

작동유체에 따른 유기랭킨사이클(ORC)의 열역학적 성능에 관한 연구

김경훈*[†]

*금오공과대학교 기계공학과

Study of Working Fluids on Thermodynamic Performance of Organic Rankine Cycle (ORC)

KYOUNGHOON KIM*[†]

**Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
1 Yangho-dong, Gyeongbuk 730-701, Korea*

ABSTRACT

The thermal efficiency of energy-to-power conversion becomes uneconomically low when the temperature of heat source drops below 370°C. ORC (Organic Rankine Cycle) has attracted much attention in last few years due to its potential in reducing consumption of fossil fuels and relaxing environmental problems, and its favorable characteristics to exploit low-temperature heat sources. In this work thermodynamic performance of ORC using nine working fluids is comparatively assessed. Special attention is paid to the effect of system parameters such as turbine inlet temperature and pressure on the characteristics of the system such as volumetric flow rate and quality at turbine exit, latent heat, net work as well as thermal efficiency. Results show that in selection of working fluid it is required to consider various criteria of performance characteristics as well as the thermal efficiency. Results also show that the system efficiencies become same irrespective of kind of working fluid when the temperature of heat source decreases to low range.

KEY WORDS : Organic rankine cycle(유기랭킨사이클), Low-temperature energy source(저온 열원), Patel-Teja 상태방정식(Patel-Teja equation of state), Thermodynamic performance(열역학적 성능)

Nomenclature

h : specific enthalpy, kJ/kg
 M : molecular weight, kg/kmol
 P : pressure, bar

P_H : turbine inlet pressure, bar
 P_L : condensing pressure, bar
 R : universal gas constant, kJ/kmol·K
 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

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

[접수일 : 2011.3.18 수정일 : 2011.4.7 게재확정일 : 2011.4.22]

- x : enthalpy ratio
- v : specific volume, m³/kg
- Z : compressibility factor
- ϕ : latent heat ratio
- η_{th} : thermal efficiency
- η_p : isentropic efficiency of pump
- η_t : isentropic efficiency of turbine
- ω : acentric factor

Subscripts

- c : critical
- f : saturated liquid
- g : saturated vapor

1. 서 론

산업체에서 발생하는 에너지 중 저등급 에너지(low grade energy)는 전체의 50% 이상이 되는 것으로 추산되고 있다. 그러나 현재로서는 저등급 에너지에 대한 관심과 효율적인 재생 기술의 부족으로 산업체에서 발생하는 대부분의 저등급 에너지는 버려지고 있으며, 이는 또한 열공해에 의한 환경 문제도 일으키고 있다. 우리나라의 경우 1차 에너지의 약 52%는 산업부문에서 사용되고 있는데, 이 중 약 60%는 폐열로 손실되고 있는 것으로 추정되는데 이는 연간 4,000만 TOE(1차 에너지의 약 31%)라는 막대한 양에 해당된다¹⁾.

저등급 에너지로서는 산업체 폐열뿐만 아니라 태양열, 지열, 해수온도차 에너지 등이 있다. 물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클은 열원의 온도가 370°C 이하가 되면 경제성을 잃게 된다. 만일 우리가 저등급 열원을 이용하여 전기를 효과적으로 생산할 수 있다면, 이는 기존의 화석 연료를 절약할 수 있는 것이기 때문에 최근 들어 이런 저등급 에너지를 효과적으로 활용할 수 있는 방법으로서 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하여 비공비 혼합물의 특성을 효율적으로 활용할 수 있는 흡수동력 시스템과²⁻⁶⁾ 유기 랭킨 사이클(organic rankine cycle, ORC)이 세계적으로 크게 주목받고 있으며 또 활발히 연구되고 있다⁷⁻²²⁾.

ORC에서는 작동유체로 물 대신에 냉매나 탄화

수소를 주로 쓰게 되는데, 작동유체는 온도에 대한 포화증기의 엔탈피의 변화율(dT/ds_g)에 따라 영보다 작으면 습유체(wet fluid), 영보다 크면 건유체(dry fluid), 거의 수직이면 등엔트로피 유체(isentropic fluid)로 분류한다. ORC의 열역학적 특성은 작동유체가 습유체, 건유체나 등엔트로피 유체냐에 따라 상당히 달라질 수 있다⁷⁾.

최근 들어 Kim 등¹²⁾은 해수온도차 발전을 위한 ORC 사이클 및 작동유체에 대해 연구하였으며, Dai 등¹³⁾은 작동유체에 따라 엑서지(exergy) 효율을 최대로 하는 ORC의 최적조건에 대해 비교 검토하였다. Hung 등¹⁴⁾은 열원의 온도가 매우 낮을 때 ORC의 특성을 조사하였으며, Delgado-Torres 등¹⁵⁾은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 장치에서의 최적 운전 조건에 대해 연구하였다. Heberle 등¹⁶⁾은 ORC를 채용한 지열원 열병합 플랜트에서 엑서지 효율을 기준으로 하는 최적 조건에 대해 연구하였으며, Jing 등¹⁷⁾은 ORC를 채용한 태양열 플랜트에서 다양한 지역에서 연간 최고 효율을 올릴 수 있는 최적 운전조건에 대해 조사하였다. Lai 등¹⁸⁾은 비교적 고온의 열원을 활용하는 ORC에 대해 연구하였다.

한편 Tchanche 등¹⁹⁾은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 열효율 뿐 아니라 작동유체 종류에 따른 다양한 열역학적 특성을 조사하였다. 이들은 ORC에서 어떤 작동유체의 열효율이 높다 하더라도 터빈 출구에서 1kW의 전기를 생산하기 위한 체적유량이 매우 커지면 플랜트 건설비용이 크게 늘어나기 때문에 작동유체로서 적합하지 않다는 사실을 지적하였다.

ORC에서는 단지 열효율이나 출력 뿐 아니라 다양한 열역학적 성질들을 종합해서 사용 목적에 맞도록 작동유체를 선정해야 하며, 또한 환경적인 면도 고려해야 한다. 앞선 연구들에서는 비환경적인 작동유체를 대상으로 하거나¹⁹⁾, 특정한 열역학적 성질에 국한하여 조사한 바 있다¹⁴⁻¹⁸⁾.

본 연구에서는 친환경적인 아홉가지 작동유체를 대상으로 다양한 관점에서 열역학적 성질들을 비교 분석하고, 터빈입구온도의 변화가 시스템의 열적

성능에 미치는 영향을 조사하며 특히 터빈입구온도가 매우 낮아질 때의 거동을 분석한다. 또한 최근 연구에서 열효율의 우수성을 들어 벤젠계통을 적합한 작동유체로 추천¹⁴⁾하는 것의 문제점을 밝힌다. 본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 ORC의 열적 성능을 해석한다^{20,21)}.

2. 열역학적 상태량 계산

Patel-Teja 상태방정식은 a, b, c 의 세 개의 파라미터를 가진 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)+c(v-b)} \quad (1)$$

$$a(T) = \Omega_a \left(\frac{R^2 T_c^2}{P_c} \right) \alpha(T) \quad (2)$$

$$b(T) = \Omega_b \left(\frac{RT_c}{P_c} \right) \quad (3)$$

$$c(T) = \Omega_c \left(\frac{RT_c}{P_c} \right) \alpha(T) \quad (4)$$

$$\alpha(T) = [1 + F(1 - \sqrt{T/T_c})]^2 \quad (5)$$

$$F = 0.452413 + 1.30982\omega - 0.295937\omega^2 \quad (6)$$

$$\Omega_c = 1 - 3\zeta_c \quad (7)$$

$$\zeta_c = 0.329032 - 0.076799\omega + 0.0211947\omega^2 \quad (8)$$

$$\Omega_a = 3\zeta_c^2 + 3(1 - 2\zeta_c)\Omega_b + \Omega_b^2 + 1 - 3\zeta_c \quad (9)$$

여기에서 R 은 일반기체상수고 Ω_b 는 다음과 같은 삼차방정식의 최소 양의 해이다.

$$\Omega_b^3 + (2 - 3\zeta_c)\Omega_b^2 + 3\zeta_c^2\Omega_b - \zeta_c^3 = 0 \quad (10)$$

변수 d 와 e 를 다음과 같이 정의하면

$$d = \frac{1}{2} [-(b+c) + \sqrt{b^2 + 6bc + c^2}] \quad (11)$$

$$e = \frac{1}{2} [-(b+c) - \sqrt{b^2 + 6bc + c^2}] \quad (12)$$

상태방정식은 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{d-e} \left(\frac{1}{v-d} - \frac{1}{v-e} \right) \quad (13)$$

기액 평형조건은 포화액과 포화증기의 화학포텐셜이 같다는 조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{Pv_f}{RT} - 1 - \ln \left[\frac{P(v_f - b)}{RT} \right] - \frac{a}{(d-e)RT} \ln \left(\frac{v_f - e}{v_f - d} \right) \\ = \frac{Pv_g}{RT} - 1 - \ln \left[\frac{P(v_g - b)}{RT} \right] - \frac{a}{(d-e)RT} \ln \left(\frac{v_g - e}{v_g - d} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

여기에서 v_f 와 v_g 는 각각 포화액과 포화증기의 몰비체적이며 식 (13)의 최소 및 최대 양의 해이다. 단위질량당 엔탈피와 엔트로피는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} h = \frac{RT}{M} \left[Z - 1 + \frac{\alpha F}{R(d-e)\sqrt{\alpha}} \right. \\ \left. \times \ln \left(\frac{v-d}{v-e} \right) \right] + h_{ig} \end{aligned} \quad (15)$$

Table 1 Basic data for working fluids

Substance	M (kg/kmol)	Tc (K)	Pc (bar)	ω
iso- C_5H_{12}	72.150	462.43	33.81	0.228
C_5H_{12}	72.150	469.65	33.69	0.249
C_4H_{10}	58.123	425.18	37.97	0.199
C_3H_8	44.097	369.89	42.00	0.152
C_6H_6	78.114	562.16	48.98	0.211
R134a	102.031	380.00	36.90	0.239
R152a	66.051	386.60	44.99	0.263
R143a	84.041	346.25	37.58	0.253
NH ₃	17.031	405.65	112.78	0.252

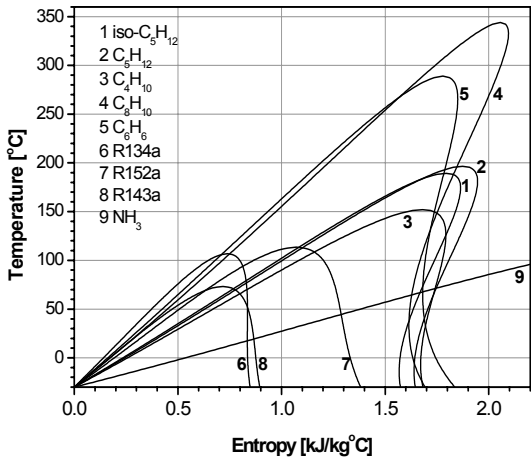


Fig. 1 Temperature-entropy diagram for various working fluids

$$s = \frac{R}{M} \left[\ln Z + \ln \left(\frac{v-b}{v} \right) + \frac{\alpha F}{R(d-e) \sqrt{\alpha T T_c}} \times \ln \left(\frac{v-d}{v-e} \right) \right] + s_{ig} \quad (16)$$

여기에서 $Z = Pv/RT$ 는 압축인자이며 하첨자 ig 는 이상기체를 의미한다.

본 연구에서는 작동유체로서 iso-C₅H₁₂, C₅H₁₂, C₄H₁₀, C₈H₁₀, C₆H₆, R134a, R152a, R143a, NH₃의 9가지 유체를 대상으로 한다. 이들의 기본적인 데이

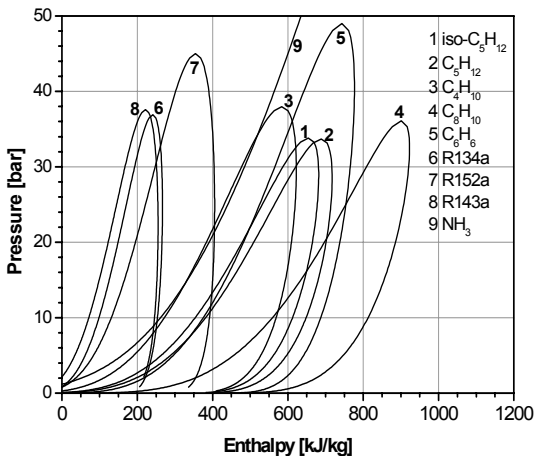


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram for various working fluids

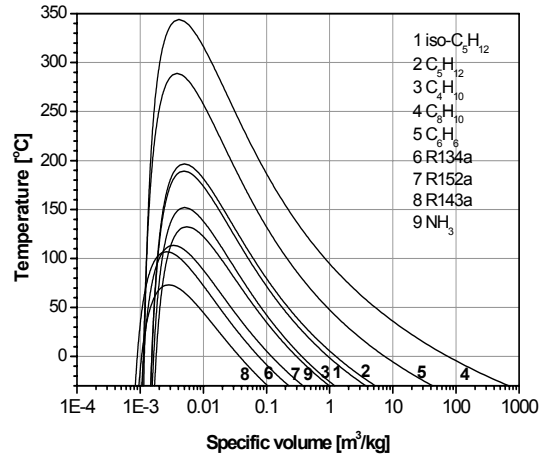


Fig. 3 Temperature-volume diagram for various working fluids

터는 Table 1에 주어진다²²⁾. 작동유체 중에서 임계온도는 C₈H₁₀, C₆H₆가 높고 R143a, R134a가 낮으며, 임계압력은 NH₃, C₆H₆가 높고 C₅H₁₂, iso-C₅H₁₂가 낮다.

Fig. 1에서는 이 작동유체들에 대한 온도-엔트로피 선도를 보여준다. 그림에서 포화증기의 온도에 대한 엔트로피의 변화율로 봤을 때 iso-C₅H₁₂, C₅H₁₂, C₄H₁₀, C₈H₁₀, C₆H₆ 등은 건유체에 속하고 NH₃, R152a 등은 습유체, R134a, R143a 등은 등엔트로피 유체에 속함을 알 수 있다.

Fig. 2에서는 이 작동유체들에 대한 압력-엔탈피 선도를 보여준다. 그림에서 포화액과 포화증기에서 압력상승에 따른 엔탈피의 증가율이 C₈H₁₀, C₅H₁₂ 등은 크고 R143a, R134a 등은 작음을 알 수 있다. Fig. 3에서는 이 작동유체들에 대한 온도-비체적 선도를 보여준다. 주어진 온도에서 포화증기의 비체적도 C₈H₁₀, C₅H₁₂ 등은 매우 크고 R143a, R134a 등은 작다.

3. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 응축기(condenser), 펌프(pump), 가열기(heater), 증발기(evaporator), 터빈(turbine) 등으로 구성된 시스템

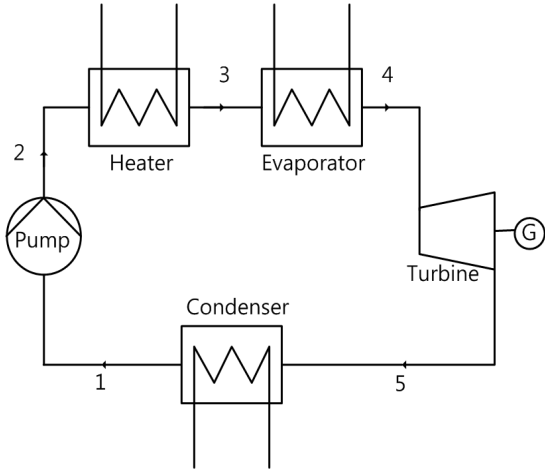


Fig. 4 Temperature-volume diagram for working fluids

에 대하여 해석한다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 터빈 입구에서 작동유체는 온도 T_H 의 포화증기이다.
- 2) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화액이다.
- 3) 열교환기에서의 열교환 외에 시스템의 열손실은 무시한다.
- 4) 펌프와 터빈 이외에서의 압력변화는 무시하며, 펌프와 터빈의 거동은 등엔트로피 효율 η_p 와 η_t 로 특성화된다.

시스템의 고압과 저압 P_H 와 P_L 은 터빈 입구와 응축기 출구에서 작동유체의 온도 T_H 와 T_L 에 각각 대응하는 포화압력으로 결정된다.

4. 결과 및 토의

본 연구에서는 시스템의 주요 변수들의 기본값으로 $T_L = 20^\circ\text{C}$, $\eta_p = 0.80$, $\eta_t = 0.80$ 을 사용한다. 대표적인 예로서 $T_H = 80^\circ\text{C}$ 인 경우 작동유체가 R134a일 때 시스템의 각 위치에서 열역학적 상태량들은 Table 2와 같다.

응축기에서 나온 $T_1 = T_L = 20^\circ\text{C}$, 포화액인 상태 ①의 작동유체는 ($P_1 =$ 시스템 저압 = 5.14 bar) 펌

Table 2 Thermodynamic properties for R134a at $T_H = 75^\circ\text{C}$, $T_L = 20^\circ\text{C}$

No	x	T ($^\circ\text{C}$)	P (bar)	v (m^3/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
①	0.00	20.0	5.14	0.95	0.0	0.000
②	-0.72	21.3	19.99	0.95	1.8	0.001
③	0.00	75.0	19.99	1.27	86.1	0.263
④	1.00	75.0	19.99	9.31	202.7	0.598
⑤	1.02	24.8	5.14	41.70	180.8	0.617

프에 의해 $P_2 = P_3 = 19.99 \text{ bar}$ 의 상태 ②로 가압된다. 이어서 작동유체는 가열기로 $T_3 = T_H = 75^\circ\text{C}$ 의 포화액인 상태 ③까지 등압 가열된 후, 증발기에서 포화증기의 상태 ④까지 등압 가열된다. 작동유체는 이어 터빈에서 다시 압력 P_L 의 상태 ⑤까지 팽창되어 응축기로 들어간다.

본 연구에서는 포화혼합물뿐만 아니라 압축액이나 과열증기의 상태를 파악하기 위해 엔탈피비 x 를 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad (17)$$

엔탈피비 x 는 포화혼합물인 경우에는 건도(quality)와 일치하고, 압축액인 경우에는 음의 값을 가지며

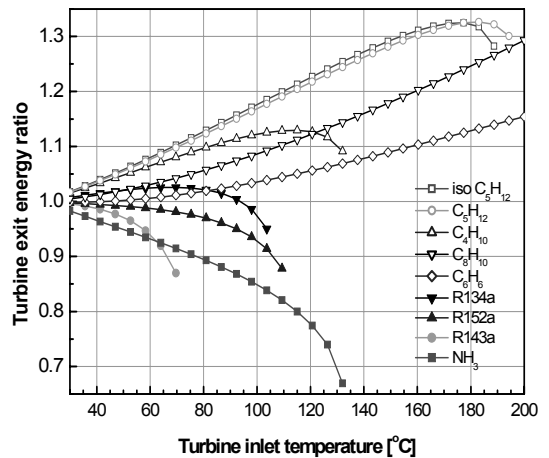


Fig. 5 Turbine exit enthalpy ratio for various working fluids

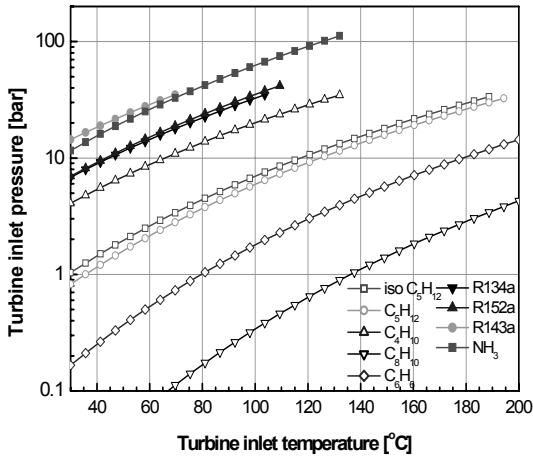


Fig. 6 Turbine inlet pressure for various working fluids

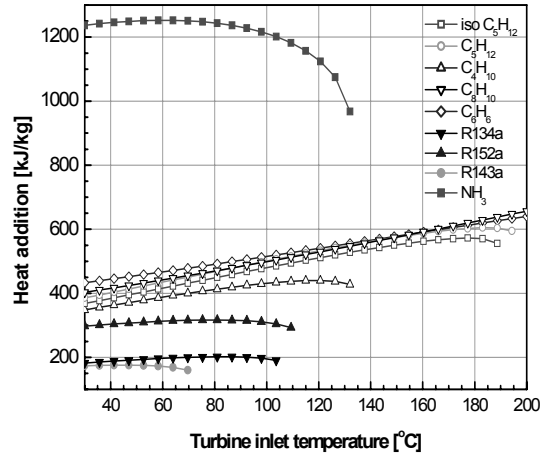


Fig. 8 Heat addition for various working fluids

과열증기인 경우에는 1보다 큰 값을 갖는다.

Fig. 5에서는 터빈입구온도의 변화에 따라 터빈 출구에서 각 작동유체의 엔탈피비의 변화를 보여준다. 터빈 출구에서 iso-C₅H₁₂, C₅H₁₂ 등 건유체들은 엔탈피값이 1보다 항상 커서 과열증기 상태이며, 터빈입구온도의 상승에 따라 엔탈피비도 함께 증가하는데 이는 과열도가 커짐을 의미한다. 한편 NH₃, R143a 등 습유체, 등엔트로피 유체의 경우에는 터빈 출구에서 엔탈피비가 1보다 작으며 이 경우는 터빈 출구에서 작동유체는 포화혼합물 상태이며 엔탈

피비가 건도를 의미한다. 터빈입구온도가 상승하면 엔탈피비는 감소하며, 출구 건도가 너무 낮아지면 축류터빈 등의 사용이 곤란해진다.

Fig. 6에서는 터빈입구온도의 변화에 따른 터빈 입구압력의 변화를 보여준다. 터빈입구온도가 상승함에 따라 모든 작동유체는 터빈입구압력이 증가하는데, 터빈입구압력이 R143a, NH₃ 등은 특히 높고 터빈입구온도가 높은 영역에서는 터빈입구압력이 지나치게 높아져 적절한 운전영역을 벗어나게 된다. 반면에 C₈H₁₀, C₆H₆ 등은 주어진 터빈입구온도에서

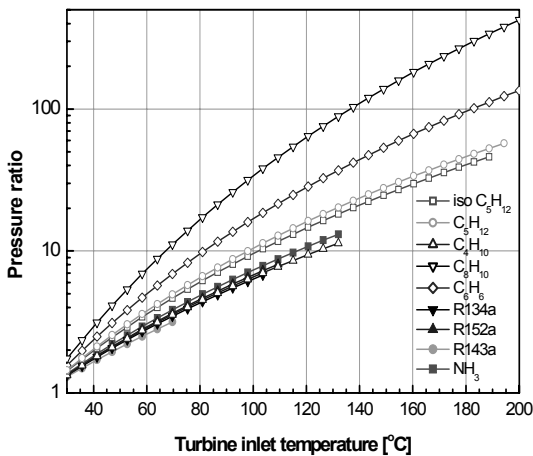


Fig. 7 Pressure ratio for various working fluids

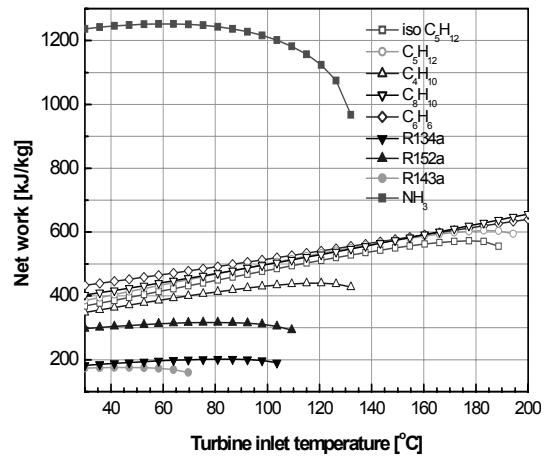


Fig. 9 Net work for various working fluids

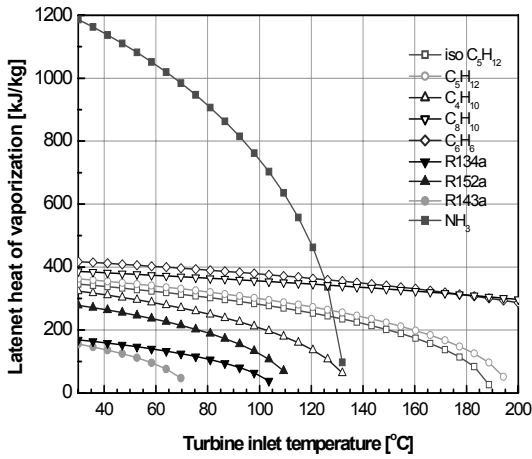


Fig. 10 Latent heat for various working fluids

터빈입구압력이 상대적으로 낮다.

Fig. 7에서는 터빈입구온도의 변화에 따라 압력비의 변화를 보여준다. 터빈입구온도가 상승함에 따라 모든 작동유체에 대해 압력비가 증가하며 작동유체간 압력비의 차이도 확대되는데, 그 크기는 C₈H₁₀, C₆H₆ 등이 높고 R143a, NH₃ 등이 낮다. 터빈입구온도가 매우 낮아지면 압력비는 작동유체의 종류에 관계없이 같은 값으로 수렴하게 된다.

Fig. 8과 Fig. 9에서는 터빈입구온도의 변화에 따라 가열기와 증발기에서의 열유입량과 순생산일의 변화를 보여준다. NH₃의 경우에는 단위질량당 열유입량과 순생산일이 다른 작동유체에 비해 매우 크며, 터빈입구온도에 따른 크기 변화는 미미하나 터빈입구온도가 높아지면 급격히 감소한다. C₈H₁₀, C₆H₆, iso-C₅H₁₂, C₅H₁₂ 등은 터빈입구온도가 상승함에 따라 열유입량과 순생산일은 거의 직선적으로 비례하여 증가한다. R134a나 R143a는 열유입량이나 순생산일이 다른 작동유체들에 비해 상대적으로 작으며 터빈입구온도의 변화에도 크기에 큰 차이가 없다.

Fig. 10에서는 터빈입구온도의 변화에 따른 증발기에서의 증발잠열 흡열량의 변화를 보여준다. 모든 작동유체에 대해 증발잠열은 터빈입구온도가 상승함에 따라 감소하며 특히 터빈입구온도가 임계온도에 가까워지면 급속히 감소하게 된다. 단위질량

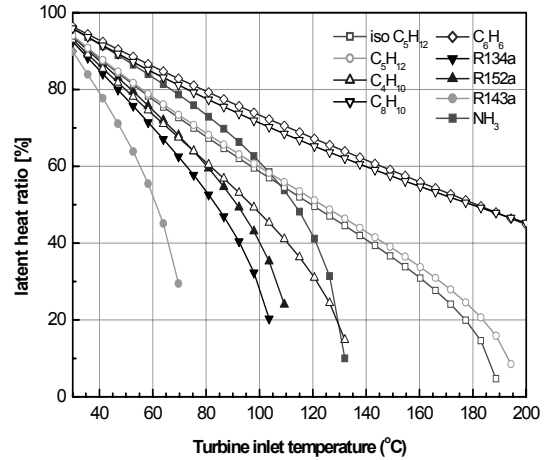


Fig. 11 Ratio of latent heat input to total heat addition for various working fluids

당 증발잠열은 NH₃가 다른 작동유체에 비해 현저히 크고, C₆H₆, C₈H₁₀ 등이 큰 편이며 R143a, R134a 등이 작다.

Fig. 11에서는 터빈입구온도의 변화에 따른 증발잠열비 ϕ 의 변화를 보여준다. 증발잠열비 ϕ 는 외부 열원으로부터의 열유입량에 대한 증발잠열의 비로 정의되며 가열기와 증발기의 용량 정도의 기준이 된다. 모든 작동유체에 대해 증발잠열비는 터빈입구온도가 상승함에 따라 거의 선형적으로 감소하다

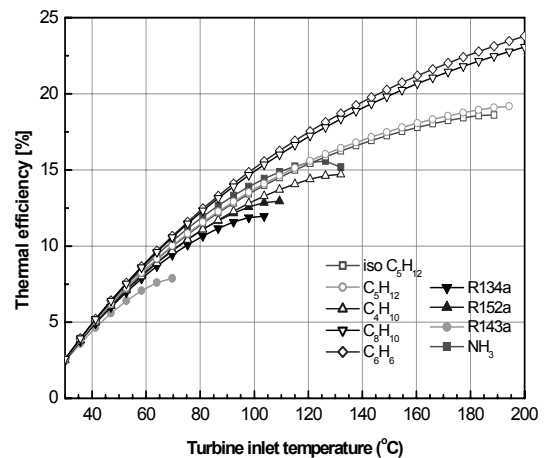


Fig. 12 Thermal efficiency for various working fluids

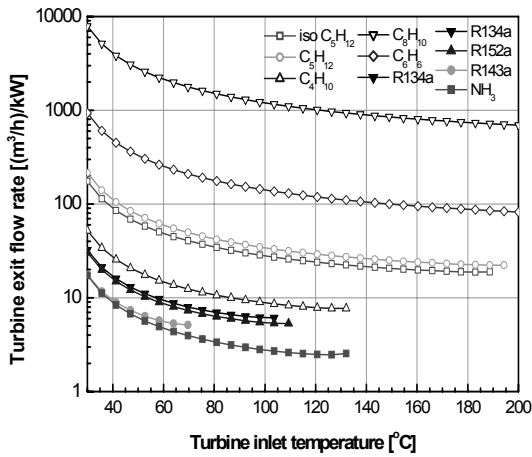


Fig. 13 Turbine exit flow rate per 1 kW of net power for various working fluids

가 터빈입구온도가 임계온도에 가까워지면 급속히 감소하게 된다. 증발잠열비는 C_6H_6 , C_8H_{10} 등이 큰 편이며 R143a, R134a 등이 작다.

Fig. 12에서는 터빈입구온도의 변화에 따른 열효율의 변화를 보여준다. 열효율은 C_6H_6 , C_8H_{10} 등이 가장 높은 편이며 NH_3 에 비해서도 높고 R143a, R134a 등이 작은 편이다. 따라서 열효율은 증발잠열보다는 증발잠열비에 더 관계됨을 알 수 있다. 열효율은 터빈입구온도가 낮아질수록 낮아지는데 터빈입구온도가 매우 낮아지면 작동유체의 종류와 관계없이 같아지며 터빈입구온도에 선형적으로 감소하게 된다.

Fig. 13에서는 터빈입구온도의 변화에 따라서 순출력 1kW를 내기 위한 터빈 출구에서의 체적유량의 변화를 보여준다. 모든 작동유체에 대해 유량은 터빈입구온도가 상승함에 따라 감소하며, C_8H_8 , C_6H_6 등이 값이 크고 NH_3 , R143a 등이 작다. 특히 터빈입구온도가 낮은 영역에서는 C_8H_8 , C_6H_6 등의 열효율은 비록 좋으나 체적유량이 매우 커지므로 이 경제성을 잃게 된다.

5. 결 론

저온의 열원을 효율적으로 활용하기 위한 유기랭킨사이클(ORC)에서 아홉가지 작동유체 경우에 대

한 열역학적 거동을 다양한 관점에서 해석하였으며 주요 내용은 다음과 같다.

- 1) NH_3 는 증발잠열이 크고 체적유량이 작으나 터빈입구온도가 낮은 영역을 벗어나면 터빈출구건도가 매우 낮아지고 터빈입구압력이 매우 높아진다.
- 2) C_6H_6 , C_8H_{10} 은 열효율은 좋으나 터빈입구온도가 낮아지면 터빈입구압력이 지나치게 낮아지고 터빈출구 유량이 지나치게 커진다.
- 3) 터빈입구온도가 낮아짐에 따라 모든 작동유체에 대해 시스템 열효율이 낮아지나 그 차이는 줄어들어 매우 낮은 온도 영역에서는 작동유체의 종류와 관계없이 열효율이 같아지며 터빈입구온도에 따라 선형으로 변화한다.
- 4) 넓은 온도나 압력 범위에서 모든 열역학적 성질 면에서 우수한 작동유체는 없기 때문에 주어진 온도나 압력 조건에서 다양한 성질을 비교 검토하여 유체를 선정해야 한다.

후 기

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

참 고 문 헌

- 1) 최영찬, 박태준, 홍재창, 조선영, “가정·상업부문 이용을 위한 산업체 폐열특성 연구”, 한국에너지공학회지, Vol. 8, 1999, pp. 242-247.
- 2) Lolos P.A., Rogdakis E.D., “A Kalina power cycle driven by renewable energy sources”, Energy, Vol. 34, 2009, pp. 457-464.
- 3) Roy P., Desilets M., Galanis N., Nesreddine H., Cayer E., “Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH_3 - H_2O mixture as working fluid”, Int. J. Thermal Sci., Vol. 49, 2010, pp. 48-58.
- 4) 김경훈, 김세웅, 고희중, “저온폐열 활용을 위

- 한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클에 관한 연구”, 한국수소및신에너지 논문집, Vol. 21, No. 6, 2010, pp. 570-579.
- 5) 김경훈, “암모니아-물 작동유체의 부분증발유동을 적용한 재생 랭킨사이클에 관한 연구”, 설비공학논문집, Vol. 23, No. 3, 2011, pp. 224-231.
 - 6) 김경훈, 고흥중, 김세웅, “저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 칼리나 사이클의 성능 해석”, 한국수소및신에너지 논문집, Vol. 22, No. 1, 2011, pp. 109-117.
 - 7) Hung T.C., Shai T.Y., Wang S.K., “A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat”, Energy, Vol. 22, 1997, pp. 661-667.
 - 8) Larjola J., “Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)”, Int. J. Production Economics, Vol. 41, 1995, pp. 227-235.
 - 9) Drescher U., Brueggemann D., “Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, Applied Thermal Eng., Vol. 27, 2007, pp. 223-228.
 - 10) Hettiarachichi H.D.M., Golubovic M., Worek W.M., “Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources”, Energy, Vol. 32, 2007, pp. 1698-1706.
 - 11) Chacartegui R., Sanchez D., Munoz J.M., Sanchez T., “Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle for power plants”, Applied Energy, Vol. 86, 2009, pp. 2162-2170.
 - 12) N.J.Kim, Ng K.C., Chun W., “Using the condenser effluent from a nuclear power plant for ocean thermal energy conversion”, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 36, 2009, pp. 1008-1013.
 - 13) Dai Y., Wang J., Gao L., “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, Energy Convs. Mgmt., Vol. 50, 2009, pp. 576-582.
 - 14) 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.
 - 15) Delgado-Torres A.M., Garcia-Rodriguez, “Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)”, Energy Convs. Mgmt, Vol. 51, 2010, pp. 2846-2856.
 - 16) 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.
 - 17) Jing L., Gang P., Jie J., “Optimization of low temperature solar thermal electric generation with organic Rankine cycle in different areas”, Applied Energy, Vol. 87, 2010, pp. 3355- 3365.
 - 18) Lai N.A., Wendland M., Fisher J., “Working fluids for high temperature organic Rankine cycle”, Energy, Vol. 36, 2011, pp. 199-211.
 - 19) 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.
 - 20) Yang T., Chen G.J., Guo T.M., “Extension of the Wong-Sandler mixing rule to the three-parameter Patel-Teja equation of state: Application up to the near-critical region”, Chem. Eng. J, Vol. 67, 1997, pp. 27-36.
 - 21) 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.
 - 22) Yaws C.L., “Chemical properties handbook”, McGraw-Hill, 1999.