

화력발전용 복수기 폐열 회수를 위한 유기랭킨사이클 시스템 열교환 특성 해석

정진희¹ · 임석연² · 김범주³ · 유상석^{4†}

¹충남대학교 대학원, ²동명대학교 자동차공학과, ³한국전력공사, ⁴충남대학교 기계공학과

A Heat Exchanging Characteristics of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of Coal Fired Power Plant

JINHEE JEONG¹, SEOKYEON IM², BEOMJOO KIM³, SANGSEOK YU^{4†}

¹Grad. School of Chungnam Nat'l Univ.

²School of Automobile Engineering, Tongmyong Univ.

³Korea Electric Power Corporation

⁴School of Mechanical Engineering, Chungnam Nat'l Univ. 79, Daehangno, Yuseong-gu, Daejeon, 305-764, Korea

Abstract >> Organic Rankine cycle (ORC) is an useful cycle for power generation system with low temperature heat sources (80~400°C). Since the boiling point of operating fluid is low, the system is used to recover the low temperature heat source of waste heat energy. In this study, a ORC with R134a is applied to recover the waste energy of condenser of coal fired power plant. A system model is developed via Thermolib® under Simulink/MATLAB environment. The model is composed of a refrigerant heat exchanger for heat recovery from coal fired condenser, a drum, turbine, heat exchanger for ORC heat rejection, storage tank, water recirculation pump and water drip pump. System analysis parameters were heat recovery capacity, type of refrigerants, and types of turbines. The simulation model is used to analyze the heat recovery capacity of ORC power system. As a result, increasing the overall heat transfer coefficient to become the largest of turbine power is the most economical.

Key words : Organic Rankine cycle(유기랭킨사이클), R134a, Condenser(응축기), Waste heat recovery(폐열회수)

Nomenclature

ε : effectiveness

N : number of transfer unit

C : heat capacity rate

Q : heat transfer rate, W

U : overall heat transfer coefficient, W/m²K

A : heat transfer area, m²

\dot{H} : enthalpy, J/s

P_{mch} : turbine power, W

η_s : isentropic efficiency

\dot{m} : mass flow rate, g/s

ρ : density, g/m³

Subscripts

hi : hot temperature inlet

[†]Corresponding author : sangseok@cnu.ac.kr

Received : 2014.08.26 in revised form 2015.01.17 Accepted: 2015.02.28

Copyright © 2015 KHNES

ci : cool temperature inlet

1. 서 론

현재 전 세계적으로 에너지 부족 문제가 대두되고 있다. 에너지 소비량 증가에 따라 화석 연료의 사용량이 증가하고, 온실가스 배출이 문제가 되고 있다. 그 대책으로 에너지 효율 향상을 위한 미활용 에너지를 활용하는 방안인 유기랭킨사이클이 있다.

유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle)은 랭킨사이클의 원리로 작동하며, 열원의 온도가 80~400°C의 저온인 특징이 있고, 비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 사용하여 전력을 생산한다. 기존의 물이 작동유체인 시스템 대비 열원 온도가 낮아 효율은 떨어지지만¹⁾ 미활용 에너지 회수에 효과가 있기 때문에 현재 다양한 연구들이 진행되고 있다.²⁾ 일반 산업 제조공정에서 발생하는 폐열을 회수하여 유효한 동력으로 변환하는 것이 가능하여 광범위하게 거의 모든 저온도차 발전에 적용이 가능하다.³⁾ 기존 유기랭킨사이클은 주로 지열발전, 해양 온도차 발전, 태양열 병합 발전, 직접 구동식 히트 펌프, LNG 냉열 발전 등에 적용되었다.^{4,5)}

프랑스의 d'Arsonal 등이 해양의 온도차를 이용해 전기를 얻을 수 있다고 처음으로 시사한 후, 세계 여러 곳에서 현장 실험을 통해 온도차 발전 운영을 현실화하고 있다.⁶⁾ Carcasci 등⁷⁾은 가스 터빈으로부터의 폐열을 이용한 유기랭킨사이클을 열역학적으로 분석하였고, Liu 등⁸⁾은 폐열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체의 영향을 연구하였다. 오철 등⁹⁾은 선박에서 배출되는 열에너지를 회수하고 재활용하여 극대화 시킬 수 있는 방안들을 조사하고 선박의 해수 온도차를 이용한 유기랭킨사이클 발전 시스템에 관하여 연구하였다.

본 연구에서는 복수기 폐열을 회수함에 따라 복수기 온도가 낮아지고, 추가의 전력을 생산함에 따른

경제적인 효과를 증대시키기 위하여 열교환기 총합 열전달계수에 따른 복수기 내에서의 유기랭킨사이클의 열흡수 능력이 전체 시스템 성능에 미치는 효과를 확인하고자 한다. 열교환 특성은 복수기의 작동 온도에도 영향을 미치므로 이에 대한 효과도 확인하고, 또 냉매 특성도 영향을 받으므로 이들을 각각 성능 파라미터로 하여 유기랭킨사이클 시스템의 성능을 확인하고자 한다. 해석과 물성치는 Simulink/MATLAB의 라이브러리인 EuTech사의 Thermolib[®]을 적용하였다.

2. 시스템 모델링

랭킨사이클은 상변화를 수반하는 열 동력 기관의 현실적인 사이클로 고온 열 교환을 위한 보일러, 저온 열 교환을 위한 응축기, 작동유체 압축을 위한 펌프, 작동유체로부터 일을 회수하는 터빈으로 구성되며, 각각 등압 가열, 등압 방열, 단열 압축, 단열 팽창의 과정으로 구성된다. Fig. 1은 본 연구에서 적용한 유기랭킨사이클 시스템을 도식화 한 것으로, 작동유체로는 일반적으로 시스템 시뮬레이션에 가장 많이 사용하는 냉매 R134a를 사용하였고¹⁰⁾, 시스템은 냉매 열교환기, 터빈, 해수 열교환기, 드럼, 저장 탱크, 냉매 급수 펌프, 냉매 순환 펌프로 구성되어 있다. 냉매 열교환기에서 복수기 폐열과 고온 열 교환을 하여 드럼에서 액체와 기체로 분리하고, 기체는 터빈을 지나 출력을 생산하여 해수 열교환기에 의해 저온 열 교환으로 응축된다. 그리고 저장 탱크를 지나 액

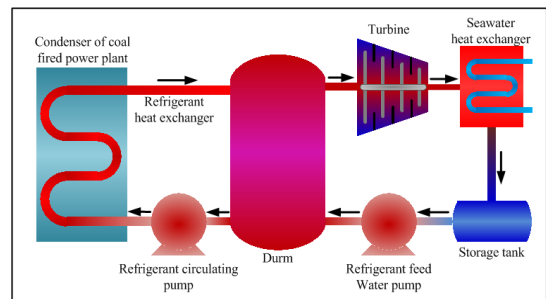


Fig 1 Schematic of organic Rankine cycle system

체만을 배출하여 냉매 급수 펌프에서 드럼의 유체 압력과 같이 압력을 높여 드럼으로 유입시키고, 드럼은 액체를 냉매 순환 펌프로 유입시켜 냉매 열교환기로 순환시킨다.

2.1 냉매 열교환기와 해수 열교환기

냉매 열교환기는 화력발전소의 복수기 폐열을 이용하여 작동유체를 액체에서 기체로 증발시키는 장치로, 복수기 폐열 온도가 낮아 작동유체를 완전히 기체로 상변화 시킬 수 없어 일부만 기체로 상변화가 진행된다. 해수 열교환기는 터빈에서 배출된 작동유체를 다시 액체로 응축시키는 장치이다. 각 설계 변수와 유체의 설계 조건은 Table 1과 같다.

열교환기 모델은 ϵ -NTU법의 대향류 형 유동배열을 적용하였다. 유용도 정의에 따라 계산하면 실제 열전달률을 결정할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-N(1+C))}{1 - C \times \exp(-N(1-C))} \quad (1)$$

Table 1 Specific of R134a, refrigerant heat exchanger, Steam, Seawater heat exchanger and seawater

Parameter	Value
Refrigerant mass flow rate (kg/s)	16
Refrigerant initial temperature (°C)	28
Refrigerant initial pressure (kPa)	727.3
Overall heat transfer coefficient at Refrigerant heat exchanger (W/m ² K)	442.6
Total surface to environment at Refrigerant heat exchanger (m ²)	116.7
Steam temperature (°C)	32.9
Steam mass flow rate (kg/s)	0.13
Steam pressure (kPa)	5
Overall heat transfer coefficient at Seawater heat exchanger (W/m ² K)	799.7
Total surface to environment at Seawater heat exchanger (m ²)	100
Seawater temperature (°C)	10
Seawater mass flow rate (kg/s)	60.7
Seawater pressure (kPa)	49.7

$$N = \frac{UA}{\dot{C}_{\min}} \quad (2)$$

$$C = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (4)$$

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{\max} \quad (5)$$

열교환기의 총합 열전달 계수는 통상적인 문헌에서의 증발기 값인 300~900W/m²K의 중간 값으로 결정하였고¹¹⁾, 면적은 튜브 개수 100개, 반경 30mm, 길이 6.2m를 기준으로 설계하였다.

2.2 드럼

냉매 열교환기를 통과한 작동유체는 드럼으로 유입되어 기체와 액체로 분리되어, 기체는 터빈으로, 액체는 터빈을 지나고 응축된 액체와 합쳐 냉매 순환 펌프로 보낸다. 드럼은 모델 라이브러리의 Tank 모델을 수정하여 사용하였고, 종류는 등온 모델을 이용하였다. 드럼에서 유출되는 유체의 가스는 상부로, 액체는 하부로 유출되는 것으로 가정하였다. 드럼의 식은 다음과 같다.

$$\frac{dn_{\text{tank}}}{dt} = \dot{n}_{\text{tank},i,n} - \dot{n}_{\text{tank},out} \quad (6)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{H}_{i,n} - \dot{H}_{out,1} - \dot{H}_{out,2} \quad (7)$$

2.3 터빈

유입된 기체로 압력차에 의해 발전하며, 등엔트로피 효율을 가정하였다. 터빈은 단열이면서 터빈 블레이드의 부식 위험성이 있으므로 반드시 기체만 흘러야 하고, 기체의 유출입량이 일정하도록 모델링하였

Table 2 Specification of ORC turbine

Parameter	Value
Turbine efficiency (%)	70
Inlet pressure (kPa)	727.3
Outlet pressure (kPa)	473.2

다. 터빈의 설계 조건은 복수기 폐열로 만들 수 있는 작동유체의 최대 압력을 기준으로 Table 2에 표시하였고, 터빈 해석 식은 다음과 같이 정리된다.

$$P_{mch} = \dot{m} \times \eta_s \times \Delta h_s \quad (8)$$

2.4 저장탱크

저장탱크는 응축된 작동유체가 지나고 액체만을 펌프로 보내는 역할을 한다. 모델은 정압 탱크를 가정하였으며 열손실을 무시하였다. 이때 냉매의 유출 입량은 일정하다고 가정하였다.

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} \quad (9)$$

2.5 냉매 급수 펌프와 냉매 순환 펌프

냉매 급수 펌프는 응축된 액체를 압축하여 드럼으로 유입시키고, 냉매 순환 펌프는 드럼에서 냉매 열교환기로 순환시킨다. 펌프 모델은 능동형으로 모터 회전수에 따라 요구 압력까지 승압이 가능하고, 주어진 압력과 회전수에 따른 유량을 출력하도록 모델링하였다. 펌프 모델은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{h_{out} - h_{in}}{\eta} = \frac{(p_{out} - p_{in})}{\eta \rho} \quad (10)$$

$$P_{mch} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta} \quad (11)$$

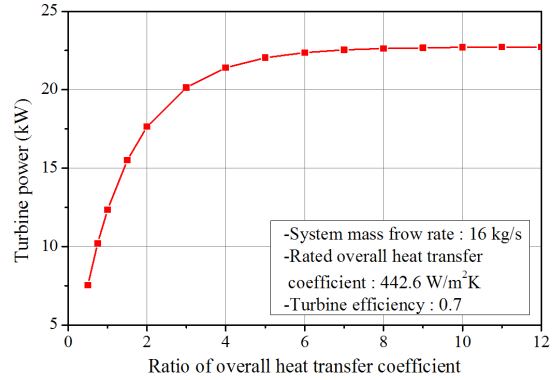


Fig. 2 Turbine power variation for rated heat transfer coefficient ratio

3. 결 과

폐열을 이용하는 경우 기존 시스템의 설계변형이 어렵기 때문에, 본 연구에서는 기존 폐열 제공 요소의 변형은 최소화하고, 열전달 면적을 고정할 경우 시스템 효율 등의 영향을 확인하는 민감도 분석을 위하여 각 조건의 냉매 열교환기의 총합열전달계수 비율을 변화시켜 시뮬레이션 하였다. 수증기 랭킨사이클과 달리 계수 비율에 따라 기체의 양이 변하기 때문에 시스템 효율 상승에 있어서 매우 중요하다.

$$R = \frac{UA_{simulation}}{UA_{rated}} \quad (12)$$

위 식은 총합열전달계수 비율로, 정격과 시뮬레이션의 총합열전달계수를 비교하여 나타내는 식으로 변수 R로 표현하였다.

Fig. 2는 기존 설계 조건에서 R값 증가에 따른 출력 그래프로, R값을 1에서 4까지 높일 때 출력은 약 1.7배 증가하였다. 하지만 6부터는 출력이 거의 일정하므로, 총합열전달계수와 터빈 출력이 정비례하여 증가하지 않고 일정 R값이 지나면 터빈 출력이 일정해지는 것을 알 수 있다.

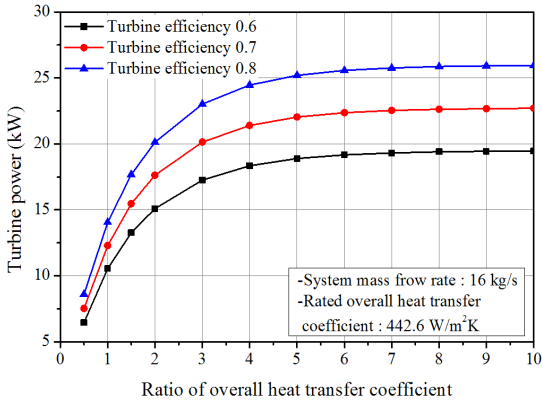


Fig. 3 Turbine power from turbine efficiency

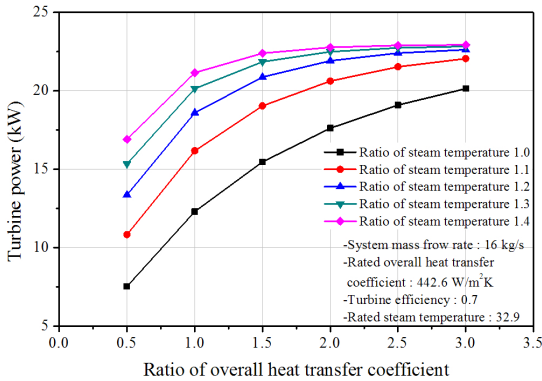


Fig. 4 Turbine power variation for rated steam temperature ratio

3.1 터빈 효율 변화

Fig. 3은 터빈 효율을 변화에 따른 출력을 나타낸다. 터빈 효율이 60%에서 70%로 증가할 때 출력이 1.16배, 70%에서 80%로 증가할 때 출력이 1.14배로 일정하게 증가하였고, 터빈 효율이 80%일 때 터빈 출력이 최대 26kW까지 생산되는 것을 알 수 있다.

3.2 복수기 스팀 온도 변화

복수기의 스팀 온도 변화에 따라 달라지는 터빈 출력을 Fig. 4에서 나타내었다. 스팀 온도와 R값이 높을수록 터빈 출력이 높아지다가, 스팀으로부터 얻을 수 있는 열에너지와 작동유체의 압력이 최대가

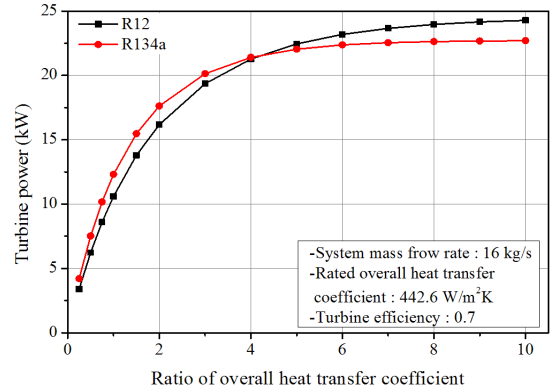


Fig. 5 Flexibility of operating fluid

Table 3 Property of the working fluid

Working fluid	Characteristic	Boiling point(°C) (727.3kPa)
R134a	-Boiling point is between steam and seawater temp.	27.8
R12		29.2
1-Buten	-Required high steam temperature	57.1
n-Propane	-Impossible liquefaction by seawater	13.8
R407C		7.9

되는 한계가 있어 터빈 출력이 최대 23kW로 일정하게 나타났다.

3.3 작동유체 비교

R12와 R134a가 작동유체일 때 Fig. 5에서와 같이 R값이 낮을 때 R134a의 터빈 출력이 더 높지만, 약 4부터는 R12의 터빈 출력이 더 높게 나타났다. R12는 R134a의 대체 전 냉매로서, 열역학적 물성치에 따라 온도에 따른 엔탈피 기울기가 다르기 때문에 R134a가 R12보다 엔탈피 차가 더 크다. 하지만 R134a는 R값이 약 4까지 포화상태에 도달하여 증기량이 일정해지는 반면, R12는 아직 포화상태에 도달하지 않았기 때문에 증기량이 증가하여 R12의 출력이 더 높아진다.

그 외 선정된 작동유체로는 1-Buten, n-Propane, R407C로 각 비등점과 특징을 Table 3에서 비교하

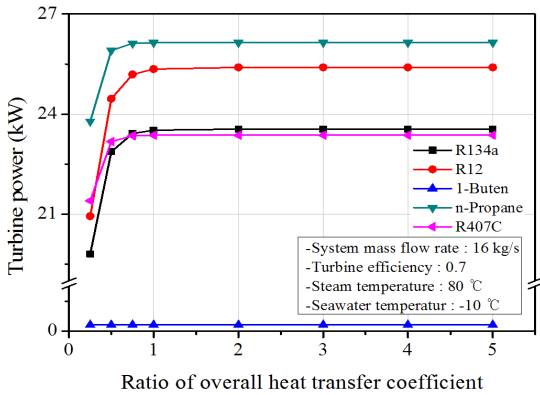


Fig. 6 Flexibility of operating fluid

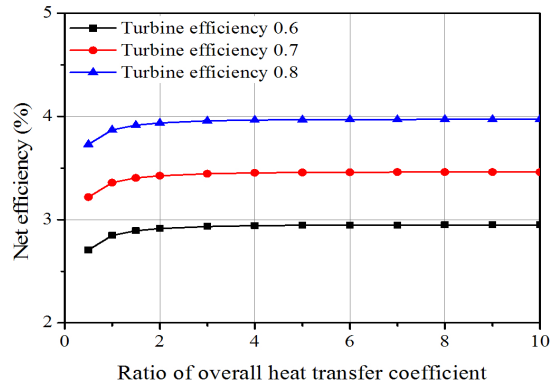


Fig. 8 System efficiency

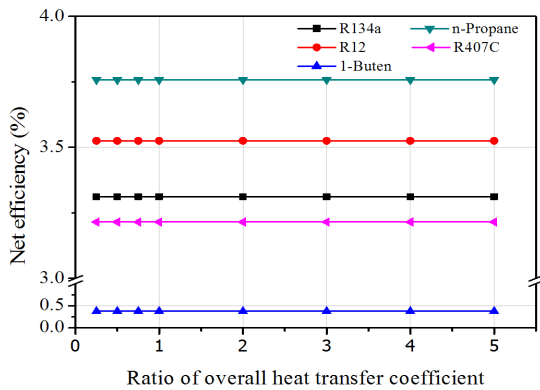


Fig. 7 Efficiency of operating fluid with pump power

고, 모든 작동유체가 터빈 출력을 동일한 조건 운전 하였으나 작동유체마다 비등점이 달라 증기로 상변화되는 양이 각각 달라 Fig. 6과 같이 작동유체 간 터빈 출력의 차이가 나타났다. 하지만 기본 설계 조건에서는 n-Propane과 R407C는 터빈에서 토출될 때의 온도가 응축기의 냉각수인 해수보다 낮아 응축시킬 수 없고, 1-Buten의 비등점이 복수기 스팀 온도보다 높아 1-Buten을 증발시키기 위한 스팀의 온도는 더 높아야한다. 따라서 기본 설계 조건에서 1-Buten, n-Propane, R407C는 터빈 출력을 얻을 수 없다. Fig. 7은 Fig. 6의 가정조건에 따른 시스템 효율로, 터빈 출력이 증가하는 만큼 복수기에서 전달받는 열량 또한 같은 비율로 증가하여 효율이 일정하게 나타났다.

3.4 시스템 효율

$$\eta = \frac{w_{turbine} - w_{feedpump} - w_{calculatingpump}}{h_{boiler,out} - h_{boiler,in}} \quad (13)$$

터빈 효율 변화에 따른 시스템 효율은 Fig. 8과 같이 나타난다. R값이 증가함에 따라 효율이 증가하다가 일정해지는 경향을 보이는데, 이는 터빈 출력과 펌프 소모 동력으로 설명할 수 있다. 모든 R값의 경우 펌프 소모 동력은 일정하지만, 터빈 출력은 일정 R값까지 증가하다가 일정해지기 때문에 이를 효율식으로 계산하면 Fig. 8과 같이 효율이 증가하다가 일정해지는 결과를 나타낸다.

4. 결론

본 연구에서는 화력발전용 복수기 폐열 회수를 위한 유기랭킨사이클 시스템 특성을 해석하였다.

- 1) 총합열전달계수 비율(R)이 높을수록 터빈출력이 증가하다가 일정 이상으로 높아지면 큰 변화폭 없이 일정하게 유지된다.
- 2) 터빈효율이 높을수록 터빈 출력량이 더 높고, 터빈 효율이 80%일 때 터빈 출력은 최대 약 26kW이다.

- 3) 복수기 스팀 온도가 높아질수록 터빈 출력이 증가하다가 총합열전달계수 비율(R)이 높아질수록 약 23kW으로 터빈 출력이 일정해진다.
- 4) 총합열전달계수 비율(R)이 증가할수록 시스템 효율은 증가하다 일정해지는 경향을 보였다.

따라서 터빈 출력이 최대치가 되는 부분까지 총합열전달계수 비율을 높여 유기랭킨사이클 시스템을 운전한다면 화력발전소 복수기의 온도를 효과적으로 낮추고, 부수적으로 전기를 생산하여 경제적인 효과를 높일 수 있다고 판단하였다.

후 기

이 논문은 2014년도 한국연구재단의 지역 혁신 인력 양성 사업(No.201206A0106312010100)과 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No.2011T100100378)입니다.

References

1. H. Kang, "Organic Ranking Cycle Development Technique", Journal of the KSME, Vol. 49, No. 9, 2009, pp. 47~51.
2. J. T. Park, "Use of Unutilized Energy and Problem", Journal of SAREK, Vol. 31, No. 5, 2002, pp. 9~13.
3. K. H. Kim, C. H. Han, and B. M. Kim, "Sutdy on Organic Rankine Cycle (ORC) for Maximum Power Extraction from Low-Temperature Energy Source", Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 31, No. 3, 2011, pp. 73~79.
4. Y. S. Lee, and W. Y. Lee, "Mechanical Energy from Low Temperature Heat using ORCS", Air conditioning Refrigerating engineering, Vol. 18, No. 1, 1989, pp. 29~35.
5. T. C. Hung, T. Y. Shai, and S. K. Wang, "A review of Organic Rankine Cycles(ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", Vol. 22, No. 7, 1997, pp. 661~667.
6. T. B. Seo, "Introduction of OTEC system", Journal of SAREK, Vol. 30, No. 1, 2001, pp. 18~24.
7. C. Carcasci, R. Rerraro, and E. Miliotti, "Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbine", Energy, Vol. 65, No. 1, 2014, pp. 91~100.
8. B. T. Liu, K. H. Chien, and C. C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", Energy, Vol. 29, No. 8, 2004, pp. 1207~1217.
9. C. Oh and Y. U. Song, "A Study on the Ship's ORC Power System using Seawater Temperature Difference", Journal of Navigation and Port Research, Vol. 36, No. 5, 2012, pp. 349~355.
10. J. I. Yoon, C. H. Son, S. M. Baek, H. J. Kim, and H. S. Lee, "Performance Comparison of R134a Organic Rankine Cycle (ORC) Using Hot Wastewater and Surface Seawater", Journal of KOSME, Vol. 36, No. 6, 2012, pp. 768~773.
11. A. F. Mills, "Basic Heat and Mass Transfer", 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, chap. 8.