

## 대형 LNG선 주냉각기 해수라인의 부압현상 해석에 관한 연구

김창복\* · 사공운곤\*\* · 김종규\*\* · 김충식\*\* · 송영호\*\*\* · 최순화  
(원고접수일 : 2008년 7월 23일, 원고수정일 : 2008년 9월 16일, 심사완료일 : 2008년 9월 16일)

### A Study on the Analysis of a Negative Pressure in the Seawater Line of a Main Central Cooler (MCC) for a Large LNG Ship

Chang-Fu Jin\* · Woon-Gon Sagong\*\* · Jong-Gyu Kim\*\* · Chung-Sik Kim\*\* ·  
Young-Ho Song\*\*\* · Soon-Ho Choi†

**Abstract** : The heat exchangers in the ships have been changed from the conventional shell & tube type to the plate type due to some merits as a compactness, a high thermal efficiency and a light-weight. In recent, it is reported that the vacuum phenomena were occurred in the seawater outlet piping of a main central cooler (MCC) on the ships. From the viewpoints of a common sense, the vacuum pressure in the seawater piping is rare event and difficult to be convinced because the seawater is pumped into the piping by a seawater pump with a high discharge head. However, the occurrence of a vacuum pressure in the seawater line of an MCC is real situation and often gives a severe damage to a rubber gasket of an MCC with a plate type heat transfer area. In this study, we analyzed the vacuum pressure in the seawater line of an MCC by using the simpl Bernoulli's equation and found that the vacuum pressure in the seawater line of an MCC is inevitable untill the installation postion of an MCC is not lowered.

**Key words** : Gasket damage(가스켓파손), Main central cooler(주냉각기), Negative pressure(부압), Plate type heat exchanger(판형열교환기)

#### Nomenclature

	$V$	: Velocity, m/s
	$Z$	: Height, m
$g$		: Gravitational acceleration, $9.8 \text{ m/s}^2$
$P$		: Pressure, $\text{kgf/cm}^2 \cdot g$
	$g$	: Specific weight, $\text{kgf/m}^3$
	$r$	: Density, $\text{kg/m}^3$

† 교신저자(DHP Engineering Co., Ltd. R&D Center, 연구소장, E-mail: csh@daewon-phe.co.kr, Tel: 051)556-4243)

\* 한국해양대학교, 박사후연구원

\*\* 대우조선해양(DSME), 기장배관설계팀

\*\*\* DHP Engineering Co., Ltd. 대표이사

Subscripts

- a* : Atmosphere
- d* : Pump discharge
- ex* : Heat exchanger
- i* : Inlet
- loss* : Loss
- o* : Outlet
- pipe* : Piping

1. 서 론

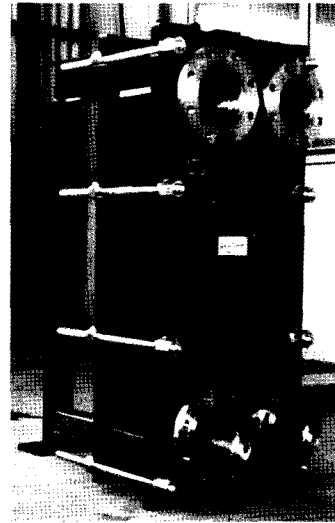
최근의 선박건조 추세는 화물운송의 극대화를 위해 대형화로 진행되고 있으며, 이들 대형선박용 주기관(Main engine)은 유류비 절감을 위해 최대 연속운전(maximum continuous running, MCR) 조건에서 100 RPM을 초과하지 않는 저속 디젤엔진(Low speed diesel engine, LSDE)을 채택하고 있다. 이들 주기관(Main engine, ME)의 냉각 및 보호를 위해서는 윤활유(lube oil, LO) 및 자켓워터(jacket water)의 냉각이 필수적이며, 종래에는 Shell & Tube type의 열교환기(S&THE)가 이 목적을 위해 주로 사용되었다.

하지만 잘 알려진 바와 같이 S&THE는 내구성이 좋은 장점을 가지고 있는 반면에 총괄열전달계수가 낮은 단점을 가지고 있다. 이는 전열면적 증가의 원인이 되어 열교환기의 부피를 증가시키므로 기관실내 많은 공간을 차지한다. 따라서 최근에는 운전조건이 고온고압의 특수한 경우가 아니면 기관실 용적을 줄이고 화물창의 용적을 증가시키기 위해 판형 열교환기(Plate type heat exchanger, PHE)를 채택하는 것이 일반적이다.

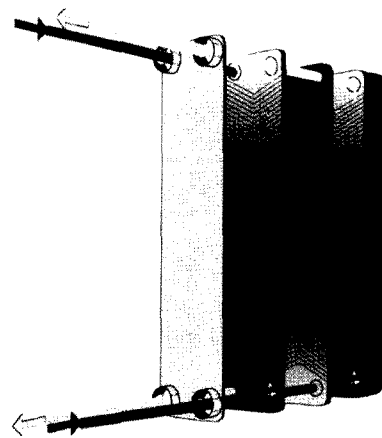
Fig. 1에 보인 것과 같은 PHE는 1940년대에 유럽지역의 유가공분야에서 처음으로 등장하였으며<sup>(1),(2)</sup>, 전열성능이 매우 뛰어나기 때문에 동일 열용량 대비 PHE는 S&THE와 비교하여 그 부피를 약 1/10까지 줄일 수 있는 고성능 콤팩트형(compact type)의 열교환기라 할 수 있다<sup>(3),(4)</sup>. 뿐만 아니라 PHE는 설치 후 시운전시 설계치와 달리 전열성능에 문제가 발생하는 경우 기설치된 시스템에 영향을 주는 일없이 현장에서 전열판만을

추가시켜 전열성능을 만족시킬 수 있기 때문에 S&THE와 비교하면 융통성과 적응성이 매우 뛰어난 제품이라고 할 수 있다<sup>(5)</sup>.

이와 같은 PHE의 강점은 현재 국내에서 건조되는 대부분의 대형상선에서 주기관 냉각계통으로 PHE를 채택하게 하는 이유이기도 하다. 하지만 PHE는 Fig. 1에서 알 수 있듯이 전열판과 전열판 사이에 위치하는 고무가스켓(rubber gasket)을



(a) Photo of a plate type heat exchanger. (manufactured by the DHP Engineering Co., Ltd.)



(b) Internal flow in a plate type heat exchanger.

Fig. 1 Details of a plate type heat exchanger

재결빙으로 조아서 조립하는 구조이므로 기기건전성(component integrity)이 태생적으로 S&THE에 비해 낮을 수밖에 없으며, 이것이 전술한 바와 같이 고온고압의 운전조건에서는 여전히 S&THE가 사용되고 있는 이유이다.

최근 국내의에서 건조한 대형상선의 인도전 해상 시운전시 주냉각기(Main central cooler, MCC)로 채택되고 있는 PHE의 해수라인에 진공이 형성되어 가스켓 손상이 보고되고 있으나 이의 원인분석 및 대책마련에 상당한 곤란을 겪고 있으며, 현재 (주)대우조선해양(DSME) 이외에는 아직도 정성적, 정량적으로 정확히 분석을 하지 않고 있는 것으로 알려져 있다.

본 연구에서는 2007년도와 2008년도에 DSME에서 건조한 대형 LNG선의 기관실 설계조건과 유

사하게 설치한 (주)DHP Engineering사의 시험 설비에서 수행한 실험결과를 토대로 MCC의 해수 배관에 형성되는 진공형성의 원인을 밝히고 이의 방지대책을 수립하고자 한다.

## 2. 냉각계통 및 압력손실

### 2.1 주기관 냉각계통

본 연구의 대상인 대형 LNG선의 주기관 냉각계통(Main engine cooling system)은 Fig. 2 및 Fig. 3에 보인 것과 같이 MCC, 해수펌프 (Cooling seawater pump, CSWP), 청수펌프 (Freshwater pump, FWP), MCC의 청수출구 온도를 일정하게 유지시키기 위한 삼방변(3-way

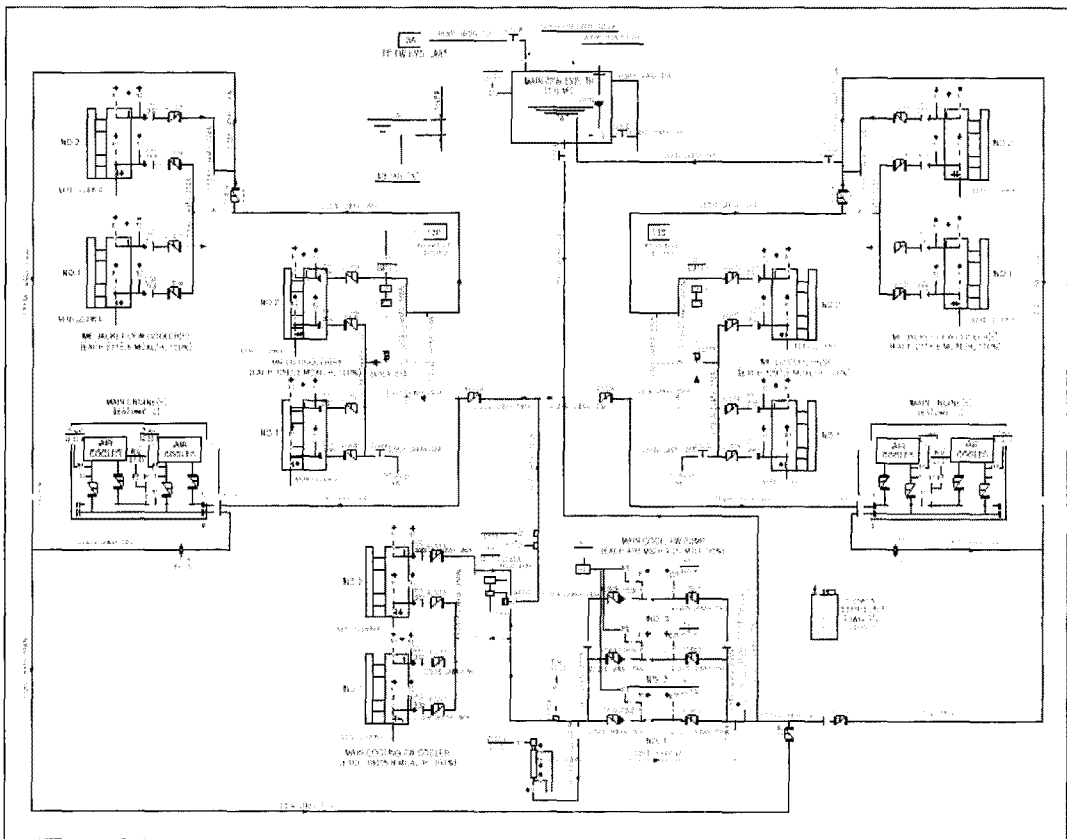


Fig. 2 The P&ID of a freshwater system of a main central cooler. This figure is served by the courtesy of the DSME and should not be cited or used without the DSME permission

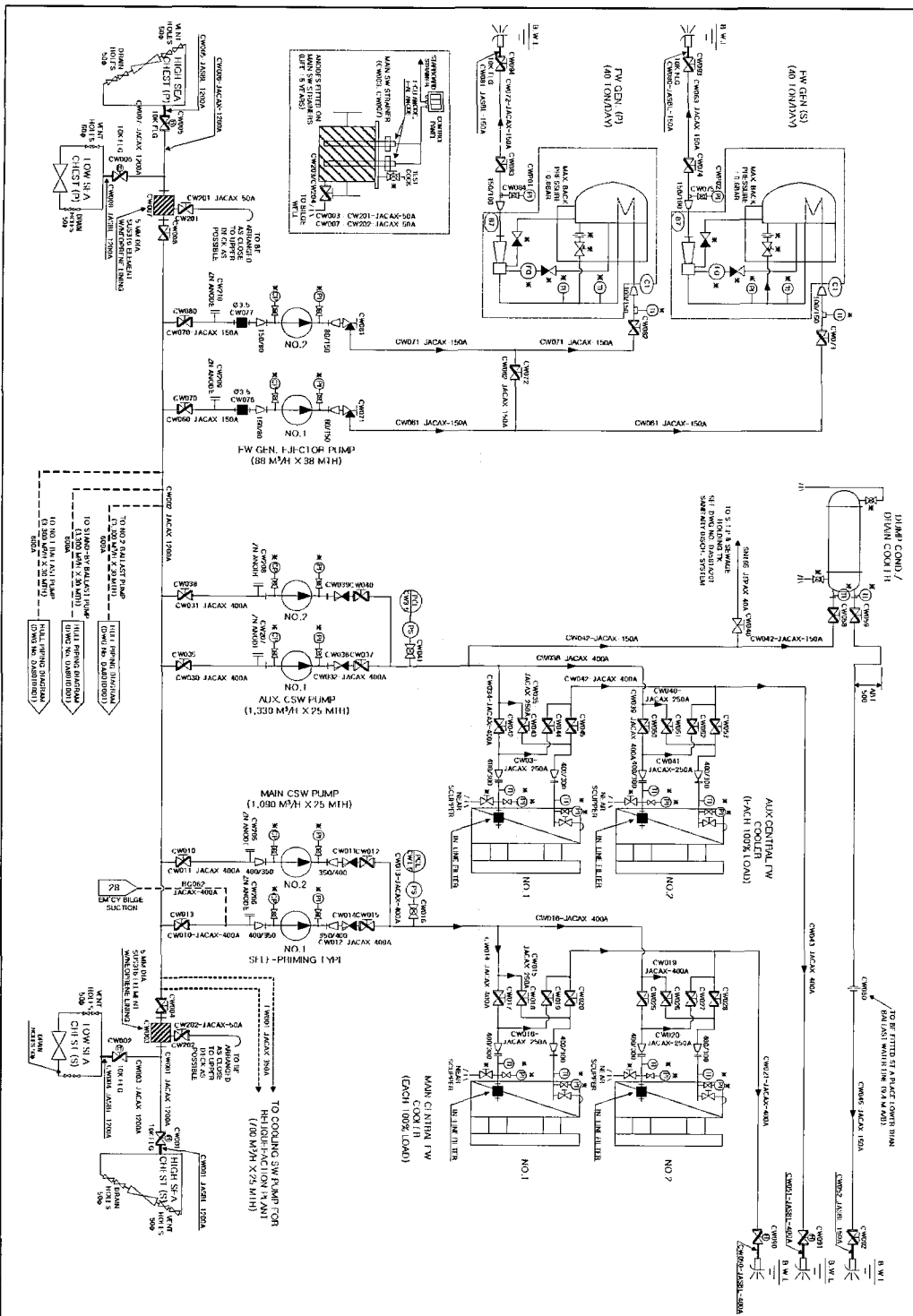


Fig. 3 The P&ID of a seawater system of a main central cooler. This figure is served by the courtesy of the DSME and should not be cited or used without the DSME permission

valve) 및 관련배관으로 구성되어 있다.

주기관, 윤활유 등의 냉각은 청수를 이용하며, 냉각 후 청수라인을 통해 MCC로 유입된 고온청수는 판형 열교환기를 통과하면서 냉각용 해수와 열교환으로 저온상태로 유출된다. 냉각된 청수는 MCC의 청수배출라인을 거쳐 냉각이 필요한 주기관, 윤활유 냉각기(LO Cooler) 등 냉각수가 필요한 각 부분으로 공급된 후 다시 MCC로 순환된다. 이 순환과정에서 삼방변은 MCC에서 유출되는 청수온도가 규정치 이하로 과냉각(Overcooling)되는 것을 방지하기 위한 목적으로 사용되며, 만일 MCC에서 유출되는 청수온도가 너무 낮으면 삼방변을 통해 유입되는 고온청수의 일부를 우회(By-pass)시켜 저온청수와 혼합되게 함으로서 유출온도를 일정하게 제어한다.

2.2 Main central cooler system의 압력손실

Fig. 4는 (주)DHP Engineering사에 설치한 시험설비의 개략도를 보이는 것으로서 실선의 운전 조건과 가능한 동일하게 하기 위해 열교환기는 지

면으로부터 약 8 m 높은 곳에 설치하였다.

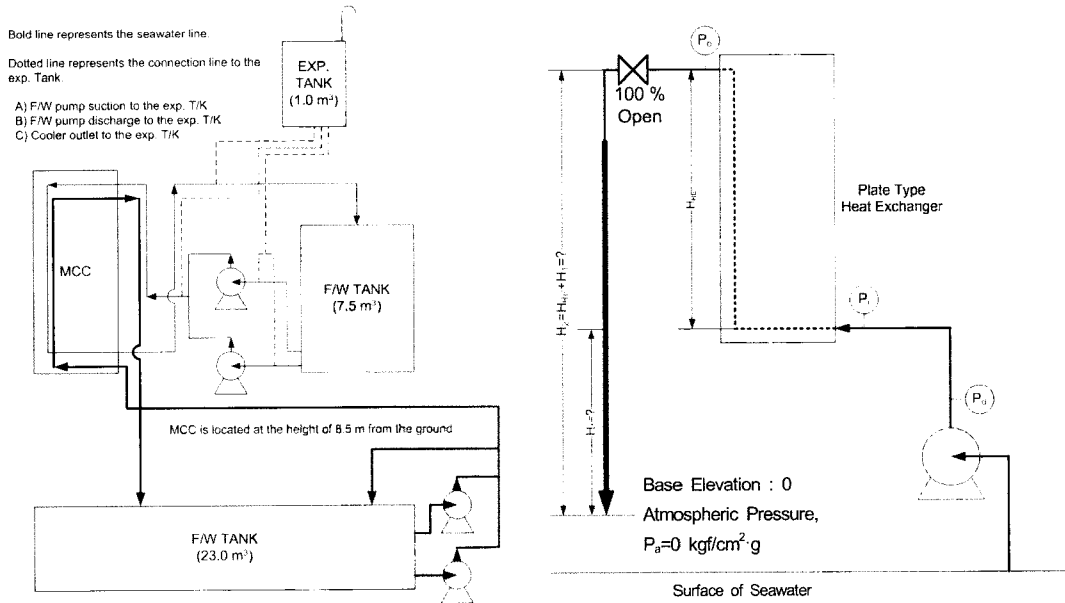
MCC 계통에서 발생하는 전압력손실(Total pressure loss)은 해수펌프의 토출압 측정위치 (d)와 MCC 배관의 끝단, 즉 대기압 상태의 외부로 방출되는 지점(a) 사이에 베르누이 방정식을 적용하면<sup>(6)</sup> 구해지는데 계산의 편의를 위하여 계기압(Gage pressure)을 기준으로 하면 해수는 비압축성 유체이므로,

$$\frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} + Z_d = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a + \Delta P_{loss} \quad (1)$$

식(1)에서  $\Delta P_{loss}$ 는 열교환기의 해수 입출구단에서 발생하는 압력손실, 즉 열교환기 고유의 압력손실과 (d)-(a) 사이의 유로를 구성하는 모든 유동관로 내부에서 발생하는 압력손실이므로 열교환기 내부의 압력손실  $\Delta P_{ex}$ 와 배관압력손실  $\Delta P_{pipe}$ 의 합과 같다. 즉,

$$\Delta P_{loss} = \Delta P_{pipe} + \Delta P_{ex} \quad (2)$$

열교환기 입구부와 출구부에 연결되는 해수배관



(a) Whole schematic diagram of a test facility. (b) Pressure measurement points of a seawater line

Fig. 4 Test facility installed in the DHP Engineering Co., Ltd.

의 구경이 동일한 경우에는  $V = V_a = V_d$ 이고, 배관의 끝단을 기준해수면이라고 가정하면 대기에 노출되므로  $P_a = 0$ , 그리고  $Z_a = 0$ 이다. 따라서 식(1)의 양변에 비중량  $\gamma = \rho \cdot g$ 를 곱하고 정리하면,

$$P_d + \gamma \cdot Z_d = \Delta P_{ex} + \Delta P_{pipe} \quad (3)$$

식(3)을 열교환기 입구측에서의 압력측정위치인 (i)로부터 해수라인의 끝단인 (a)까지 사이에 적용하면,

$$P_i + \gamma \cdot Z_i = \Delta P_{ex} + \Delta P_{pipe} \quad (4)$$

식(4)에서  $Z_i$ 는 열교환기 해수입구부의 압력측정위치 (i)까지의 높이이며,  $\Delta P_{pipe}$ 는 열교환기의 해수출구부인 (o)로부터 해수배관 끝단까지의 배관손실이다.

이제 열교환기 해수의 압력측정위치인 (i)와 (o), 그리고 (i)와 (d) 사이에 각각 베르누이방정식을 적용하면,

$$P_i + \frac{\rho V^2}{2} + \gamma \cdot Z_i = \quad (5)$$

$$P_o + \frac{\rho V^2}{2} + \gamma \cdot Z_o + \Delta P_{ex}$$

$$P_i + \frac{\rho V^2}{2} + \gamma \cdot Z_i = \quad (6)$$

$$P_a + \frac{\rho V^2}{2} + \gamma \cdot Z_a + \Delta P_{ex} + \Delta P_{pipe}$$

식(5)에서  $Z_o = Z_i + Z_{ex}$ 이고  $Z_{ex}$ 는 열교환기의 높이이며, 식(6)에서  $\Delta P_{pipe}$ 는 전술한 바와 같이 열교환기의 해수출구단 (o)로부터 해수배관 끝단 (a)까지의 배관손실이다. 실선에서는 2대의 MCC가 병렬로 연결되어 1대가 100% 용량으로 운전되며, 나머지 1대는 Stand-by 개념으로 운용되고 있으며, 열교환기 후단의 해수 출구배관은 Fig. 3에 보인 것과 같이 2대의 열교환기가 공용으로 사용할 수 있도록 열교환기 입구배관(250 A)보다 큰 구경의 배관(400 A)에 연결되어 있다. 따라서 MCC 1대만 운전하는 경우 열교환기 후단의 대구경 해수배관의 내부는 해수가 완전히 찬 상태가 아니고 자유낙하형식으로 해수면까지 떨어지므로 배

관손실이 발생하지 않는다고 가정할 수 있다. 뿐만 아니라 식(3)의 유도과정과 동일하게  $P_a = Z_a = 0$  그리고 열교환기의 해수입구부의 해수의 대구경 배관은 구경이 다르지만 이미 언급한바와 같이 해수가 만충된 상태로 흐르지 않으므로 유속은 동일할 것이므로 식(6)은 다음과 같이 간단히 표현된다.

$$P_i + \gamma \cdot Z_i = \Delta P_{ex} \quad (7)$$

식(5)에  $Z_o = Z_i + Z_{ex}$ 의 관계를 적용하고  $P_o$ 에 대해 정리하면,

$$P_o = P_i - \gamma \cdot Z_{ex} - \Delta P_{ex} \quad (8)$$

식(7)을  $P_i$ 에 대해 정리하고 식(8)에 대입하면,

$$P_o = -\gamma \cdot Z_i - \gamma \cdot Z_{ex} \quad (9)$$

$$P_o = -\gamma(Z_i + Z_{ex}) \quad (10)$$

따라서 식(10)으로부터 열교환기의 출구압력  $P_o$ 는 열교환기의 설치위치 및 열교환기의 수직높이에 따라 항상 진공압으로 측정됨을 알 수 있다.

### 3. 실험결과

Table 1은 MCC 후단부의 진공상태를 확인하기 위해 Fig. 4에 보인 시험설비에서 열교환기 후단부에 설치된 밸브를 100% Open, 그리고 75% Open한 2가지의 경우에 대해 수행한 시험결과를 정리한 것이다.

시험결과 열교환기 후단출구부의 압력은 2장의 해석으로부터 예상된 바와 같이 부압(Negative pressure)현상이 발생되며, 열교환기 후단부의 밸브개도를 감소시키면 열교환기 출구부 압력측정위치인 (o)부터 밸브입구부까지 배관구간의 압력을 상승시키는 효과에 의해 진공압을 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.

하지만 Fig. 4의 (a)에서 알 수 있듯이 열교환기는 지면으로부터 약 8 m 정도 높은 곳에 위치하고 있으므로 식(10)에 의한 예상치  $-0.8 \text{ kgf/cm}^2 \cdot g$ 과 비교하면 상당히 적은 값인데 이는 식(7)의

**Table 1 Test result**

Case 1 : Valve 100 % Open		
Flowrate (m <sup>3</sup> /hr)	Seawater	1280
	Fresh water	720
Pressure of a seawater side (kgf/cm <sup>2</sup> · g)	Inlet	1.5
	Outlet	-0.24
Pressure of a fresh water side (kgf/cm <sup>2</sup> · g)	Inlet	1.9
	Outlet	1.0

Case 2 : Valve 75 % Open		
Flowrate (m <sup>3</sup> /hr)	Seawater	1260
	Fresh water	700
Pressure of a seawater side (kgf/cm <sup>2</sup> · g)	Inlet	1.4
	Outlet	-0.20
Pressure of a fresh water side (kgf/cm <sup>2</sup> · g)	Inlet	1.9
	Outlet	1.1

유도과정에서 해수가 대구경의 배관을 통해 수직으로 자유낙하하는 경우를 가정하고 수직하강구역에서의 압력손실  $\Delta P_{pipe}$ 를 무시하였기 때문에 발생하는 오차이다. 측정치와 계산치와의 비교를 위해서는  $\Delta P_{pipe}$ 를 고려해야 하며, 이 경우 식(10)은 다음과 같이 표현된다.

$$P_o = \Delta P_{pipe} - \gamma(Z_i + Z_{c,x}) \quad (11)$$

따라서 식(10) 및 식(11), 그리고 측정치와의 비교를 하면 측정치가 식(10)에 의한 예상치보다 적은 값을 나타내는 것은 당연하다고 할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서의 해석을 통한 계산치와 실험치의 오차는 일반적인 공학적인 오차수준을 훨씬 벗어나는 범위이나 적어도 기준해수면보다 높은 곳에 설치된 주기관의 MCC 출구부 배관에 부압현상이 발생하는 것은 열교환기 설치특성상 당연한 현상임을 알 수 있었다.

정량적으로 신뢰성 있는 계산치를 얻기 위해서는 열교환기 후단의 밸브 하류측의 대구경 해수관로에

서 발생하는 압력강하  $\Delta P_{pipe}$ 를 구해야만 하나 이는 현재의 연구범위에서는 실현 불가능하다. 이의 주된 이유로서는 유동액체가 관로를 완전히 충만하지 않은 채 일부는 관벽과 접촉하면서 그리고 나머지는 관로 내부의 빈 공간을 통해 쏟아지면서 흐르는 수직하강류의 압력손실을 정량적으로 계산할 수 있는 상관관계식에 대한 연구가 진행되거나 보고된 적이 없기 때문이며, 이에 관한 연구나 해석은 본 연구의 범위를 훨씬 초과하는 또 다른 연구주제이기 때문이다.

그럼에도 불구하고 본 연구의 실험결과를 통해 선박에서 열교환기를 기준해수면보다 상당히 높은 위치에 설치하게 되면 열교환기 후단의 수직하강 배관에는 부압이 발생한다는 사실을 확인하는 성과를 거두었으며, 이는 선박뿐만 아니라 육상플랜트의 경우에도 열교환기가 개회로(Open Circuit)의 유로상에 설치된다면 충분히 발생할 수 있음이 예상된다.

본 연구의 결과로부터 MCC 출구부 배관의 부압 현상을 해소하기 위해서는 가능한 MCC를 기관실 최하부 바닥의 해수면보다 낮은 위치에 설치해야함을 알 수 있거나 선박의 기관실 설계시 이는 용이하게 구현할 수 있는 문제가 아니며, 현재 10여척씩 시리즈호선으로 동일하게 설계가 진행되는 선박의 설계특성상 한 기기의 설치위치의 변화는 전체 시스템의 재설계를 요구하는 막대한 설계업무 부담을 발생시키므로 조선소 입장에서 극히 중요한 선박의 인도일정에 문제를 초래할 수 있다. 그리고 열교환기 후단의 밸브조작을 통해 부압감소를 시도하는 것 역시 공선상태 및 만선상태시의 흡수변화에 따른 밸브 개도 제어문제 때문에 운전요원의 부담감을 증가시키므로 결코 바람직한 해결책은 아니다.

현재까지 진행된 연구결과에 의하면, 2장에서 언급한 MCC의 운전방식을 고려하는 경우 병렬로 연결된 2대의 MCC가 동시에 운전되는 경우가 없기 때문에 대구경의 해수배출용 수직배관을 열교환기 입출구부와 동일한 배관구경을 적용하여 식(11)의  $\Delta P_{pipe}$ 를 증가시키므로써 부압을 감소시키는 것이 가장 간단하면서도 최선의 해결책이라고 판단된다.

## 참고문헌

- [1] J. Marriott, "Where and How to Use Plate Heat Exchanger", Chemical Engineering, Vol. 78, No. 8, pp. 127-134, 1971.
- [2] B. W. Jackson and R. A. Troupe, "Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger", Chemical Engineering Progress, Vol. 60, No. 7, pp. 62-65, 1964.
- [3] Zahid H. Ayub, "Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators", Heat Transfer Engineering, Vol. 24, No. 5, pp. 3-16, 2003.
- [4] R. K. Shah and D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons Inc., New Jersey, 2003.
- [5] 민의동, 열교환기 이론과 설계(제3권), 화학공업조사회, 서울, 1995.
- [6] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, Fluid Mechanics-Fundamentals and Applications, Mcgraw-Hill, New York, 2006.



## 김종규(金鍾圭)

1963년 9월생, 1987년 한국해양대학교 선박기계공학과 졸업(공학사), 현재 (주)대우조선해양(DSME) 기장배관설계팀 부장으로 재직중.



## 김충식(金忠植)

1964년 2월생, 1983년 11월 (주)대우조선해양(DSME) 입사, 현재 기장배관설계팀 차장으로 재직중.



## 송영호(宋榮鎬)

1968년 3월 생, 1993년 국립 부산대학교 기계공학과 졸업(공학사), 2005년 영국 UMIST 대학원 Thermal Power & Fluid Eng. Div. 수료(공학석사), 2004년 한국해양대학교 대학원 기계공학과 수료(공학박사), 현재 DHP Eng. Co. 대표이사.



## 최순호(崔淳豪)

1961년 2월생, 1987년 한국해양대학교 선박기계공학과 졸업(공학사), 1989년 한국해양대학교 대학원 선박기계공학과 수료(공학석사), 2003년 동경대학교 대학원 기계공학과 수료(공학박사), (주)현대엔지니어링, 한국원자력연구원 선임연구원을 거쳐 현재 DHP Eng. Co., R&D Center 연구소장, Marquis Who's Who 및 International Biographical Centre (IBC) 등 총 5회에 걸쳐 세계인명사전 등재. 현재 판형 열교환기(Plate Heat Exchanger)의 설계에 관련된 연구를 수행하고 있으며, 주관심분야는 Microscale 및 Nanoscale Heat and Mass Transfer Phenomenon임.

## 저 자 소개



## 김창복(金昌福)

1969년 10월생, 1993년 연변대학교 농기계학과 졸업, 2004년 충북대학교 농업기계학과 석사과정수료(공학석사), 2007년 한국해양대학교 대학원 기관시스템학과 박사과정수료(공학박사), 2007~현재, 동현씨스텍 연구원.



## 사공운곤(司空雲坤)

1955년 11월생, 1982년 부산대학교 조선공학과 졸업(공학사), 2007년 조선의 날 기념 대통령 표창 수상, 현재 (주)대우조선해양(DSME) 기장배관설계팀 이사로 재직중.