

유기랭킨사이클을 이용한 병렬 열병합 발전시스템의 열역학적 이론 성능 특성

김경훈*

*금오공과대학교 기계공학과(khkim@kumoh.ac.kr)

Theoretical Characteristics of Thermodynamic Performance of Combined Heat and Power Generation with Parallel Circuit using Organic Rankine Cycle

Kim, Kyoung-Hoon*

*Dept. of Mech. Eng., Kumoh National Inst. Tech.(khkim@kumoh.ac.kr)

Abstract

In this study a novel cogeneration system driven by low-temperature sources at a temperature level below 190°C is investigated by first and second laws of thermodynamics. The system consists of Organic Rankine Cycle(ORC) and an additional heat generation as a parallel circuit. Seven working fluids of R143a, R22, R134a, R152a, iC₄H₁₀(isobutane), C₄H₁₀(butane), and R123a are considered in this work. Maximum mass flow rate of a working fluid relative to that of the source fluid and optimum turbine inlet pressure are considered to extract maximum power from the source. Results show that due to a combined heat and power generation, both the efficiencies by first and second laws can be significantly increased in comparison to a power generation, however, the second law efficiency is more reasonable in the investigation of cogeneration systems. Results also show that the working fluid for the maximum system efficiency depends on the source temperature.

Keywords : 유기랭킨사이클(Organic Rankine cycle), 열병합생산(Combined heat and power), 병렬연결(Parallel circuit), Patel-Teja 상태방정식(Patel-Teja equation of state)

기 호 설 명

c_p	: 비열 (kJ/kg°C)	e	: 엑서지 (kJ/kg)
h	: 엔탈피 (kJ/kg)	\dot{m}	: 열원유체에 대한 유량비
		P	: 압력 (MPa)
		P_H	: 터빈입구압력 (MPa)

투고일자 : 2011년 9월 16일, 심사일자 : 2011년 9월 17일, 게재확정일자 : 2011년 12월 12일
교신저자 : 김경훈(khkim@kumoh.ac.kr)

q	: 열전달 (kJ/kg)
T	: 온도 (K, °C)
T_L	: 응축 온도 (°C)
T_{S0}	: 열원 입구 온도 (°C)
s	: 엔트로피 (kJ/kg °C)
w_{net}	: 순생산일 (kJ/kg)
β	: 공정열비
ΔT_{PP}	: 핀치포인트 (°C)
η_p	: 펌프 등엔트로피 효율
η_t	: 터빈 등엔트로피 효율
η_{th}	: 열효율
η_{II}	: 엑서지 효율
ω	: 이심인자

참 자

0	: 사장상태
c	: 임계조건
h	: 공정열
s	: 열원
w	: 작동유체

1. 서 론

현재 에너지에 관련된 가장 주된 문제의 하나가 미래의 전기 수요에 어떻게 대처할 것인가인데, 태양에너지나 지열 등 신재생 에너지 활용의 확대가 이 수요를 대처하는 데에 큰 역할을 할 것으로 기대하고 있다. 하지만 지금까지 많은 종류의 신재생 에너지가 개발되고 있으나 경제성 확보가 쉽지 않으며 환경문제 등 많은 문제들이 산적해 있다. 저등급 열원을 사용하는 신재생 에너지 시스템의 경제성을 획기적으로 올릴 수 있는 방법 중의 하나가 유기랭킨사이클을 이용한 열병합 발전이다.

유기랭킨사이클(ORC)은 작동유체로 물 대신에 냉매나 탄화수소를 주로 쓰는 동력 시스템으로서 저등급 에너지를 효과적으로 활용할 수 있는 방법으로 최근 들어 세계적으로 크게 주목받고 있다¹⁻⁴⁾. 열병합 발전이란 하

나의 프로세스에서 전기 또는 기계 동력과 열 에너지의 두 형태를 생산하는 것이다.

Dresher 등⁵⁾은 바이오매스를 활용하는 열병합 유기랭킨사이클의 성능 특성에 대해 연구하였으며, Desai 등⁶⁾은 열병합 발전을 위한 ORC의 사이클 구성에 따른 최적 조건에 대해 연구하였다. 시멘트 공장에서 에너지 비용은 총 생산비의 약 50~60% 정도 차지하는데 Wang 등⁷⁾은 시멘트 공장에서 단일 플래쉬 증기 사이클, 이중압 증기사이클, Kalina 사이클 및 ORC에 의한 열병합 사이클을 비교 해석하였으며 이 중에서 Kalina 사이클을 이용한 시스템이 가장 성능이 좋다는 사실을 보고하였다. Mago 등⁸⁾은 미국내 6개 지역의 전형적인 소형 상업 건물에서 비교 검토한 결과 24시간 ORC를 이용한 열병합 발전 시스템은 일반 열병합 발전 시스템에 비해 평균 비용, PEC (Primary Energy Consumption), CDE (Carbon Dioxide Emission)가 각각 25.9%, 26.1% 및 26.5%가 감소한다는 사실을 보고하였다.

Guo 등⁹⁻¹⁰⁾은 지열에 의해 구동되는 열병합 ORC에서 주위온도나 증발온도에 따른 시스템의 성능 특성 변화에 대해 연구하였으며 Raj 등¹¹⁾은 태양에너지 등 신재생 에너지의 열병합 발전에 관한 연구들을 정리하였다. Heberle 등¹²⁾은 지열을 이용하는 직렬 및 병렬 연결 열병합 ORC에서 공정열 공급량이 6.875 MW인 경우에 isobutane, isopentane, R227ea, R245fa의 네 가지 작동유체에 대해 열원온도와 열원공급온도에 따른 시스템의 성능 특성에 대해 해석하였다. 이들은 전기를 생산하는 ORC 시스템의 엑서지 효율이 최대가 되는 최적의 터빈입구압력은 R227ea가 가장 높고 isopentane이 가장 낮음을 보였다. 또한 직렬연결에서는 isopentane같은 임계온도가 높은 작동유체가 유리하며 병렬연결에서는 isobutane과 같은 임계온도가 낮은 작동유체가 유리함을 보였다.

본 연구에서는 태양에너지나 지열 등의 저등급 열원을 이용한 열병합 ORC에서 작동유체에 따른 시스템의 성능 특성에 대해 분석한다. 주어진 열원으로부터 최대 동력을 생산하기 위한 터빈입구압력 조건에 대해 조사하고, 동력 생산과 공정열이 병렬로 연결되었을 때 엑서지 해석을 기초로 하여 ORC 및 열병합 전체 시스템에서 공정열비와 열원온도의 변화에 따른 시스템의 성능 특성의 변화에 대해 분석한다. 특히 열원 온도에 따라 최적의 엑서지 효율을 보이는 작동유체가 달라지는 사실을 보인다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 그림 1에서 보는 바와 같이 저온 열원을 이용하여 전기를 생산하는 ORC와 공정열이 병렬로 연결된 열병합 시스템을 고려한다. 온도 T_{S0} 의 열원 유체 1 kg이 공급될 때 공정열에 β kg이 공급되고 나머지 $1-\beta$ kg은 ORC에 공급하며 ORC는 펌프, 예열기, 증발기, 터빈 그리고 응축기로 구성된다.

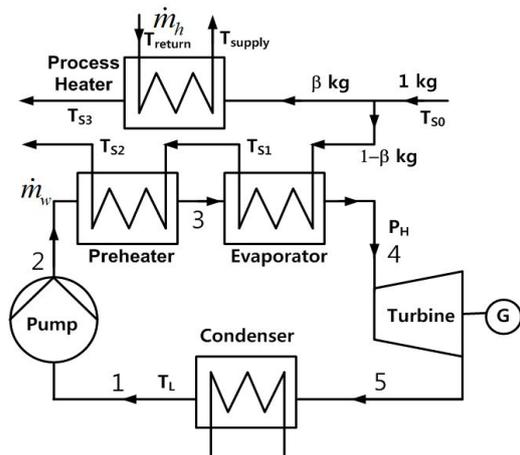


그림 1. 시스템 개략도

저온 열원을 활용하는 ORC에서 작동유체의 과열은 열교환기에서 비가역성의 증가를

초래하고 이는 엑서지 효율의 감소로 이어질 수 있기 때문에¹³⁾ 본 연구에서는 터빈 입구에서의 작동유체는 포화증기로 가정한다¹²⁾. 또한 최근들어 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력을 초과하는 초임계 (supercritical) 또는 천이임계 (transcritical) ORC 시스템³⁻⁴⁾에 대한 관심이 높아지고 있으나 아직 이들에 대한 연구는 초기 단계라 할 수 있다. 본 연구에서는 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력에 비해 낮게 유지되는 아임계 (subcritical) 사이클을 대상으로 하며, 임계압 근방에서 열교환기의 운전 특성 때문에 터빈입구압력 P_H 는 임계압력의 90% 이내로 제한한다¹²⁾. 기타 기본적인 가정은 다음과 같다.

- (1) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화액이다.
- (2) 예열기, 증발기, 공정열교환기 등의 열교환기에서 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치포인트 ΔT_{pp} 로 운전된다.
- (3) 공정열은 공급온도 T_{supply} 로 공급돼서 회수온도 T_{return} 으로 회수된다.
- (4) 펌프와 터빈 이외 압력변화는 무시한다.

시스템의 저압과 증발온도는 각각 응축온도 T_L 과 터빈입구압력 P_H 에서 작동유체의 포화압력과 포화온도로 각각 결정된다. 시스템의 작동유체에 대한 온도나 압력 조건 등이 주어졌을 때 작동유체의 유량이 증가할수록 열원 공기의 온도는 내려가다가 열교환기 내에서 열원 공기와 작동유체와의 온도차의 최소값이 핀치포인트 ΔT_{pp} 에 도달했을 때 열원 유체에 대한 작동유체의 유량비 \dot{m}_w 가 최대가 되며 다음과 같이 구할 수 있다^{12,16)}.

$$T_{s1} = T_3 + \Delta T_{pp} \quad (1)$$

$$\dot{m}_w = \frac{(1-\beta)c_{ps}(T_{s0} - T_{s1})}{h_4 - h_3} \quad (2)$$

여기에서 h 는 작동유체 단위질량당 엔탈피이

고 c_{ps} 는 열원유체의 비열이다. 공정열 교환기에서도 공정열 q_h 와 열원유체 유량에 대한 공정열 유체의 유량비 \dot{m}_h 도 다음과 같이 유사하게 구할 수 있다^{12,16)}.

$$T_{s3} = T_{return} + \Delta T_{pp} \quad (3)$$

$$q_h = \beta c_{ps}(T_{s0} - T_{s3}) \quad (4)$$

$$\dot{m}_h = \frac{q_h}{c_{ph}(T_{supply} - T_{return})} \quad (5)$$

열원유체 단위질량을 기준으로 하여 엑서지 유입량 e_{in} 과 ORC 시스템에서 엑서지 e 와 열유입량 q_{in} 및 순생산일 w_{net} 는 다음과 같이 구할 수 있다^{12,16)}.

$$e_{in} = c_{ps} \left[T_{s0} - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_{s0}}{T_0} \right) \right] \quad (6)$$

$$e = \dot{m}_w [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (7)$$

$$q_{in} = \dot{m}_w (h_4 - h_2) \quad (8)$$

$$w_{net} = \dot{m}_w [(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)] \quad (9)$$

공정열에 의한 엑서지 공급 e_h 와 열역학 1법칙에 의한 열효율 η_{th} 및 2법칙에 의한 엑서지 효율 η_{II} 은 다음과 같이 쓸 수 있다^{12,16)}.

$$e_h = c_{ph} \left[T_{supply} - T_{return} - T_0 \ln \left(\frac{T_{supply}}{T_{return}} \right) \right] \quad (10)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net} + q_h}{q_{in} + q_h} \quad (11)$$

$$\eta_{II} = \frac{w_{net} + e_h}{e_{in}} \quad (12)$$

식 (6)과 (10)에서 사장상태 온도 T_0 와 로그안의 온도는 절대온도로 표시된다.

본 연구에서는 작동유체로서 R143a, R22, R134a, R152a, iC_4H_{10} (isobutane), C_4H_{10} (butane), R123 등 일곱가지 물질을 대상으로 하는데 여기에서 작동유체는 임계온도가 낮은 순이다. 또한 본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 ORC의 열역학 상태량들을 계산한다^{1,14)}.

4. 결과 및 토의

본 연구에서 시스템 주요 변수들의 기본값으로 $T_{s0} = 120^\circ\text{C}$, $T_L = 25^\circ\text{C}$, $\eta_p = 0.75$, $\eta_t = 0.75$, $T_{supply} = 75^\circ\text{C}$, $T_{return} = 50^\circ\text{C}$, $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$, $T_0 = 288.15\text{K}$ 를 사용한다.

시스템이 순진히 발전만 할 경우에(즉 $\beta=0$ 일 때) 시스템의 터빈입구 상대압력, 즉 임계

표 1. 작동유체의 열역학 기본 데이터¹⁶⁾

substance	M (kg/kmol)	Tc (K)	Pc (bar)	ω
R143a	84.041	346.25	37.58	0.253
R22	86.468	369.30	49.71	0.219
R134a	102.031	380.00	36.90	0.239
R152a	66.051	386.60	44.99	0.263
iC_4H_{10}	58.123	408.14	36.48	0.177
C_4H_{10}	58.123	425.18	37.97	0.199
R123	136.467	456.90	36.74	0.282

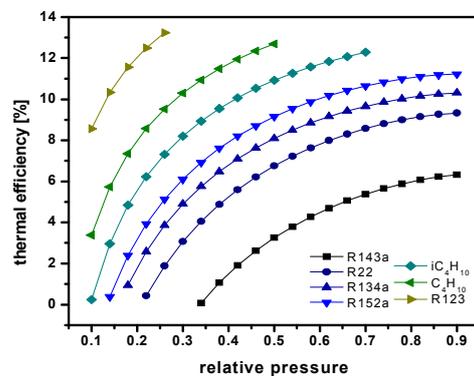


그림 2. 상대압력에 따른 열효율의 변화

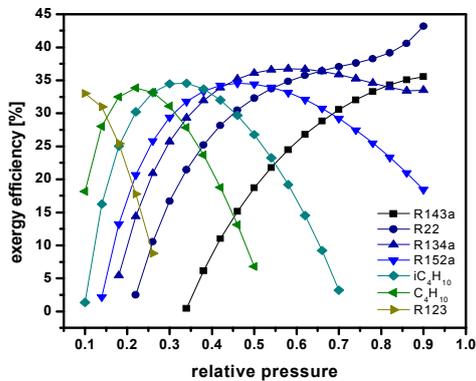


그림 3. 상대압력에 따른 엑서지 효율의 변화

압력에 대한 터빈입구압력의 비가 0.1에서 0.9까지 변화할 때 열역학 1법칙에 의한 열효율과 2법칙에 의한 엑서지 효율이 그림 2와 그림 3에 보여준다. 그림 2에서 시스템의 열효율은 시스템의 열유입에 대한 순생산일의 비로 정의되며, 작동유체의 터빈입구압력이 증가함에 따라 단순 증가한다. 또한 열효율은 같은 터빈입구 상대압력에서 작동유체의 임계온도가 높을수록 높아져서 R123이 가장 높고 R143a가 가장 낮다.

엑서지 효율은 ORC 시스템에서 열원 유체에 의한 엑서지 유입량에 대한 시스템 순일의 비로 정의된다. 그림 3에서 엑서지 효율은 터빈입구 상대압력이 증가함에 따라 임계온도가 낮은 R143a나 R22같은 경우에는 단순 증가하나 R134a 등 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 터빈입구압력에 대해 최고값을 가짐을 보여준다. ORC의 엑서지 효율이 최대가 되는 최적 터빈입구 상대압력(임계압력에 대한 터빈입구압력의 비)은 임계온도가 높아질수록 낮아지다가 R123과 같이 임계온도가 매우 높은 작동유체에서는 해석 영역에서 단순 감소한다.

그림 4에서는 최적 터빈입구압력은 열원 입구온도에 따라 증가하다가 운전 압력의 상한치인 임계압력의 90%에 도달하게 되며, 상한치에 도달하는 최적 터빈입구압력은 임계온도가 높을수록 높아진다.

최적 터빈입구압력 조건에서 열원 유체의

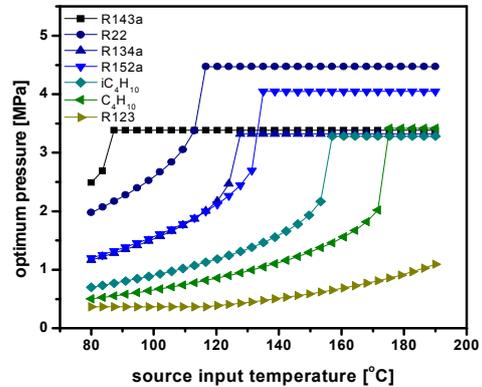


그림 4. 열원온도에 따른 최적압력의 변화

단위질량당 ORC의 순생산일은 그림 5에서 보는 바와 같이 열원온도에 따라 증가한다. 이는 열원유체의 단위질량당 순생산일은 열원유체 질량유량에 대한 ORC 작동유체의 질량유량비와 작동유체 단위질량당 순생산일의 곱으로 정의되는데, 열원 온도의 상승에 따라 작동유체의 증발온도와 차이 커지면서 열교환기에서 질량유량비도 증가하며, 또한 최적 터빈입구압력이 증가함에 따라 터빈에서의 팽창이 커지면서 작동유체 단위질량당 순생산일도 증가하기 때문이다.

한편 일부 작동유체에서 순생산일이 열원 온도에 따라 급격히 증가하는 영역이 존재한다.

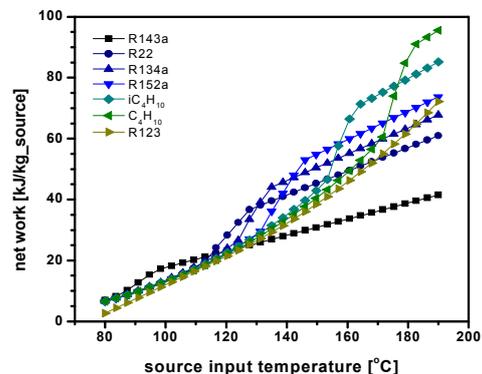


그림 5. 열원온도에 따른 최적압력에서 순생산일

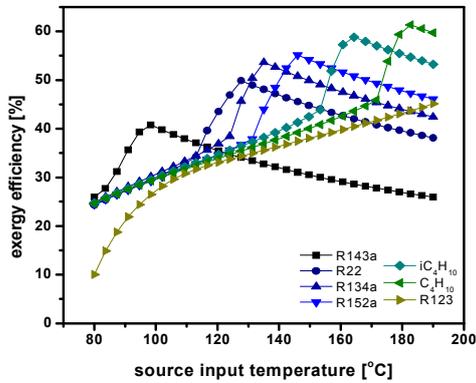


그림 6. 열원온도에 따른 최적압력에서 엑서지 효율

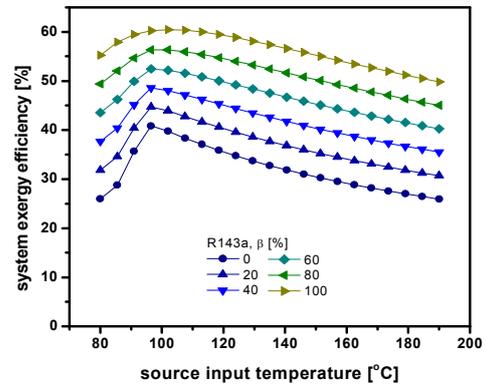


그림 7. 열원온도와 공정열비에 따른 시스템의 엑서지 효율의 변화(R143a)

이러한 현상은 다음과 같이 설명할 수 있다. 열원 온도의 상승에 따라 최적 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력에 가까워지면 증발 잠열이 급격히 작아지게 되면서 열원 온도 상승에 대한 최적 터빈입구압력의 상승률이 급격하게 커지게 된다. 본 연구에서 열교환기의 용량은 열교환기 내에서 고온 및 저온 유체의 최저 온도차가 핀치포인트에 도달한다는 조건으로 해석을 수행했기 때문에 이 영역에서 열원 유체에 대한 작동유체의 질량유량비 상승률이 급격히 커져서 결국 작동유체의 순생산일이 급격히 상승하게 된다.

또한 그림 6에서는 최적 터빈입구압력 조건에서 ORC 시스템의 엑서지 효율은 열원 온도에 대해 피크값을 가질 수 있음을 보여준다. 이는 ORC 시스템의 엑서지 효율이 순생산일에 대한 열원유체에 의한 엑서지 공급량의 비로 정의되는데, 열원 온도가 상승함에 따라 시스템의 공급도 증가하지만 순생산일도 증가하며, 순생산일은 그림 5에서 보는 바와 같이 그 상승률이 열원온도가 높아지면 낮아지기 때문이다. 또한 순생산일이나 엑서지 효율은 낮은 열원온도에서는 임계온도가 낮은 작동유체가 크고 높은 열원온도에서는 그 반대가 되어, 열원온도에 따라 가장 큰 출력이나 높은 엑서지 효율을 내는 작동유체가 달라짐을 알 수 있다.

그림 7에서는 작동유체가 임계온도가 가장 낮은 R143a일 때 열원온도와 공정열비 β 에 따른 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 열효율은 기계동력과 열전달을 구별하지 않고 에너지의 양만을 고려하기 때문에 시스템의 열효율은 열원온도에는 크게 영향을 받지 않고 공정열의 비율이 높을수록 거의 비례해서 증가해서 극단적으로 공정열만을 공급하면($\beta = 1$) 시스템의 열효율은 100%가 된다. 이에 비해 엑서지 효율은 열원온도에 대해 최적값을 가지며 공정열비가 증가함에 따라 감소하는데, 이는 저온 열원을 이용한 발전이 효율이 떨어지기 때문이다.

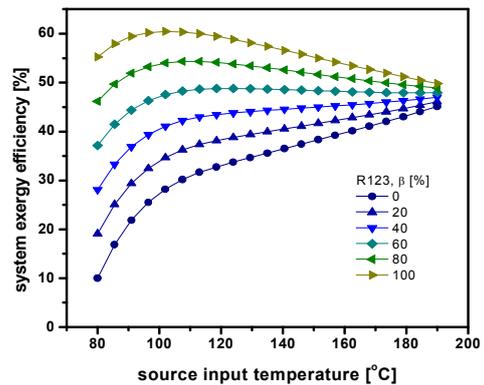


그림 8. 열원온도와 공정열비에 따른 시스템의 엑서지 효율의 변화(R123)

따라서 저온 열원을 이용한 시스템 성능 해석에서 열역학 1법칙에 의한 열효율보다 2법칙에 의한 엑서지 해석이 보다 합리적이다. 그림 8에서는 작동유체가 임계온도가 가장 높은 R123인 경우에 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 이 경우 엑서지 효율은 공정열비가 낮은 범위에서는 열원온도에 따라 단순 증가하다가 공정열비가 높은 범위에서는 최대값을 갖는다. 또한 공정열비에 따른 엑서지 효율의 차이는 열원온도가 높아질수록 작아진다.

5. 결론

본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

- (1) 고정된 열원온도에서 시스템의 열효율은 터빈입구압력에 따라 증가하지만 엑서지 효율은 터빈입구압력에 대해 최적값을 가지며, 최적 터빈입구압력 조건에서 엑서지 효율은 열원온도에 대해 최적값을 갖는다.
- (2) 열원온도가 182°C, 165°C, 145°C, 135, 125°C, 95°C로 낮아지면 엑서지 효율이 최대가 되는 작동유체는 각각 C₄H₁₀, iC₄H₁₀, R152a, R134a, R22 및 R143a로서 작동유체의 임계온도가 낮아지며 최고 엑서지 효율은 각각 62%, 60%, 55%, 53%, 50%, 40%가 된다.
- (3) 공정열비가 높아질수록 시스템의 엑서지 효율이 높아지나 임계온도가 높은 작동유체의 경우 열원온도가 높아질수록 공정열비에 따른 차이는 감소한다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2010-0007355)

참 고 문 헌

1. 김경훈, 한철호, 김기만, 저온열원으로부터 최대 동력을 생산하기 위한 유기랭킨사이클(ORC)에 관한 연구, 한국태양에너지학회논문집, Vol. 31, 2011, pp.73-79.
2. Kim K. H, Thermodynamic performance of regenerative organic Rankine cycles, WASET, 2011, in printing.
3. Kim K. H, Effects of superheating on thermodynamic performance of organic Rankine cycles, WASET, Vol. 78, 2011, pp. 422-425.
4. Kim K. H, Han C.H, Analysis of trans-critical organic Rankine cycles for low-grade heat conversion, Advanced Science Letters, 2011, in printing.
5. Drescher U, Brueggemann D, Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants, App. Therm. Eng., Vol. 27, 2007, pp. 223-228
6. Desai N. B, Bandyopadhyay S, Process integration of organic Rankine cycle, Energy, Vol. 34, 2009, pp. 1674-1686.
7. Wang J, Dai Y, Gao L, Exergy analysis and parametric optimization for different cogeneration power plants in cement industry, App. Energy, Vol. 86, 2009, pp. 941-948.
8. Mago P. J, Hueffed A, Chamra L.M, Analysis and optimization of the use of CHP-ORC systems for small commercial buildings, Energy and Buildings, Vol. 42, 2010, pp. 1491-1498.
9. Guo T, Wang H. X, Zhang S. J, Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources, Energy, Vol. 36, 2011, pp. 2639-2649.

10. Guo T, Wang H. X, Zhang S. J, Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally- powered ORC based cogeneration system, *Energy Convs. Mgmt.*, Vol. 52, 2011, pp. 2384-2391.
11. Raj N. T, Iniyan S, Goic R, A review of renewable energy based co- generation technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, 2011, pp. 3640-3648.
12. Heberle F, Brueggemann D, Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation, *App. Therm. Eng.*, Vol. 30, 2010, pp. 1326-1332.
13. Mago P. J, Chamra L. M, Srinivasan K, Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *App. Therm. Eng.*, Vol. 28, 2008, pp. 998-1007.
14. Gao J, Li L. D, Zhu Z. Y, Ru S. G, Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule, *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 224, 2004, pp. 213- 219.
15. Cengel Y. A, Boles MA, *Thermo- dynamics, an engineering approach*, 7th., McGraw-Hill, 2008
16. Yaws C. L, *Chemical properties handbook*, McGraw-Hill, 1999.