JFMSE, 30(6), pp. 2176~2187, 2018.
수산해양교육연구, 제30권 제6호, 통권96호, 2018.
www.ksfme.or.kr
https://doi.org/10.13000/JFMSE.2018.12.30.6.2176

냉열회수 공정을 적용한 LNG 연료 추진선용 연료공급시스템의 개념 설계

이윤호* · 최부홍†
*목포해양대학교(강사) · †목포해양대학교(교수)

A Conceptual Design of the Fuel Gas Supply System in LNG Fueled Ship based on Cold Energy Recovery Process

Yoon-Ho LEE* · Bu-Hong CHOI†
*Mokpo National Maritime University(lecture) · †Mokpo National Maritime University(professor)

Abstract

As the environmental regulations in the ship and marine sectors are strengthened, LNG fueled ships are attracting attention as a new alternative. This study has proposed an LNG(Liquefied Natural Gas) fueled ship of new concepts that can be recovered from the cold energy of the existing LNG fueled ship and the fuel gas supply system to perform a conceptual design. ORC(Organic Rankine Cycle) cold recovery system was adopted in the existing fuel supply system to recover the cold energy. The heat source was the jacket cooling water of the main engine and the waste heat of the exhaust gas which can be easily obtained during the voyage. As a result, when the load of the main engine is NCR(Normal Continuous Rating), the turbine produces up to 118.7 kW of power and 12.1 % of thermal efficiency when the engine jacket cooling water is used as the heat source. Using the waste heat of the exhaust gas as the heat source at the same load of main engine, the turbine could obtain the maximum power of 168.7 kW. When the load of the main engine is the MCR(Maximum Continuous Rating), which is the maximum continuous output, the turbine generates up to 187 kW of power. Accordingly, 118.7 kW and 168.7 kW of cold energy could be recovered from the turbine, respectively. If the use of cold energy in the LNG fueled ship becomes possible, it will not only meet the environmental regulations but also help improve the energy efficiency of the ship.

Key words : LNG fueled ship, Fuel gas supply system, Cold energy recovery, Re-gasification system, Organic rankine cycle

Ⅰ. 서 론

최근 세계해운업계는 운임하락 및 유가상승에 따른 운영비 증가와 해운시장 수급불일치에 따른 체제변화로 장기적 불황 속에 있지만, 이와 별개로 선사들에게 부담이 되는 환경규제는 점차 강화되고 있다. 이러한 환경규제에 대한 대응방안으로 해운시장에서는 LNG(Liquefied Natural Gas) 연료 추진선이 새로운 대안으로 떠오르고 있으며, 경제적이고 환경적인 이유로 LNG 연료 추진선은 친환경선박을 대표하는 선박으로 주목받고 있다. 이미 북유럽 등을 중심으로 LNG 연료 추

† Corresponding author : bhchoi@mmu.ac.kr, 061)240-7227

진선에 대한 개발 및 운행은 이루어지고 있으며 중국, 일본 등 아시아에서도 이를 중심으로 한 시장선점에 박차를 가하고 있다(Nam and Lee, 2017). 현재 유럽에서 가동되고 있는 LNG 추진선박은 총 117척이 있으며 111척의 수주 잔고 그리고 14척의 LNG Ready 선박의 수주 잔고가 있다(Kim, 2018). 우리나라의 관공선도 역시 최근 LNG 연료 추진선으로 변경되는 움직임을 보이고 있다. 해수부는 LNG 추진선박 연관 산업의 활성화를 위해 2018년 말까지 울산항에 배치할 예정인 150톤급 청항선을 LNG 추진선박으로 시범 도입키로 결정했다고 발표했었다(Kang, 2017). 이와 같이 LNG 연료 추진선의 운항은 향후 점차 확대될 것으로 예상된다. 이러한 LNG 연료 추진선에서 LNG를 엔진의 연료원으로 공급하기 위해서는 엔진 사양에 맞도록 천연가스의 압력, 온도, 메탄가 등이 조절되어야하는데, 이를 연료공급시스템(Fuel Gas Supply System)에서 담당하고 있다. 연료공급시스템에서는 LNG 저장탱크에서 대기압 기준 -163℃로 저장되어있는 LNG를 기화기를 통해 10℃ 이상의 천연가스로 기화 시켜주며, 기후조건, 설치장소, 해수온도 등의 조건에 따라 다양한 기화방식이 채택된다. 현재 운항중인 LNG 연료 추진선에서 LNG를 천연가스로 만들어주기 위한 열매체(Heating medium)로는 부동액으로 잘 알려진 에틸렌글리콜과 물의 혼합액을 사용하거나 해수, 보일러 스팀 및 프로판 등을 이용하고 있다(Lee et al., 2014). 하지만 기존에 운항중인 LNG 연료 추진선의 연료공급시스템에서는 LNG가 천연가스로 기화할 때 방출되는 냉열에너지가 회수되지 못한 채 그냥 버려지고 있다(Yun, 2011). LNG가 천연가스로 기화될 때 해수나 기타 열원에 의해 버려지고 있는 냉열 에너지는 -162 ℃의 극저온 상태의 LNG를 표준대기압 조건에서 0℃ 까지 기화 시킬 경우, 약 202 kcal/kg(잠열: 120 kcal/kg, 현열: 82 kcal/kg)가 된다(Yun, 2011). 현재 육상 또는 해상의 LNG를 취급하고 있는 설비에서는 LNG가 기화 시 발생하는 냉열에너지를 회수하는 방법에 관한 연구가 꾸준히 진행되고 있으며, 최근에는 냉열에너지를 신·재생에너지 중 신에너지로 지정된 '석탄 액화·가스화 에너지'와 '중질잔사유 가스화 에너지'처럼 신에너지로 지정하는 게 적합하다고 하는 목소리도 나오고 있다. 또한 LNG 연료 추진선에서 배출되는 배기가스의 폐열과 엔진의 냉각수를 LNG 기화 열원으로 쉽게 활용할 수 있는 환경임에도 불구하고 아직까지 냉열 회수에 관한 연구는 매우 드문 실정이다. 따라서 본 연구에서는 LNG 연료 추진선의 핵심공정인 연료공급시스템에서 냉열을 회수할 수 있는 공정이 추가된 새로운 개념의 LNG 냉열회수용 연료 추진선을 제안하고 열원의 조건 및 엔진의 부하에 따른 냉열 에너지 회수량을 분석하는데 그 목적이 있다.

이와 같이 LNG 연료 추진선에서 냉열회수공정을 갖춘 연료공급시스템에 관한 연구결과는 친환경 요구사항을 충족 할 뿐만 아니라 선박의 에너지 효율을 향상시킬 수 있을 것이다.

Ⅱ. LNG 연료공급시스템 기화 방식의 개념 및 분석조건

1. LNG 연료공급시스템의 기화 방식

육상의 LNG 인수기지나 해상의 LNG FSRU (Floating Storage and Re-gasification Unit)에서는 천연가스를 극저온 액체상태에서 기체상태로 변환시켜주기 위해 재기화 시스템이 필요하다(Lee and Choi, 2016). 그리고 LNG 연료 추진선의 연료공급시스템은 재기화 시스템과 유사한 공정을 갖추고 있다. 재기화 시스템은 크게 개방식(Open loop)과 밀폐식(Closed loop)으로 나누어져 있으며(Lee et al., 2014), 최근 대기 및 해양환경오염 관련 규제가 강화됨에 따라 밀폐식 재기화 시스템을 채택하는 비중이 점차 높아지고 있다. 밀폐식 재기화 시스템은 기화 방식 및 열원의 조건에 따라 SCV(Submerged Combustion Vaporizer), ORV

(Open Rack Vaporizer), AAV(Ambient Air Vaporizer) IFV(Intermediate Fluid Vaporizer), STV(Shell & Tube Vaporizer)등으로 나눌 수 있다(Lee, 2015). 현재 해양플랜트 설비에 적용된 밀폐식 재기화 시스템 중 약 70 %가 ORV, AAV 방식을 적용하고 있으며, SCV 방식이 20 %를 차지하고 있다(Rozak et al., 2014). 이러한 재기화 시스템을 선박에 설치하기 위해서는 바다의 기상상태와 파도에 의한 횡동요(rolling)나 종동요(pitching) 등 해상에서 발생할 수 있는 다양한 동적 요인들이 반드시 고려되어야 한다(Lee, 2015). Lee(2015)의 연구결과에 따르면 STV, IFV, AAV 방식의 경우 해상조건의 영향을 거의 받지 않아 선박에서 적용이 가능한 방식으로 제시하고 있지만 ORV 방식과 SCV 방식의 재기화 방식은 해상의 기상과 파도와 같은 해상조건의 영향을 크게 받기 때문에 선박에서의 적용이 어려운 기화 방식으로 분류하고 있다.

또한 냉열을 회수하는 대표적인 방법으로는 DEC(Direct Expansion Cycle), ORC(Organic Rankine Cycle)와 DEC와 ORC를 결합한 CC(Combined Cycle) 3가지 방식이 있다(Ferreira et al, 2017). 본 연구에서는 선박에 적용이 가능한 기화기 중 LNG와 열교환 후의 냉열에너지 회수에도 가장 효과적인 방식으로 여겨지는 IFV 방식을 채택했으며, 열원으로는 에틸렌글리콜과 물의 혼합액을 사용하였다. 그리고 선박의 엔진 냉각수나 배기가스 폐열을 충분히 재활용할 수 있도록 ORC 냉열회수 방식을 적용하였다.

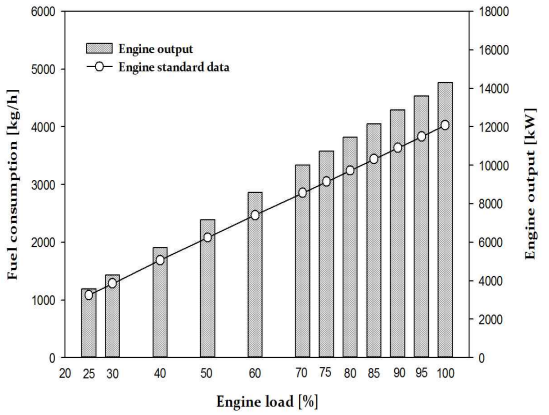
2. 분석 조건

LNG 연료공급시스템에서 냉열회수공정의 추가에 따른 효율을 비교분석 하기 위해 연료공급시스템 구조 및 열원 조건에 따라 3가지 Case로 나누어 연구를 수행했다. Case 1은 LNG를 엔진에 공급하기 위해 천연가스를 만드는 방법 중 에틸렌글리콜과 물의 혼합액을 열매체로 이용해 기화 시키는 방식이며, 냉열회수는 불가한 경우이다. 그리고 Case 2는 ORC 방식을 적용하여 냉열회수가 가능하도록 설계한 LNG 연료 추진선의 연료공급시스템 공정이며, 열원은 X-DF 엔진을 냉각하고 나온 자켓트 냉각수를 이용한 경우이다. 그리고 Case 3 경우는 Case 2와 냉열의 회수 방식은 동일하지만 선박에서 버려지는 폐열을 열원으로 적용하여 시스템을 구성한 것이다. <Table 1>은 LNG 연료공급시스템 공정 분석을 위한 선박의 상세 조건으로 실제 운항중인 180,000 m3급 LNG 선박 모델을 기준으로 적용한 것이다(Wärtsilä Engines, 2012). 선박에 탑재된 엔진은 Wärtsilä사의 W6X62DF 엔진으로 총 2대가 설치되어 있으며, 본 연구에서는 엔진의 부하가 엔진 부하 90 % 기준인 상용출력(NCR, Normal Continuous Rating)일 때를 기준으로 Case별 출력 및 열효율을 상호 비교하였다.

<Table 1> Ship's Particulars

Parameter	Value
Ship's Type	LNG Carrier
Cargo Tank size (100 %)	apprx. 180,000 m^3
Maker of Main Engine	Wärtsilä
Main Engine Type	W6X62DF(2 sets)
MCR(97.0 RPM)	13,450 kW
NCR(90 % of MCR)	12,105 kW

[Fig. 1]은 공정설계에 필요한 엔진 부하에 따른 출력 및 연료소모량을 계산하기 위하여 엔진 부하에 따라 Wärtsilä사에서 제공하는 W6X62DF 엔진의 표준 연료소모량 자료로부터 얻어진 연료소모량 그리고 출력을 비교한 결과이다. 여기서 연료소모량 산출시 발전기와 보일러로 공급되는 연료의 소모량은 주기관과 비교했을 때 부하변동에 따라 큰 차이가 없으므로 무시했으며, 그림에서



[Fig. 1] Comparison of fuel consumption and engine output according to engine load.

보이는 연료소모량은 W6X62DF 엔진 2대의 소모량을 합산한 값을 나타냈다. [Fig. 1]을 보면 엔진의 부하가 25 %일 때 연료는 시간당 1,086 kg이 소모되었으며, 부하가 100 %일 때 시간당 4,029.7 kg의 연료가 소모되었다(Wärtsilä Engines, 2012). 또한 엔진의 부하가 증가함에 따라 그에 비례하여 일정하게 연료소모량이 상승하는 추이를 보였다. 따라서 본 연구에서는 엔진의 부하가 25 %에서 100 %까지 변할 때 이에 따른 연료소모량을 적용하여 공정설계를 수행하였다. 또한 200,000 m3급 LNG 저장탱크에서는 매일 0.15 % 정도의 BOG(Boil-Off Gas)가 발생하게 되는데 이를 그대로 방치하게 되면 탱크내 압력을 높이게 되면서 폭발이나 선박의 구조적 위험성을 초래할 수 있다(Migliore et al, 2015). 따라서 기존 선박에서는 이를 방지하기 위하여 BOG를 추진연료로 사용하거나 GCU(Gas Combustion Unit)로 보내 태워버렸지만 앞으로 대기 환경규제 강화의 문제로 적용하기 힘들어 지게 될 것이다. 또한 Wärtsilä사의 X-DF 또는 DF 엔진은 MAN의 ME-GI 엔진과 달리 천연가스가 엔진으로 공급되기 전 반드시 메탄가의 조절이 필요하다(pon-cat, pon equipment B.V., the Netherlands, 2013). 따라서 본 연구에서는 엔진으로 공급되는 천연가스의 메탄가 조절이

<Table 2> Typical Composition of LNG(Lee and Choi, 2016)

Composition	Mole fraction
Methane	0.9133
Ethane	0.0536
Propane	0.0214
i-Butane	0.0047
n-Butane	0.0046
i-Pentane	0.0001
n-pentane	0.0001
Nitrogen	0.0022

<Table 3> Assumption used in process simulation (Choi et al., 2013)

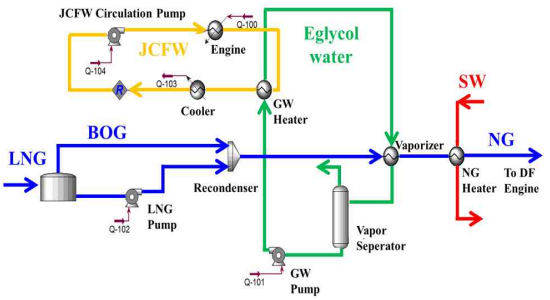
Variable	Value
Temperature of the LNG entering the LNG pumps	-162 ℃
Pressure of the LNG entering the LNG pumps	101.3 kPa
Mass flow rate of LNG	1086.1 kg/h~ 4029.7 kg/h
Natural gas temperature supplied to the engine	20 ℃
Natural gas pressure supplied to the engine	1,600 kPa
Main engine jacket cooling fresh water supply temperature	80 ℃
Exhaust gas supply temperature at NCR	229 ℃
Temperature of Eglycol water discharged from the pumps	20 ℃
Pressure of Eglycol water discharged from the pumps	750 kPa
Pressure drop in the heat exchangers	0
Minimum approach temperature in the vaporizers	5 ℃
Minimum pressure in the heater	110 kPa
Quality of inlet expansion turbine	x=1
Quality of outlet condenser	x=0
Adiabatic efficiency of the pumps	80 %
Adiabatic efficiency of the turbines	80 %

별도로 필요가 없도록 저장탱크에서 발생된 BOG가 재응축기(Re-condenser)에서 LNG와 열교환함으로써 100 % 재응축된다고 가정하였다. <Table 2>는 공정설계를 하기 위해 적용한 LNG의 조성비를 보여주며, 전체 조성 중 약 91 %가 메탄이 차지하고 있다.

<Table 3>은 본 연구에서 공정설계를 위해 가정된 조건으로 저장탱크 내 −162 ℃, 101.3 kPa의 LNG가 연료공급시스템을 통과하면서 20 ℃, 1,600 kPa의 천연가스로 기화된 후 엔진으로 공급된다. 또한 열교환기 내 압력강하는 없다고 가정하였으며, 펌프와 터빈의 단열효율은 80 %로 적용했다. 시스템의 설계와 해석에는 상용공정해석 프로그램인 ASPEN사의 HYSYS 7.3V을 사용했으며, 물성 값을 계산하기 위해 기존의 기체상태방정식 중 비교적 정확성이 높고 각 성분 간의 상호작용에 대한 관계가 포함되어 있는 Peng-Robinson 식을 사용했다(Nasri et al., 2009).

Ⅲ. Case별 LNG 연료공급시스템 공정 분석 결과

1. Case 1: 기존 연료공급시스템



[Fig. 2] The schematic diagram of the fuel gas supply system of IFV type in LNG fueled ship(heat source: Eglycol water).

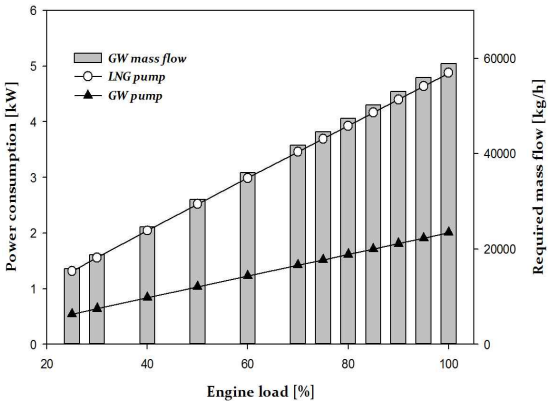
<Table 4> Typical Composition of Heating Medium

Composition	Mole fraction
Ethylene glycol	0.3
Water	0.7

[Fig. 2]는 기존 LNG 연료 추진선에 탑재된 연료공급시스템 중 IFV 방식이 적용된 연료공급시스템의 공정흐름도를 보여준다. 여기서 열원으로는 에틸렌글리콜과 물의 혼합액을 적용했다. 본 연구에서는 <Table 4>와 같이 에틸렌글리콜과 물의 혼합비를 3:7로 적용하였다. 에틸렌글리콜에 물을 혼합해서 사용하는 이유는 어는점 내림 효과를 통해 어는점을 최대 −50 ℃까지 낮출 수 있기 때문이다(Lee et al., 2014). 이는 에틸렌글리콜과 물이 3:7의 비율로 혼합되어 있을 때 가장 낮은 어는점을 갖게 되지만 혼합액이 일정한 유량으로 계속해서 사이클을 순환하며 흐르고 있기 때문에 −20 ℃에서도 얼지 않는다고 가정하여 3:7의 혼합비를 적용하였다. 그리고 에틸렌글리콜과 물의 혼합액의 온도를 유지시켜주기 위한 2차 열원으로 엔진을 냉각하고 나온 자켓트 냉각수(Jacket Cooling Fresh Water)를 적용하였다.

LNG와 저장탱크에서 발생되는 BOG는 재응축기에서 혼합되어 응축된 후 기화기(Vaporizer)를 통과하면서 에틸렌글리콜과 물의 혼합액으로부터 열을 흡수한다. 열을 흡수한 LNG는 천연가스로 기화되고, 이후 DF 엔진의 연료원으로 공급된다.

[Fig. 3]은 기존 방식에서 엔진 부하에 따른 LNG 펌프 및 에틸렌글리콜(GW: Eglycol water) 펌프의 소요동력 및 요구되는 에틸렌글리콜의 질량유량을 보여준다. 그림에서 보이는 바와 같이 엔진 부하의 증가에 비례하여 LNG 펌프와 에틸렌글리콜 펌프의 소요동력이 증가하였으며, 요구되는 에틸렌글리콜의 질량유량도 동시에 증가하는 것을 알 수 있었다. 엔진의 부하가 25 %부터 100 %까지 펌프의 소요동력 및 요구되는 질량유

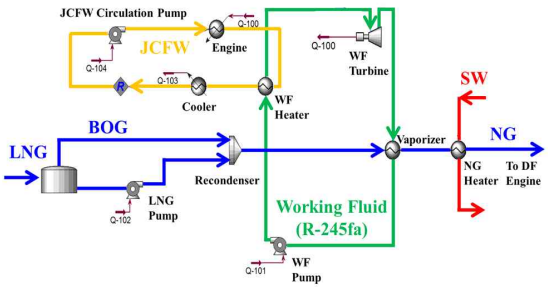


[Fig. 3] Required mass flow of GW and power consumption of pump according to engine load.

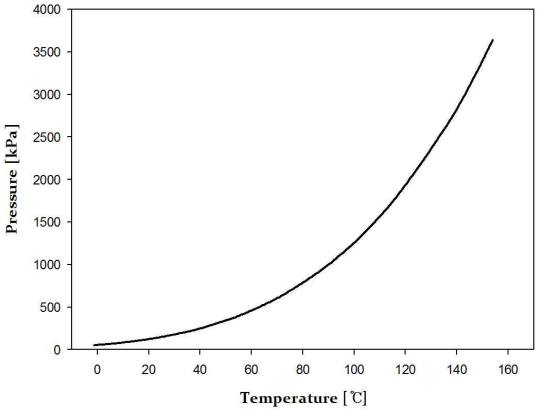
량의 증가량을 살펴보면 2.71배 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 이와 같이 기존 방식에서는 엔진의 부하 증가에 따라 펌프의 소요동력은 점차 증가하였으며 냉열 에너지의 회수는 불가했다.

2. Case 2: Engine 냉각수를 이용한 냉열회수용 연료공급시스템

[Fig. 4]는 기존 LNG 연료 추진선에 ORC 방식의 냉열회수 공정이 추가된 연료공급시스템을 보여주며, 열원으로는 자켓트 냉각수를 이용했다.



[Fig. 4] Concept of fuel gas supply system with cold energy recovery for LNG fueled ship(heat source: main engine jacket cooling fresh water).



[Fig. 5] Saturation pressure and temperature chart of R-245fa.

그리고 선박에서 엔진을 냉각하고 배출되는 자켓트 냉각수 온도가 대략 80 ℃인 점을 고려하여 ORC 시스템에서 LNG를 기화 시키는 열매체로는 R-245fa를 적용하였다. ORC 방식은 기존의 랭킨 사이클과 달리 저온의 열원을 이용할 수 있는 동력기관으로 랭킨 사이클의 작동 유체인 물과 비교하여 비등점이 낮고 저온도에서 증기압이 훨씬 낮은 유체를 선택하여야 한다(Kim et al., 2014). 그리고 사이클에서 어떤 작동유체를 선정하는지에 따라서 시스템의 출력과 효율이 변하게됨으로 최적의 냉매 선택은 시스템 설계 시 가장 중요한 요소이다. R-245fa는 R-123의 대체냉매로 고안된 냉매로서 이론적인 효율계수는 R-11, R-123 보다 낮지만, 열전달 특성이 우수하다고 알려져 있다 (Kim et al., 2014).

[Fig. 5]의 R-245fa의 포화증기압 곡선에서 확인할 수 있는 바와 같이 60 ℃~150 ℃ 범위에서 온도가 증가할수록 높은 포화압력을 보인다. 따라서 본 연구에서 연료공급시스템의 열원으로 엔진을 냉각하고 나온 80 ℃의 자켓트 냉각수와 200 ℃ 이상의 엔진 배기가스 폐열을 적용하였다. 또한 시스템에서 터빈의 전력 생성량, 펌프의 소요동력, 순출력, 열효율은 식(1)~(4)를 이용하여 계산하였다(Song, 2018).

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{In} - h_{Out}) \quad \cdots\cdots (1)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_{Out} - h_{In}) \quad \cdots\cdots (2)$$

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad \cdots\cdots (3)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}} \quad \cdots\cdots (4)$$

여기서,

$\dot{W}_T$ = Power of Turbine $[kW]$

$\dot{W}_P$ = Power consumption of Pump $[kW]$

$\dot{W}_{Net}$ = Net power $[kW]$

$\dot{m}$ = Mass flow $[kg/h]$

h = Enthalpy $[kJ/kg]$

η_{th} = Thermal efficiency $[kJ/kg]$

$\dot{Q}$ = Total input energy $[kW]$

그리고 열 교환기의 총 열전달양(Duty)는 식(5)와 같이 정의되어 진다(Kim et al., 2014).

$$\dot{Q} = UA\triangle T_{lm}Ft \quad \cdots\cdots (5)$$

여기서,

U = Overall heat transfer coefficient $[kJ/hm^2℃]$

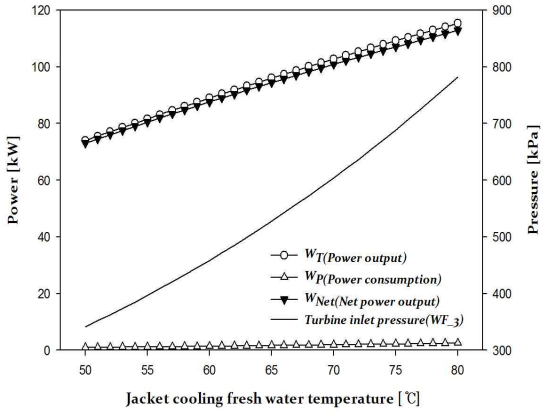
A = Surface area available for heat transfer $[m^2]$

T_{lm} = Logarithmic mean temperature difference $[℃]$

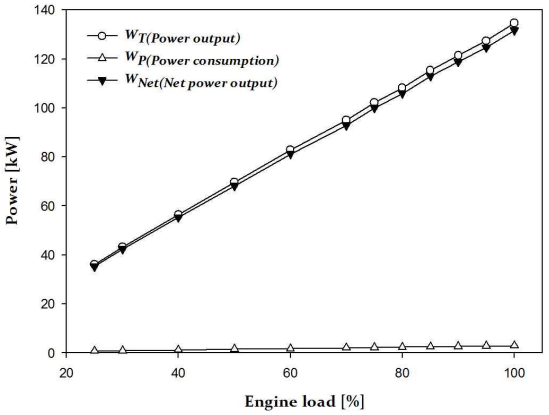
Ft = LMTD correction factor $[-]$

LMTD(Logarithmic Mean Temperature Difference)는 공정 설계에 적용된 열교환기의 열교환 열량을 구할 때 사용되는 장치 내부의 대수평균 온도차를 의미한다.

[Fig. 6]은 Case 2의 연료공급시스템에서 열원의 온도 변화로 인한 ORC 시스템에서 터빈의 입구 온도가 50 ℃~80 ℃ 범위내의 변화가 있을 때 y축(좌측)은 터빈에서 얻어지는 전력과 작동유체 펌프의 소요동력, 그리고 터빈에서 얻어지는 전력에 펌프의 소요동력을 뺀 순출력의 변화를 보여주며, y축(우측)은 열원의 온도 변화에 따른 터빈 입구(WF_3) 압력의 변화를 보여준다. 그림에서 보이는 바와 같이 자켓트 냉각수의 온도가 증가할수록 터빈에서 얻어지는 전력과 펌프의 소요동력은 모두 증가하는 추이를 보였는데 이와 같은 이유는 열원 온도의 상승으로 따른 터빈 입구측 작동유체의 포화압력이 증가하였기 때문이다. 또한 터빈의 전력 크기에 비해 펌프의 소요동력은 상대적으로 낮은 값을 나타냈다. 따라서 엔진 자켓트 냉각수를 열원으로 적용한 연료공급시스템에서는 열원의 온도가 증가할수록 냉열에 의하여 회수되는 전력의 생산량이 증가하는 것을 알 수 있었다. 여기서 자켓트 냉각수 온도를 10 ℃ 단위로 나누어 터빈의 출력 증가량을 비교해 보면, 50 ℃~60 ℃범위에서는 14.9 kW의 전력 상승량을 보였으며, 60 ℃~70 ℃에서는 13.7 kW, 70 ℃~80 ℃의 경우 12.6 kW의 전력 상승량을 보였다. 또한 작동유체 펌프의 소요동력 상승량을 살펴보면, 50 ℃~60 ℃에서는 0.41 kW의 전력 상승량을 보였으며, 60 ℃~70 ℃에는 0.5 kW, 70 ℃~80 ℃의 경우 0.61 kW의 전력 상승률을 보였다. 그리고 자켓트 냉가수의 온도가 증가함에 따라 터빈 입구측 작동유체의 포화압력 역시 상승하였으며, 50 ℃~80 ℃ 범위에서 441 kPa의 압력이 증가됨을 알 수 있었는데 이는 ORC내 작동유체 펌프의 소요동력의 증가와 관계가 있다. 이로 부터 자켓트 냉각수의 온도가 증가할수록 터빈의 출력은 증가했지만, 온도 구간별 전력 상승량은 점차 감소하는 것을 알 수 있다. 작동유체 펌프의 경우 온도가 높아질수록 소요동력의 상승량은 점차 증가하였다. 그리고 엔진 자켓트 냉각수의 온도가 증가할수록 순출력은 비례적으로 증가하였다. [Fig. 7]은 엔진의 부하 변동에 따른 터빈의 전력량과 펌프의 소요동력 그리고 순출력의 변화를 보여준다. 그림을 보면 엔진의 부하가 증가할수록

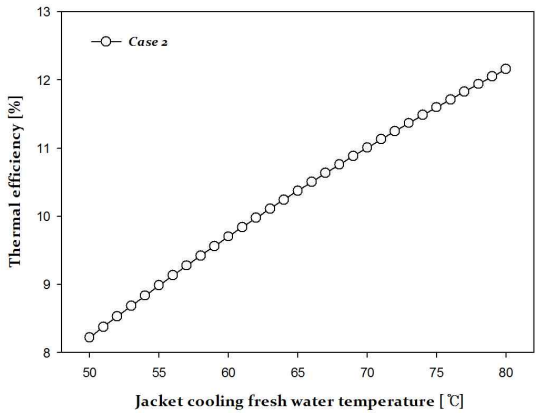


[Fig. 6] Comparison of system power according to temperature change of engine jacket cooling water.



[Fig. 7] Comparison of system power according to engine load(heat source : main engine jacket cooling fresh water).

터빈에서 얻어지는 출력은 펌프 소요동력에 비례하여 증가했으며, 엔진 부하별 펌프의 소요동력은 터빈에서의 전력량에 비해 무시할만한 크기였다. 이에 따라 엔진 부하별 터빈에서 얻어지는 전력은 시스템 순출력과 비슷한 추이를 보였으며, 엔진이 NCR 부하일 때 터빈에서 118.7 kW의 전력을 생산할 수 있었다.



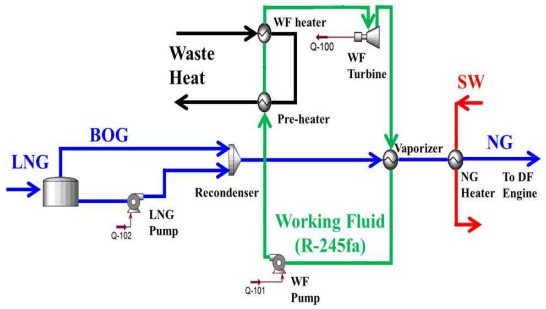
[Fig. 8] Thermal efficiency according to jacket cooling water temperature.

[Fig. 8]은 자켓트 냉각수의 온도에 따른 열효율의 변화를 나타낸 것으로 자켓트 냉각수 온도가 증가할수록 높은 열효율을 보이는 것을 알 수 있다. 자켓트 냉각수 온도가 50 ℃~80 ℃로 변화될 때 열효율은 50 ℃일 때 8.2 %에서 80 ℃가 되면 12.1 %까지 증가되었으며, 3.9 %의 열효율이 향상됨을 확인했다.

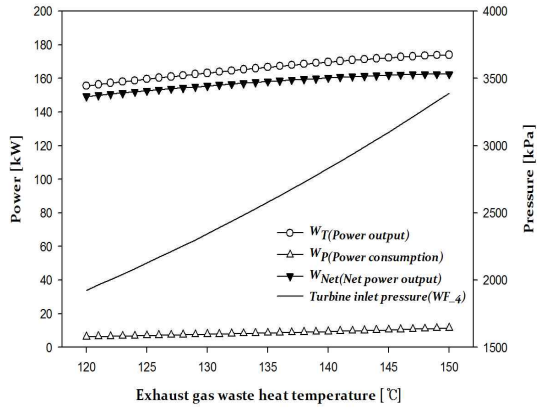
3. Case 3: 선박 폐열을 이용한 냉열회수용 연료공급시스템

[Fig. 9]는 LNG 연료 추진선에서 배출되는 배기폐열을 열원으로 이용하여 냉열회수 공정을 갖춘 연료공급시스템공정을 보여준다. 열원의 종류가 배기폐열이 적용된 점을 제외하면 Case 2와 동일한 조건으로 공정 설계되었다. 배기 폐열의 조건은 실제 선박에서 엔진이 NCR 부하일 때 배출되는 배기 폐열의 온도인 229 ℃를 적용하였으며, 적용한 R-245fa의 작동유체 특성상 150 ℃까지 배기폐열의 이용이 가능하게 된다. 본 연구에서는 229 ℃의 배기가스가 냉각기에 의해 150 ℃ 온도까지 조절되어 증발기로 공급된다고 가정하였다. 따라서 기존에 대기로 버려지던 배기가스의 열원을 회수하여 선박의 디젤발전기를 일정부분 대체할 수 있으며, 추가 동력생산으로 전체

선박 시스템의 효율도 향상시킬 수 있는 신개념 공정설계이다.

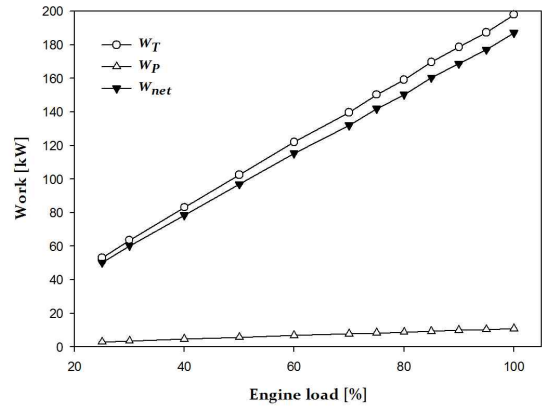


[Fig. 9] Concept of fuel gas supply system with cold energy recovery for LNG fueled ship(heat source: waste heat of exhaust gas).

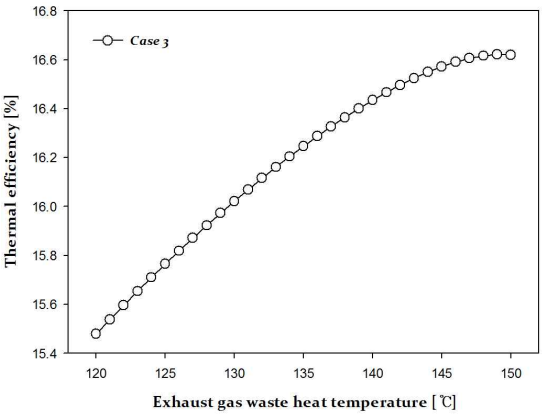


[Fig. 10] Comparison of system power according to temperature change of exhaust gas waste heat.

[Fig. 10]은 Case 3의 연료공급시스템에서 배기가스 폐열의 온도가 120 ℃~150 ℃의 범위로 변화할 때 y축(좌측)은 터빈에서 얻어지는 전력량과 작동유체 펌프의 소요동력, 그리고 순출력의 변화를 보여주며, y축(우측)은 열원의 온도변화에 따른 터빈 입구(WF_4) 압력 변화를 보여준다. 배기가스 폐열의 온도가 증가할수록 터빈에서 얻어지는 전력량과 펌프의 소요동력은 증가하는 추이를 보였으며, 이와 같은 이유는 열원을 자켓트 냉각수를 적용했을 때와 마찬가지로 배기가스 온도의 상승에 따른 터빈 입구측 작동유체의 포화압력이 증가하였기 때문이다. 하지만 터빈에서 생산되는 전력량의 증가폭에 비해 펌프의 소요동력의 증가폭이 비교적 더 크게 되면서 순출력의 증가가 터빈의 출력과 비교했을 때 완만하게 됨을 알 수 있다. 배기가스 폐열의 온도를 10 ℃ 단위로 나누어 터빈의 전력 상승량을 비교해 보면, 120 ℃~130 ℃에서 7.6 kW, 130 ℃~140 ℃에서는 6.4 kW, 140 ℃~150 ℃에서는 4.3 kW의 전력 상승량을 보인다. 또한 작동유체 펌프의 소요동력 상승량을 살펴보면, 120 ℃~130 ℃에는 1.39 kW, 130 ℃~140 ℃에서는 1.67 kW, 140 ℃~150 ℃의 경우 2.15 kW의 전력 상승량을 보인다. 이를 통해 Case 2와 마찬가지로 배기가스 폐열의 온도가 증가할수록 터빈의 출력은 증가하지만 온도 구간별 전력 상승량은 반대로 점차 감소하게 됨을 알 수 있다. 이와 같이 배기가스 폐열의 온도가 증가할수록 터빈에서 생성되는 전력의 상승폭이 점차 감소됨에 따라 Case 2와 비교하였을 때 2배 가까운 감소폭 차이를 보였는데 이러한 이유는 배기가스 폐열의 온도가 높아질수록 터빈 입구에서의 작동유체인 R-245fa의 포화압력의 증가량이 Case 2의 경우 441 kPa인 반면에 Case 3는 120 ℃~150 ℃의 온도범위에서 1,465 kPa의 압력이 증가했기 때문이며, 이로 인해 작동유체 펌프에서 소요되는 동력의 상승량이 더 큰폭으로 증가하게 됨을 알 수 있었다. 이와 같이 펌프 소요동력의 상승량이 증가됨에 따라서 순출력의 증가량은 감소하게 된다. 그리고 배기가스의 폐열의 온도가 150 ℃ 이상이 되면 R-245fa의 포화증기압 범위를 벗어나게 되면서 터빈에서 더 이상 전력을 생산할 수 없게 되었다. 이와 같이 배기가스 폐열의 온도가 증가할수록 터빈의 출력 상승폭 대비 펌프 소요동력 상승폭이 크게 되면서 순출력의 상승량은 감소했으며, R-245fa를 작동유체로 사용할 경우, 배기가스 폐열의 온도가 150 ℃ 이하에서만 터빈에서 출력을 얻을 수 있는 것을 알 수 있다.



[Fig. 11] Comparison of system power according to engine load(heat source : waste heat of exhaust gas).

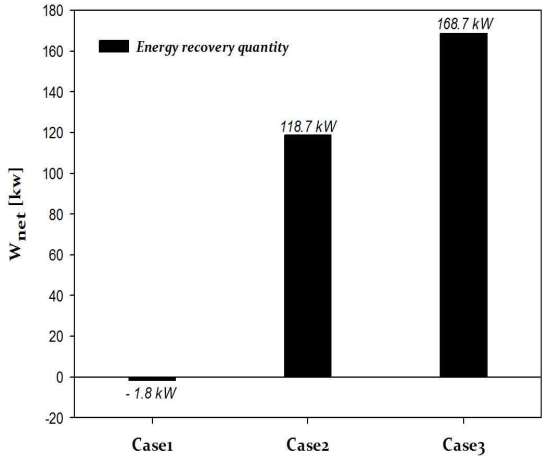


[Fig. 12] Thermal efficiency according to exhaust gas waste heat(heat source : waste heat of exhaust gas).

[Fig. 11]에서는 엔진 부하에 따른 터빈의 전력량과 펌프의 소요동력 및 순출력의 변화를 보여준다. 그림을 보면 엔진의 부하가 증가할수록 터빈에서 얻어지는 출력이나 펌프의 소요동력이 증가한다. 하지만 엔진 부하의 증가로 LNG의 유량이 동시에 증가됨과 동시에 열원인 R-245fa의 질량유량이 추가로 요구되어 작동유체 펌프의 소요동력이 증가하게 된다. 이에 따라 그림을 보면 순출력은 터빈의 전력량과 비교하여 낮은 증가폭을 보이게 된다. 또한 터빈에서는 엔진이 NCR 부하일 때 168.7 kW의 순출력을 생산할 수 있는 것을 알 수 있었다.

[Fig. 12]는 배기가스 폐열의 온도에 따른 열효율을 나타낸 그림으로 온도가 증가할수록 이와 비례하여 열효율이 상승했다. 선박에서 엔진의 정지 등의 문제로 인해 배기가스 폐열의 온도가 120 ℃에서 150 ℃까지 변할 때 열효율은 120 ℃일 때 15.5 %, 150 ℃에서는 16.6 %를 보였으며, 1.1 % 효율이 향상되는 것을 확인했다.

4. Case별 에너지 회수량 비교



[Fig. 13] The results of cold energy recovery quantity according to case.

[Fig. 13]은 LNG 연료 추진선의 연료공급시스템에서 엔진이 NCR 부하일 때 LNG 펌프와 작동유체 펌프에서의 소요동력을 제외하고 생산되는 순출력을 앞서 연구한 3가지 Case로 나누어 비교한 결과를 보여준다. 그림에서 보이는 바와 같이 Case 1의 경우에는 별도의 냉열회수 공정을 갖추고 있지 않기 때문에 냉열 에너지의 회수는 불가하였고, 오히려 에틸렌글리콜과 물의 혼합액 이송 펌프에서 1.8 kW의 전력이 소모되었다. Case 2

와 3의 경우에는 각각 118.7 kW, 168.7 kW의 냉열이 회수될 수 있는 것을 알 수 있었다. 하지만 Case 2와 3을 보면 냉열을 회수하기 위해 동일한 작동유체인 R-245fa를 적용했음에도 불구하고 50 kW의 전력 생성량의 차이를 보인다. 이와 같이 Case 2에 비해 Case 3의 전력량이 50 kW로서 42.1 %가 증가한 이유는 열원으로 적용되었던 엔진 자켓트 냉각수와 배기가스 폐열의 온도차로 인해 열원과 열교환하는 작동유체인 R-245fa의 포화압력이 높아졌기 때문이다. 이로 인해 더 많은 냉열에너지를 회수할 수 있었다. 따라서 LNG 연료 추진선의 연료공급시스템에 냉열회수 공정을 적용하게 되면 기존 방식과 비교하여 최대 160 kW급 발전기에 맞먹는 전력을 생성할 수 있게 되면서 선박의 에너지 효율을 향상시킬 수 있을 뿐만 아니라 연료를 절감할 수 있음을 확인했다.

Ⅳ. 결 론

본 연구에서는 LNG 연료 추진선에 탑재된 연료공급시스템에서 냉열회수공정을 추가한 새로운 개념의 LNG 냉열회수용 연료 추진선을 제안하고, 개념설계를 수행했다. 그리고 엔진을 냉각하고 나온 자켓트 냉각수와 배기가스의 폐열을 열원으로 적용했을 때의 전력 생산량과 열효율을 비교분석을 하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 기존 연료공급시스템에서 ORC 방식의 냉열회수공정을 채용하고 열원으로 엔진 자켓트 냉각수를 이용시 엔진 RPM이 NCR일 때 터빈에서 118.7 kW의 순출력을 얻을 수 있었다. 또한 엔진의 부하가 증가하여 MCR일 때의 부하가 되면, 터빈에서 131.6 kW의 순출력을 생산할 수 있었다. 또한 자켓트 냉각수의 온도가 80℃가 되면 12.1 %의 열효율을 얻을 수 있었으며, 온도에 비례하여 열효율이 향상되는 것을 알 수 있었다.

2. 냉열회수 공정을 갖춘 연료공급시스템의 열원으로 배기가스 폐열을 이용할 경우 엔진이 NCR 부하일 때 터빈에서 168.7 kW의 순출력을 얻을 수 있었으며, MCR 부하에서는 187 kW의 순출력을 생성할 수 있었다. 이에 따라 기존 연료공급시스템에서 냉열을 회수하게 되면 열원으로 엔진 자켓트 냉각수를 적용시 108.7 kW의 전력을 회수할 수 있었고, 배기가스의 폐열 이용시 156.2 kW의 전력을 회수할 수 있게 되었다. 따라서 에틸렌글리콜과 물의 혼합액을 열매체로 적용한 기존 방식과 비교했을 때 각각 118.7 kW, 168.7 kW의 냉열을 회수할 수 있게 되었다. 또한 열원으로 엔진 자켓트 냉각수를 이용하는 것보다 배기가스 폐열을 활용할 때 42.1 %의 냉열에너지 회수량이 증가됨을 알 수 있었다.

본 연구에서 수행한 터빈의 출력 및 열효율의 분석 뿐만 아니라 엑서지 분석과 경제성 분석이 진행되고, 작동유체로 R-245fa 뿐만 아니라 열원 및 기후 조건 등에 따라 다양한 작동유체를 적용에 관한 연구가 추가로 진행된다면 선박의 에너지 효율을 높여주게 될 것으로 사료된다.

References

Aspen HYSYS Operation Guide(1,2).

Calogero Migliore, Cristina Tubilleja, Velisa Vesovic(2015). Weathering prediction model for stored liquefied natural gas (LNG), Journal of Natural Gas Science and Engineering 26, 570~580.

Choi IH, Lee SI, Seo YT and Chang DJ(2013), Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery, Energy 61, 179~195.

E. A. Roszak, M. Chorowski(2014), Exergy of LNG regasification possible utilization method. Case study of LNG-ANG coupling Citation: AIP Conference Proceedings, 1573, 1379.

Kang YJ(2017). http://www.ecomedia.co.kr/news/newsview.php?ncode =1065570138849921.

Kim HJ(2018). http://www.nspna.com/news/?mode=

view&newsid=291582.

Kim JK, Kim YT and Kang HG(2014). An analysis on the characteristics of superheater organization of ORC system for marine waste heat recovery system(WHRS), Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 38(1), pp.8~14. http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.1.8.

Lee SH(2015), A Study on the Design and Operation of LNG-FSRU Topside Processes using Dynamic Simulation.

Lee SI and Choi BC(2016), Thermodynamic assessment of integrated heat recovery system combining exhaust-gas heat and cold energy for LNG regasification process in FSRU vessel, Journal of Mechanical Science and Technology, 1389~1398.

Lee YH, Kim YT and Kang HG(2014). An analysis on the characteristics of regasification system for gas fuelled ship depending on the mixing ratio of eglycol and water, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 38(7), 799~805. http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.7.799.

Lee YH, Kim YT and Kang HG(2014). An analysis on the characteristics of regasification system for LNG-FSRU depending on the changes in performance with vaporization and temperature of the heat source, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 38(6), 625~631. http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.6.625.

Nam HJ, Lee TH(2017). A Study on the Status and Competitiveness of LNG-Fuelled Ships as a Future New Marine Industry. Journal of CEO and Management Studies 20(3), 1~19.

Nasri, Z. and Binous, H(2009), Applications of the Peng-Robinson Equation of State Using Matlab, Chemical Engineering Education, 43(2), 1~10.

P.A. Ferreira, I. Catarino, D. Vaz(2017). Thermodynamic analysis for working fluids comparison in Rankine-type cycles exploiting the cryogenic exergy in Liquefied Natural Gas(LNG) regasification, Thermal Engineering 121, 887~896.

Pon-Cat, Pon Equipment B.V(2013). Impact of Methane Number on Power Factor(MN calculated bu Caterpillar), The Netherlands.

Song YU(2018). A Study of Cryogenic ORC Application on the LNG Carriers using Cold Heat and Sea Water, Journal of the Korea Society for Fisheries and Marine Sciences Education, 30(3), 839~849. https://doi.org/10.13000/JFMSE.2018.06.30.3.839.

Wärtsilä Engines, 2012. Wärtsilä 50DF Product Guide.

Yun SK(2011). Design and Analysis for Hydrogen Liquefaction Process Using LNG Cold Energy, KIGAS, 15(3).

Yun SK(2015). LNG Analysis of the Heat Retention Exergy, The magazine of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, 44(2), 26~30.

• Received : 29 October, 2018
• Revised : 06 December, 2018
• Accepted : 13 December, 2018