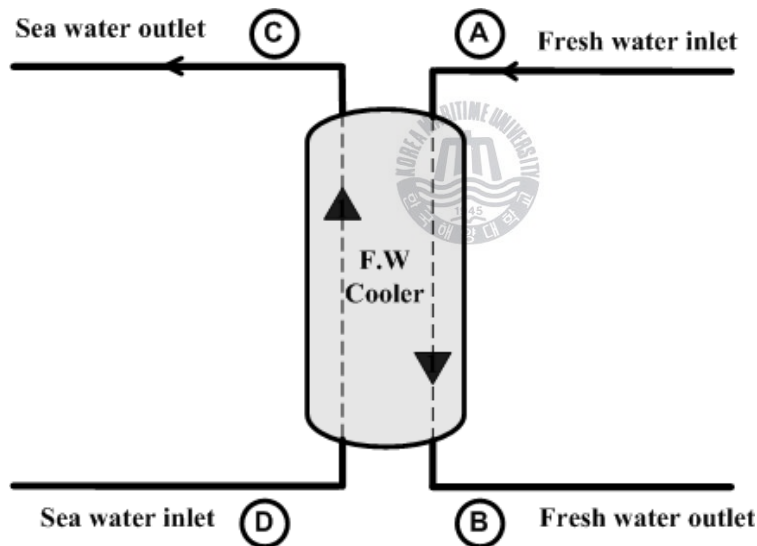


Fig. 3.8 Cross flow cooler

$\varepsilon-NTU$ 방법을 사용하여 그림 3.8의 B, C 점의 온도를 알기 위해서는 수식

(5), (6)에 따라 F.W cooler의 유용성(ϵ)을 알아야 한다. 그림 3.9는 두 유체가 비 혼합하는 직교류에 대한 청수냉각기의 유용성을 나타내는 그래프다. 그림 3.8에서 유용성을 알기 위해서는 NTU 값과 C_{\min}/C_{\max} 를 알아야 한다.

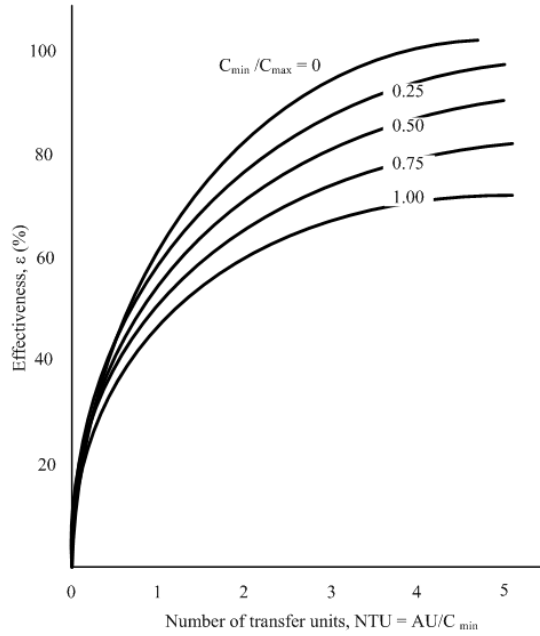


Fig. 3.9 ϵ - NTU curve

위와 같은 ϵ -NTU법을 적용하여 청수냉각기를 모델링 하였다. 그림 3.10은 청수냉각기의 블록 다이어그램을 나타낸다.

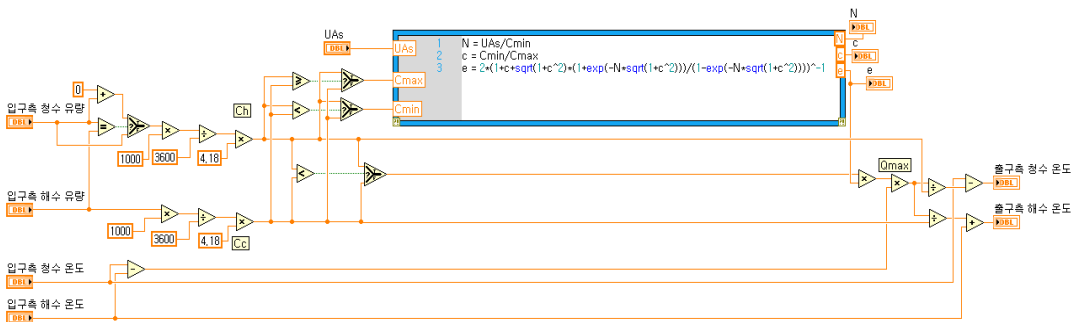


Fig. 3.10 Block diagram of F.W cooler

3.3.3 인버터, 전동기

인버터와 전동기를 프로그램 모델링을 하기 위해서는 발열 요인에 대해 정확히 파악하고, 전동기 회전속도에 따른 발열량 데이터를 획득하여야 한다.

1) 전동기의 발열 요인 및 분석

수중함에 사용되는 전기 추진용 전동기는 구조적 특성상 많은 철손이 발생하며, 고 출력 밀도에 의한 많은 동손의 발생이 불가피하다. 이러한 많은 열원의 발생은 회전자에 위치하는 영구자석의 온도 상승에 의한 감자(Demagnetization) 문제와 고정자의 저항증가에 따른 동손의 증가를 유발할 수 있으며 냉각이 정상적으로 이루어지지 않을 경우 전동기의 출력 감소가 발생할 수 있고, 심하게는 전동기의 영구적인 손상으로 이어질 수 있다. 이러한 전동기의 출력 감소 및 손상을 막기 위해서는 정확한 손실 및 열원의 계산이 선행되어야 하며 계산된 열원을 바탕으로 전동기의 정밀한 열 해석이 수행되어야 한다.^{[6]~[12]}



가) 동손에 의한 발열량

동손이란 전동기와 같은 전기기계에서 코일에 전류가 흐름으로써 도체(보통 구리선)내에 발생하는 저항 손실을 뜻한다. 일반적으로 전동기의 동손 열 해석시 다음과 같은 가정을 한다.

- ▶ 전동기의 형상은 축을 중심으로 대칭이다.
- ▶ 비대칭적 온도분포의 영향은 무시한다.
- ▶ 전동기 내부의 열원은 균일하게 분포한다.
- ▶ 축방향 열흐름은 전동기 축을 제외하고 무시한다.

이와 같이 가정했을 때, 전동기의 코일에서 발생하는 동손은 다음과 같은 식을 이용하여 계산한다.

$$W_{copper} = 3I_{max}^2 R_{phase} \quad (7)$$

I_{max} 는 상전류 값이고, R_{phase} 는 상저항을 나타낸다. 즉, 전류의 제곱에 비례하여 동손이 커짐을 확인 할 수 있다.

나) 철손에 의한 발열량

철손이란 시간적으로 변화하는 자기화력 때문에 열이 발생하여 생기는 철심의 전력 손실을 의미하며, 와전류 손실과 히스테리시스 손실로 나눌 수 있다.

강판에 단일 주파수의 교번자계가 가해졌을 때, 단위 중량당의 철손 W_i 는 다음 식과 같이 표현 할 수 있다.

$$W_i = k_e f^2 B_{max}^2 + k_h f B_{max}^2 \quad (8)$$

여기서 f 는 주파수, 우변의 제1항은 와전류 손실, 제2항은 히스테리시스 손실을 의미한다. B_{max} 는 교번자계를 나타내며, k_e 와 k_h 는 엡스타인 시험에서 얻은 철손 커브를 이용하여 계산된다.

영구자석형 전동기에서는 B_{max} , k_e , k_h 는 일정함으로 f 의 증가, 즉 전동기의 속도에 따라 증가하는 것을 확인 할 수 있다.

2) 수중함 함속(RPM)에 따른 발열량 분석

표 3.1은 효성 중공업에서 실험한 6MW급 전동기의 인버터와 고정자에서 발생

하는 열량을 수중합 함속 및 전동기 RPM에 따라 나타낸 것이다.

Table. 3.1 Motor and inverter heat loss by speed

함속 (Knot)	전동기 (RPM)	함요구출력 (kW)	전동기출력 (kW)	동손 (kW)	철손 (kW)	동손+철손 (kW)	인버터손실 (kW)
2	14.2	12.9	15.9	0.04	2.33	2.37	1.94
4	28.4	55.5	63	0.17	6.59	6.76	6.37
4.23	30	60.2	74.9	0.21	7.15	7.37	6.76
6	42.6	161.8	177.2	0.60	12.11	12.71	12.5
8	56.7	361.9	392.9	1.67	18.59	20.26	20.17
10	70.9	684.7	727.3	3.66	26	29.66	32.11
12	85.1	1158	1250.2	7.51	34.18	41.7	45.62
14	99.3	1809.4	1843.6	12	43.09	55.1	64.85
16	113.5	2666	2703.4	19.78	52.66	72.44	87.85
18	127.7	3754.8	3813.3	31.2	62.84	94.04	114.93
20	141.8	5102.5	5242.9	48.03	73.53	121.56	148.61
21.15	150	6005.1	6199.7	60.18	80	140.19	153.98

위와 같은 불연속적인 데이터를 이용하여 냉각 시스템을 시뮬레이션하기 위해서는 데이터에 대한 수식화 과정이 필요하다. 따라서, 본 논문에서는 최소 자승법을 이용한 Curve fitting를 진행하여 표 3.1를 식 (9)과 같이 4차 다항식으로 수식으로 나타내었다. x 는 전동기 회전속도(RPM)이며, y 는 발열량이다.

$$y = p_1x^4 + p_2x^3 + p_3x^2 + p_4x + p_5 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Coefficients:} \quad p_1 &= 2.388e-007 & p_2 &= -4.2034e-005 & p_3 &= 0.0066802 \\ p_4 &= 0.072528 & p_5 &= 0.050641 \end{aligned} \quad (9-a)$$

$$\begin{aligned} \text{Coefficients:} \quad p_1 &= -5.3356e-007 & p_2 &= 0.00016397 & p_3 &= -0.0081039 \\ p_4 &= 0.38487 & p_5 &= -0.93895 \end{aligned} \quad (9-b)$$

수식 (9-a)는 전동기의 동손+철손, 즉 전동기 발열량식을 나타내고, 수식 (9-b)는 인버터의 발열량식을 나타낸다. 이 수식을 그래프로 나타내면 다음과 같

다.

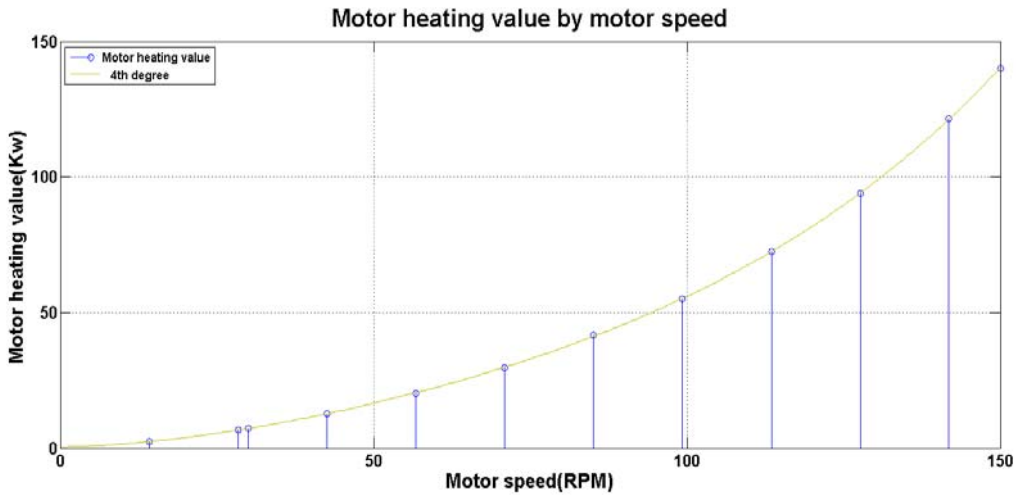


Fig. 3.11 Motor heating value for motor speed

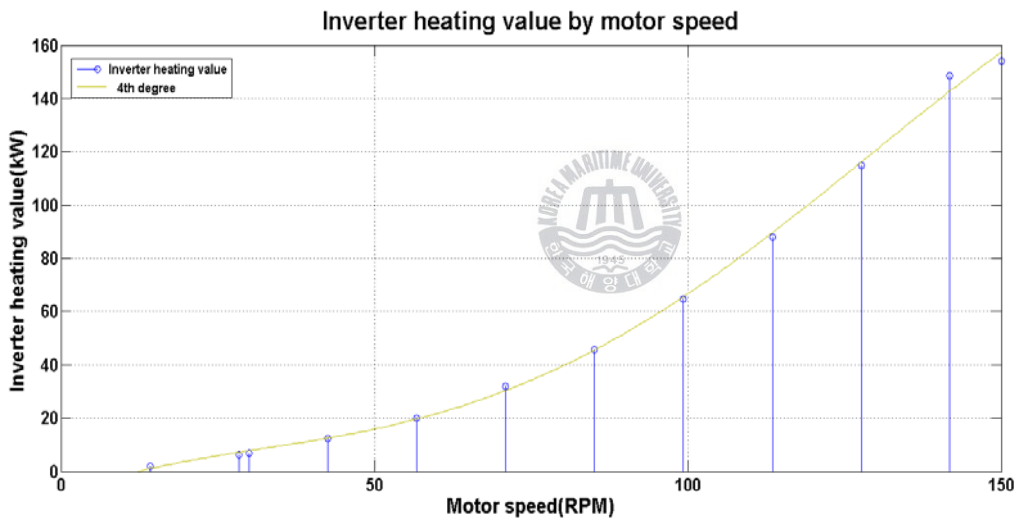


Fig. 3.12 Inverter heating value for motor speed

위의 발열량 데이터를 기초로 하여 전동기 회전속도에 따른 인버터, 전동기의 수식을 구성한 후, 그에 따라 그림 3.13과 같이 프로그램을 구성하였다.

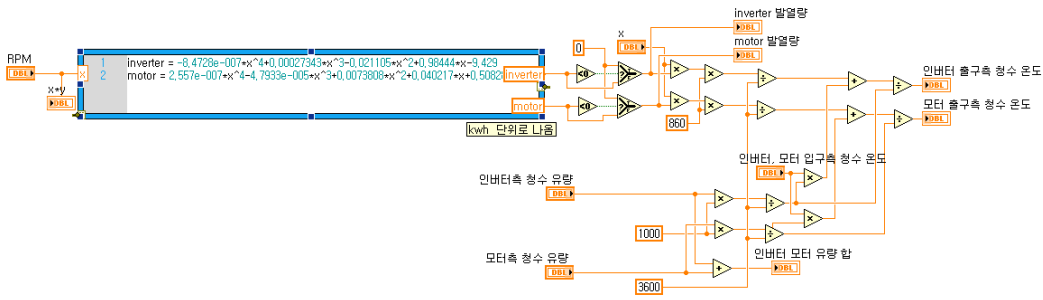


Fig. 3.13 Block diagram of inverter and motor

3.3.4 냉각수 유량 제어 밸브

냉각수 유량 제어 밸브는 인버터와 전동기에 들어가는 냉각수 유량의 비를 제어하는 3 방향 밸브이다. 그림 3.11과 그림 3.12를 보면 인버터와 전동기의 발열량은 전동기 회전속도에 따라 거의 일정하게 증가하지만, 동일한 비를 가지지는 않는다. 위와 같은 문제를 고려하여 인버터와 전동기의 발열량 비에 따라 냉각수 유량 제어 밸브의 개도를 조절함으로써 각 발열부에 적절한 냉각수 유량을 공급한다.

그림 3.14는 냉각수 유량 제어 밸브를 나타낸 것이며, 그림 3.15는 블록 다이어그램을 나타낸다.

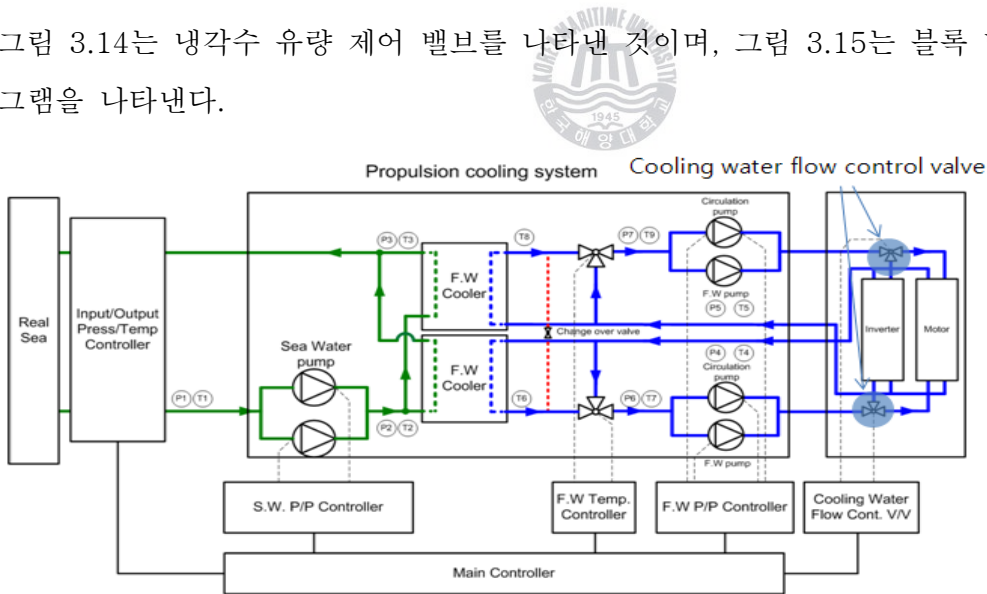


Fig. 3.14 Cooling water flow control valve

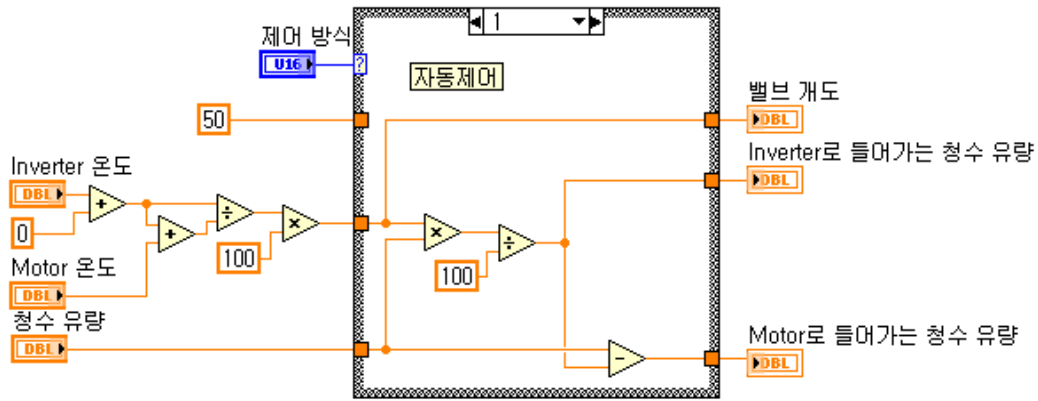


Fig. 3.15 Block diagram of cooling water flow control valve

3.3.5 청수온도 제어 밸브

청수온도 제어 밸브는 사용자가 설정한 청수온도를 추종하기 위해 3 방향 밸브를 이용하여 청수냉각기 측으로 들어가는 유량을 제어한다. 그림 3.16은 청수온도 제어 밸브를, 그림 3.17은 블록 다이어그램을 나타내고 있으며, 그림 3.18은 청수온도 제어 밸브 동작 알고리즘을 나타내고 있다.

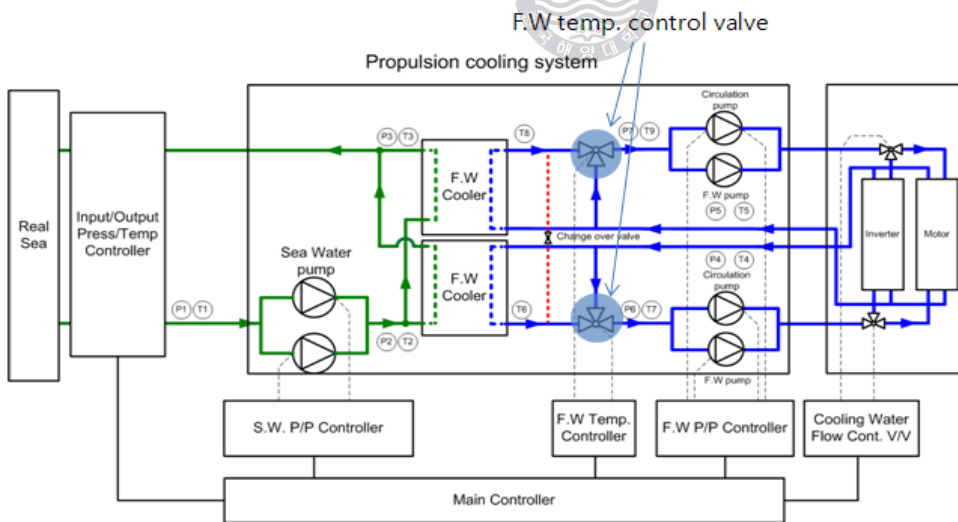


Fig. 3.16 F.W temperature control valve

제 4 장 시뮬레이션 결과 및 분석

4.1 시뮬레이션 조건

4.1.1 제어 기법의 선택에 따른 시뮬레이션 조건

본 논문에서 제안한 수중함용 A-ESS의 타당성을 고찰하기 위해 시뮬레이션을 통하여 일반 선박의 냉각 시스템과 기존 수중함의 냉각 시스템의 전력 소모량, 해수, 청수 유량, 온도 분포도를 각각 비교하였다.

해수 펌프 및 청수 펌프 제어 시뮬레이션 조건의 경우 크게 On/Off 제어, 계단 제어(다단 제어), 무단 제어로 나눌 수 있다.

On/Off 제어란, 열적 부하에 따라 펌프를 On 또는 Off로 제어하는 기법이며, 일반 선박에서 주로 사용된다. 기준 속도에 대한 오차가 높아 에너지 손실이 많이 발생한다는 단점이 있으나, 온도 안정성이 높고, 제어 기법이 간단하다는 장점을 가진다.

계단 제어란 일정 구간으로 나뉘어서 조건에 맞게 제어하는 기법이며, SIEMENS사의 냉각 시스템이 대표적인 예라고 할 수 있다. 일정 수준 이상의 온도 추종 능력 및 안정성을 가지며 시스템 구성이 비교적 단순하나, 기준 속도에 대한 오차가 발생하여 에너지 손실이 발생한다는 단점을 가진다.

무단 제어란 각 펌프에 인버터를 설치하여 기준 속도에 따라 주파수를 조절하여 펌프 속도를 무단으로 제어하며, PID 제어기를 이용하여 오차 및 빠른 환경 변화에 적절하게 추종한다. 인버터 설치 등 기존의 시스템에 비해 구조가 복잡하다는 단점을 가지나, 계단 제어에 비해 부하의 변동이 작아서 수중함 전력계통에 무리를 주지 않으며, 오차가 거의 발생하지 않아서 비교적 에너지 손실이 적다는 장점을 가진다.

3 방향 밸브로 구성되어 있는 청수온도 제어 밸브는 밸브 개도에 따라 청수냉

각기로 들어가는 청수량을 제어한다. 일반 선박에서는 이 밸브를 거의 고정하여 제어하지 않으며, 기존 수중함에서는 다단제어시 발생하는 오차를 줄이기 위하여 청수냉각기로 들어가는 청수량을 제어하였다. 이 밸브의 개도가 by-pass 방향으로 열릴수록 해수 및 청수 펌프의 최적 속도에 대한 오차가 높다는 것을 의미하며, 에너지 손실량이 커지므로 가능하면 모든 청수가 냉각기로 들어가도록 해수 및 청수 펌프의 속도를 제어하는 것이 전력 소비량과 온도 안정성에서 좋은 결과를 나타낼 것으로 예상된다.

냉각수 유량 제어 밸브는 전동기와 인버터로 들어가는 냉각수의 유량을 제어한다. 그림 3.10, 그림 3.11을 보면, 전동기 회전속도에 따른 전동기의 고정자 및 인버터 발열량은 동일한 속도라 하더라도 조금씩 차이가 발생하므로 전동기 회전속도에 따른 발열량 데이터를 참조하여 전동기의 고정자와 인버터에 들어가는 냉각수 유량을 조절할 필요가 있을것으로 예상된다. 전동기 회전속도 변화에 따라 고정과 가변 제어를 각각 적용하여 시뮬레이션을 진행한다.

다음 표 4.1은 A-ESS의 시뮬레이션을 위한 대상에 따른 조건을 정리한 것이다.

Table. 4.1 Cooling system simulation parameters

제어 대상	일반 선박	기존 수중함	A-ESS
냉각 시스템 구조	단일 냉각	이중 냉각	이중 냉각
해수 펌프	On/Off	계단 제어	무단 제어
청수 펌프	On/Off	계단 제어	무단 제어
청수온도 제어 밸브	고정	가변	가변
냉각수 유량 제어 밸브	-	고정	가변

다음 그림 4.1, 4.2는 단일 냉각 시스템과 이중 냉각 시스템의 다이어그램을, 표 4.2는 단일 냉각 시스템과 이중 냉각 시스템의 장,단점을 정리하였다.

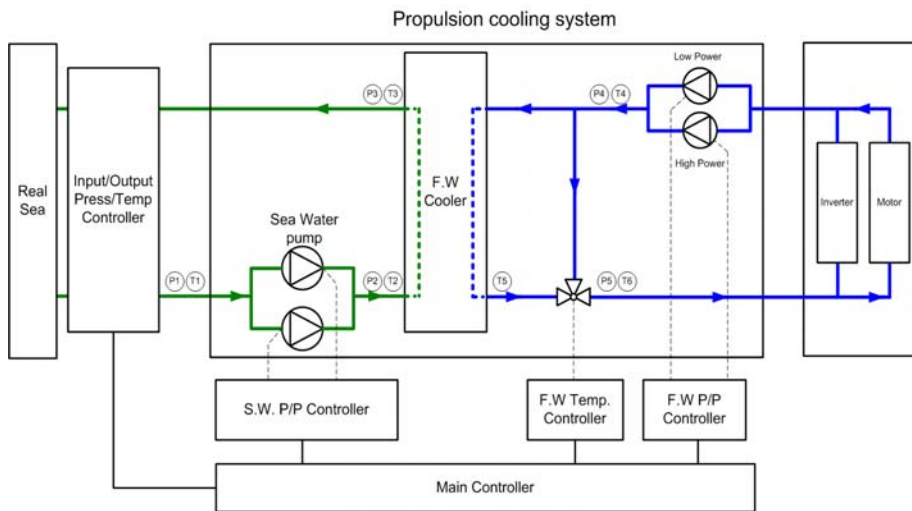


Fig. 4.1 Block diagram of single cooling system

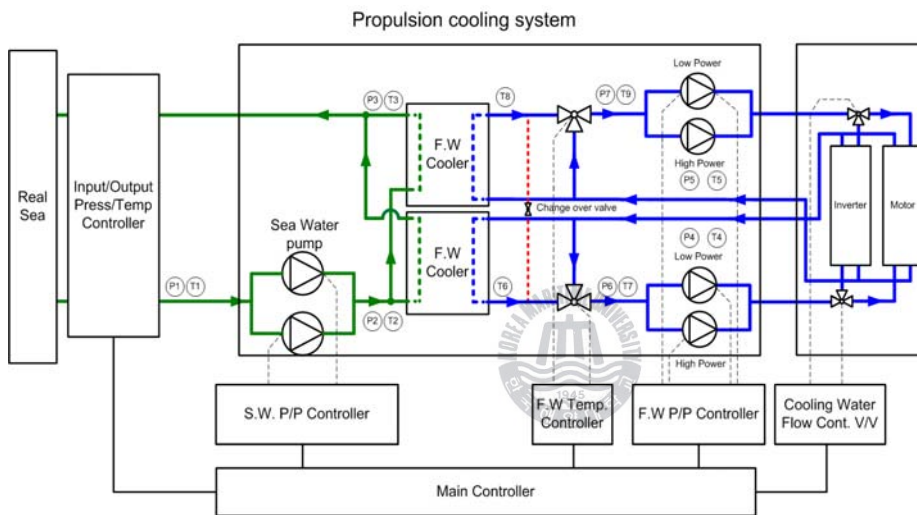


Fig. 4.2 Block diagram of duplex cooling system

Table. 4.2 Single cooling system and duplex cooling system

	단일 냉각 시스템	이중 냉각 시스템
장점	<ul style="list-style-type: none"> • 시스템의 구성과 정비 및 보수가 비교적 간단함 	<ul style="list-style-type: none"> • 열원부에서 열을 균일하게 전달 할 수 있음 • 시스템 안정성이 높음
단점	<ul style="list-style-type: none"> • 시스템 안정성이 떨어짐 	<ul style="list-style-type: none"> • 시스템 구성이 복잡함

4.1.2 하드웨어의 선택에 따른 시뮬레이션 조건

일반 선박에서 사용하는 단일 냉각 시스템과 수중함에서 사용하는 이중 냉각 시스템의 전력 소모량 및 온도 분포도를 시뮬레이션으로 비교하기 위해서는 냉각 시스템의 해수 및 청수 유량, 발생 열량, 그리고 열적 부하 입, 출구 온도를 동일하게 한 후, 시뮬레이션을 진행하여야 한다.

본 논문에서는 선박용 단일 냉각 시스템의 펌프 용량을 수중함용 이중 냉각 시스템의 2배로 산정함으로써 선박의 냉각 시스템과 수중함용 냉각 시스템의 냉각량을 같게 하였으며, 청수냉각기의 경우 관련 연구를 진행중인 효성 중공업의 청수냉각기 실제 데이터를 참조하여 값을 결정하였다.^[15] 이때 청수냉각기 상수 UAs 는 청수냉각기의 크기 및 재질에 따라 결정되며, 값이 클수록 높은 열전달률을 가진다. 다음 표 4.2와 표 4.3은 시뮬레이션을 위한 냉각 구조에 따른 하드웨어 파라미터를 정리한 것이다.

Table. 4.2 Single cooling system parameter

항목	값
청수 펌프 No.1	1.7kW, 16m ³ /h
청수 펌프 No.2	15kW, 46m ³ /h
해수 펌프 No.1	5.5kW, 45m ³ /h
해수 펌프 No.2	5.5kW, 45m ³ /h
청수냉각기 상수 (UAs)	28
외부 해수온도	30℃
열적 부하 입구 청수온도	37℃
열적 부하 출구 청수온도	47℃

Table. 4.3 Duplex cooling system parameter

항목	값
청수 펌프 No.1	0.85kW, 8m ³ /h
청수 펌프 No.2	7.5kW, 23m ³ /h
청수 펌프 No.3	0.85kW, 8m ³ /h
청수 펌프 No.4	7.5kW, 23m ³ /h
해수 펌프 No.1	5.5kW, 45m ³ /h
해수 펌프 No.2	5.5kW, 45m ³ /h
청수냉각기 상수(UAs)	28
외부 해수온도	30℃
인버터, 전동기 입구 청수온도	37℃
인버터, 전동기 출구 청수온도	47℃

4.2 시뮬레이션 결과 및 분석

위와 같은 조건들을 고려하여 시뮬레이션을 진행하였다. 모든 시뮬레이션은 100시간 동작하였을 때 발생하는 전력량과 온도 분포도를 비교하였다.

4.2.1 해수 및 청수 펌프 제어 기법에 따른 전력 소비량

현 수중함에 사용되고 있는 SIMENS 사의 계단 제어 기법, 그리고 본 논문에서 제안하는 A-ESS 제어 기법, 그리고 일반 선박용 On/Off 제어 기법의 펌프별 전력 소비량을 비교하였다. 다음 표 4.4는 해수펌프의 전력 소비량이며, 표 4.5는 청수 펌프의 전력 소비량을 나타낸다.

Table. 4.4 Power consumption (S.W) by pump control (kW)

RPM	On/Off (일반 선박)		Step (기존 수중함)		Non-step (A-ESS)	
	단일	이중	단일	이중	단일	이중
30	0	0	0	0	0	0
70	1100	1100	550	550	54.78	53.78
120	1100	1100	1100	1100	409.86	419.86
150	1100	1100	1100	1100	1100	1100

Table. 4.5 Power consumption (F.W) by pump control (kW)

RPM	On/Off (일반 선박)		Step (기존 수중함)		Non-step (A-ESS)	
	단일	이중	단일	이중	단일	이중
30	170	170	170	170	150	0
70	170	170	1500	1500	176.4	175.8
120	1114.3	1114.3	1500	1500	547.5	547.5
150	1500	1500	1500	1500	1042.5	1052.3

그림 4.3, 4.4, 4.5, 4.6은 전동기의 회전속도가 0RPM에서 150RPM까지 증가할 때 펌프 제어 기법에 따른 해수 및 청수 전력 소비량과 유량 변화를 정리한 것이다.

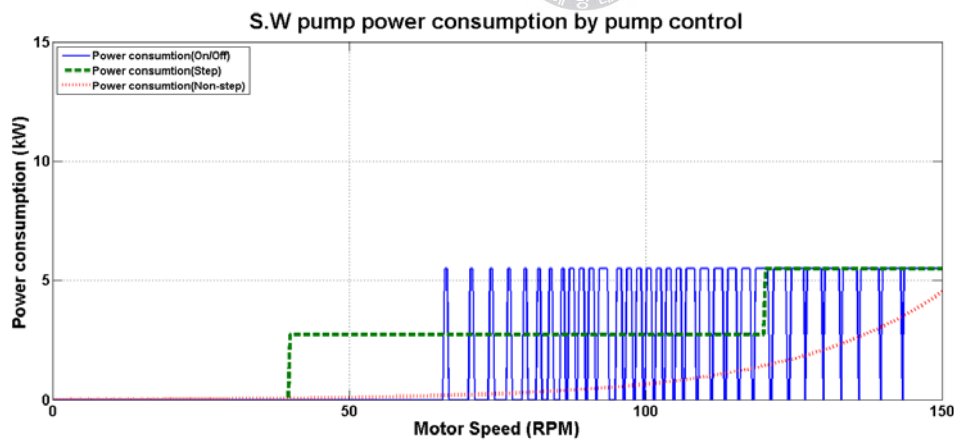


Fig. 4.3 S.W pump power consumption by pump control

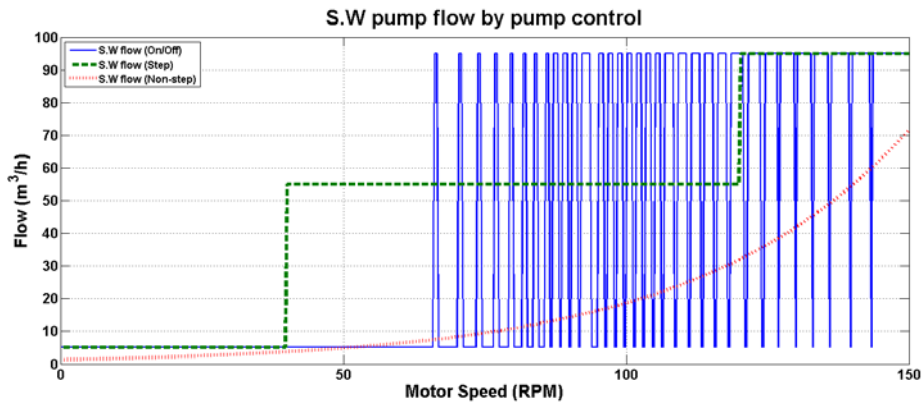


Fig. 4.4 S.W pump flow by pump control

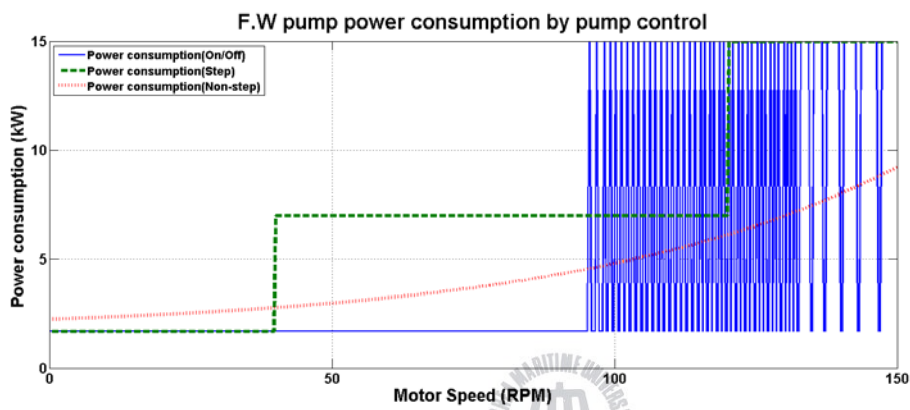


Fig. 4.5 F.W pump power consumption by pump control

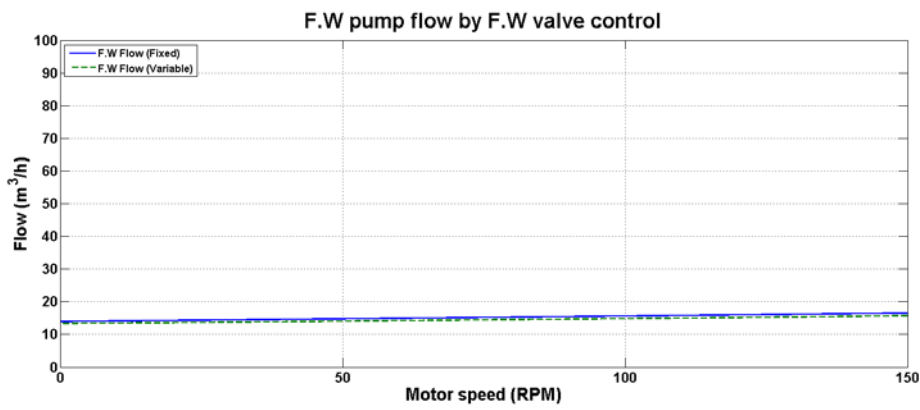


Fig. 4.6 F.W pump flow by pump control

펌프의 제어조건에 따른 시뮬레이션 결과, 해수 펌프의 전력 소비량과 유량은 전동기의 회전속도가 증가함에 따라 On/Off 제어나 무단 제어에 비해 계단 제어를 적용한 시스템의 펌프 전력 소비량이 먼저 증가함을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 외부 해수온도나 내부 청수온도의 변화와는 상관없이 RPM의 증가에 따라 펌프를 제어하기 때문이다. 따라서, 다른 제어에 비해 비교적 높은 전력 소비량을 보인다. 청수 펌프는 전동기 부하가 낮아도 최소 청수 유량을 유지해야 함으로 전동기가 동작하지 않는 경우에도 일정 값 이상의 전력 소비량이 발생한다.

4.2.2 해수 및 청수 펌프 제어 기법에 따른 온도 분포도

수중함용 냉각 시스템에서 설정 청수온도에 가까울수록 냉각 시스템이 안정적이라 할 수 있다. 일례로 인버터와 전동기 입구측 청수온도가 설정 청수온도보다 높은 경우 인버터와 전동기를 충분히 냉각하지 못함으로써 전동기의 효율 감소 및 잦은 고장을 야기할 수 있으며, 설정 온도보다 낮은 경우 냉각 계통에 열적 피로를 발생시켜 기구적 결함이 발생할 위험이 있으므로, 설정 청수온도와 인버터와 전동기 입구측 청수온도를 최대한 비슷하게 유지해야 한다.

본 논문에서는 수중함용 냉각 시스템의 평가 기준중 하나로 청수 온도분포도를 정하였다. 청수 온도분포도란 설정 온도 대비 오차율을 뜻하며, 높을수록 설정 청수온도와 인버터와 전동기 입구측 청수온도간에 오차가 많이 발생한다는 것을 의미한다. 수식 (14)는 청수 온도분포도를 나타낸다.

$$F.W \text{ Temp Deviation} = \frac{\sum | \text{Set F.W Temp.} - \text{Real F.W Temp.} |}{\text{Sampling Data}} \quad (14)$$

다음 그림 4.7은 전동기의 회전속도가 0RPM에서 150RPM까지 증가할 때, 펌프 제어 기법에 따른 청수 온도분포도의 변화를 나타내고 있다.

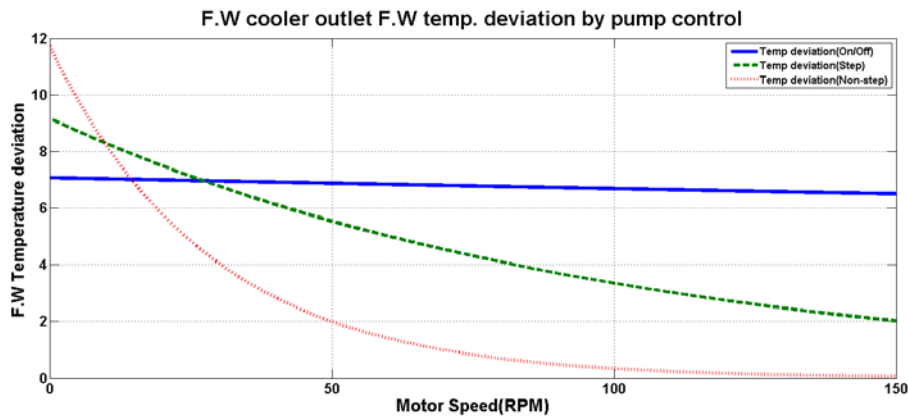


Fig. 4.7 F.W cooler outlet F.W temp. deviation by pump control

4.2.3 냉각수 유량 제어 밸브에 따른 전력소비량 및 온도 분포도

냉각수 유량 제어 밸브는 고정하여 인버터와 전동기 양측에 동일한 청수 유량을 제공하는 고정제어와 인버터, 전동기의 발생 열량 비에 따라 개도를 조절하여 각 발열부에 제공하는 청수 유량을 변화시키는 가변제어가 있다. 표 4.6, 4.7, 4.8은 해수 및 청수 펌프의 전력 소비량과 전동기, 인버터 입구 청수 온도분포도를 나타내며, 그림 4.8은 전동기의 회전속도가 0RPM에서 150RPM까지 증가할 때, 냉각수 유량 제어 밸브의 제어 기법에 따른 청수 온도분포도의 변화를 나타낸 것이다.

Table. 4.6 Power consumption (S.W) by cooling water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	0	0	0	0
70	54.78	54.1	54.78	54.1
120	409.9	414.7	409.9	407.4
150	1100	1100	1100	1100

Table. 4.7 Power consumption (F.W) by cooling water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	170	170	170	170
70	171.4	174.5	171.4	174.5
120	578.5	586.3	592.5	568.5
150	1042.5	1045.7	1042.5	1048.7

Table. 4.8 Inverter, motor temp. deviation by cooling water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	0.24	0.24	0.22	0.22
70	0.11	0.11	0.09	0.09
120	2.22	2.22	1.84	1.84
150	0.97	0.97	0.83	0.83

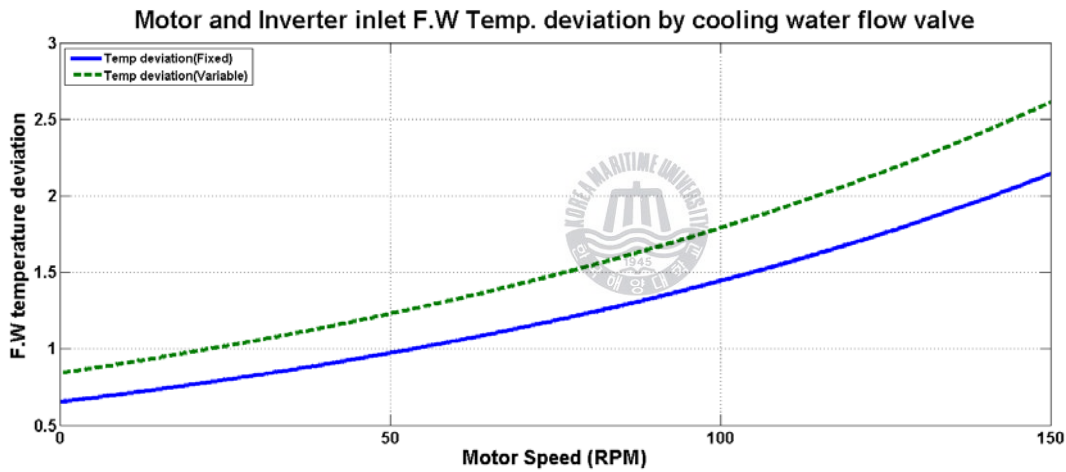


Fig. 4.8 Motor and inverter inlet F.W Temp. deviation by cooling water flow valve

시뮬레이션 결과 해수 및 청수 펌프에서의 전력 소비량은 거의 동일하나, 전동기, 인버터간의 온도 분포도는 가변제어가 고정제어에 비해 낮음을 확인할 수 있다.

4.2.4 청수온도 제어 밸브에 따른 전력 소비량 및 온도 분포도

해수 및 청수 펌프의 제어는 무단 제어 알고리즘을 적용하고, 청수온도 제어 밸브를 고정, 또는 가변으로 제어했을때, 해수 및 청수 펌프의 전력 소비량과 청수냉각기 출구측 청수 온도분포도를 시뮬레이션하였다. 같은 RPM으로 100시간 동작했다고 가정했을때, 표 4.9, 10은 해수 및 청수 펌프의 전력 소비량을, 표 4.11은 청수냉각기 출구측 청수 온도분포도를 나타낸다.

Table. 4.9 Power consumption (S.W) by fresh water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	0	0	0	0
70	54.78	54.1	54.78	54.1
120	409.9	414.7	409.9	407.4
150	1100	1100	874.5	894.3

Table. 4.10 Power consumption (F.W) by fresh water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	170	170	170	170
70	176.4	191.7	176.4	178.2
120	547.5	592.8	547.5	534.5
150	1042.5	1022.7	877.5	893.5

Table. 4.11 F.W cooler outlet F.W temp. deviation by fresh water flow control valve

RPM	Fixed		Variable	
	단일	이중	단일	이중
30	4.79	4.79	4.08	4.08
70	1.77	1.77	1.05	1.05
120	0.85	0.85	0.47	0.47
150	0.44	0.44	0.07	0.07

그림 4.8, 4.9는 전동기의 회전속도가 0RPM에서 150RPM까지 증가할 때, 청수온도 제어 밸브의 제어에 따른 해수 펌프의 유량과 전력 소비량의 변화를 나타낸 것이다.

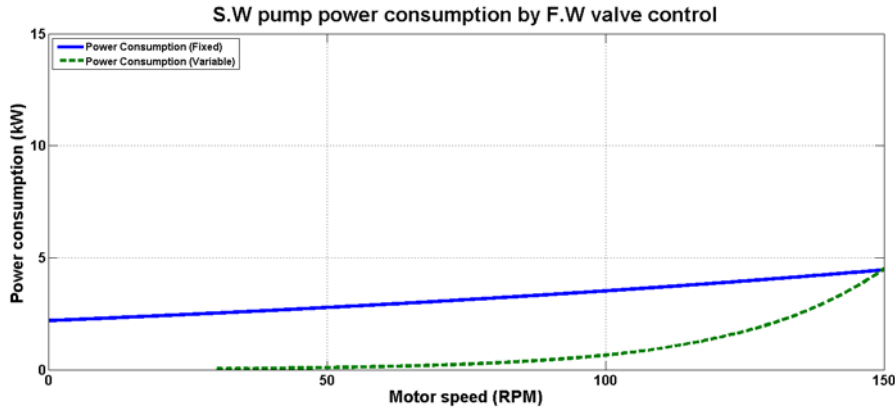


Fig. 4.8 S.W pump power consumption by F.W valve control

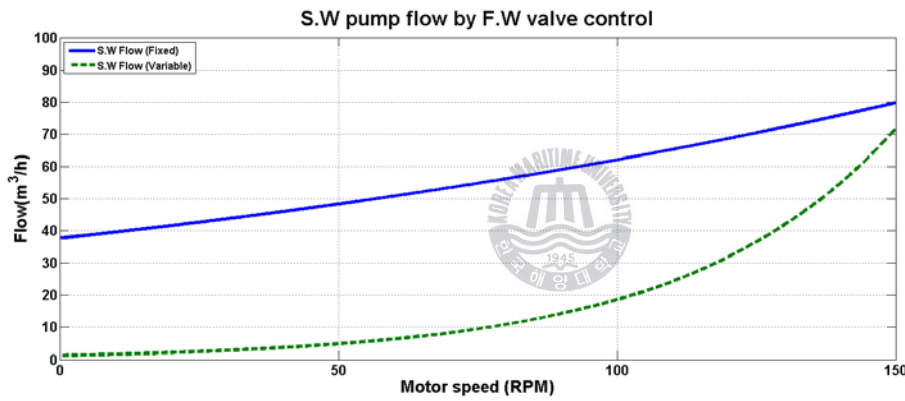


Fig. 4.9 S.W pump flow by F.W valve control

전동기의 회전속도가 0RPM에서 150RPM까지 증가한다고 가정했을 때, 그림 4.10, 11은 청수 펌프의 유량과 전력 소비량을, 4.12는 청수냉각기 출구측 청수 온도분포도를 나타내고 있다. 청수 펌프의 경우 청수온도 제어 밸브의 고정제어와 가변제어 모두 전력 소비량이 유사함을 확인 할 수 있으며, 온도 분포도는 고정제어보다 가변제어가 안정적으로 나타나고 있다.

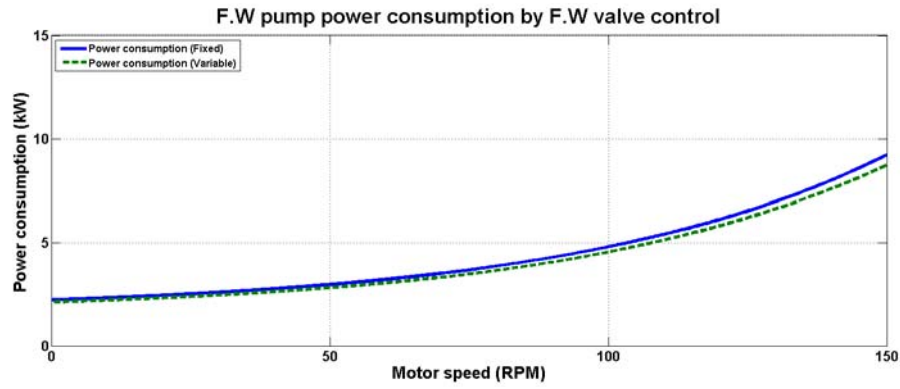


Fig. 4.10 F.W pump power consumption by F.W valve control

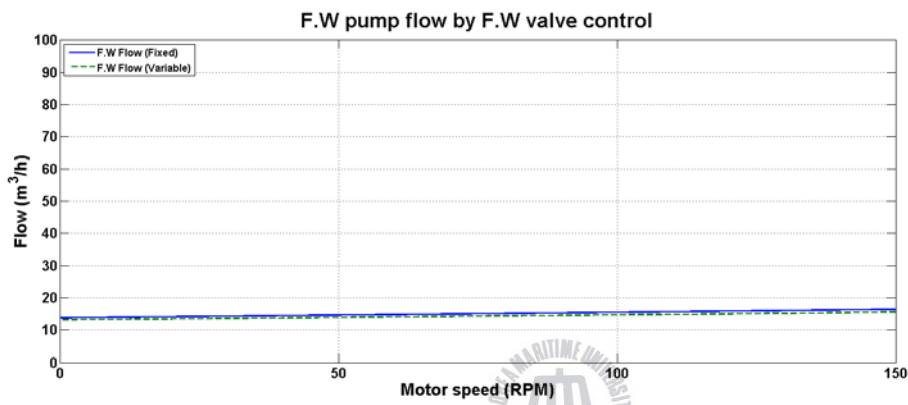


Fig. 4.11 F.W pump flow by F.W valve control

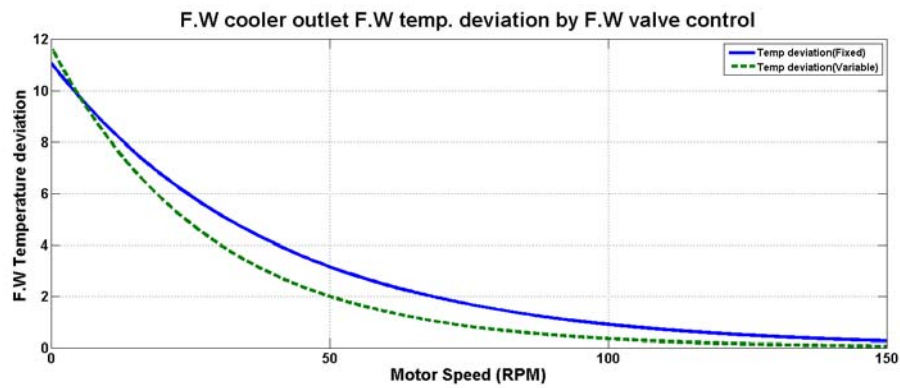


Fig. 4.12 F.W cooler outlet F.W temp. deviation by F.W valve control

4.2.5 시뮬레이션 결과 분석

해수 및 청수 펌프 시뮬레이션에 적용된 3가지(On/Off, 계단, 무단) 제어에 따른 시뮬레이션 결과를 보면 무단 제어를 적용한 펌프의 전력 소비량이 비교적 안정적으로 증가하였으며, 청수냉각기에 필요 유량만 제공함으로써 펌프 전력 소비량이 감소하였음을 확인할 수 있다. 그림 4.13은 해수 및 청수 펌프 시뮬레이션 결과를 근사적분하여 제어 기법에 따라 펌프별 전력 소비량을 나타낸 그래프이다. 무단 제어의 전력 소비량을 100라 했을때 On/Off 제어와 계단 제어의 전력 소비량을 나타내었다.

근사적분 결과, 해수 펌프 무단 제어의 전력 소비량은 On/Off 제어 대비 85.9%, 계단 제어 대비 60.2%, 청수 펌프 무단 제어의 전력 소비량은 On/Off 제어 대비 39.6%, 계단 제어 대비 30.4%로 높은 전력 소비량 저감 특성을 가짐을 확인할 수 있다

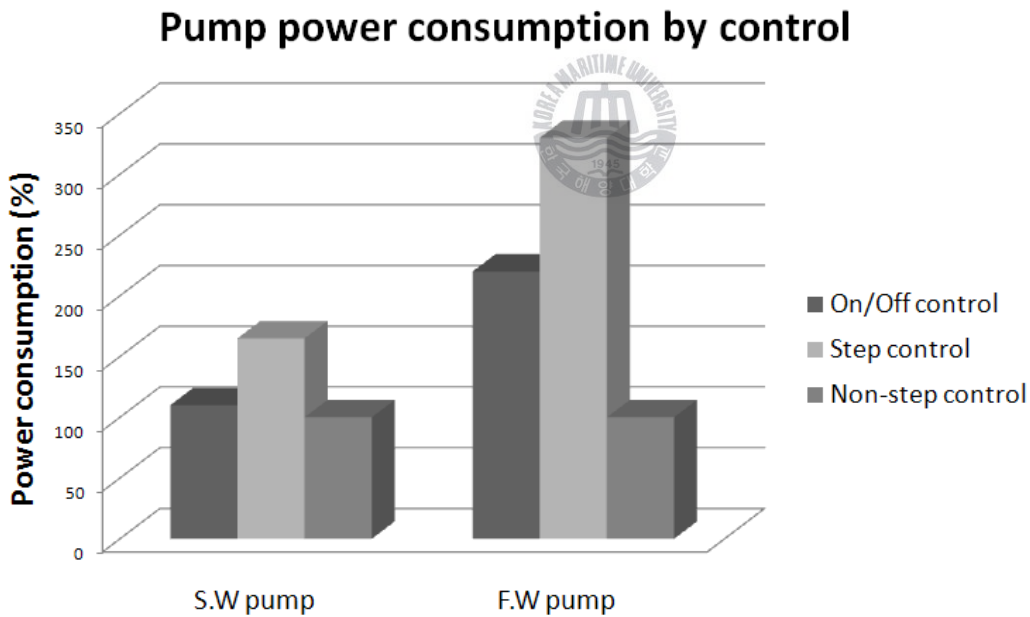


Fig. 4.13 Power consumption by control technology

해수 펌프와 청수 펌프의 제어 기법에 따른 청수 온도분포도의 시뮬레이션 결과(그림 4.7), 낮은 전동기 회전속도에서는 3가지(On/Off, 계단, 무단) 제어 모두 청수 온도분포도는 비슷하게 나타나나, 전동기 회전속도가 높아지면서 인버터 및 전동기의 발열량이 상승하게 되면 A-ESS에서 사용하는 무단 제어에서 청수 온도분포도가 빠르게 낮아짐을 확인할 수 있다. 다음 그림 4.14는 해수 및 청수 펌프 제어 기법에 따른 청수냉각기 출구측 청수 온도분포도의 근사적분 결과를 나타낸 그래프이다.

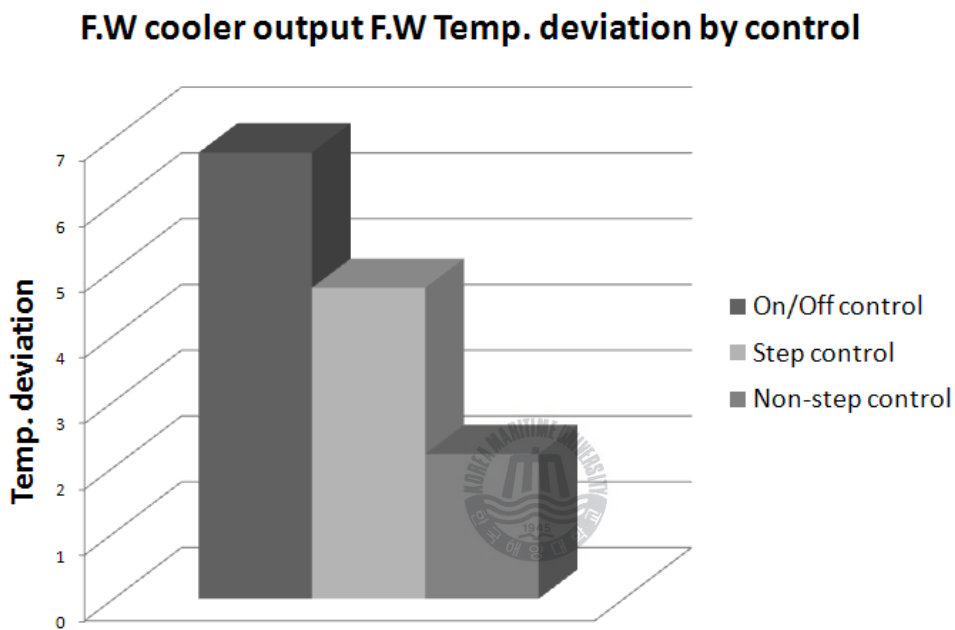


Fig. 4.14 F.W cooler outlet temp. deviation by control technology

근사적분 결과, 청수 온도분포도는 해수 펌프를 무단 제어시 On/Off 제어 대비 32.4%, 계단 제어 대비 46.6%로 무단 제어가 다른 제어에 비해 높은 온도 안정성을 가짐을 확인할 수 있다

제 5 장 결론

본 논문에서 제안하는 A-ESS(Advanced Energy Saving System)는 대용량 추진전동기를 탑재하여 운용하는 기존 수중함의 냉각시스템 및 알고리즘에 대해 분석하여, 그에 따른 해수 및 청수 펌프 제어 알고리즘과 청수 유량 제어 밸브 제어 알고리즘, 안정성이 뛰어난 이중 냉각 시스템과 인버터, 전동기간의 열분포도를 낮추기 위한 냉각수 유량 제어 밸브 및 제어 알고리즘을 포괄적으로 제어하여 높은 전력 효율을 얻는 수중함용 냉각 시스템이다.

이와 같은 A-ESS는 시스템 설치가 기존에 비해 복잡하며, 초기 비용 높으나, 냉각 시스템의 안정성과 인버터, 전동기 등 열원부에서 일정한 열량 제거 기능, 효율적인 전력 소비량등의 장점을 가진다. 이러한 시스템의 적절성을 확인하기 위해 LabVIEW를 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 구성하였으며, 다양한 조건하에 시뮬레이션을 진행하였다. 그 결과, A-ESS(Advanced Energy Saving System)을 적용하였을 경우 적용하지 않았을 경우에 비하여 높은 전력 효율 및 안정성을 지님을 확인할 수 있었다.

수중함의 특성상 수압이 높은 해저나, 해수 온도 변동이 심한 지역등 열악한 외부 환경에 노출되는 경우가 잦은 편이다. 이때 A-ESS는 수중함의 운항비 저감은 물론이고, 높은 온도 안정성과 수중함의 수명, 유지보수 측면에서 매우 유리할 것으로 사료된다.

본 논문에서 제안한 A-ESS는 수중함용 냉각 시스템 설계의 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 예상되며, 수중함에 적합한 우수한 성능을 가진 냉각 시스템을 확보하기 위해서는 실용화를 위한 실험 기반 연구가 수행되어야 할 것이며, 실제 시스템에 적용하여 발생할 수 있는 문제점에 대해 개선하는 연구가 계속되어야 한다.

참고 문헌

1. Jin-Seok Oh, Kwan-Jun Jok Jun-Ho Kwak, Ji-young Lee, "Analysis & Design of Cooling System for Electric Propulsion System", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 32, No. 4, 2008
2. 수중운동체 특화 연구센터, "수중추진 연구실 1단계 최종보고서", 2006
3. Jin-Seok Oh, Young-Kyu Lim, "A Study on the Method of Energy Saving in a Marine Cooling System", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 29, No. 5, 2004
4. 김연형, "선박의 냉각계통에 적합한 전력절감 시스템에 관한 연구", 2008.8
5. M. LACHI, N.EL WAKIL and JPADET, "The time constant of double pipe and ne pass shell-and-tube heat exchangers in the case of varying fluid flow rates", hf.I.Hear Mars Trmsfer. Vol. 40, No. 9, pp. 2067~2079, 1997
6. Greg Snitchler, Bruce Gamble, and Swarn S. Kalsi, "The Performance of a 5 MW High Temperature Superconductor Ship Propulsion Motor", Applied Superconductivity, IEEE Trans. on, vol. 15, no. 2, pp. 2206~2209, 2005.
7. Dr. Douglas J. Nelson, chair, Dr.Charles F. Reinholtz, member, Dr. Michael W. Ellis, member, "Thermal Overload Capabilities of an Electric Motor and Inverter Unit Through Modeling Validated by Testing", MASTER OF SCIENCE in Mechanical Engineering, page 10, 2004
8. Jos Miguel Ortiz-Rodruez, "Electro-thermal Modeling of a Power Electronic Module", degree of Master OF Science in Electrical Engineering University of Puerto Rico Mayagz Campus, 2004
9. H. Vinke and C. J. Clemens, "Compact models for accurate thermal characterization of electronic parts", IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, Part A, Vol. 20, No. 4, pp. 411~419, Sept 1997
10. Ji-Young Lee,Heui-Han Yoo. Yun-Hyung kim.Jin-Seok Oh, "A Study on the Energy Saving Method by controlling Capacity of Sea Water Pump in Central Cooling System for Vessel", Journal of the Korean Society of

Marine Engineering, Vol. 31, No.5, pp. 592~598, 2007

11. Jin-Seok Oh, Young-Kyu Lim, "A Study on the Method of Energy Saving in a Marine Cooling System", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.29, No.5, pp. 587~592, 2005
12. L. C. Jenkins, "Electronic equipment thermal management", Reliability and Maintainability Symposium, Proceedings. Annual, pp. 17~22, 1984



감사의 글

처음 시작할때는 끝이 보이지 않던 대학원생으로서의 2년이 지금 생각해보면 너무 빨리 지나갔습니다. 돌이켜보면 힘든 시간도 있었지만, 부족했던 저를 이끌어주신 많은 분들 덕분에 잘 이겨내고, 작은 결실을 맺게 되었습니다.

오늘에 이르기까지 많은 부분에서 가르침을 주시고, 올바른 방향으로 나가도록 도와주신 오진석 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 부족한 논문을 정성껏 심사하고, 조언을 해주신 유희한 교수님, 박동국 교수님께도 진심으로 감사드립니다. 대 그리고, 처음 대학원을 시작할 때부터 지금까지 저에게 아낌없는 격려를 아끼지 않으신 김성환 교수님, 정병건 교수님, 김종도 교수님, 김종수 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한, 저의 곁에서 학문적으로 많은 도움을 주신 곽준호 선배님, 김연형 선배님, 이종호 선배님, 조관준 선배님께 진심으로 감사를 드립니다. 그리고 2년간 함께 공부하고 석사과정을 마치는 배수영 선배님께도 축하와 함께 감사의 인사를 드립니다. 또한 오늘까지 부족한 저를 묵묵히 도와준 E2E 연구실의 연구생들에게도 고마움을 전합니다.

논문의 초록을 검수 및 교정해준 기성이형, 물질적, 정신적으로 많은 지원을 해주신 일가 친척분들께 진심으로 감사를 드립니다. 그 외에도 일일이 거명하지 못한 분에게 감사드립니다.

마지막으로 지금의 제가 있기까지 언제나 따뜻한 격려와 응원을 해주신 사랑하는 어머니, 동생, 그리고 하늘에서 못난 아들을 지켜보고 계실 아버지께 오늘의 이 기쁨을 바칩니다.