

유기랭킨사이클을 이용한 직렬 열병합 사이클의 성능 특성

김경훈*, 정영관*[†]

*금오공과대학교 기계공학과

Performance Characteristics of Combined Heat and Power Generation with Series Circuit Using Organic Rankine Cycle

KYOUNGHOON KIM*, YOUNGGUAN JUNG*[†]

**Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
61 Daehakro, Gyeongbuk, 730-701, Korea*

ABSTRACT

A combined heat and power cogeneration system driven by low-temperature sources is investigated by the first and second laws of thermodynamics. The system consists of Organic Rankine Cycle (ORC) and an additional process heater as a series circuit. Seven working fluids of R152a, propane, isobutane, butane, R11, R123, isopentane and n-pentane are considered in this work. Maximum mass flow rate of a working fluid relative to that of the source fluid is considered to extract maximum power from the source. Results indicate that the second-law efficiency can be significantly increased due to the combined heat and power generation. Furthermore, higher source temperature and lower turbine inlet pressure lead to lower second-law efficiency of ORC system but higher that of combined system. Results also show that the optimum working fluid varies with the source temperature.

KEY WORDS : Organic rankine cycle(ORC, 유기랭킨사이클), CHP(열병합), Series circuit(직렬연결), Second law of thermodynamics(열역학 제2법칙)

Nomenclature

c_p : specific heat, kJ/kg $^{\circ}$ C
 e : specific exergy, kJ/kg
 h : specific enthalpy, kJ/kg
 m : flow ratio of fluid, kg/kg(s)
 P : pressure, MPa

P_H : turbine inlet pressure, MPa
 q : specific heat transfer, kJ/kg
 s : specific entropy, kJ/kg $^{\circ}$ C
 T : temperature, K or $^{\circ}$ C
 T_L : condenser exit temperature, $^{\circ}$ C
 T_{s0} : source input temperature, $^{\circ}$ C
w_{net} : specific net work, kJ/kg
 ΔT_{pp} : pinch point, $^{\circ}$ C
 η_p : isentropic efficiency of pump
 η_t : isentropic efficiency of turbine

[†]Corresponding author : jy_g_kr@kumoh.ac.kr

[접수일 : 2011.9.29 수정일 : 2011.10.11 게재확정일 : 2011.10.21]

η_{th} : thermal efficiency
 η_{II} : second-law efficiency
 ω : eccentric factor

Subscripts

0 : dead state
 c : critical
 h : process heat
 s : source
 w : working fluid

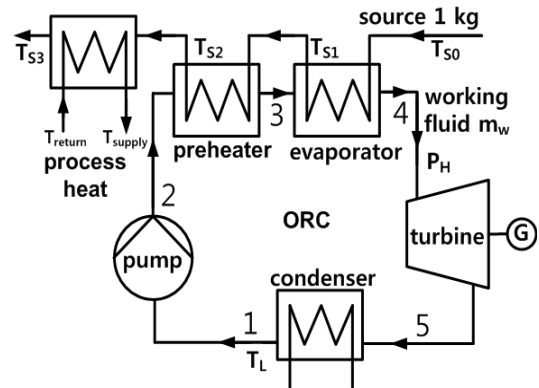


Fig. 1 Schematic diagram of the system

1. 서 론

저온의 지열원은 환경 친화적으로서 산업체나 지역난방, 수영장, 온실, 의료치료 등 다양한 용도로 사용이 확대되고 있다. 그러나 많은 경우에 지열원의 온도는 난방을 위한 공급 온도보다 훨씬 높아서 비효율성과 비가역성이 매우 큰 실정이다. 이러한 비효율성을 극복하기 위한 유망한 방안 중의 하나가 저온 열원으로 난방을 하기 전에 유기랭킨사이클(organic rankine cycle; ORC)을 이용해 전기를 생산하는 것, 즉 열병합(combined heat and power; CHP) 생산을 이용하는 것이다^{1,2)}.

열병합 발전이란 하나의 프로세스에서 전기 또는 기계 동력과 열에너지의 두 가지 형태를 생산하는 것으로서 그 개념이 오래된 것이기는 하지만 에너지 효율을 획기적으로 올릴 수 있는 검증된 방법이다. 최근 들어 에너지의 위기를 맞이하여 저온 열원을 이용하여 효율적으로 발전할 수 있는 ORC의 기술 개발³⁻⁷⁾과 함께 더욱 확대될 것으로 예측된다.

Raj 등¹⁾은 바이오매스, 태양에너지, 연료전지 등 신재생 에너지의 열병합 관련 연구들을 정리하고 105개의 참고문헌을 소개하고 있다. Guo 등²⁾은 지열원을 이용한 열병합 발전 시스템에서 특히 핀치 포인트(pinch point), 펌프나 터빈 등의 효율이 시스템의 열효율에 미치는 영향에 대한 분석을 수행하였다. Dresher 등⁸⁾은 바이오매스를 활용하는 열병합 유기랭킨사이클의 성능 특성에 대해 연구하였으며, Desai 등⁹⁾은 열병합 발전을 위한 ORC의 사이

클 구성에 따른 최적 조건에 대해 연구하였다. 시멘트 공장에서 에너지 비용은 총 생산비의 약 50~60% 정도 차지하는데 Wang 등¹⁰⁾은 시멘트 공장의 열병합 ORC에 대해 조사하였다. Mago 등¹¹⁾은 소형 상업 건물에서 ORC를 활용한 열병합 발전에 대해 검토하였다. Guo 등¹²⁾은 지열에 의해 구동되는 열병합 ORC에서 주위온도나 증발온도에 따른 시스템의 성능 특성의 변화에 대해 연구하였다. Heberle 등¹³⁾은 지열을 이용한 열병합 ORC에서 엑서지를 기초로 한 작동유체의 영향을 연구하였다.

연구에서는 저온 열원을 이용한 열병합 ORC에서 작동유체에 따른 시스템의 성능 특성을 열역학 제1법칙과 제2법칙의 관점에서 비교 분석한다. 저온 열원의 활용을 위한 ORC에 많이 쓰이는 일곱가지 작동유체에 대해 열원으로부터 최대 동력을 생산하기 위한 작동유체의 최대 유량조건에 대해 조사하고, 열원 온도와 터빈입구압력의 변화에 따른 ORC의 발전 부문과 열병합 시스템 전체의 열역학 제1법칙과 제2법칙 효율에 대한 영향을 분석한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 응축기, 펌프, 예열기, 증발기와 터빈으로 구성된 ORC와 직렬로 연결된 공정열교환기로 구성된 열병합 시스템에 대해 분석한다. 본 연구에서 기본적인 가

정은 다음과 같다.

- 1) 터빈입구에서 작동유체는 터빈입구압력 P_H 의 포화증기이며 터빈입구압력은 임계압력의 0.9 배를 초과하지 않는다¹³⁾.
- 2) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화 액이다.
- 3) 예열기, 증발기, 공정열교환기 등의 열교환기에서 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치포인트 ΔT_{pp} 로 운전된다.
- 4) 공정열은 공급온도 T_{supply} 로 공급돼서 회수온도 T_{return} 으로 회수된다¹³⁾.
- 5) 펌프와 터빈 이외 압력변화는 무시하며 열원 유체와 공정열 유체는 온수이다.

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 열원유체에 대한 작동유체의 유량비 m_w 가 최대가 되며 다음과 같이 구할 수 있다.

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

$$m_w = \frac{c_{ps}(T_{s0} - T_{s1})}{h_4 - h_3} \quad (2)$$

여기에서 h 는 작동유체의 단위질량당 엔탈피이고 c_{ps} 는 열원유체의 비열이다. 공정열 교환기에서도 공정열 q_h 와 열원유체 유량에 대한 공정열 유체의 유량비 m_h 도 유사하게 구할 수 있다.

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

$$q_h = c_{ps}(T_{s2} - T_{s3}) \quad (4)$$

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

열원유체 단위질량을 기준으로 하여 엑서지 유

입량 e_{in} 과 ORC 시스템에서 엑서지 e 와 열유입량 q_{in} 및 순생산일 w_{net} 는 다음과 같이 구할 수 있다.

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

$$e = m_w [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (7)$$

$$q_{in} = m_w(h_4 - h_2) \quad (8)$$

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

공정열에 의한 엑서지 공급 e_h 와 열역학 제1법칙에 의한 열효율 η_{th} 및 제2법칙에 의한 엑서지 효율 η_{II} 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

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

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

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

작동유체로서 R152a, C₃H₈(propane), iC₄H₁₀ (iso-butane), C₄H₁₀(butane), R11, R123, iC₅H₁₂(isopentane) 및 nC₅H₁₂(n-pentane)의 일곱가지 작동유체를 대상으로 하며 여기에서 작동유체는 임계온도가 낮은 순이다. 본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 다음과 같은 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 ORC의 열적 성능을 해석한다³⁾.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b) + c(v-b)} \quad (13)$$

Patel-Teja식으로 작동유체의 열역학적 상태량들을 계산하는 데에 필요한 분자량, 임계온도, 임

Table 1 Basic data for working fluids

Substance	M (kg/kmol)	Tc (K)	Pc (MPa)	ω
R152a	66.051	386.60	4.499	0.263
C ₃ H ₈	44.096	396.82	4.249	0.152
iC ₄ H ₁₀	58.123	408.14	3.648	0.177
C ₄ H ₁₀	58.123	425.18	3.797	0.199
R123	136.467	456.90	3.674	0.282
iC ₅ H ₁₂	72.150	462.43	3.381	0.228
nC ₅ H ₁₂	72.150	433.78	3.178	0.196

계압력, 이심인자 등 기본적인 열역학적 성질들은 Table 1에 주어진다.

3. 결과 및 토의

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

ORC에서 터빈입구압력이 주어졌을 때 열원유체 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량의 비 m_w 가 증가할수록 열원유체와 작동유체의 온도차가 감소한다. 두 유체의 최소 온도차가 핀치포인트에 도달

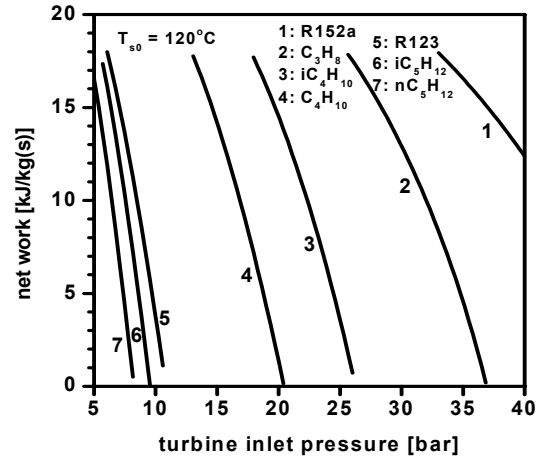


Fig. 3 Net work per unit mass of source fluid for various turbine inlet pressures

할 때 질량유량비 m_w 는 최대가 된다. Fig. 2에서는 각 작동유체에 대해 터빈입구압력이 변화할 때 최대 질량유량비의 변화를 보여준다. 질량유량비는 터빈입구압력의 증가에 따라 0까지 감소하는데, 이는 터빈입구압력이 증가하면 증발온도가 상승하여 열원유체의 온도 강하가 줄어들기 때문이다. 증발온도와 열원입구온도와의 차이가 핀치포인트에 접근하면 질량유량비는 0에 접근한다.

이와는 반대로 터빈입구압력이 낮아지면 열원온

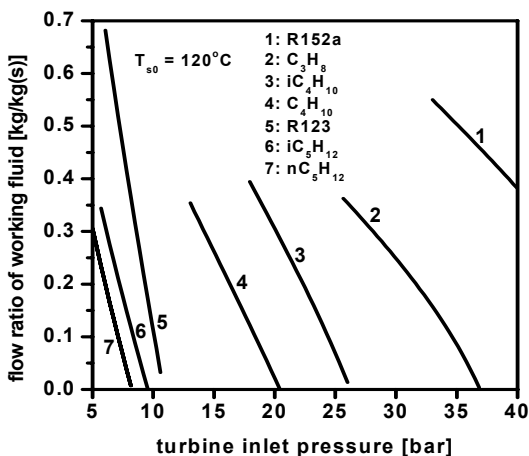


Fig. 2 Maximum flow ratio of working fluid to that of source fluid for various turbine inlet pressures

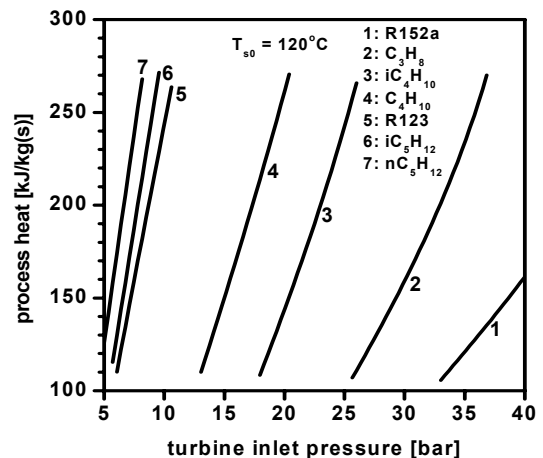


Fig. 4 Process heat transfer per unit mass of source fluid for various turbine inlet pressures

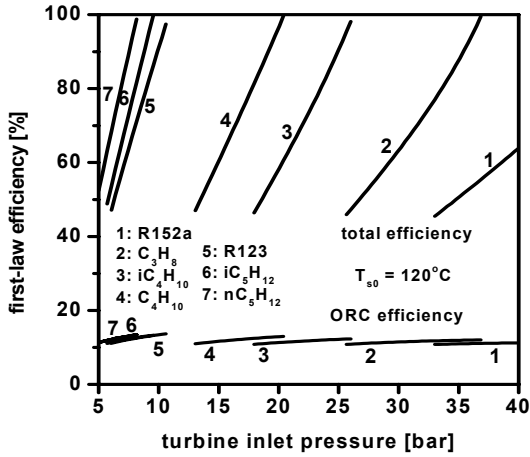


Fig. 5 First-law efficiency for various turbine inlet pressures

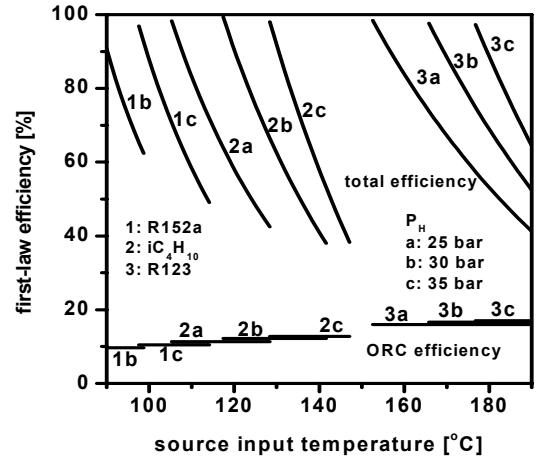


Fig. 7 First-law efficiency for various source input temperature

도의 강하가 커져서 공정열교환기 입구에서 열원유체의 온도 T_{s2} 가 공정열 공급온도 T_{supply} 와의 차이가 핀치포인트보다 작아지면 ORC와 공정열의 직렬 열병합 생산은 불가능하게 된다. 또한 대체적으로 작동유체의 임계온도가 낮을수록 작동 가능한 터빈입구압력 범위와 질량유량비가 높아져서 임계온도가 가장 낮은 R152a가 가장 높고 임계온도가 가장 높은 nC_5H_{12} 가 가장 낮다.

Fig. 3과 Fig. 4에서는 최대 질량유량비 조건에서 열원유체 단위질량당 시스템의 순생산일 w_{net} 와 공

정열전달 q_h 의 변화를 보여준다. 주어진 열원온도에서 터빈입구압력이 상승하면 작동유체 단위질량당 순생산일은 증가하지만 작동유체의 질량유량이 더 빨리 감소하기 때문에 열원유체 단위질량당 순생산일은 터빈입구압력의 상승에 따라 결국 0까지 감소하게 된다. 반면에 열원유체 단위질량당 공정열전달은 터빈입구압력이 상승함에 따라 ORC에의 열전달이 감소하며 공정열교환기 입구에서 열원유체의 온도 T_{s2} 가 높아지므로 증가하게 된다.

Fig. 5와 Fig. 6에서는 최대 질량유량비 조건에서

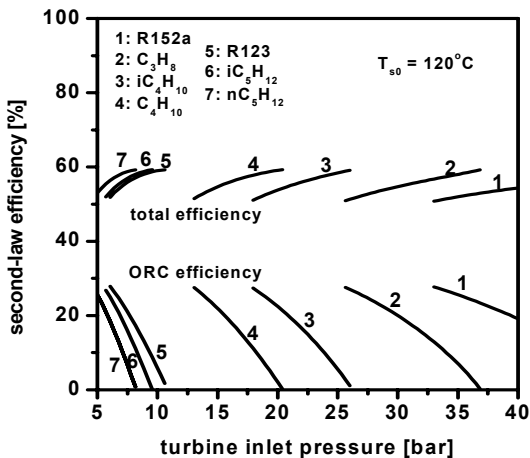


Fig. 6 Second-law efficiency for various turbine inlet pressures

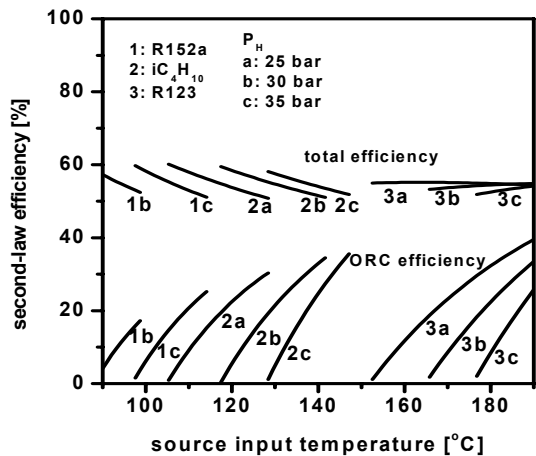


Fig. 8 Second-law efficiency for various source input temperature

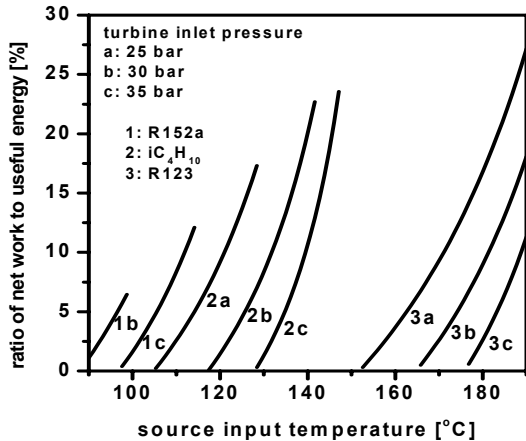


Fig. 9 Ratio of net work to useful energy

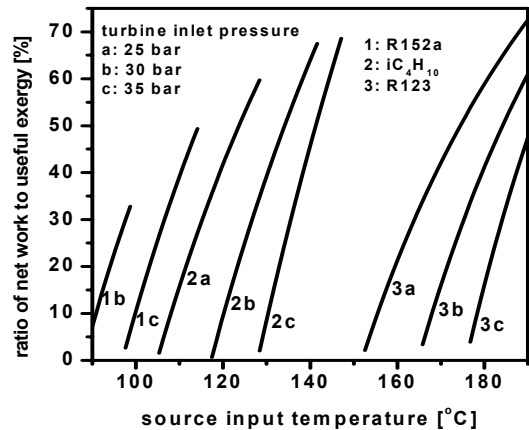


Fig. 10 Ratio of net work to useful exergy

터빈입구압력에 따른 ORC에 의한 발전과 전체 열병합 시스템의 열역학 제1법칙과 제2법칙의 효율의 변화를 보여준다. 제1법칙에 의한 효율은 유입된 에너지에 대한 순생산된 유용한 에너지의 비율로 정의된다. 각 작동유체에 대해 터빈입구압력이 증가함에 따라 ORC 효율은 증가하는데 이는 ORC의 유입열량과 순생산일이 모두 감소하나 유입열량의 감소가 더 크기 때문이다. 시스템의 효율도 증가하는데 이는 터빈입구압력에 따라 공정열이 증가하기 때문이다. 제2법칙 효율은 열원에 의해 공급된 엑서지에 대한 순생산된 유용한 엑서지의 비율로 정의된다. 터빈입구압력에 따라 ORC 효율은 감소하는데 이는 열원의 엑서지 공급은 일정한데 순생산일이 감소하기 때문이다. 시스템의 효율은 증가하겠은 터빈입구압력에 따라 공정열에 의한 엑서지 생산이 증가하기 때문이다. 제1법칙 효율은 에너지의 양만을 고려하기 때문에 에너지의 질까지 고려하는 제2법칙 해석이 더 합리적이다. 직렬 열병합 사이클의 경우 ORC나 시스템의 제2법칙 효율의 최고값은 작동유체에 따라 별로 변하지 않는다. 단지 직렬 열병합 생산이 유효한 터빈입구압력 범위가 달라지고, 대체로 같은 효율을 내는데 작동유체의 임계온도가 낮을수록 유효 압력 범위가 높아진다.

Fig. 7과 Fig. 8에서는 작동유체가 R152a, iso-butane, R123이고 압력이 25bar, 30bar, 35bar일 때

열원입구온도의 변화에 따른 ORC와 시스템의 제1법칙과 제2법칙의 변화를 보여준다. 주어진 터빈입구압력에서 각 작동유체에 대해 열원입구온도가 증가함에 따라서 제1법칙의 경우 ORC 효율은 일정하지만 시스템의 효율은 감소해한다. 이는 열원입구온도의 증가에 따라 작동유체의 질량유량비와 순생산일은 증가하지만 공정열 및 공정열과 순생산일을 합한 총 생산에너지는 감소하기 때문이다. 제2법칙의 경우 열원입구온도에 따라 ORC의 효율은 증가하지만 시스템의 효율 거동은 작동유체에 따라 다른 것을 나타낸다. 이는 열원입구온도에 따라 순생산일은 증가하지만 공정열에 의한 엑서지는 감소하는데 그 정도가 작동유체에 따라 다르기 때문이다.

Fig. 9와 Fig. 10에서는 열병합 시스템에서 순생산된 총 에너지와 엑서지에 대한 순생산일의 비율의 변화를 보여준다. 순생산일의 비는 제1법칙과 제2법칙에서 모두 열원입구온도가 증가하거나 터빈입구압력이 감소할수록 증가하지만 제2법칙의 경우가 그 비율이 훨씬 높음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 직렬연결 ORC 열병합 발전의 성능 특성을 열역학 제1법칙과 제2법칙의 관점에서 작동유체의 최대 유량조건에서 해석하였으며 주요

결론은 다음과 같다.

- 1) 열병합 시스템의 해석에서 특히 에너지의 양만을 고려하는 제1법칙 해석보다 에너지의 질까지 고려하는 제2법칙 해석이 유용하다.
- 2) 각 작동유체마다 고정된 열원입구온도에서 터빈입구압력이 너무 낮아지면 공정열 공급이 불가능해지고 높아지면 작동유체의 유량이 감소하여 직렬 열병합 생산을 위한 유효한 터빈입구압력 범위가 존재한다.
- 3) 고정된 열원입구온도에서 터빈입구압력이 낮아질수록 ORC의 제2법칙 효율은 높아지나 최고 효율은 작동유체에 따라 큰 차이가 없으며, 유효 압력 범위는 작동유체에 따라 큰 차이가 나며 작동유체의 임계온도가 높을수록 높아진다.
- 4) 열원입구온도가 상승하면 ORC의 제2법칙 효율은 증가하지만 시스템의 제2법칙 효율은 작동유체에 따라 그 특성이 달라진다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- 1) N. T. Raj, S. Iniyar and R. Goic : "A review of renewable energy based co-generation technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews," Vol. 15, 2011, pp. 3640-3648.
- 2) T. Guo, H. X. Wang and S. J. Zhang : "Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally- powered ORC based cogeneration system," Energy Convs. Mgmt., Vol. 52, 2011, pp. 2384-2391.
- 3) 김경훈 : "작동유체에 따른 유기랭킨사이클 (ORC)의 열역학적 성능에 관한 연구," 수소 및 신에너지학회논문집, Vol. 22, 2011, pp. 223-231.
- 4) 김경훈, 정영관 : "유기랭킨사이클의 성능에 미치는 내부열교환기의 영향," 수소 및 신에너지학회논문집, Vol. 22, 2011, pp. 402-408.
- 5) K. H. Kim : "Effects of superheating on thermodynamic performance of organic Rankine cycles," WASET, Vol. 78, 2011, pp. 422-425.
- 6) K. H. Kim : "Thermodynamic performance of regenerative organic Rankine cycles," WASET, 2011, in printing.
- 7) K. H. Kim and C. H. Han : "Analysis of transcritical organic Rankine cycles for low-grade heat conversion," Advanced Science Letters, 2011, in printing.
- 8) U. Drescher and D. Brueggemann : "Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants," App. Therm. Eng., Vol. 27, 2007, pp. 223-228
- 9) N. B. Desai and S. Bandyopadhyay : "Process integration of organic Rankine cycle," Energy, Vol. 34, 2009, pp. 1674-1686.
- 10) J. Wang J, Y. Dai and L. Gao : "Exergy analysis and parametric optimization for different cogeneration power plants in cement industry," App. Energy, Vol. 86, 2009, pp. 941-948.
- 11) P. J. Mago, A. Hueffed and L. M. Chamra : "Analysis and optimization of the use of CHP-ORC systems for small commercial buildings," Energy and Buildings, Vol. 42, 2010, pp. 1491-1498.
- 12) T. Guo, H. X. Wang and S. J. Zhang : "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources," Energy, Vol. 36, 2011, pp. 2639-2649.
- 13) F. Heberle and D. Brueggemann : "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.