

유기랭킨사이클의 성능에 미치는 내부열교환기의 영향

김경훈*, 정영관*[†]

*금오공과대학교 기계공학과

Effects of Internal Heat Exchanger on Performance of Organic Rankine Cycles

KYOUNGHOON KIM*, YOUNGGUAN JUNG*[†]

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

ABSTRACT

Organic Rankine cycles (ORC) can be used to produce power from heat at different temperature levels available as geothermal heat, as biogenic heat from biomass, as solar or as waste heat. In ORC working fluids with relatively low critical temperatures and pressures can be compressed directly to their supercritical pressures and heated before expansion so as to obtain a better thermal match with their heat sources. In this work thermal performance of ORC with and without an internal heat exchanger is comparatively investigated in the range of subcritical and transcritical cycles. R134a is considered as working fluid and special attention is paid to the effect of turbine inlet pressure on the characteristics of the system. Results show that operation with supercritical cycles can provide better performance than subcritical cycles and the internal heat exchanger can improve the thermal efficiency when the temperature of heat source becomes higher.

KEY WORDS : Organic rankine cycle(ORC, 유기랭킨사이클), Transcritical cycle(천이임계 사이클), Internal heat exchanger(내부열교환기), Thermal performance(열적 성능)

Nomenclature

h : specific enthalpy, kJ/kg
 P : pressure, MPa
 P_H : turbine inlet pressure, MPa
 P_L : condensing pressure, MPa

q : heat transfer per unit mass, kJ/kg
 s : specific entropy, kJ/kgK
 T : temperature, K or °C
 T_H : turbine inlet temperature, K or °C
 T_L : condenser exit temperature, K or °C
 x : enthalpy ratio
 v : specific volume, m³/kg
 w : specific work, kJ/kg
 ΔT_{pp} : pinch point, K or °C

[†]Corresponding author : jyg_kr@kumoh.ac.kr
[접수일 : 2011.5.24 수정일 : 2011.6.14 게재확정일 : 2011.6.20]

- η_{th} : thermal efficiency
- η_p : isentropic efficiency of pump
- η_t : isentropic efficiency of turbine
- ω : acentric factor

Subscripts

- c* : critical
- e* : evaporator
- he* : internal heat exchanger
- ph* : preheater
- R* : cycle with internal heat exchanger
- S* : cycle without internal heat exchanger
- sh* : superheater
- te* : turbine exit

1. 서 론

전통적인 방법으로는 온도가 낮은 열원으로부터 전기를 효과적으로 생산할 수 없기 때문에 이러한 열원 에너지의 대부분은 버려지고 있다. 따라서 저등급의 열원으로부터 어떻게 전기를 효과적으로 생산하는가에 대한 연구는 대단히 중요하며 최근 들어 유기랭킨사이클, 칼리나 사이클, 고스와미 사이클 등 다양한 사이클들이 연구되고 있다¹⁻⁴⁾. Chen 등⁵⁾은 저등급 열원을 이용한 동력 생산을 위한 다양한 열역학 사이클과 작동유체의 영향을 종합적으로 소개하였다.

ORC와 기존의 랭킨사이클과의 가장 주된 차이는 작동유체에 있다. ORC에서의 작동유체는 비등점이 물보다 낮아 마이크로 터빈이나 팽창기를 위한 증기의 생성에 높은 온도가 필요하지 않고 따라서 물을 사용하는 랭킨사이클에 비해 낮은 온도에서 구동된다. ORC에서 작동유체와 운전조건의 선정은 시스템의 성능과 열효율, 그리고 환경에 큰 영향을 미친다.

Hung 등⁶⁾은 온도가 낮은 열원의 ORC의 특성을 조사하였으며, Heberle 등⁷⁾은 ORC를 채용한 지열원 열병합 플랜트에서 액서지 효율을 기준으로 하는 최적 조건에 대해 연구하였다. Lai 등⁸⁾은 비교적 고온의 열원을 활용하는 ORC에 대해 연구하였으며

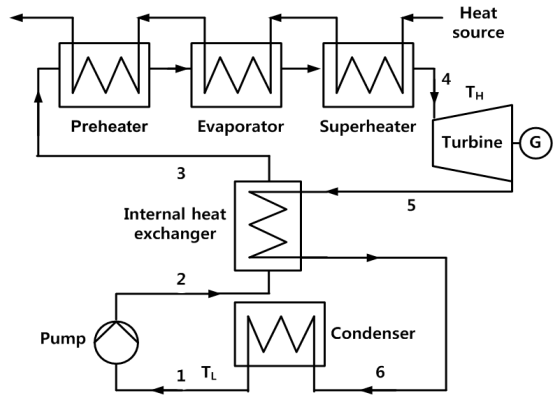


Fig. 1 Schematic diagram of the system

Tchanche 등⁹⁾은 ORC에서 열효율 뿐 아니라 작동유체 종류에 따른 다양한 열역학적 특성을 조사하였다. Kim¹⁰⁾은 친환경적인 아홉 가지 작동유체를 대상으로 다양한 관점에서 열역학적 성질들을 비교 분석하고, 특히 터빈입구온도가 매우 낮아질 때의 거동을 분석하였다.

작동유체의 임계온도와 임계압력이 낮은 경우 임계 압력보다 높은 압력의 천이임계(trans-critical) 사이클로 ORC를 운전하면 시스템의 성능을 개선시킬 수 있는데 이에 대한 연구는 아직 많이 부족한 실정이다. Baik 등¹¹⁾은 작동유체가 이산화탄소와 R125인 경우에 대해 저온 열원을 사용하는 천이임계 ORC 사이클에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 터빈입구압력이 작동유체의 임계 압력보다 낮은 아임계 영역과 높은 천이임계 영역의 ORC에서 내부 열교환기가 있는 경우와 없는 경우를 비교 분석하고자 한다. 작동유체는 R134a를 대상으로 하며 특히 터빈입구압력의 변화에 따라 시스템의 열전달 특성이나 순생산일, 열효율에 미치는 영향을 해석한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 응축기(condenser), 펌프(pump), 터빈(turbine), 내부 열교환기(internal heat exchanger), 그리고 예열기(preheater),

Table 1 Basic data for working fluids

Substance	M (kg/kmol)	Tc (K)	Pc (MPa)	ω
R134a	102.031	380.00	3.690	0.239

증발기(evaporator), 과열기(superheater)로 이루어진 열원 열교환기로 구성된 시스템에 대하여 해석한다. 본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 ORC의 열적 성능을 해석한다¹⁰⁾. 작동유체 R134a의 기본적인 열역학 데이터는 Table 1에 주어진다¹²⁾.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 터빈 입구에서 작동유체는 압력이 P_H 이고 온도가 T_H 인 과열증기이다.
- 2) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화액이다.
- 3) 내부 열교환기에서 고온유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치온도차 ΔT_{pp} 이다.
- 4) 펌프와 터빈 이외에서의 압력변화는 무시하며, 펌프와 터빈의 거동은 등엔트로피 효율 η_p 와 η_t 로 특성화된다.
- 5) 시스템의 저압 P_H 는 응축기 출구에서 작동유체의 온도 T_L 에 대응하는 포화압력으로 결정된다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 시스템의 주요 변수들의 기본 값으로 $T_L = 25^\circ\text{C}$, $\eta_p = 0.80$, $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$, 그리고 저온 열원임을 감안하여 $\eta_t = 0.80$ 을 사용한다. 또한 본 연구에서는 포화혼합물뿐만 아니라 압축액이나 과열증기의 상태를 파악하기 위해 엔탈피비 x 를 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad (1)$$

여기에서 x 는 포화혼합물인 경우에는 건도(quality)와 같고 압축액인 경우에는 음의 값을 가지며 과열

Table 2 Thermodynamic properties for R134a at $T_H = 135^\circ\text{C}$, $P_H = 2.5 \text{ MPa}$, $T_L = 25^\circ\text{C}$

Type	No	x	T ($^\circ\text{C}$)	P (MPa)	v (m^3/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
S	①	0.00	25.0	0.594	0.0010	0.0	0.000
	②	-1.03	26.8	2.500	0.0010	2.3	0.002
	③	-1.03	26.8	2.500	0.0010	2.3	0.002
	④	1.66	135.0	2.500	0.0104	260.7	0.734
	⑤	1.33	85.6	0.594	0.0455	230.4	0.755
	⑥	1.33	85.6	0.594	0.0455	230.4	0.755
R	①	0.00	25.0	0.594	0.0010	0.0	0.000
	②	-1.03	26.8	2.500	0.0010	2.3	0.002
	③	-0.54	58.6	2.500	0.0011	49.2	0.150
	④	1.66	135.0	2.500	0.0104	260.7	0.734
	⑤	1.33	85.6	0.594	0.0455	230.4	0.755
	⑥	1.06	36.8	0.594	0.0374	183.5	0.615

증기의 경우에는 1보다 크다.

대표적인 예로서 $P_H = 2.5\text{MPa}$, $T_H = 135^\circ\text{C}$ 인 경우 내부 열교환기가 없는 경우(S)와 있는 경우(R)에 시스템의 각 위치에서 열역학적 상태량들은 Table 2와 같다.

내부 열교환기가 없는 경우(S)에 응축기에서 나온 $T_1 = T_L = 25^\circ\text{C}$, 포화액인 상태①의 작동유체는 ($P_1 =$ 시스템 저압 = 0.594MPa) 펌프에 의해 $P_2 = P_3 = 2.5\text{MPa}$ 의 상태 ②로 가압된다. 내부 열교환기가 없기 때문에 상태 ③은 상태 ②와 같다. 작동유체는 이어서 가열기, 증발기, 과열기를 통해 터빈입구의 상태 ④까지 등압 가열된 후 터빈에서 다시 압력 P_L 의 상태 ⑤까지 팽창된다. 상태 ⑥은 상태 ⑤와 같고 작동유체는 응축기로 들어간다.

내부 열교환기가 있는 경우(R)에 내부 열교환기에 의해 펌프 출구에서의 작동유체는 온도가 26.8°C 에서 58.6°C 까지 상승하며 터빈 출구에서는 온도가 85.6°C 에서 36.8°C 까지 떨어지며 이때 엔탈피비도 1.33에서 1.06까지 떨어진다.

Fig. 2에서는 터빈입구온도가 $T_H = 135^\circ\text{C}$ 로 일정할 때 터빈입구압력이 $P_H = 1.5, 2.5, 3.5, 4.5\text{MPa}$ 인 경우 온도-엔트로피 선도의 변화를 보여준다. 터빈 입구온도가 일정한 상태에서 터빈입구압력이 증가

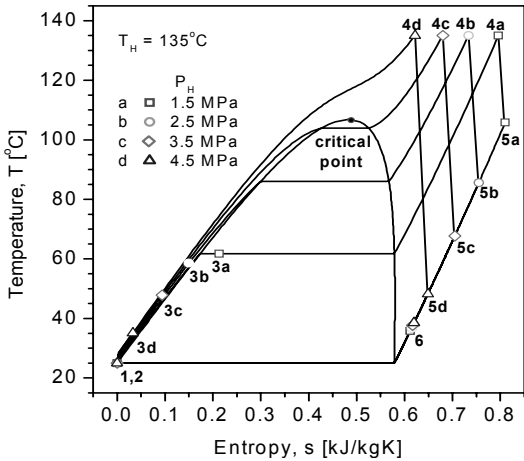


Fig. 2 Temperature-entropy diagram of system R for various turbine inlet pressures.

하면 터빈 출구에서는 작동유체의 팽창 정도가 커지면서 터빈 출구에서의 온도와 엔탈피비가 감소하며, 이에 따라 내부 열교환기의 저온측 출구에서의 온도와 엔탈피비도 감소한다. 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력보다 커져서 초임계 압력이 되면 상변화가 없어지고 등압 상태에서도 온도가 변화하며 열이 전달된다.

Fig. 3에서는 터빈입구압력이 변할 때 다양한 터

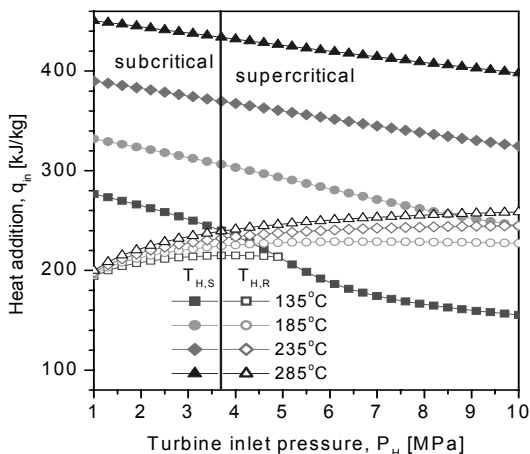


Fig. 3 Heat input from the heat source per unit mass of working fluid

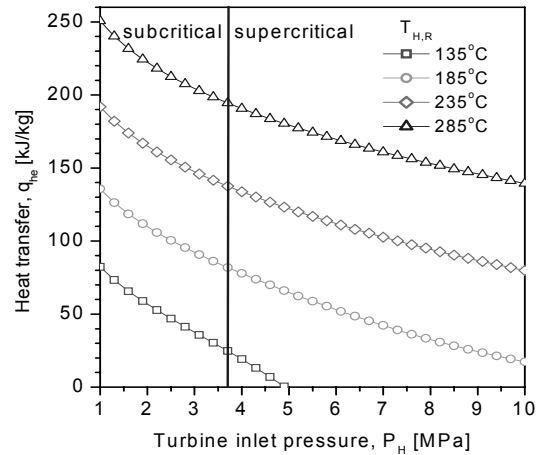


Fig. 4 Heat transfer at internal heat exchanger

빈입구온도에 대해 작동유체 단위질량당 열원으로 부터의 흡열량 q_{in} 의 변화를 보여준다. 내부 열교환기가 없는 경우에 터빈입구온도가 높아질수록 온도차의 증가로 말미암아 q_{in} 이 증가하고, 터빈입구압력이 높아질수록 증발온도가 높아지고 이에 따라 증발열량이 작아져서 결국 q_{in} 이 감소하게 된다. 한편 내부 열교환기가 있는 경우에는 없는 경우보다 q_{in} 이 훨씬 작운데 이는 내부 열교환기로 인해 열원 열교환기의 저온측 입구온도가 높아져서 열교환기의 온도차가 작아지기 때문이다. 터빈입구압력이 높아지면 q_{in} 은 내부 열교환기가 없는 경우와는 달리 증가하는데 이는 터빈입구압력이 증가함에 따라 증발잠열이 줄어드는 효과보다 터빈입구압력의 증가에 따라 터빈출구온도가 낮아지고 이어서 내부 열교환기 출구온도가 낮아지는 효과가 더 우세하기 때문이다.

Fig. 4에서는 터빈입구 온도 및 입구 변화에 따른 내부 열교환기에서의 열전달 q_{he} 의 변화를 보여준다. 같은 압력에서 터빈입구온도가 높아지면 내부 열교환기의 온도차가 커져서 q_{he} 가 증가하고, 같은 온도에서 터빈입구압력이 높아지면 터빈출구에서 작동유체의 온도가 낮아짐에 따라 내부 열교환기에서의 온도차가 감소해서 q_{he} 도 감소한다.

Fig. 5에서 Fig. 7까지 열원으로부터 시스템으로

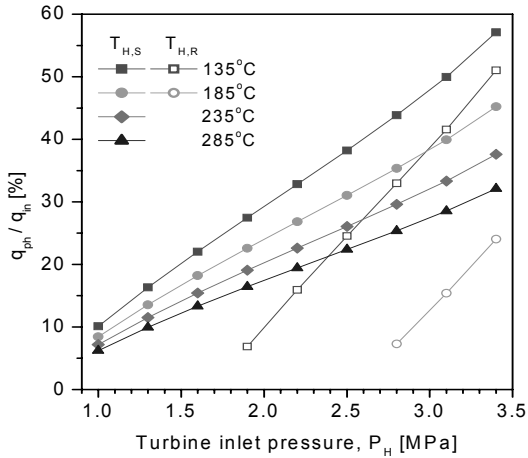


Fig. 5 Ratio of heat transfer at preheater to heat input

의 유입열량에 대한 예열기, 증발기 및 과열기에서의 열전달의 비율을 보여준다. 내부 열교환기가 없는 경우에는 일정한 압력에서 터빈입구온도가 올라가면 터빈 입구에서 과열도가 커지면서 유입열량 중 예열기와 증발기의 비중은 감소하고 과열기의 비중은 늘어난다. 일정한 온도에서 터빈입구압력이 상승하면 증발온도의 상승에 따라 예열기의 비중은 증가하고 증발기의 비중은 그만큼 감소하며 과열기의 비중은 큰 변화가 없다.

내부 열교환기가 있는 경우에는 일정한 압력에서

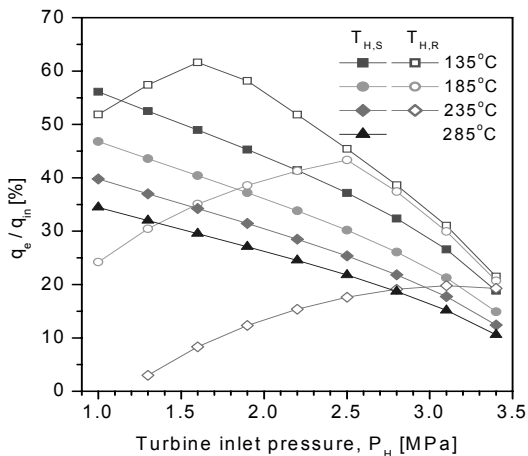


Fig. 6 Ratio of heat transfer at evaporator to heat input

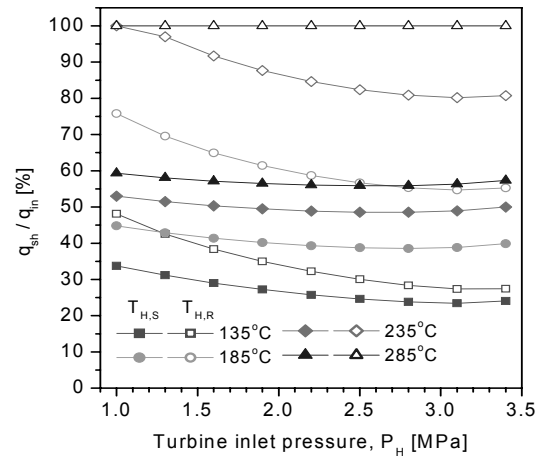


Fig. 7 Ratio of heat transfer at superheater to heat input

터빈입구온도가 올라가면 터빈 입구에서 과열도가 커지면서 유입열량 중 예열기와 증발기의 비중은 감소하다 0이 되고 과열기의 비중은 늘어난다. 터빈 입구온도가 어느 한도 이상으로 높은 경우에는 내부 열교환기에 의해 작동유체가 증발하여 열유입량에 대한 과열기의 비중이 1이 된다. 터빈입구압력이 상승하면 이에 따라 예열기의 비중은 늘어나고 과열기의 비중은 감소하며, 증발기의 비중은 증가하다 감소하여 최대값을 갖는다.

Fig. 8에서는 터빈입구온도와 압력에 따른 작동

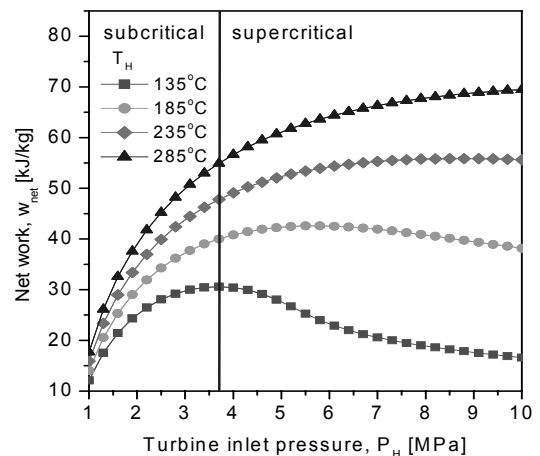


Fig. 8 Specific net work

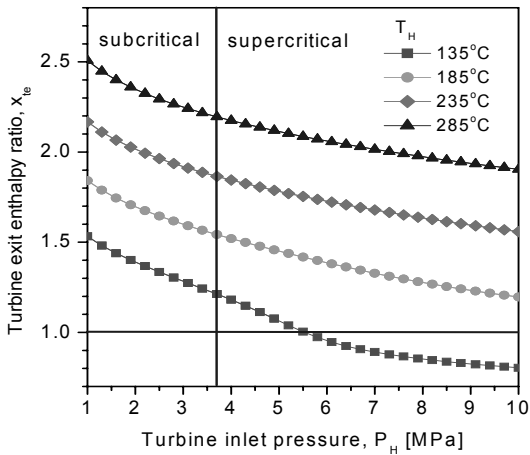


Fig. 9 Enthalpy ratio

유체 단위질량당 순일의 변화를 보여준다. 순일은 내부 열교환기의 유무에 무관하며 터빈입구압력이 정해져 있을 때 터빈입구온도가 상승에 따라 증가한다. 또한 순일은 터빈입구온도가 정해져 있을 때 터빈입구압력이 증가함에 따라 팽창이 늘어나면서 증가한다. 하지만 터빈입구압력이 임계압력을 초과하여 커지면 터빈 입구에서 작동유체의 엔트로피가 커지고 터빈출구에서 엔탈피비가 작아지며 순일은 감소하여 터빈입구압력에 대해 최고값을 가진다. 순일이 최고가 되는 터빈입구압력은 터빈입구온도

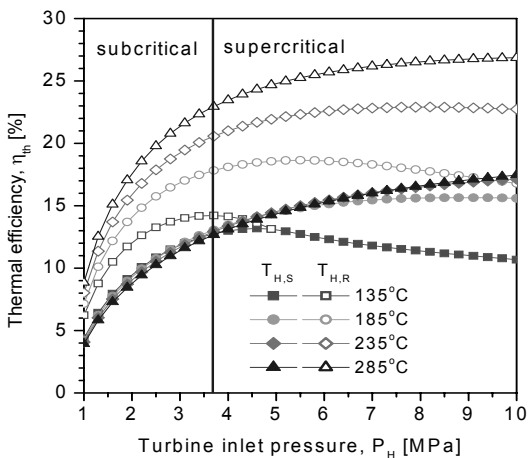


Fig. 10 Thermal efficiency of system

의 상승에 따라 증가한다.

Fig. 9에서는 터빈입구 온도 및 압력의 변화에 따른 터빈 출구에서의 엔탈피비 x_e 의 변화를 보여준다. 같은 터빈입구압력에서 터빈입구온도가 낮아지면 터빈입구에서의 과열도도 작아지면서 터빈출구에서의 엔탈피비도 작아진다. 터빈입구압력이 높아지면 터빈출구에서 작동유체의 온도가 낮아짐에 따라 터빈출구에서 엔탈피비도 감소하므로, 터빈입구온도가 낮고 터빈입구압력이 높은 영역에서는 터빈출구에서의 엔탈피비가 1이하로 작아져서 액적이 생기고 터빈의 운전에 부적합하게 될 수 있다.

Fig. 10에서는 터빈입구 온도와 압력의 변화에 따른 열효율의 변화를 보여준다. 열효율은 내부 열교환기가 있는 경우가 없는 경우보다 열효율이 높으며, 고정된 터빈입구압력에 대해 터빈입구온도가 상승함에 따라 열효율도 상승한다. 고정된 터빈입구온도에서 터빈입구압력이 증가하면 열효율은 증가하다가 감소하여 열효율이 최고가 되는 최적 터빈입구압력이 존재한다. 최적 터빈입구압력은 터빈입구온도가 올라갈수록 상승하며, 터빈입구온도가 상대적으로 높은 경우에는 주로 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력보다 높은 초임계 영역에서 열효율이 최고가 된다.

5. 결 론

터빈입구압력이 아임계 영역과 초임계 영역을 포함한 유기랭킨사이클(ORC)에서 R134a를 작동유체로 하고 내부 열교환기가 있는 경우와 없는 경우에 시스템의 열적 거동을 비교 해석하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 작동유체 단위질량당 시스템의 유입열량은 터빈입구압력의 상승에 따라 내부 열교환기가 없는 경우에는 감소하고 있는 경우에는 증가한다. 터빈입구온도에 따라서는 모두 증가하나 내부 열교환기가 있는 경우에는 그 변화가 미미하다.
- 2) 터빈입구온도의 증가나 터빈입구온도의 감소에 따라 내부 열교환기의 열전달량이나 터빈출구

엔탈피비가 감소하며, 낮은 터빈입구온도와 높은 터빈입구압력에서는 내부 열교환기에서의 열전달이 불가능하거나 터빈출구에서의 건도가 낮아져 적절한 운전범위를 벗어날 수 있다.

- 3) 터빈입구온도가 높지 않은 영역에서는 시스템의 순일이나 열효율이 최고가 되는 최적 터빈입구압력이 존재한다. 터빈입구온도가 135°C에서 185°C로 상승할 때 순일의 최대값은 터빈입구압력 3.7MPa의 약 30.6kJ/kg에서 5.8MPa의 약 42.6kJ/kg으로 증가하며, 열효율의 최대값은 내부열교환기가 없는 경우 4.6MPa의 약 13.2%에서 7.6MPa의 약 15.6%, 있는 경우 3.7MPa의 약 14.2%에서 5.5MPa의 약 18.6%로 증가한다.
- 4) 최적 터빈입구압력은 터빈입구온도가 올라갈수록 상승하며, 터빈입구온도가 상대적으로 높은 경우에는 주로 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력보다 높은 초임계 영역에서 열효율이 최고가 된다.

후 기

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

참 고 문 헌

- 1) 김경훈, 김세웅, 고희중 : “저온폐열 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클에 관한 연구”, 한국수소 및 신에너지학회 논문집, Vol. 21, No. 6, 2010, pp. 570-579.
- 2) 김경훈 : “암모니아-물 작동유체의 부분증발 유동을 적용한 재생 랭킨사이클에 관한 연구”, 설비공학논문집, Vol. 23, No. 3, 2011, pp. 224-231.
- 3) 김경훈, 고희중, 김세웅 : “저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 칼리나 사이클의 성능 해석”, 한국수소 및 신에너지학회 논문집, Vol. 22, No. 1, 2011, pp. 109-117.
- 4) 김경훈 : “저온 열원의 활용을 위한 흡수 발전/냉각 복합 사이클의 열적 해석”, 설비공학 논문집, 2011, pp. 413-420.
- 5) Chen H, Goswami D.Y, Stefanakos E.K : “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, 2010, pp. 3059-3067.
- 6) Hung T.C, Wang S.K, Kuo C.H, Pei B.S, Tsai K.F : “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”, Energy, Vol. 35, 2010, pp. 1403-1411.
- 7) Heberle F, Brueggemann D : “Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation”, Applied Thermal Eng., Vol. 30, 2010, pp. 1326-1332.
- 8) Lai N.A, Wendland M, Fisher J : “Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles”, Energy, Vol. 36, 2011, pp. 199-211.
- 9) Tchanche B.F, Papadakis G, Frangoudakis A : “Fluid selection for a low- temperature solar organic Rankine cycle”, Applied Thermal Eng., Vol. 29, 2009, pp. 2468-2476.
- 10) 김경훈: “작동유체에 따른 유기랭킨사이클(ORC)의 열역학적 성능에 관한 연구”, 한국수소 및 신에너지학회 논문집, Vol. 22, No. 2, 2011, pp. 223-231.
- 11) Baik Y.J, Kim M.S, Chang K.C, Kim S.J : “Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source”, Applied Energy, Vol. 88, 2011, pp. 892-898.
- 12) Yaws C.L : "Chemical properties handbook," McGraw-Hill, 1999.