

유기랭킨사이클에서 핀치온도차의 변화에 따른 열교환기의 열역학적 성능특성

김경훈 · 정영관 · 박상희[†]
금오공과대학교 기계공학과

Characteristics of Thermodynamic Performance of Heat Exchanger in Organic Rankine Cycle Depending on Pinch Temperature Difference

KYOUNG HOON KIM, YOUNG GUAN JUNG, SANG HEE PARK[†]

Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
61 Daehak-ro, Gumi, Gyeongbuk, 39177, Korea

Abstract >> In this paper a performance analysis is carried out based on the first and second laws of thermodynamics for heat exchanger in organic Rankine cycle (ORC) for the recovery of low-temperature finite thermal energy source. In the analysis, effects of the selection of working fluid and pinch temperature difference are investigated on the performance of the heat exchanger including the effectiveness of the heat exchanger, exergy destruction, second-law efficiency, number of transfer unit (NTU), and pinch point. The temperature distribution are shown depending on the working fluids and the pinch temperature difference. The results show that the performance of the heat exchanger depends on the pinch temperature difference sensitively. As the pinch temperature increases, the exergy destruction in the evaporator increases but the effectiveness, second law efficiency and NTU decreases.

Key words : Low-temperature heat source(저온 열원), Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Exergy(엑서지), Working fluid(작동 유체), Pinch temperature difference(핀치온도차)

Nomenclature

A : heat transfer area, m^2

c_p : isobaric specific heat, $kJ/kg^\circ C$

D : exergy destruction rate, kW

e : specific exergy, kJ/kg

f : log mean temperature difference, $^\circ C$

H : dimensionless enthalpy

h : specific enthalpy, kJ/kg

m : mass flow rate, kg/s

NTU : number of transfer unit

P : pressure, bar

Q : heat transfer rate, kW

s : specific entropy, $kJ/kg^\circ C$

T : temperature, $^\circ C$

T_C : coolant temperature, $^\circ C$

T_H : turbine inlet temperature, $^\circ C$

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

Received : 2015.10.1 in revised form : 2015.10.22 Accepted : 2015.12.30

Copyright © 2015 KHNES

T_L	: condensing temperature, °C
T_S	: source temperature, °C
s	: specific entropy, kJ/kg·K
U	: overall heat transfer coefficient, kW/m ² ·°C
x	: enthalpy ratio
ΔT_{pp}	: pinch temperature difference, °C
ϵ	: effectiveness
η_{II}	: second-law efficiency
η_p	: isentropic efficiency of pump
η_t	: isentropic efficiency of turbine

Subscripts

0	: dead state
c	: coolant, cold
f	: saturated liquid
g	: saturated vapor
h	: hot
in	: inlet
out	: outlet
g	: saturated vapor
s	: source
w	: working fluid

1. 서 론

화석연료의 의존을 줄이기 위한 신재생 에너지의 사용은 환경적으로도 중요한 역할을 하고 있다. 국제 에너지기구(International Energy Agency, IEA)에 따르면 신재생 에너지에 의한 전기 공급 비중이 2011년 21%이었던 것이 2035년도에는 31%까지 상승할 것으로 전망되고 있다¹⁾. 그러므로 지열, 태양에너지, 바이오메스 연소, 산업체 폐열 등 저등급의 신재생 에너지를 효율적으로 사용하는 것이 점점 더 중요해지고 있다. 이러한 상황에서 물과 암모니아과 같은

비공비 혼합물(Zeotropic Mixture)을 작동유체로 하는 동력 생산시스템과 함께 물 대신 다양한 유기 물질을 작동유체로 하는 유기랭킨사이클(Organic Rankine cycle, ORC)이 주목 받고 있으며 이들에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다²⁻⁴⁾.

ORC는 저온 열원에 의한 발전 방식 중 가장 적합한 방식 중의 하나로 인정받고 있다. ORC는 다양한 열원에 대한 적용성이 높고 구조가 복잡하지 않으며 운전경비가 적게 들고 소규모 발전이나 분산 발전에도 적합하며 적은 초기 투자비용이나 시장에서의 풍부한 공급 능력 등 많은 장점을 가지고 있다. Bao와 Zhao⁵⁾는 ORC를 위한 작동유체와 팽창기의 선택에 관한 리뷰 연구를 보고하였으며 Lecompte 등⁶⁾은 폐열 이용을 위한 ORC에 관한 리뷰 연구를 보고하는 등 많은 연구가 수행되었다⁷⁻⁹⁾.

Drescher와 Bruggemann¹⁰⁾은 고체 바이오 매스를 열원으로 하는 ORC에서 열역학적 해석을 통해 알킬벤젠 계열의 유체가 가장 적합한 것으로 보고하였다. Heberle와 Bruggemann¹¹⁾은 ORC를 기본으로 하는 직렬과 병렬 연결의 열병합 발전에 대해 연구하였다. Hung 등¹²⁾은 열원의 온도가 매우 낮을 때 ORC의 특성을 조사하였으며, Tchanche 등¹³⁾은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 열효율뿐만 아니라 작동유체 종류에 따른 다양한 열역학적 특성을 조사하였다. Dai 등¹⁴⁾은 유전자 최적화 알고리즘을 이용한 최적 연구를 통해 이소부탄과 R236ea (1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane, C₃H₂F₆)가 가장 우수한 작동유체로 추천하였다.

ORC는 발전용 이외에도 응용 분야가 많은데 Manolakos 등¹⁵⁾은 태양 에너지를 열원으로 하는 ORC를 이용한 담수화 시스템에 대해 연구하였으며, Sun¹⁶⁾은 태양열을 이용한 복합 분사-증기 압축 사이클에서 공기 조화와 냉동에 대해서 연구하였다. Vidal 등¹⁷⁾은 ORC를 이용한 복합 분사-증기 압축 사이클의 최적화에 대해 보고하였으며, ORC와 증기압축 냉동의 복합

사이클에 대한 열역학적 성능 특성¹⁸⁻²⁰⁾과 ORC와 LNG 냉열을 이용하는 복합 사이클에 대해서도 보고되었다²¹⁻²²⁾.

그런데 ORC에서 사용하는 저등급 열원은 대부분이 현열 에너지이기 때문에 열교환기에서 열전달이 진행됨에 따라 온도가 변화하게 된다. 따라서 ORC 시스템의 성능을 개선하기 위해서는 열교환기 내에서 온도의 불균형으로 인한 비가역성을 줄여야 하며 이를 위해서는 열교환기에서 열원 유체와 작동유체 간의 온도 분포를 비롯한 열역학적 해석이 필요하나 이에 대한 연구 보고는 많지 않다. Kim 등²³⁻²⁴⁾은 물-암모니아 랭킨 사이클의 열교환기에서 고온과 저온 유체의 온도 분포, 엑서지 파괴와 핀치 포인트 등에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원의 변환을 위한 ORC의 열교환기의 열역학적 성능 특성을 해석한다. 다양한 작동 유체에 대해 열원유체와 작동유체의 온도 분포의 변화를 분석하고 핀치 온도차의 변화에 따라 열교환기에서 유용도, 엑서지 파괴, 열역학 제2법칙 효율, 핀치 포인트 발생 등에 대해 연구하고자 한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 열원을 사용하고, 응축기, 펌프, 열교환기, 그리고 터빈으로 구성된 ORC의 열역학적 성능 특성에 대해 분석한다. 시스템에서 작동유체는 온도 T_c 의 냉각수에 의해 냉각되어 온도 T_L 의 포화액 상태로 응축기를 나온다(상태 1). 이때의 포화압력 P_L 은 응축기압으로서 시스템의 저압이 된다. 펌프에서 작동유체는 열교환기압까지 가압되어(상태 2), 열교환기로 들어가 온도 T_s 의 열원유체를 통해 압력 P_H 의 포화증기 상태까지 가열된다(상태 3). 열교환기에서 작동유체의 압력은 P_H 로서 시스템의 고압이 된다. 열

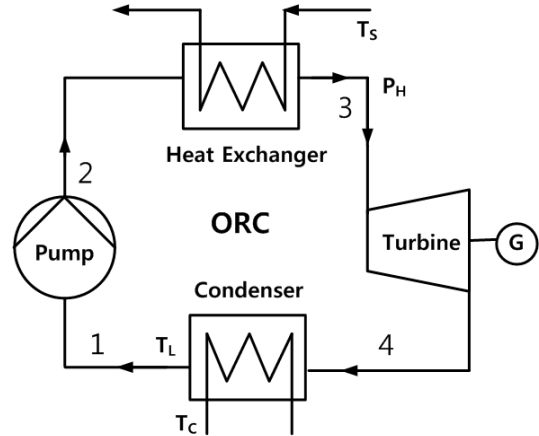


Fig. 1 Schematic diagram of ORC system

교환기를 나온 작동유체의 증기는 터빈에서 응축기 압력까지 팽창되고(상태 4) 다시 응축기로 들어가는 사이클이 반복된다.

본 연구에서는 펌프, 터빈 및 교축밸브를 제외한 요소에서 압력손실은 무시하며, 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각 η_p 와 η_t 로 일정하게 주어진다 가정한다. 또한 열교환기 및 응축기에서는 고온 및 저온 유체간 열전달 이외의 열손실은 무시하며, 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치온도차 ΔT_{pp} 로 운전된다고 가정한다.

$$\min(T_{hot} - T_{cold}) = \Delta T_{pp} \quad (1)$$

열원 유체의 질량유량을 m_s 라 하면 작동유체의 질량유량 m_w 와 냉각수의 질량유량 m_c 는 열교환기에서의 에너지 평형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_w = \frac{m_s c_{ps} (T_s - T_{sout})}{h_3 - h_2} \quad (2)$$

$$m_c = \frac{m_w (h_4 - h_1)}{c_{pc} (T_{cout} - T_c)} \quad (3)$$

무차원 엔탈피비 H 와 엔탈피비 x 는 다음과 같이 정의한다.

$$H = \frac{h - h_2}{h_3 - h_2} \quad (4)$$

$$x = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad (5)$$

여기에서 H 는 열교환기에서 무차원 열전달을 나타내며 작동유체를 기준으로 열교환기 입구에서 0 출구에서 1의 값을 갖는다. x 는 포화 혼합물 상태에서는 건도(quality)와 같고 압축액 상태에서는 음의 값을 과열증기 상태에서는 1보다 큰 값을 갖는다.

엑서지는 최대 가용일의 척도로서 다음과 같이 정의한다.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

여기에서 하첨자 0은 사장상태를 나타내며 열원 유체와 냉각수의 엑서지는 다음과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

$$e = c_p [T_s - T - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (7)$$

열교환기에서의 열전달 Q , 엑서지 파괴 D , 유용도 ϵ 그리고 열역학 제2법칙효율 η_{II} 는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q = m_w (h_3 - h_2) \quad (8)$$

$$D = m_s c_{ps} [T_s - T_0 - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (9)$$

$$\epsilon = \frac{T_s - T_{sout}}{T_s - T_2} \quad (10)$$

$$\eta_{II} = \frac{m_w (e_3 - e_2)}{m_s (e_s - e_{sout})} \quad (11)$$

한편 열교환기의 크기는 근사적으로 다음과 같이 정의되는 NTU (Number of Transfer Unit)로서 평가할 수 있다.

$$NTU = \frac{UA}{m_s c_{ps}} = \frac{T_{sf} - T_{sout}}{f(T_{sf}, T_{sout}, T_2, T_3)} + \frac{T_{sg} - T_{sf}}{f(T_{sg}, T_{sf}, T_3, T_3)} \quad (12)$$

여기에서 U 는 열관류율, A 는 열교환 면적, T_{sf} 와 T_{sg} 는 각각 작동유체가 포화액과 포화증기일 때 열원유체의 온도이고 f 는 다음과 같이 정의되는 로그평균온도차이다.

$$f(T_{hin}, T_{hout}, T_{cin}, T_{cout}) = \frac{(T_{hin} - T_{cout}) - (T_{hout} - T_{cin})}{\ln[(T_{hin} - T_{cout}) / (T_{hout} - T_{cin})]} \quad (13)$$

본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 시스템의 열역학적 성능을 해석하며²⁵⁻²⁶⁾ 작동유체에 대한 분자량 M , 임계온도 T_{cr} , 임계압력 P_{cr} , 이심인자 ω 등 기본적인 열역학적 성질들은 Table 1에 주어진다²⁷⁾.

Table 1 Basic data for working fluids

Substance	M (kg/kmol)	T_{cr} (K)	P_{cr} (bar)	ω
R143a	86.041	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
propane	44.096	396.82	42.49	0.152
ammonia	17.031	405.65	112.78	0.252
isobutane	58.123	408.14	36.48	0.177
R245fa	134.048	427.20	36.40	0.372

작동유체로서는 임계온도가 낮은 순으로 R143a (1,1,1-Trifluoroethane, $C_2H_3F_3$), R22 (Difluoromono-chloroethane, CH_2ClCF_2), R134a (1,1,1,2-Tetrafluoro ethane, CH_2FCF_3), R152a (1,1-Difluoroethane, $C_2H_4F_2$), 프로판(propane), 암모니아, 이소부탄(isobutane) 및 R245fa (1,1,1,3,3-Pentafluoropropane, $C_3H_3F_5$)의 여덟가지 물질을 고려한다.

3. 결과 및 토의

시스템의 주요 변수 값들은 기본값으로서 $T_s = 150^\circ\text{C}$, $T_L = 40^\circ\text{C}$, $T_C = T_0 = 25^\circ\text{C}$, $P_H = 20 \text{ bar}$, $\eta_p = 85\%$, $\eta_t = 85\%$ 를 사용하며, 열원 유체는 유량 1 kg/s 의 물이다.

Fig. 2에서는 $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$ 일 때 열교환기에서 열원 유체와 작동유체의 온도분포를 R134a, 프로판, 이소부탄, 그리고 R245fa에 대해 보여준다. 같은 터빈입구압력에 대해 R134a, 프로판, 이소부탄, 그리고 R245fa 순으로 증발온도가 올라가고 이에 따라 핀치점 온도도 상승함을 알 수 있다. 이에 따라 열원유체의 출구 온도가 올라가고 따라서 열교환기에서의 열전달도

감소하게 된다. 핀치점에서 엔탈피비 x_{pp} 는 프로판, 이소부탄, 그리고 R245fa에서는 0이고 이는 핀치점이 작동유체가 포화액일 때 발생함을 말해준다. 그러나 R134a의 경우에 엔탈피비는 -0.203 으로 이는 과냉액 상태에서 핀치점이 발생하는 것이며, 이러한 현상은 열교환기 내에서 작동유체 온도의 비선형 분포로 인한 것으로서 핀치점 계산 시 주의해야 한다. 또한 핀치점에서의 무차원 엔탈피 H_{pp} 는 작동유체 순으로 0.189, 0.307, 0.457, 0.583으로 상승하는데 이는 열교환기 전체 열전달 중 액체 부분의 가열량이 차지하는 비율이 늘어남을 의미한다.

Fig. 3에서는 작동유체가 R245fa인 경우에 핀치 온도차의 변화에 따른 열교환기에서의 열원유체와 작동유체의 온도분포의 변화를 보여준다. 핀치 온도차가 10°C , 8°C , 6°C 및 4°C 일 때 핀치 무차원 엔탈피는 0.251, 0.227, 0.202, 0.176으로 감소하며 핀치 엔탈피비는 -0.111 , 0.147, -0.184 , -0.222 로 증가하며 따라서 핀치 포인트에서 작동유체의 과냉도는 작아진다.

Fig. 4에서는 핀치온도차와 작동유체에 따른 핀치 무차원 엔탈피의 변화를 보여준다. 핀치 무차원 엔탈피

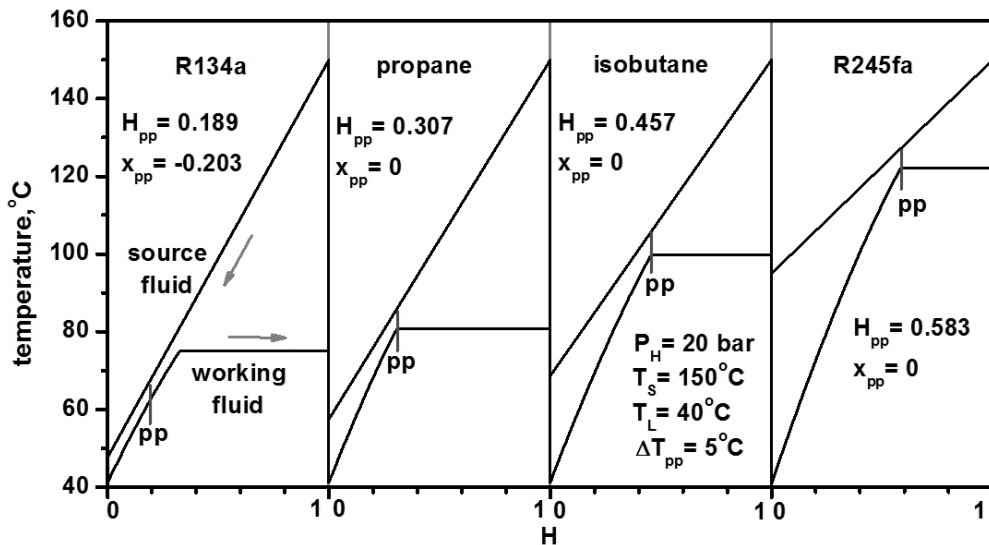


Fig. 2 Temperature distributions in heat exchanger for various working fluids

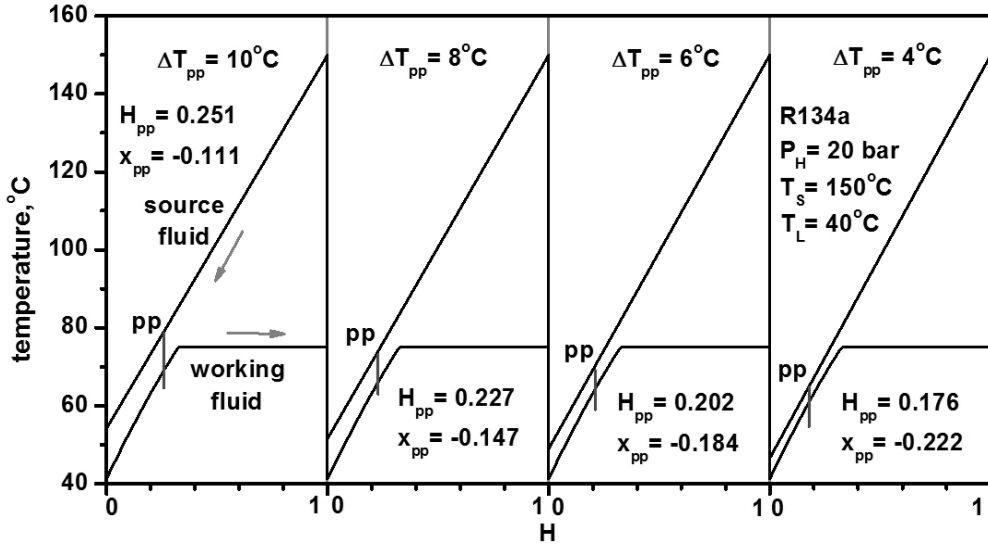


Fig. 3 Temperature distributions in heat exchanger for various pinch temperature differences

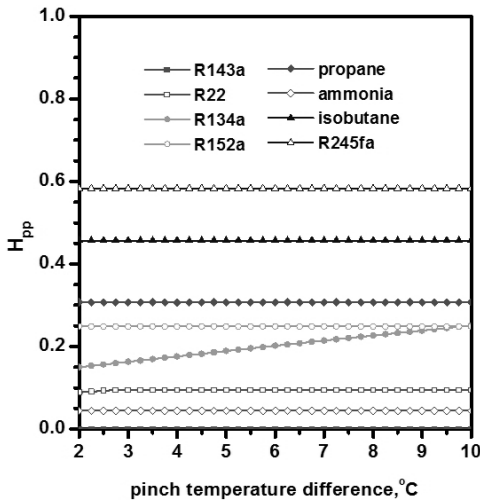


Fig. 4 Variations of pinch point dimensionless enthalpy

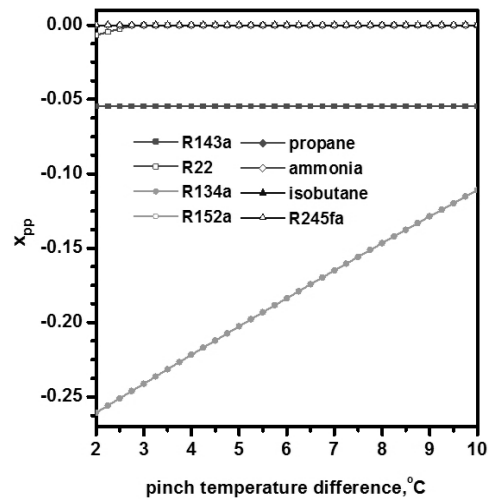


Fig. 5 Variations of pinch point enthalpy ratio

피는 R134a의 경우에는 핀치 온도차가 감소함에 따라 작아지지만 그 이외의 작동유체들의 경우에는 핀치 온도차에 관계없이 거의 일정하다. 또한 주어진 핀치 온도차에 대해서는 작동유체의 임계온도가 높아질수록 핀치 무차원 엔탈피도 증가하지만, 암모니아의 경우에는 예외인데 이는 암모니아의 경우에는 임계온도가 상대적으로 높아도 같은 압력에서 포화온도가 상대적으로 낮기 때문이다.

Fig. 5에서는 핀치온도차와 작동유체에 따른 핀치 엔탈피비 x_{pp} 의 변화를 보여준다. 핀치온도차가 10에서 2로 감소할 때 핀치 엔탈피비는 작동유체가 R134a인 경우에 -0.111에서 -0.261까지 선형적으로 감소하며 R143인 경우에 -0.055로 일정하여 두 경우에 핀치 점은 과냉액 상태에서 발생함을 알 수 있다. 그 외의 작동유체들은 모두 거의의 핀치 엔탈피비는 1이고 핀치 점은 모두 작동유체가 포화액인 상태에서 발생한다.

Fig. 6에서는 핀치 온도차와 작동유체에 따른 열교환기 질량유량의 변화를 보여준다. 핀치 온도차의 감소에 따라 열교환기의 열전달의 증가와 함께 질량 유량도 선형적으로 증가한다. 고정된 핀치 온도차에 대해서 질량유량은 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 감소하지만 암모니아인 경우에는 예외적으로 모든 작동유체 중에서 가장 낮는데 이는 암모니아의 증발잠열이 다른 작동유체에 비해 월등하게 크기 때문이다.

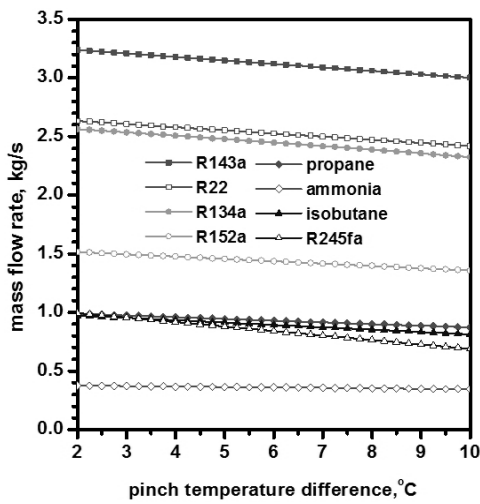


Fig. 6 Variations of mass flow rate

Fig. 7에서는 핀치 온도차와 작동유체에 따른 열교환기 유용도의 변화를 보여준다. 핀치 온도차가 작아지면 핀치점이 발생하는 점의 열원유체 온도가 내려가고 열원유체의 출구 온도가 내려가서 이에 따라 열교환기의 열전달과 유용도가 상승하게 된다. 고정된 핀치 온도차에 대해서 열교환기 유용도는 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 작동유체의 증발온도가 상승하면서 열전달과 유용도가 낮아진다. 하지만 암모니아의 경우에는 전술한 바와 같이 증발온도가 상대적으로 낮아 열교환기 유용도는 상대적으로 높아서 R134a보다는 낮고 R152a보다는 높다.

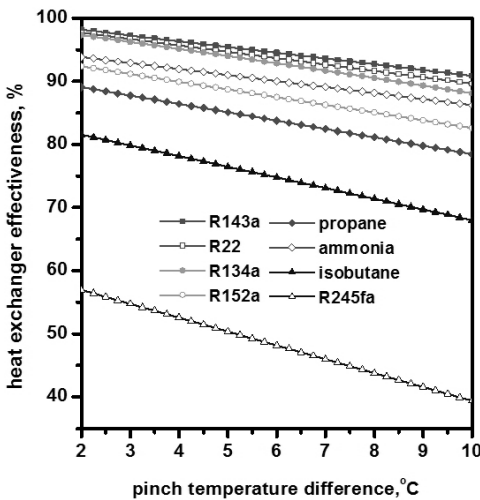


Fig. 7 Variations of heat exchanger effectiveness

Fig. 8에서는 핀치 온도차에 따른 열교환기의 엑서지 파괴를 보여준다. 핀치 온도차가 감소할수록 고온과 저온 유체의 온도차가 줄어들면서 엑서지 파괴도 완만하게 감소하게 된다. 고정된 핀치 온도차에 대해서 엑서지 파괴는 작동유체의 임계온도가 높아질수록 증발온도가 높아지면서 고온과 저온 유체의 온도차가 감소하면서 엑서지 파괴도 줄어든다. 그러나 암모니아는 같은 압력에서 증발온도가 상대적으로 낮기 때문에 예외적으로 높아서 R143a보다 낮고 R22보다 높게 된다.

Fig. 9에서는 핀치 온도차와 작동유체에 따른 열

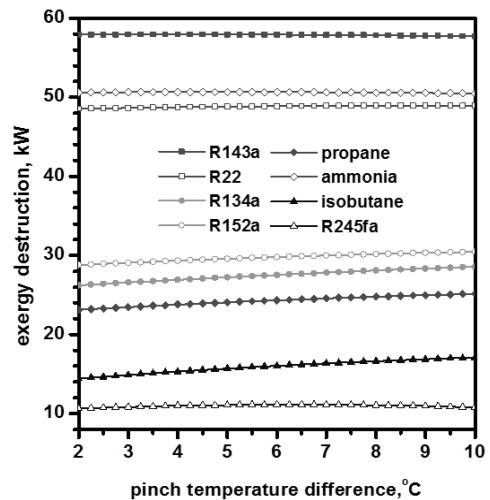


Fig. 8 Variations of exergy destruction

역학 2법칙 효율의 변화를 보여준다. 2법칙 효율은 핀치 온도차가 줄어들수록 증가한다. 이는 핀치 온도차가 줄어들수록 열전달이 늘어나면서 감소 요인이 있지만 엑서지 파괴가 감소하면서 오는 증가 요인이 더 크기 때문이다. 고정된 핀치 온도차에 대해서는 작동유체의 임계온도가 높아질수록 엑서지 파괴가 줄어들면서 2법칙 효율은 증가하게 된다. 암모니아는 예외적으로 엑서지 파괴가 커서 2법칙 효율이 상대적으로 낮다.

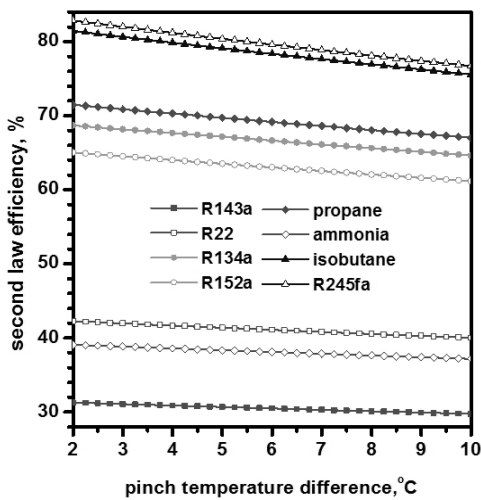


Fig. 9 Variations of second law efficiency

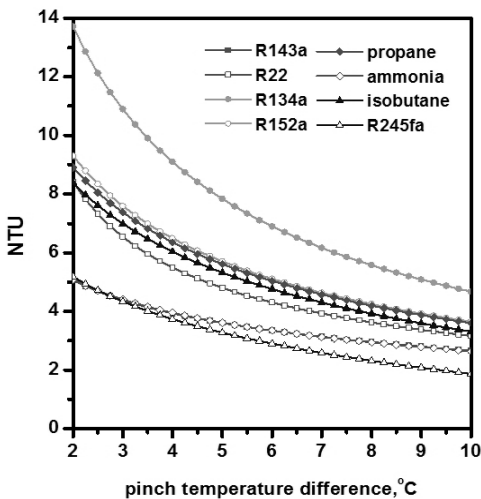


Fig. 10 Variations of NTU

Fig. 10에서는 핀치 온도차와 작동유체에 따른 NTU 의 변화를 보여준다. NTU 는 Eq. (12)에서 보는 바와 같이 열전달에 비례하고 고온과 저온 유체의 평균 온도차에 반비례하는데, 핀치 온도차가 감소할수록 열전달은 증가하고 평균 온도차는 감소하므로 NTU 는 가파르게 상승하게 된다. 한편 고정된 핀치 온도차에 대해서는 작동유체의 임계 온도가 높을수록 열전달도 감소하고 온도차도 감소하여 증가 요인과 감소 요인이 함께 작용하기 때문에 뚜렷한 경향성은 없다. NTU 는 R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R22, R143a, 암모니아, 그리고 R245fa 순으로 높다.

4. 결론

본 연구에서는 현열 에너지 형태의 저온 열원을 사용하는 유기랭킨사이클(organic Rankine cycle)에서 열교환기 성능 특성에 대해 해석하였다. 작동유체는 R143a, R22, R134a, R152a, 프로판, 암모니아, 이소부탄, R245fa의 여덟가지 경우에 대해 분석하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 핀치점은 R143a와 R134a의 경우에는 작동유체가 과냉액 상태에서 발생하며 그 이외에는 포화액 상태에서 발생한다.
- 2) 작동유체의 임계온도가 높을수록 핀치 무차원 엔탈피가 증가하며 이는 열교환기의 열전달 중 과냉액의 가열 비중이 높아짐을 의미한다.
- 3) 핀치 온도차가 감소할수록 열교환기의 질량유량, 유용도, 2법칙 효율 및 NTU 는 증가하고 엑서지 파괴는 감소한다.
- 4) 작동유체의 임계온도가 높을수록 열교환기의 질량유량, 유용도, 2법칙 효율은 증가하고 엑서지 파괴는 감소한다.
- 5) 암모니아는 다른 유체들에 비해서 증발온도가 상대적으로 낮고 증발잠열이 월등하게 커서 다른 유체들과 경향이 상이하다.

- 6) 향후 Low GWP 냉매를 고려한 추가적인 연구와 실험적인 고찰에 의한 보완이 필요하다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

1. International Energy Agency (IEA), "World energy outlook 2013", 2013.
2. V. A. Prisyazhnik, "Alternative trends in development of thermal power plant", *Applied Ther. Eng.*, Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
3. K. H. Kim, C. H. Han, and K. Kim, "Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles", *Thermochimica Acta*, Vol. 530, 2012, pp. 7-16.
4. K. H. Kim, and K. C. Kim, "Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 70, 2014, pp. 50-60.
5. J. Bao, and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 24, 2013, pp. 325-342.
6. S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, and N. De Paepe, "Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 47, 2015, pp. 448-461.
7. K. H. Kim, and Y. G. Kim, "Performance Characteristics of Combined Heat and Power Generation with Series Circuit Using Organic Rankine Cycle", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 22, 2011, pp. 699-705.
8. K. H. Kim, and Y. G. Kim, "Effects of Internal Heat Exchanger on Performance of Organic Rankine Cycles", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 22, pp. 402-408.
9. K. H. Kim, Y. G. Kim, and S. H. Park, "Characteristics of Thermodynamic Performance of Organic Flash Cycle (OFC)", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 24, 2013, pp. 91-97.
10. U. Drescher, and D. Brueggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 27, 2007, pp. 223-228.
11. F. Heberle, and D. Brueggemann, "Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 30, 2010, pp. 1326-1332.
12. T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Guo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy*, Vol. 35, 2010, pp. 1403-1411.
13. B. F. Tchanche, G. Papadakis, and A. Frangoudakis, "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle", *Applied Thermal Eng.*, Vol. 29, 2009, pp. 2468-2476.
14. Y. Dai, J. Wang, and L. Gao, "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 50, 2009, pp. 576-582.
15. D. Manolagos, G. Papadakis, S. Kyritsis, and K. Bouzianas, "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination", *Desalination*, Vol. 203, 2007, pp. 366-374.
16. D. W. Sun, "Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration", *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, 1997, pp. 479-491.
17. H. Vidal, and S. Colle, "Simulation and economic optimization of a solar assisted combined ejector-vapor compression cycle for cooling applications", *Applied Thermal Eng.*, Vol. 30, 2010, pp. 478-486.
18. H. Wang, R. Oeterson, and T. Herron, "Design study of configurations on system COP for a combined ORC and VCC", *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 4809-4820.

19. K. H. Kim, J. Y. Jin, and H. J. Ko, "Performance analysis of a vapor compression cycle driven by organic Rankine cycle", *Trans. of the Korean Society of Hydrogen Energy*, Vol. 23, 2012, pp. 521-529.
20. K. H. Kim, and H. Perez-Blanco, "Performance Analysis of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Power and Refrigeration Cogeneration", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 91, 2015, pp. 964-974.
21. K. Kim, U. Lee, C. Kim, and C. Han, "Design and optimization of cascade organic Rankine cycle for recovering cryogenic energy from liquefied natural gas using binary working fluid", *Energy*, Vol. 88, 2015, pp. 304-313.
22. H. Y. Lee, and K. H. Kim, "Energy and Exergy Analyses of a Combined Power Cycle Using the Organic Rankine Cycle and the Cold Energy of Liquefied Natural Gas", *Entropy*, Vol. 17, 2015, pp. 6412-6432.
23. K. H. Kim, H. J. Ko, and K. Kim, "Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles", *App. Energy*, Vol. 113, 2014, pp. 970-981.
24. K. H. Kim, K. Kim, and H. J. Ko, "Entropy and Exergy Analysis of a Heat Recovery Vapor Generator for Ammonia-Water Mixtures", *Entropy*, Vol. 16, 2014, pp. 2056-2070.
25. T. Yang, G. J. Chen, and T. M. Gou, "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.
26. J. Gao, L. D. Li, and S. G. Ru, "Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule", *Fluid Phase Equilibrium*, Vol. 224, 2004, pp. 213-219.
27. C. L. Yaws, "Chemical Properties Handbook", McGraw-Hill, New York, NY, USA, 1999.