

유기 랭킨 사이클을 이용한 선박 주기관 폐열회수 시스템의 적용성과 최적화

이호기[†] · 이동길 · 박건일
삼성중공업 조선해양연구소

Feasibility Study and Optimization of Organic Rankine Cycle to Recover Waste Heat of Marine Diesel Engine

Hoki Lee[†] · Dongkil Lee · Gunil Park
Samsung Heavy Industries, Co. Ltd, Marine Research Center

Abstract

The Present work focuses on application of Organic Rankine Cycle - Waste heat Recovery System (ORC-WHRS) for marine diesel engine. ORC and its combined cycle with the engine were simulated and its performance was estimated theoretically under the various engine operation conditions and cooling water conditions. The working fluid, R245fa, was selected for the consideration of the heat source temperature, system efficiency and safety issues. According to the thermodynamic analysis, ~13.1% of system efficiency of the cycle was performed and it is about 4% of the mechanical power output of the considering Marine Diesel Engine. Also, addition of evaporator and pre-heater were studied to maximize output power of Organic Rankine Cycle as a waste heat recovery system of the marine diesel engine.

Keywords : Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Waste heat recovery(폐열 회수), Diesel Engine(디젤엔진), Scavenge air (소기 공기), Aircooler (공기 냉각기)

기호설명

MAT : Minimum Approach Temperature
P : 압력 (kPa)
 \dot{m} : 유량 (kg/s, kg/h)
Q : 열량 (kWe)
T : 온도 (°C)
X : Jacket 냉각수 이용률
 η : 효율 (%)

하첨자

C.W : Cooling Water
Exh : Exhaust Gas
Sca : Scavenge Air
p : pump
L : Low
H : High

1. 서론

최근 환경 오염 및 지구 온난화 방지에 대한 국제 관심이 증가함에 따라, 지역 및 선주사별로 현재의 IMO의 폐기가스 배출 기준보다 강화된 규정들을 채택하고 있다. 이러한 규제 만족을 위해 취할 수 있는 기술 중 하나는 선박 내 동력 생산 설비의 효율을 향상시켜 연료 소비율을 감소시키는 방법이다. 이는 엔진 자체의 성능 개선으로도 구현이 가능하지만 박용 엔진에서 손실되는 열에너지를 회수하여 전력을 생산하는 방식으로도 구현이 가능하다.

일반적인 선박 엔진의 에너지 균형은 Fig. 1과 같다. 선박 주기관에 공급된 연료 에너지는 그 중 약 절반이 추진에 사용되고 나머지는 폐열로 손실되게 된다. 이중 가장 큰 부분을 차지하는 것이 외기로 배출되는 배기가스와 연소 공기 공급을 위한 압축 후 냉각수에 의하여 손실되는 열에너지이다. 폐열을 이용한 발전으로 가장 널리 사용되는 방법은 폐열을 이용하여 스팀을 생성하고 스팀터빈을 구동하는 방식이다. 현재 IMO Tier II를 만족하는 엔진의 경우 선박에 필요한 서비스 스팀 생산을 포함하여 외부로

[†] 교신저자 : hk25.lee@samsung.com, 055-630-5847

배출되는 배기가스의 온도는 200~230°C 수준이며 압축된 연소 공기의 온도는 160~180°C 정도로 스팀 터빈 구동에 적합한 압력의 스팀 생성에는 어려움이 있다. 이에 기존의 스팀 터빈 이용 선박은 배기가스의 일부를 과급기를 바이패스 하거나 별도의 파워 터빈을 구동한 후에 혼합하여 배기가스의 온도를 스팀 생성에 적합하도록 높이는 방법으로 해결하고 있다(1).

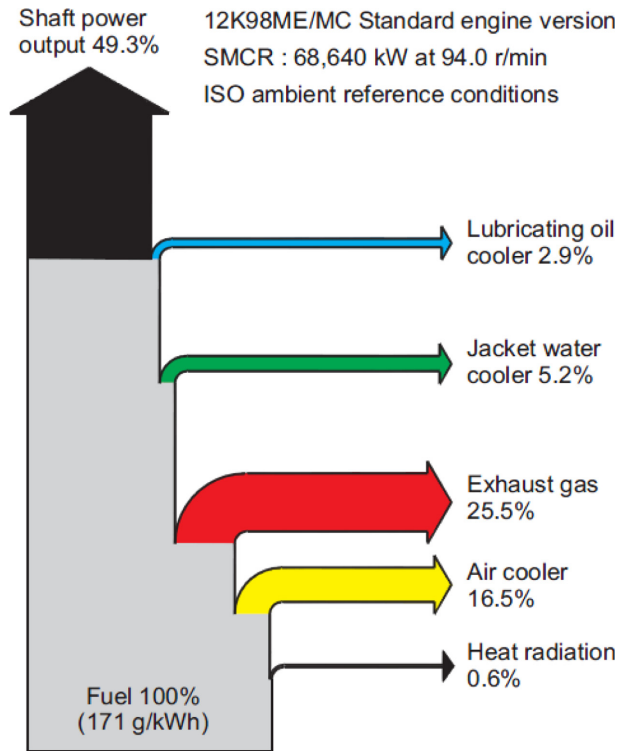


Fig. 1 Heat balance of the normally rated 12K98ME engine (MAN B&W)

ORC (Organic Rankine Cycle)은 중/저온의 폐열을 이용하여 비등점이 낮고 저온에서 비체적이 물보다 작은 유기물질을 작동 유체로 하여 Rankine Cycle을 통하여 터빈을 구동하여 전력을 발생시키는 시스템이다(2,3). 이와 같은 유기 랭킨 사이클은 저온에서 고압의 증기압을 형성할 수 있는 유기냉매를 작동유체로 이용하는 랭킨 사이클로 저온 폐열 회수에 적합한 이다(4,5,6,7). ORC는 중·저온 폐열이 발생하는 선박 주 기관의 폐열회수에 적용하기에 적합한 방식으로 볼 수 있다(8). 이에 본 연구에서는 이러한 ORC를 선박 주 기관의 중·저온 폐열 회수 시스템으로 구성된 ORC 시스템의 효과와 특징을 이론적으로 분석하고 적용 가능성을 타진해 보고자 한다. 또한, 기존의 상용 ORC 제품들은 하나의 열원을 이용하도록 구성되어 있으나 선박의 경우에는 다양한 온도의 폐열원이 존재하기 때문에 출력 최적화를 위해서는 ORC의 예열, 증발 등의 열교환기 구성이 선박 엔진 조건에 맞게 구성되어야 한다. 본 연구에서는 이러한 관점에서 ORC의 증발기 구성 변경에 따른 출력 변화 또한 확인하여 최적화 방안을 제안하고자 한다.

2. 시스템 구성 및 해석 방법

2.1 대상 선종 및 폐열원

본 연구에서는 대상 선종으로 Suez-Max tanker를 선정하였으며 폐열 조건은 Table 1과 같다(ISO condition, NCR). 본 연구에 사용된 엔진은 Man Diesel & Turbo 6S70ME-C8.1-TII이며 해당 엔진은 NCR (Normal Continuous Rating) 조건에서 16.4MW 출력, 그리고 SMCR (Specified Maximum Continuous Rating) 조건에서 18.2MW이다. ISO condition에서 터보 차저를 통과한 배기가스 온도는 227°C이지만 선박 연료 가열 등에 필요한 서비스 스팀을 생성한 후에는 약 202°C 정도로 낮아지며 본 연구의 계산에서는 이 온도에서 폐열을 회수하는 것으로 가정하였다. 또한, 기본적으로는 배기가스에서 회수되는 폐열량을 증가시키기 위해서는 배출온도를 가능한 낮게 설정해야 하지만 배관 내 부식 등을 고려하여 165°C로 가정하였다.

Table 1 Waste heat from M/E (6S70ME-C8.1-TII)

	온도(°C)	유량 (kg/h)
배기가스	227	150,300
연소공기	182	147,600

한편 연소 공기는 통상 선박에서 40°C로 근방까지 냉각을 하여 엔진 실린더에 공급하므로 폐열 회수 시스템에서는 최대한 많은 양의 열을 회수하는 것이 타당하므로 폐열 회수 후 온도를 제한하지 않았다. 그러나 열교환기의 제작 특성을 고려하여 연소 공기 냉각기로 공급되는 물의 온도와 1차로 냉각 후의 공기 온도 차이($T_1 - T_L$)가 20°C가 되는 것으로 제한하였다(Fig. 2).

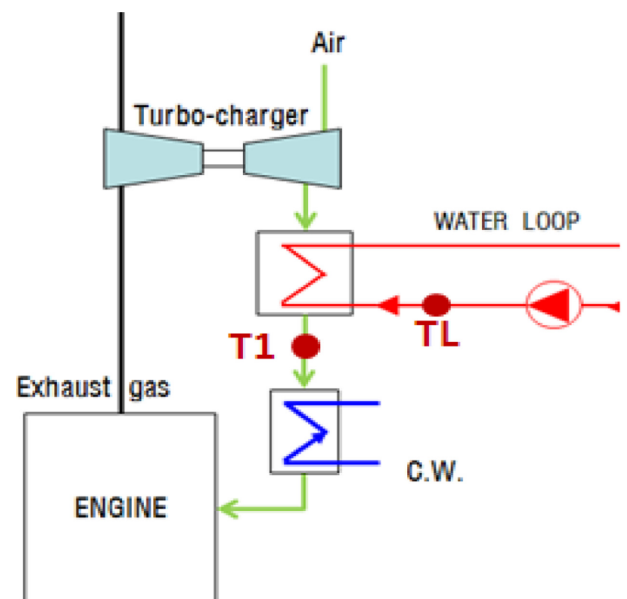


Fig. 2 Scavenge air cooler condition

2.2 작동유체의 선정

선박에 ORC 시스템을 적용하기 위하여 작동유체의 선정 또한 중요하다. ORC에 사용되는 냉매의 종류는 다양하지만 선박에 적용하기 위해서는 IMO 및 선급 Rule을 고려해야 한다. 본 연구에서 사용된 냉매는 열원의 온도범위, 시스템의 efficiency, 안전성 등을 고려하여 선정하였다. 냉매 선정을 위하여 5가지 냉매를 비교하였으며, 증발기, 응축기, 펌프, 터빈으로 구성된 Simple ORC 시스템 시뮬레이션을 구성하여 efficiency를 비교하였다(Fig. 3).

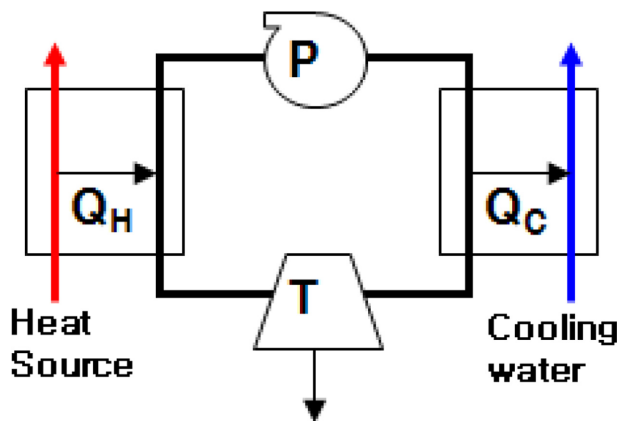


Fig. 3 Schematic of Rankine Cycle

5가지 냉매들은 R245fa, Pentane, Isopentane, Isobutane, R124a이며 이 냉매들의 열적 특성은 Fig. 4에 나타내었다.

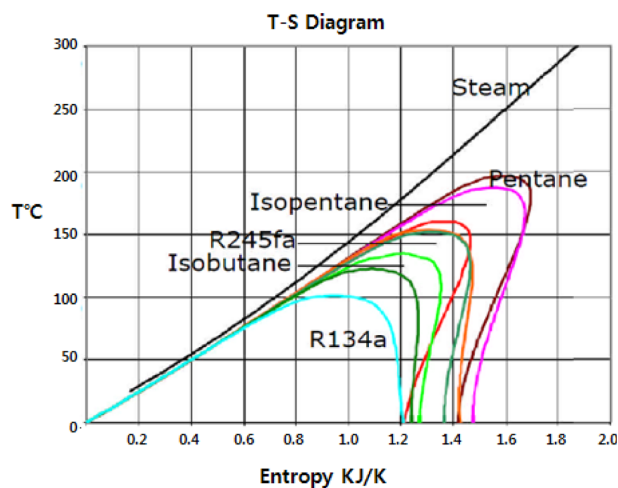


Fig. 4 T-S diagram of various refrigerant

시스템 efficiency는 같은 조건에서 계산되었으며, 그 조건은 170°C의 열원조건, 36°C의 응축기로 유입되는 냉수 온도와 제한 조건으로 열 교환기의 pinch point를 10°C로 하였다.

평가결과는 Table 2에서 보여주듯이 R245fa, Pentane, Isobutane이 약 11%로 다른 냉매의 시스템 efficiency보다 높게 계산되었다.

Table 2 Evaluation Results of Refrigerants

Refrigerant	Efficiency (%)	Eff. Rank
R245fa	11.1	1
Pentane	11	2
Isopentane	8.8	4
Isobutene	11	2
R134a	4.8	5

냉매선정은 안전성과 환경적 측면에서도 평가하였다. 선급에서는 GWP 지수가 2000이상인 냉매는 사용을 제한하고 있으며 화재의 위험이 높은 냉매 또한 사용을 금지하고 있다.

Table 3은 시스템 efficiency로 선정된 3가지 냉매에 대해 안전성과 환경적 측면에서 평가한 결과이다.

Table 3 Characteristics of Refrigerants

Refrigerant	GWP	Safety Remark
R245fa	950	Inert, Chemically stable
Pentane	11	Highly Flammable, Explodable
Isobutene	11	Highly Flammable, Explodable

이상의 결과로는 R245fa가 선박용 ORC-WHRS에 가장 적합한 냉매로 평가 되었으며, 따라서 본 연구에서는 R245fa를 사용 하였다.

2.3 시뮬레이션 조건

사이클 해석에 사용된 R245fa의 물성치 조건은 Table 4와 같 으며 사이클 해석에 적용된 가정은 아래와 같다.

- 1) 작동유체는 포화증기 (saturated vapor) 상태로 터빈/팽창기에 유입.
- 2) 터빈 배출 증기는 과열 상태로 응축기에서 냉각/응축되며 복열기(recuperator)는 없음.
- 3) 응축기 출구에서는 포화액체 상태로 배출.
- 4) 열교환기, 배관에서의 압력 강하 무시.
- 5) 증발기 최대 압력은 30bar.로 한정.

터빈과 펌프의 등엔트로피 효율은 각각 82%, 75%로 가정하였다. 터빈용 발전기와 펌프용 모터의 효율은 각각 95%, 80%로 가정하였다. 전체 시스템은 HYSYS를 이용하여 분석 하였으며 작동유체의 물성치는 소프트웨어에 포함된 데이터를 이용하였으며 그 특성은 Table 4와 같다. 시뮬레이션을 위한 자세한 가정은 참고문헌과 같다.

Table 4 Properties of R245fa

P _{Crit}	T _{Crit}	Boiling pt.	Molecular wt.
3,651kPa	154°C	15.11°C	134

ORC-WHRS의 사이클 효율(η_{cycle})과 시스템 효율(η_{system})은 (1)~(3)과 같다.

$$W_{Out,net} = W_{turbine} - W_{p,ORC} \quad (1)$$

$$\eta_{cycle} = W_{Out,net}/Q_{Evap} \quad (2)$$

$$\eta_{system} = (W_{Out,net} - W_{p,loop} - W_{p,cw})/Q_{Evap} \quad (3)$$

사이클 효율은 ORC사이클의 열효율이며 시스템 효율은 열전달루프 구동과 냉각수 공급을 위하여 추가된 펌프의 소모 동력을 고려한 효율로 정의된다. 순환루프 및 해수공급 펌프의 소모 전력은 식 (4)을 이용하여 예측한다. 순환루프의 수두 (h)는 10m, 해수펌프의 수두 (h)는 20m로 설정하였다.

$$W_p(kWe) = \rho g/\eta_{p,sw} \times h \times \dot{V} \quad (4)$$

열전달 매체는 선박 내 폐열과 ORC 증발기 사이를 순환하여 열을 간접 전달하는 매체로 ORC와 선박 폐열을 서로 분리시키는 역할을 한다. 이러한 방식을 통하여 열교환기 파손에 따른 선박 주 기관에 대한 직접적인 피해를 최소화 할 수 있다. 본 연구에서는 선박에서 쉽게 사용 가능한 물을 열전달 매체로 사용하여 순환하는 물의 압력이 열 전달 루프의 최고 온도의 비등 압력 보다 높아 순환 과정에서 상 변화가 발생하지 않는 것으로 가정하였다. 이와 같은 개념으로 구성된 시스템의 예는 Fig. 5와 같다. Fig. 5에 제시된 시스템은 본 연구에서 검토하는 다른 방식에 대한 기본 개념으로 출력 증가를 결정하는 기준이 된다.

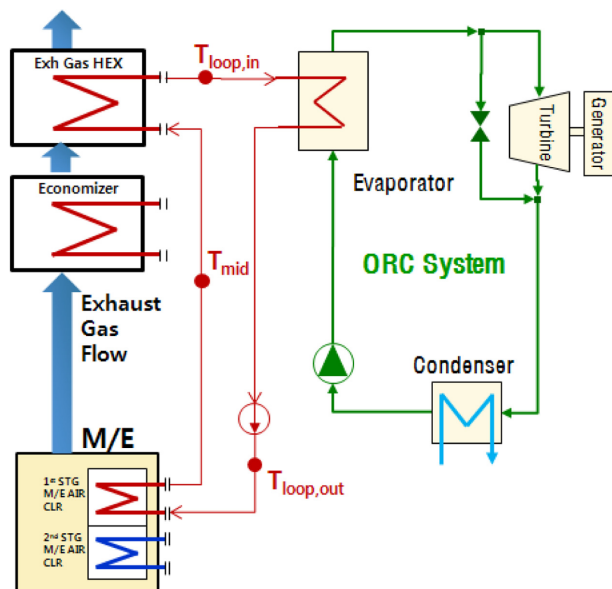


Fig. 5 Schematic of single heat transfer loop system

Fig. 6은 Single heat transfer loop system을 발전시킨 개념으

로 배기가스 폐열과 연소 공기 폐열에 대하여 각기 독립적인 열 전달 루프를 구성한다. 이와 같은 구성을 이용하면 상대적으로 온도가 높은 배기 폐열 측을 고온으로 이용할 수 있게 되어 ORC의 증발 압력을 더욱 높일 수가 있을 것으로 보인다(Thermal oil 사용 가능). 한편 연소 공기 폐 열 전달 루프에 있어 ORC측의 열교환기는 증발기와 예열기로 나누어 구성한다. 이는 회수 열량을 검토해 보면 배기 폐열보다 연소 공기 폐열 측이 2배 정도 많고 온도는 상대적으로 낮기 때문에 일부는 예열에 사용하고 일부를 증발에 사용하도록 하는 것이 좋다. 해당 시스템에 대한 공정 시뮬레이션에서는 A 지점에서 작동 유체가 포화 액체(saturated liquid)가 되도록 예열되는 것으로 가정하였다.

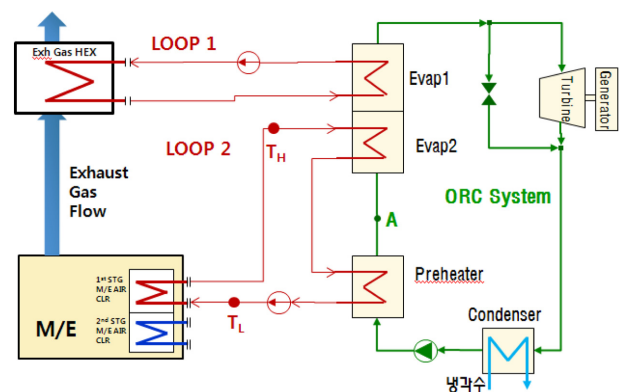


Fig. 6 Dual heat transfer loop system

냉각수의 응축기 출/입구 온도차는 응축기의 냉각성을 나타내며 응축기로 유입되는 냉각수의 온도와 압력은 응축기의 최소 허용 접근온도(MAAT)와 함께 결정되기 때문에 ORC-WHRS의 성능에 영향을 준다. 또한, 핀치점은 상변화가 있는 열교환기를 통과하는 두 유체의 $T-\Delta H$ 선도에서 두 유체 사이의 온도차가 가장 작은 지점을 의미한다. 핀치점 온도차는 열교환기의 성능을 제한한다. 따라서 본 연구에서는 MAT와 핀치점이 Single heat transfer loop ORC-WHRS 성능에 미치는 영향에 대해 분석하였으며 그 결과를 Dual heat transfer loop system과 비교하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 Single loop system

Fig. 7, 8은 $T_{loop,in} = 170^\circ C$ (Fig. 5 참조) 일 때의 사이클 효율과, 시스템 효율의 최대치를 비교하여 나타내고 있다. 사이클 해석은 응축기로 유입되는 냉각수의 온도 변화에 따른 영향을 보기 위하여 핀치점과 최소 허용 접근 온도를 바꾸어 가며 수행하였다. 시스템의 효율은 냉각수의 온도에 가장 큰 영향을 받는데 이는 응축기 압력이 낮아짐에 따라 터빈에서의 팽창비가 증가하기 때문이다.

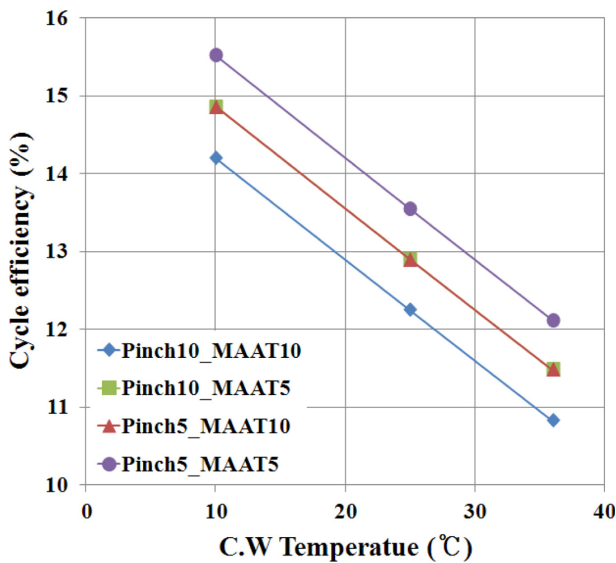


Fig. 7 C.W effects of Cycle Efficiency

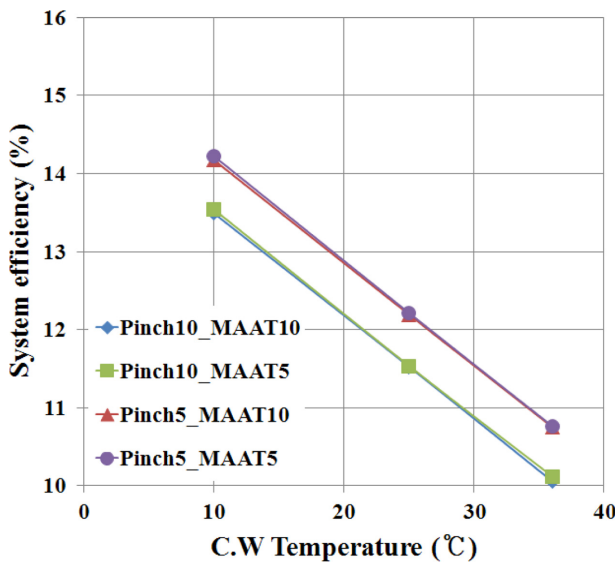


Fig. 8 C.W effects of System Efficiency

작동 유체의 응축 온도는 작동유체와 냉각수 간의 온도차인 허용 접근온도와 응축기의 입출구단의 온도차인 냉각수 허용 온도에 의하여 결정된다. 따라서 P5°C_M10°C와 P10°C_M5°C는 동일한 최대 사이클 효율을 보이고 있다.

그러나 시스템 효율 측면에서는 다른 특성이 나타난다. Fig. 8에 따르면 최소 허용 접근온도에 관계없이 핀치점에 의하여 전체 시스템의 효율이 결정되는 것으로 나타났다. 이는 동일한 핀치점 또는 허용접근온도에 최소 허용 접근온도가 작으면 작동 유체의 응축 온도가 낮아져 사이클 효율은 다소 높아지지만, 같은 열량을 냉각수로 방출하기 위하여 유량이 증가하고 이에 따른 펌프 소모 동력이 증가하기 때문이다. 따라서 실제 적용에서는 최소 허용 접근온도를 감소시키더라도 펌프 소모 동력이 증가하여 전체 시스템 차원에서 큰 이득이 발생하지 않으며, 오히려 유량증가로 인하여 배관 크기가 증가해야 하는 등의 단점이 발생할 수 있다. Fig. 9와 10은 냉각수 온도가 25°C 일 때, $T_{loop,in}$ 에 따른

사이클 효율과 시스템 효율의 최대 값을 비교하고 있다. 사이클 효율은 $T_{loop,in}$ 의 온도가 증가함에 따라 증가하다가 160°C 이상 일 일정하게 유지되는 결과를 나타내었다. 이는 증발기의 내부 압력을 30bar로 제한하였기 때문이며 그 이하의 온도에서는 핀치점 온도차에 의하여 증발기 압력이 결정되기 때문이다. 시스템의 효율 측면에서도 거의 모든 $T_{loop,in}$ 의 온도 범위에서 유사한 결과를 보여준다.

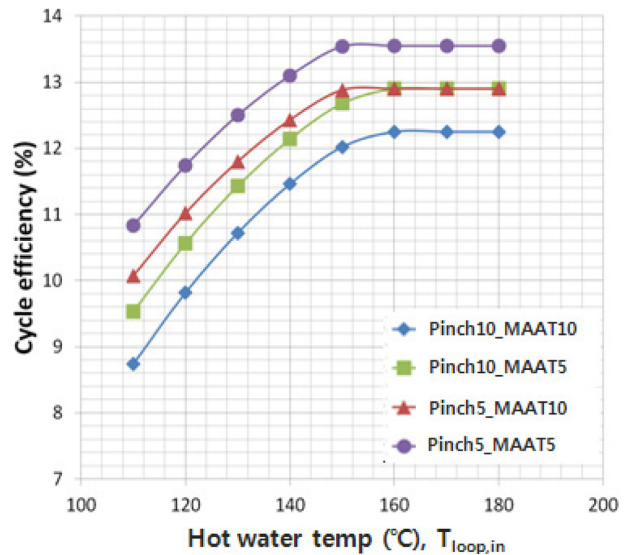


Fig. 9 H.W effects of Cycle Efficiency (TC.W = 25°C)

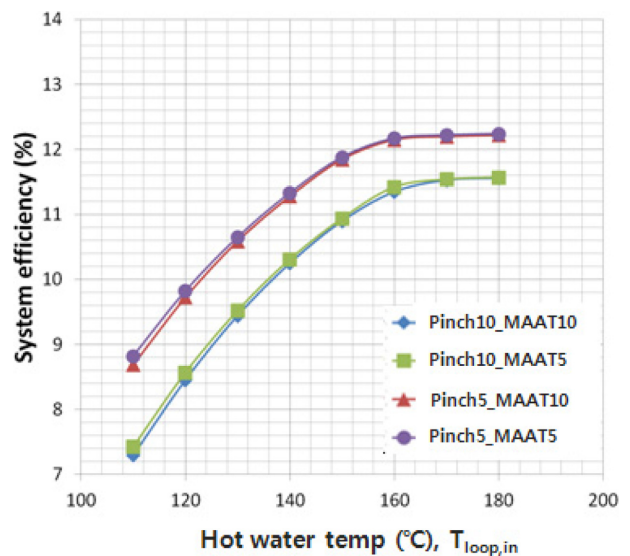


Fig. 10 H.W effects of System Efficiency (TC.W = 25°C)

Fig. 11은 $T_{loop,in} = 160^\circ\text{C}$ 인 경우 $T_{loop,out}$ 변화에 따른 출력변화를 나타내고 있다. $T_{loop,in}$ 이 높을수록 ORC 효율이 증가하지만 열전달 루프상의 압력이 증가하기 때문에 온도 제한이 필요하다. $T_{loop,out}$ 변화에 따라서 ORC의 효율과 열 회수량이 변하게 되어 Fig. 11과 같이 최적점이 존재하게 되는데 본 연구의 대상 선박의 경우 $T_{loop,out}$ 이 80°C 일 때 출력이 최대가 되며 약 580kWe의 출력을 얻을 수 있다.

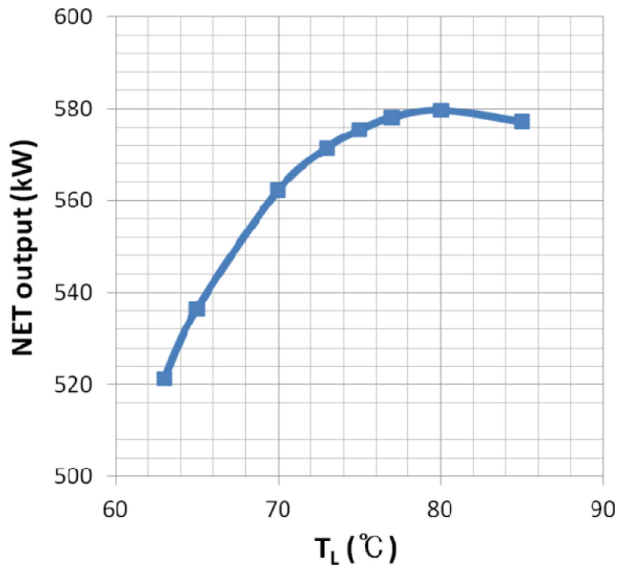


Fig. 11 Output of single loop system ($T_{loop,in} = 160^{\circ}C$)

3.2 Dual loop system

Fig. 12는 dual loop system에 대하여 각 T_H 에 대하여 T_L 변화에 따라 예측된 출력 변화를 나타내고 있다. Single loop의 $T_{loop,in}$ 은 $160^{\circ}C$ 로 dual loop system 보다는 높다. 하지만, 결과적으로 Dual loop 시스템이 Single loop 보다는 출력이 높은 것으로 나타났다. 이러한 특성은 배기 폐열 열회수루프의 온도를 높게 가져가서 ORC의 증발 압력을 높이고 이로 인하여 ORC 효율이 증가하였기 때문으로 볼 수 있다.

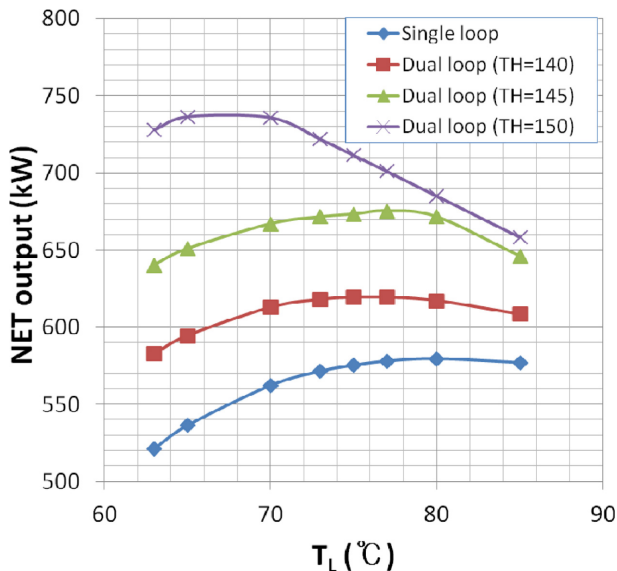


Fig. 12 Net output of dual loop system

Fig. 13은 최적 출력의 T_L 조건에서 출력과 작동 유체 증발 압력을 나타내고 있다. Single loop system과 비교하여 Dual loop system을 적용하였을 경우 6.8~27% 정도 출력이 증가하는 것

으로 나타났다. 또한, Dual loop system의 압력이 Single loop system 보다는 높은 것으로 나타났으며 이로 인하여 ORC 효율이 증가하여 출력이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

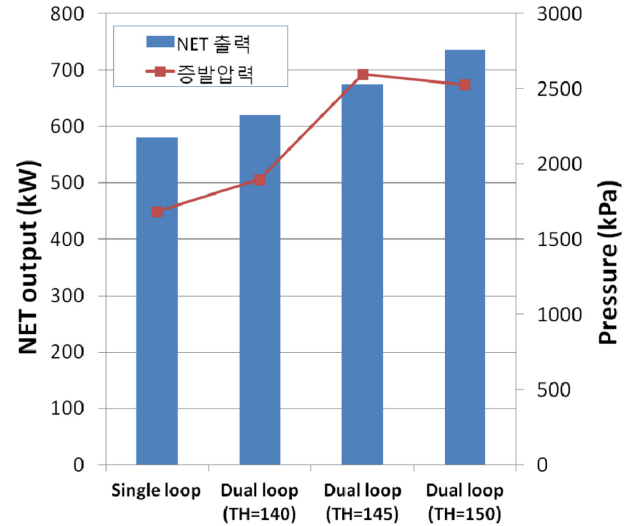


Fig. 13 Turbine inlet pressure and Net output at maximum net output

Single loop system과 비교하여 최적 출력 조건에서 ORC로 전달되는 열량은 $T_H = 150^{\circ}C$ 에 대하여 12.5% 증가하였다. 그러나 출력은 약 27%가 증가하였으며 효율 증가의 효과가 있음을 의미한다. 열 유입량의 변동은 최적 점에서의 T_L 에 의하여 결정된다. 배기가스 폐열의 경우 열전달 루프와 관계없이 열량이 결정되어 있으나 연소 공기 폐열은 T_L 에 의하여 에어 쿨러에서 배출되는 연소 공기의 온도가 결정되므로 열량도 변동되게 된다.

4. 요약 및 결론

중저온 폐열 회수 발전 시스템으로 널리 사용되고 있는 ORC를 이용한 선박 폐열 회수 시스템을 개발하기 위하여 선박 조건에 맞는 작동 유체를 선정하였으며 ORC 구성에 대한 검토를 수행하였다. 그 결과 하나의 증발기로 구성된 경우 9~13%의 시스템 효율을 보여주었다. 또한, 하나의 증발기로 구성되고 다수의 열원을 하나의 열전달 루프로 모아서 전달하는 것 보다는 각기 독립적으로 ORC 작동 유체 예열에 사용토록 하는 것이 좋은 것으로 나타났다. 동일한 열원(배기폐열, 연소 공기 폐열)을 이용하는 경우에도 구성에 따라서 출력이 6~27% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

본 연구에서 검토한 Single loop system과 Dual loop system을 비교하면 Dual loop system이 출력은 높으나 시스템의 복잡성을 고려하면 Single loop system의 적용이 용이할 것으로 판단된다. 그러나 최적 시스템에 대한 판단은 열원과 ORC의 배치 ORC 가격 등을 고려하여 검토되어야 한다. 또한 본 연구에서 다루어지지 않은 기타 열원(윤활유 냉각, 잉여 서비스 스팀)의 이용

에 대한 검토를 통하여 선박 폐열 회수 시스템으로서 최적화에 대한 추가 검토가 필요하다.

참 고 문 헌

- B.F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, 2011, "Low-grad heat conversion into power using organic rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 3963-3979.
- Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos, 2010, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059-3067.
- B.C. Choi and Y.M. Kim, 2012, "Exhaust-Gas Heat-Recovery of Marine Diesel Engine fluids of R245fa and Water", *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 36, No. 3, pp.293-299.
- H. Chen, D.Y Goswami, E.K. Stefanakos, 2010, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059-3067.
- S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort, 2011, "Performance and design optimization of a low-cost solar organic rankine cycle for remote power generation," *Solar Energy Reviews*, Vol. 85, pp. 955-966.
- U. Dresherm, D. Bruggemann, 2007, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants." *Applied Thermal Engineering* Vol. 27, pp.223-228.
- K.K. Srinivasan, P.J. Mago, S.R. Krishinan, 2010, "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 35, pp. 2387-2399.
- B.C. Choi and Y.M. Kim, 2012, "Exhaust-Gas Heat-Recovery of Marine Diesel Engine (II) - Exergy Analysis for Working fluids of R245fa and Water", *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 36, No. 6, pp.593-600.



이 호 기

이 동 길

박 건 일