

선박의 해수 온도차를 이용한 ORC 발전 시스템에 관한 연구

† 오철 · 송영욱*

† 한국해양대학교 기관시스템 공학부 교수, *한국해양대학교 대학원

A Study on the Ship's ORC Power System using Seawater Temperature Difference

† Cheol. Oh · Young-Uk. Song*

† Graduate school of National Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

*Division of Marine System engineering, National Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

요 약 : 본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 열에너지를 회수하고 재활용하여 극대화 시킬 수 있는 방안들을 조사하고 버려지는 열에너지를 이용하여 ORC(Organic Rankine Cycle) 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 최소화할 수 있는 방안들을 연구하였다. 선박에서 배출되는 배기가스의 폐열을 열원으로 하는 유기냉매 랭킨사이클을 구성하는 방안과 열에너지 비중은 높지만 상대적으로 낮은 온도인 해수냉각 시스템으로 배출되는 열에너지를 재활용하여 터빈 발전을 구동하는 ORC 발전시스템을 설계하고 시뮬레이션 하였다. 시스템 해석 결과 배기가스에서는 1,000kW급, 해수 냉각 시스템에서는 650kW급 발전 출력을 얻을 수 있었고, 다양한 친환경 유기냉매를 이용하여 온도와 유량 조건에 따른 열 해석을 실시하여 시스템의 효율과 출력을 비교하였다.

핵심용어 : 온실가스, 해양 온도차 발전, 유기냉매 사이클, 배기가스 폐열회수 시스템, 작동유체, 트리플루오르에탄올, SES36

Abstract : In this study, for the purpose of reduction of CO₂ gas emission and to increase recovery of waste heat from ships, the ORC(Organic Rankine Cycle) is investigated and offered for the conversion of temperature heat to electricity from waste heat energy from ships. Simulation is performed with waste heat from the exhaust gasses which is relatively high temperature and cooling sea water which is relatively low temperature from ships. The result shows that 1,000kW power generation is available from exhaust gas and 600kW power generation is available from sea water cooling system. Different fluid is used for simulation of the ORC system with variable temperature and flow condition and efficiency of system and output power is compared.

Key words : Green House Gas(GHG), Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC), Organic Rankine Cycle(ORC), Waste Heat Recovery System(WHRS), Working Fluid, TFEA(Trifluoroethanol), SES36

기호 및 약어

\dot{Q}_{in} : 입력 열량

\dot{W}_{out} : 터빈 출력

\dot{Q}_{out} : 배출 열량

\dot{W}_{in} : 펌프 일량

\dot{W}_{net} : 순수 일량

η_{th} : 시스템 효율

h : 엔탈피

CW : Cooling water

SW : Sea water

MCR : Maximum Continuous Rating

EXH : Exhaust

LT : Low temperature

TFEA : Trofluoroethanol

SES36 : Solkatherm[®] SES36

1. 서 론

지구 온난화의 영향은 인류의 미래에 심각한 문제를 초래할 수 있으며, 해상에서의 물동량 증가로 인한 선박기인 온실가스의 배출은 앞으로도 계속 증가할 것이 예상되어짐으로써 지구 온난화에 상당한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 노력으로 최근에 국제 사회는 선박으로부터 기인하는 온실가스 배출을 규제하고 CO₂ 배출량을 감축하고자 하는 방안을 모색하는 논의가 활발히 진행 중 이다. [1-2]

본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 열에너지를 회수하고 재활용할 수 있는 방안들을 조사하고 버려지는 열에너지를

† 교신저자 : 종신회원, ohcheol@hhu.ac.kr 051)410-4268

* 연회원, yu06.song@samsung.com 010)5630-5892

이용하여 ORC(Organic Rankine Cycle) 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 최소화할 수 있는 내용을 다루고자 한다.

선박의 메인 엔진에 들어가는 연료 에너지는 최종적으로 선박의 추진력을 얻기 위하여 사용되는데, 소비되는 에너지를 분석하여 보면 쉽게 재활용 가능한 열에너지를 찾을 수 있다. Fig. 1은 파고 3~4m의 된바람(Strong breeze) 해상 상태에서(Beaufort 6) 약 15노트로 운항하는 소형 화물선을 기준으로 연료 에너지로부터 선박의 메인엔진으로 소비 되어 지는 열 수치 도표를 보여 준다.

Fig. 1에서 가장 밑단의 바(Bar)는 연료로부터 엔진으로 들어가는 에너지 비율을 나타내고 있다. 여기에서, 약 43%의 연료 에너지가 샤프트(Shaft) 구동에 사용되는데 반하여 27%가 배기가스로 배출되어지고, 30%가 열손실로 소비되고 있다.[3]

여기서 배출되는 에너지 중 열에너지 비중은 높지만 상대적으로 낮은 온도인 선박의 해수 냉각 시스템 등으로 배출되는 열에너지를 재활용하여 터빈 발전기를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높일 수 있는 온도차를 활용한 발전 시스템을 구성하는 방안과, 배기가스의 폐열을 열원으로 하는 유기 냉매 랭킨사이클을 구성하는 방안을 함께 연구하여 선박에서 배출되는 열에너지 손실을 최소화 하고 에너지 효율을 최적화하는 방안을 제시하고자 한다.

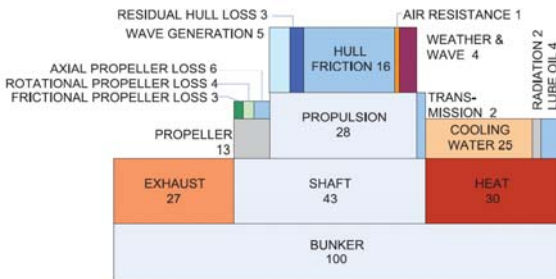


Fig. 1 Use of propulsion energy on board a small cargo ship, head sea, Beaufort 6 [3]

2. 온도차 발전 이론

유기 랭킨 사이클 시스템은 중저온(70~400℃) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화수소 계통의 유기 매체를 작동유체로 사용하는 저온 증기 열 동력 사이클로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 저온 열원을 이용하여 고효율의 동력을 발생 시킬 수 있다. 증기 동력 사이클 시스템은 작동유체의 일부 또는 전부가 액상(Liquid phase)과 기상(Vapour phase)으로 상이 변하면서 열에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 열 동력 기관으로, 다른 열 동력 기관과 달리 열전달 특성이 이상적인 열기관인 카르노 사이클과 유사하다.

유기 랭킨 사이클 시스템과 기존의 랭킨 사이클 시스템의

차이는 작동 유체에 있으며 그 밖의 원리와 시스템 구성은 차이가 없다. Fig. 2는 이상적인 기본 랭킨 사이클 시스템의 구성도와 온도 엔트로피(T-S) 곡선을 나타낸 것으로 T-S 곡선에서 카르노 사이클은 a-b-c-d 과정을 순환하는 반면에 랭킨 사이클의 경우 1-2-3-4 과정으로 열 교환 과정과 팽창 과정은 같으나 압축과정만은 현실적으로 가능한 액체 단일 상의 압축과정으로 구성된 것이다. 그러므로 랭킨사이클 시스템은 카르노 사이클 시스템을 현실적으로 실현시킨 열기관임을 알 수 있다.[4]

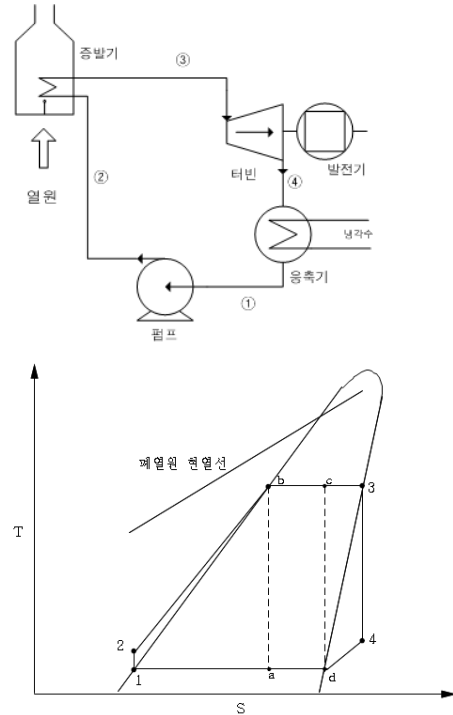


Fig. 2 Rankine cycle system and T-S diagram

유기 랭킨 사이클에서 응축기와 증발기의 온도 그리고 작동유체가 결정되면 작동 유체의 열역학적 물성 값 표나 방정식에 의해 각 점의 엔탈피를 구할 수 있으며, 사이클의 입력 열량, 출력 및 시스템 성능은 다음과 같이 계산된다.[4-5]

$$\text{입력 열량 } Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (1)$$

$$\text{터빈 출력 } W_{out} = h_3 - h_4 \quad (2)$$

$$\text{배출 열량 } Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (3)$$

$$\text{펌프 일량 } W_{in} = h_2 - h_1 \quad (4)$$

$$\text{순수 일량 } W_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$\text{효율 } \eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (6)$$

$$= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (7)$$

3. 선박의 열원 해석

엔진의 배기가스 라인의 터보차저 출구에서의 온도, 유량 조건에서 열교환기인 이코노마이저를 설치할 때 회수할 수 있는 열을 계산하여 재생 가능한 열용량을 계산한다.

현재 건조되어 운항중인 8,500 TEU 급의 컨테이너 선박에 적용된 72,240kW의 엔진(12K98ME-C)를 기준으로 하였다. 엔진의 MCR운전 조건에서 배출되는 배기가스의 온도와 압력을 250℃, 130kPa로 정의하고, 그때의 배기가스 유량을 665,700kg/h로 정의하였을 때, 열 교환기를 설치하여 열을 회수할 수 있는 열량은 열교환기의 효율에 따라 변화하게 될 것이지만, 단순하게 재생 가능한 열량을 확인하기 위하여 배출되는 온도 조건을 160℃로 가정하였을 때의 열량과 입 출구 유체의 열 해석 상태를 계산하여보면 이때 발생 하는 열량은 62,885,627kJ/h가 된다.[Fig. 3] 여기서 발생하는 열을 회수하여 배기가스 폐열 발전시스템(WHRS)을 적용 하게 된다면, 선박의 에너지 효율을 향상 시킬 수 있을 것이다.

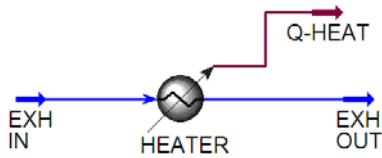


Fig. 3 Modeling of exhaust gas heat flow

이러한 조건으로 배기가스의 유량과 온도 변화에 따른 열량 변화를 확인 하여 보면 다양한 엔진 유형별로 얼마만큼의 열량이 버려지고 있는지를 확인할 수 있다.

선박의 메인엔진 및 보조기계의 냉각수인 중앙집중식 청수 냉각시스템에서 해수와 열 교환 되는 냉각수의 열량을 확인하여 냉각에 필요한 해수의 용량 및 얻어지는 열량을 확인할 수 있다.

일반 대형 상선에 적용되어 지는 중앙집중식 냉각기(Central cooler)에 유입되는 청수의 온도와 유량을 약55℃, 2,200m³/h로 정의하고, 냉각기 출구 측의 온도를 약 35℃로 정의 하였을 때, 냉각기에서 열 교환되어 재생 가능한 열량 Q-COOL과 입 출구 냉각수의 열 상태를 계산하면 냉각기에서 버려지는 열량 189,643,036 kJ/h가 된다.[Fig. 4]여기에서 발생하는 해수의 열을 다시 열원으로 사용하여 히트 펌프를 작동시킬 수 있다면 버려지는 열을 재생하여 에너지 효율을 최대화할 수 있을 것이다.

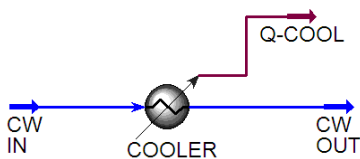


Fig. 4 Modeling of cooling water system

여기에서 다시 해수와 열 교환되어 선외 변으로 배출되는 해수의 온도와 유량을 확인 하여 실제 재생 가능 한 열량을 알 수 있다. Fig. 5에서 청수 냉각 시스템과 해수 냉각 시스템이 선박의 중앙 집중 냉각기(Central cooler)에 의하여 냉각되는 시스템을 구성하였다.

선박의 Low temperature(LT) cooling 시스템의 청수와 Sea water(SW)가 열 교환하는 Central cooler에서의 입출구 해수 온도는 선박이 운항하는 해역의 해수의 온도에 차이가 있을 수 있으나, 기본적인 설계 조건인 약 30℃를 기준으로 정의를 하면 출구의 온도는 약 51℃, 그때의 유량은 2,100 m³/h이다. 이때의 열교환기의 UA는 42,135,940KJ/C-h 이다.

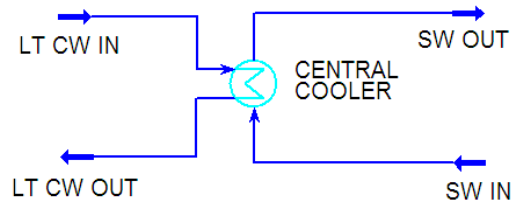


Fig. 5 Modeling of central cooling system

선박의 냉각시스템으로 부터 배출되는 열과 선박으로 유입되는 해수와 온도 차이를 이용한 발전설비의 운전실적은 해양 온도차 발전(OTEC)의 실용화를 앞당기는데도 기여할 것으로 기대된다.

4. 선박온도차 발전시스템 사이클 해석

4.1 배기가스 온도차 발전시스템

배기가스에서 배출되는 고온의 가스를 열원으로 작동유체를 증발 시키고, 저온의 해수로 냉각 되는 유체의 사이클에서 온도차로 발생하는 포화증기 압력의 차이에 터빈을 구동 하는 기본적인 폐쇄형 랭킨사이클을 구성하면 Fig. 6과 같다.

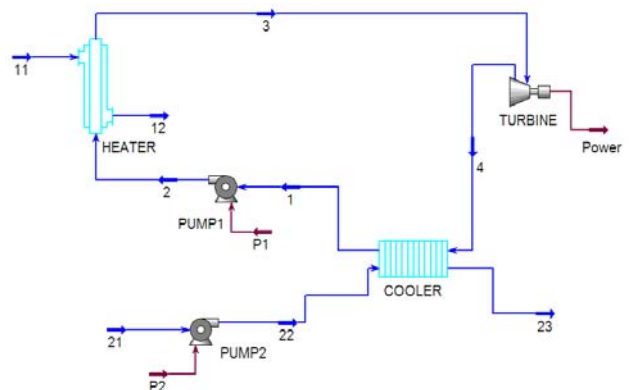


Fig. 6 Modeling of exhaust gas ORC system

작동유체는 작동 온도 범위와 환경규제 및 대체 냉매로서의 조건을 고려하였을 때 선박의 온도차 발전에 적용 가능한 냉매로 임계온도가 100℃가 넘는 R717, R134a, R152a 등의 대체 냉매를 검토 하였다. 또한, 최근에는 육상 공장의 폐열을 회수하는 ORC 시스템의 작동유체로서 TFEA (Trifluoroethanol)와 SES36이라는 유기 냉매가 SOLVAY라는 업체를 통하여 개발되어지고 있으므로 같이 검토 하였다.[6-7]

시스템 해석은 상용 공정모사 프로그램인 Aspen HYSYS 7.1v로 수행 하였으며, 상태 방정식(Fluid Package)은 알코올 및 비이상기체에 적용 가능한 PRSV(Peng-Robinson Stryjek-Vera) EOS를 적용 하였다. 시스템 시뮬레이션 수행을 위한 단위 유닛(Unit)은 기본 값으로 하여 터빈과 펌프의 단열효율(Adiabatic efficiency)은 75%로 정의 하였다. 열교환기는 쉘 튜브(Shell & Tube) 타입을 기준으로 하여 열평형(Heat Balance) 오차가 0이 되도록 계산되었고 차압은 10kPa로 설정하였다. 각 작동 유체(Stream)의 프로세스의 속성(Property)은 동일한 기준 조건으로 정의하고 시스템을 시뮬레이션 하였다.

작동유체를 TFEA로 하는 랭킨 사이클을 이용한 발전 시스템의 해석한 결과를 요약 하면, 엔진에서 배출되는 배기가스의 온도를 220℃로 질량 유량을 755,900kg/h로 정의 했을 때, 작동유체 79,590kg/h(57.7m³/h)의 질량 유량이 배기가스에 의한 가열에 의해 100℃로 증발 하였고, 다시 30℃의 해수로 응축기에서 냉각을 할 때 발생하는 온도와 압력차이로 터빈을 구동할 때 약 1,000kW의 발전 용량을 구현할 수 있었다. 이때 필요한 냉각수의 용량은 2,085m³/h 이다.

이때 랭킨 사이클 시스템의 열효율, η_{th} 는 그 기본 정의에 따라 다음과 같이 계산되어 진다.

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (8)$$

여기서,

$$\dot{W}_{out} = h_3 - h_4 = 45.23 \text{ kJ/kg} \quad (9)$$

$$\dot{W}_{in} = h_2 - h_1 = 0.2481 \text{ kJ/kg} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{in} = h_3 - h_2 = 465.3 \text{ kJ/kg} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{out} = h_4 - h_1 = 420.3 \text{ kJ/kg} \quad (12)$$

따라서 시스템의 열효율 η_{th} 는 9.67%로 나타낼 수 있다.

여기서 발전 시스템에서의 순수 유효 발전 출력(Net power)은 터빈의 정미 출력에서 작동유체 펌프에 소요되는 동력과 냉각 해수 펌프의 동력을 뺀 값이 된다.

$$Power_{net} = Power_{turbine} - Power_{pump1} - Power_{pump2} \quad (13)$$

여기서,

$$Power_{turbine} = 1,000 \text{ kW}$$

$$Power_{pump1} = 5.5 \text{ kW}$$

$$Power_{pump2} = 192 \text{ kW}$$

따라서 순수 유효 출력(Net power)은 803kW가 된다.

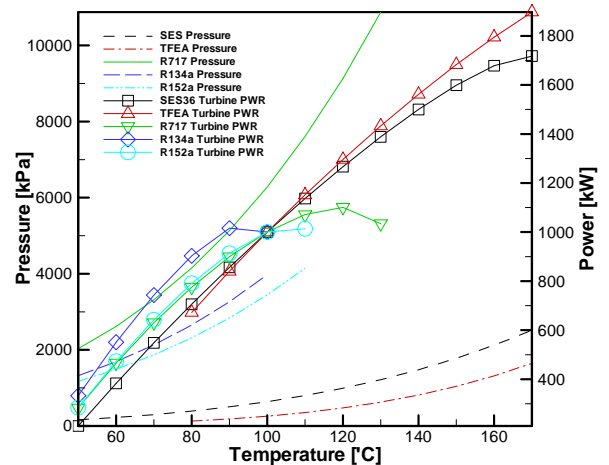


Fig. 7 System pressure & power by working fluid

Fig. 7에서는 각 작동유체별 온도 조건에 따른 터빈의 구동 압력의 분포와 터빈에서의 정미 출력을 확인할 수 있다. R717이 100℃에서 약 6279kPa로 SES36의 약 638kPa, TFEA의 약 257kPa와 비교하면 상대적으로 시스템이 고압으로 운전 되어야 하며, 임계온도 근처인 130℃에서는 기하급수적으로 압력이 상승하여 10,000kPa를 넘게 되는 것을 알 수 있다. 이러한 시스템의 설계 압력 증가는 비용 상승의 주요 요인이 되므로 작동유체의 선정 시에 불리한 조건이 될 수 있다. Fig. 7에서 온도에 따른 출력 곡선을 보면, 온도 범위에 따른 작동유체의 적용 범위를 확인할 수 있다. 시스템의 운전온도가 약 100℃를 기준으로 TFEA와 SES36의 최적 적용 범위를 확인할 수 있는데 100℃이상 120~170℃의 운전 범위에서는 TFEA의 출력효율이 높은 것을 알 수 있고, 100℃이하 60~90℃운전 범위에서는 SES36의 출력 효율이 높은 것을 알 수 있다. R134a는 상대적으로 낮은 온도 범위인 50℃~90℃의 범위에서 운전이 되었고, R152는 100℃까지, R717은 120℃의 범위에서 운전 조건을 확인할 수 있다. 그 이유는 작동유체의 포화증기압과 임계온도 특성 때문이다.

Fig. 8은 100℃동일한 온도 조건 상태에서 각 작동 유체별 시스템의 효율(η_{th})과 시스템의 출력 변수인 작동유체의 질량 유량의 변화에 따른 터빈의 정미 출력(kW) 변화량을 나타내었다. 시스템의 효율(η_{th})은 R717이 10.63%, SES36이 10.40%, TFEA가 9.67%, R152a가 9.45%, R134a가 8.07%의 순으로 확인 되었고, 질량 유량은 R134a > SES36 > R152a > TFEA > R717순으로 많이 소모되는 것으로 확인 되었다. 이는 시스템의 중량 및 사이즈에 영향을 주므로 선박 등의 운송 목적

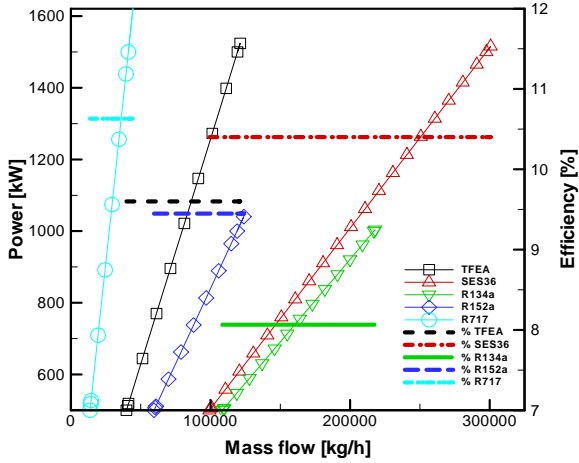


Fig. 8 Mass flow & efficiency by working fluid

및 중량 감소의 최적화를 고려하면 상반되는 변수가 되므로 콤팩트한 시스템의 설계를 위하여 작동유체의 선정에서 고려되어야 할 것이다.

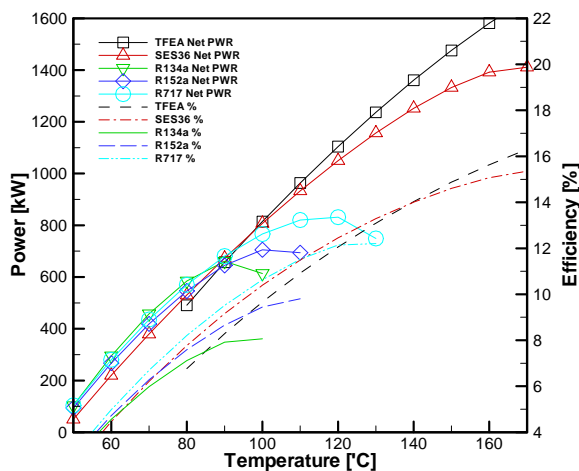


Fig. 9 Net power & efficiency by working fluid

Fig. 9에서는 시스템의 운전 온도에 따른 순수유효출력(Net power)과 시스템의 효율을 확인할 수 있다. 마찬가지로 시스템의 효율도 약140°C 이상의 고온에서는 TFEA가 SES36보다 높은 것을 확인할 수 있고, 170°C에서 최대출력을 약 1,900kW 까지 얻을 수 있으며, 약 110~140°C 범위에서는 SES36의 효율이 높은 것을 알 수 있다. 상대적으로 저온 영역인 60°C~110°C 사이에서는 R717이 가장 높은 것을 확인할 수 있으며, R134a의 효율이 가장 낮은 것을 확인할 수 있다.

4.2 냉각시스템 온도차 발전 시스템

선박이 중앙집중식 냉각 시스템으로 배출되는 해수를 열원으로 하는 온도차 발전시스템을 기본적인 폐쇄형(Closed) 랭킨 사이클로 구성하면 Fig. 10과 같이 구성할 수 있다.

선박의 엔진 및 보조기계의 냉각에 사용되는 냉각수와 중앙집중식 Cooler에 의해 열교환 후 배출되는 해수의 배출되

는 열을 다시 회수 하게 된다.

작동유체인 Fluid는 암모니아(R717)로 하여 시스템을 해석을 수행하였고, 시스템에서 중요 변수가 되는 고온측 해수의 온도는 55°C, 유량은 2,100m³/h를 기준으로 하였고, 저온측 해수의 온도는 30°C를 기준으로 하였다.

작동유체를 암모니아(R717)로 하는 랭킨 사이클을 이용한 선박의 냉각시스템 온도차 발전 시스템의 해석 결과를 요약하면, 냉각수의 배출 온도를 55°C, 유량을 2,100m³/h로 정의 했을 때, 작동유체는 67,045kg/h(108.7m³/h)의 질량 유량이 선박의 냉각수로 배출되는 열에 의한 가열로 47°C로 증발하였고, 다시 30°C의 해수로 응축기에서 냉각을 할 때 발생하는 온도와 압력차이로 터빈을 구동하게 되어 약 650kW의 발전 용량을 구현할 수 있었다. 이때 필요한 냉각수의 용량은 8,945m³/h 이다.

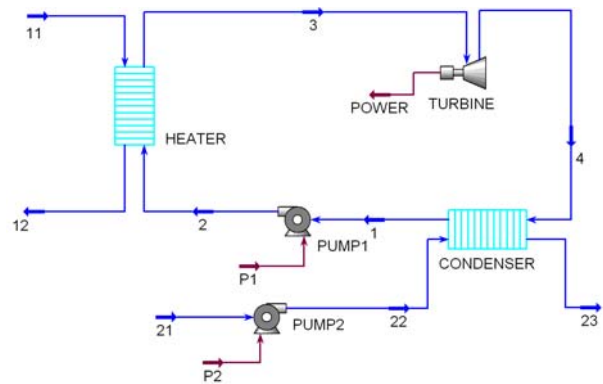


Fig. 10 Modeling of cooling water ORC system

이때 랭킨사이클 시스템의 열효율, η_{th} 는 식(7)에 따라 다음과 같이 계산되어 진다.

$$\dot{W}_{out} = h_3 - h_4 = 34.9 kJ/kg \quad (14)$$

$$\dot{W}_{in} = h_2 - h_1 = 1.304 kJ/kg \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{in} = h_3 - h_2 = 1176.3 kJ/kg \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{out} = h_4 - h_1 = 1142 kJ/kg \quad (17)$$

따라서 시스템의 열효율 η_{th} 는 2.86%로 나타낼 수 있다.

여기서 발전 시스템에서의 순수 유효 발전 출력(Net power)은 식 (13)에 따라 계산 되어 진다. 따라서 터빈 출력은 650kW, 펌프1은 24.2kW, 펌프2는 329.5kW 이므로, 순 유효 출력은(Net power)은 296.3kW가 된다.

Fig. 11에서는 각 작동유체별 온도에 따른 터빈 구동 압력의 분포와 터빈에서의 정미 출력을 비교 하였다. R125는 47°C에서 약 2,393 kPa로 R152a의 1,059kPa와 비교하면 상대적으로 약 2배의 고압으로 시스템이 운전 되므로 이는 작동유체의 선정 시에 시스템의 압력 증가는 비용 상승의 요인으로 고려되어질 것이다.

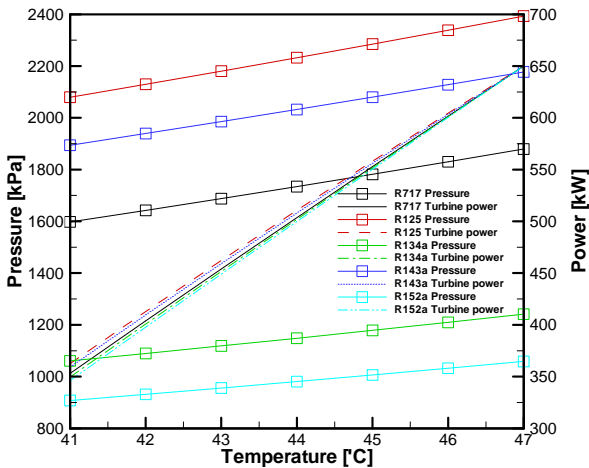


Fig. 11 System pressure & power by working fluid

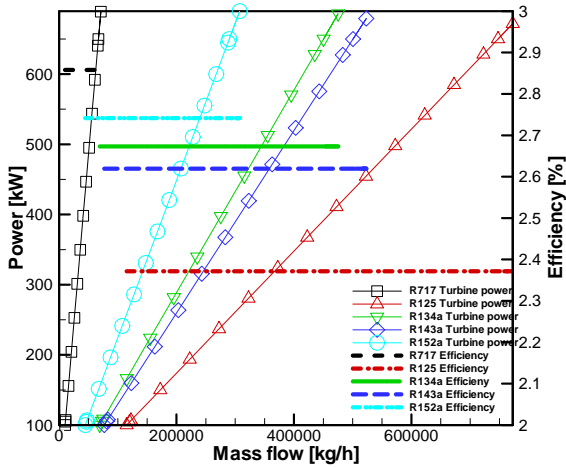


Fig. 12 Mass flow & efficiency by working fluid

Fig. 12에서는 터빈 입구 측의 온도가 47°C로 동일한 온도 조건 상태에서 각 작동 유체별 시스템의 효율(η_{th})과 시스템의 출력 변수인 작동유체의 질량유량의 변화에 따른 터빈의 정미 출력(kW) 변화량을 나타내었다.

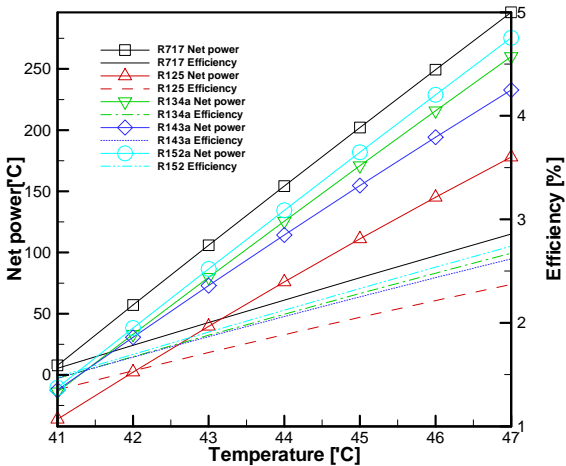


Fig. 13 Net power & efficiency by working fluid

시스템의 효율(η_{th})은 R717이 2.86%로 가장 높고 R152a가 2.74%, R134a는 2.67, R143a는 2.61%, R125는 2.37% 순으로 확인할 수 있었다. 질량 유량은 R125a > R143a > R134a > R152a > R717순으로 R717이 가장 적은 양으로 많은 출력을 낼 수 있는 것을 알 수 있다. 이는 시스템의 중량 및 사이즈에 영향을 주므로 선박 등의 운송 목적 및 중량 감소의 최적화를 고려하면 상반되는 변수가 되므로 콤팩트한 시스템의 설계를 위하여 작동유체의 선정에서 고려되어야 할 것이다

Fig. 13에서는 시스템의 운전 온도에 따른 순수유효출력(Net power)과 시스템의 효율을 확인할 수 있다. 시스템의 효율과 순수 유효 출력은 47°C에서 R717이 2.86%에 296kW, R125는 2.37%에 178kW, R134a가 2.67%에 260kW, R143a가 2.62%에 232kW, R152a가 2.74%에 275kW인 것을 확인할 수 있으며, 42°C 밑으로 내려가면서 시스템의 효율과 순수 유효 출력이 0이하로 떨어져 시스템의 경제성이 떨어지게 되는 것을 알 수 있다. 그 이유는 온도차의 감소에 따른 에너지 낙차의 감소와 작동유체 펌프의 일량이 증가하기 때문이다.

5. 결론

본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 폐열 중 배기가스를 열원으로 하는 유기냉매 랭킨사이클을 구성하는 방안과 열에너지 비중은 높지만 상대적으로 낮은 온도인 해수냉각 시스템으로 배출되는 열에너지를 재활용하여 터빈 발전기를 구동하는 ORC 발전시스템을 설계하고 시뮬레이션 하였다.

시스템 해석 결과 배기가스에서는 1,000kW급, 해수 냉각 시스템에서는 650kW급 발전 출력을 얻을 수 있었다. 다양한 친환경 유기냉매를 이용하여 온도와 유량 조건에 따른 열 해석을 실시하여 시스템의 효율과 출력을 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 선박에서 배출되는 엔진의 배기가스와 냉각수로 배출되어지는 열을 회수함으로써 선박이 운항하는 해역의 해수와 온도 차이를 이용하여 발전 시스템을 구성하면 선박의 에너지 효율을 보다 높일 수 있다는 것을 확인할 수 있었다.
- 2) 배기가스의 폐열을 회수하는 온도차 발전 시스템에서는 약140°C이상의 고온의 열원으로 하는 시스템에서는 작동유체를 TFEA로 하는 시스템의 효율이 가장 높았고, 약 110~140°C 범위에서는 SES36의 효율이 높았다. 또한, 소요되는 작동 유체의 질량 유량도 TFEA가 적었으며 170°C에서 최대출력 약 1,900kW까지 얻을 수 있었다.
- 3) 냉각수의 배출 열을 회수하는 온도차 발전시스템에서는 R717(암모니아)를 작동유체로 하는 시스템의 효율이 가장 높았고, 다음으로 R152a, R134a, R143a, R125a순으로 확인할 수 있었다. 소요되는 작동 유체의 질량 유량도 R717이 가장 적었으며 47°C에서 최대 출력 650kW를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행한 해양 에너지 전문 인력 양성 사업의 연구 결과입니다.

참 고 문 헌

- [1] 이윤철, 두현욱(2011), "선박기인 온실가스 배출에 대한 IMO의 규제와 이행방향", 항해항만학회지 제35권 5호, pp.371~372.
- [2] 정노택(2011), "IMO의 선박기인 CO₂ 배출 규제 동향 및 고찰", 한국해양환경공학회지 제 14권 1호, pp.65~66.
- [3] IMO(2009) "Second IMO GHG Study 2009 Update of the 2000 IMO GHG Study Final report covering Phase 1 and Phase 2", Marine Environment Protection Committee 59th session,
- [4] 이규현, 원승호(1989), "폐열회수 활용을 위한 유기랭킨 사이클 개발 및 실용화 연구(I)", 한국동력자원 연구소,
- [5] 김태국(2004), 열시스템 설계 및 시뮬레이션, 인터뷰전, pp.25~28.
- [6] Marcello, R. Felix, F. Andreas, F.(2006) "New Fluid for High Temperature Applications", International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 353,
- [7] M.Asalam sidiqi. and Burak, A.(2011), "Investigation of the Criteria for Fluid Selection in Rankine Cycles for Waste Heat Recovery", International Journal of Thermodynamics(IJoT) Vol.14, No.3, pp.117~123

원고접수일 : 2012년 4월 24일
심사완료일 : 2012년 6월 1일
원고채택일 : 2012년 6월 2일