Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society(2012. 10), Vol. 23, No. 5, pp. 521~529
DOI: http://dx.doi.org/10.7316/KHNES.2012.23.5.521

유기 랭킨 사이클로 구동되는 증기압축 냉동사이클의 성능 해석

김경훈[1] · 진재영[2] · 고형종[1†]
[1]금오공과대학교 기계공학과, [2]금오공과대학교 대학원

Performance Analysis of a Vapor Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle

KYOUNG HOON KIM[1], JAEYOUNG JIN[2], HYUNGJONG KO[1†]
[1]Department of Mechanical Engineering
[2]Graduate School, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi, Gyeongbuk, 730-701, Korea

Abstract >> Since the energy demand for refrigeration and air-conditioning has greatly increased all over the world, thermally activated refrigeration cycle has attracted much attention. This study carries out a performance analysis of a vapor compression cycle (VCC) driven by organic Rankine cycle (ORC) utilizing low-temperature heat source in the form of sensible heat. The ORC is assumed to produce minimum net work which is required to drive the VCC without generating an excess electricity. Effects of important system parameters such as turbine inlet pressure, condensing temperature, and evaporating temperature on the system variables such as mass flow ratio, net work production, and coefficient of performance (*COP*) are thoroughly investigated. The effect of choice of working fluid on COP is also considered. Results show that net work production and *COP* increase with increasing turbine inlet pressure or decreasing condensing temperature. Out of the five kinds of organic fluids considered C_4H_{10} gives a relatively high *COP* in the range of low turbine inlet pressure.

Key words : Low-temperature heat source(저온 열원), Organic rankine cycle(유기 랭킨 사이클), Vapor compression cycle(증기압축 냉동사이클), *COP*(성능 계수), Working fluid(작동 유체)

Nomenclature

COP	:	coefficient of performance
h	:	specific enthalpy, kJ/kg
P	:	pressure, bar
P_H	:	turbine inlet pressure, bar
q	:	specific heat transfer, kJ/kg
s	:	specific entropy, kJ/kg·K
T	:	temperature, ℃
T_c	:	condenser temperature, ℃
T_e	:	evaporator temperature, ℃
T_s	:	source temperature, ℃
$\triangle T_{PP}$	:	pinch point temperature difference, ℃
$\triangle T_H$	:	turbine inlet temperature difference, ℃
w	:	specific work, kJ/kg
w_{net}	:	specific net work, kJ/kg
x	:	quality
α	:	division flow ratio
β	:	mass flow ratio of working fluid

†Corresponding author : kohj@kumoh.ac.kr
[접수일 : 2012.7.31 수정일 : 2012.8.16 게재확정일 : 2012.10.26]
Copyright ⓒ 2012 KHNES

η_c : isentropic efficiency of compressor
η_p : isentropic efficiency of pump
η_t : isentropic efficiency of turbine

1. 서 론

탄소 배출에 관련된 화석 연료 연소로 인하여 전 세계적으로 지구 온난화에 대한 환경 문제를 우려하고 있다. 더욱이 최근 원유 가격이 급격히 상승하면서 늘어만 가는 에너지 수요를 화석 연료에만 의존할 수 없게 되면서 대체 에너지의 중요성이 대두되고 있다. 이러한 상황에서 유기 랭킨 사이클(organic Rankine cycle, ORC) 등 산업체 폐열, 태양열, 지열, 해수 온도차 등의 저등급 에너지를 효과적으로 활용하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다[1-3].

ORC는 발전용 이외에도 응용 분야가 많은데 최근에 남부 유럽에서는 태양광을 이용하여 담수를 생산하는 데 활용되었다. 이 연구는 태양 에너지를 동력으로 ORC를 구동하여 역삼투압(reverse osmosis, RO) 과정을 기본으로 하는 담수화 시스템을 운용하는 데 초점을 맞추고 있다. 담수화 시스템은 세계 인구가 지속적으로 증가하는 상황에서 물 부족과 관련하여 중요한 분야인데, 태양광을 사용하기 때문에 환경에 직접적으로 영향을 주지 않는다. ORC에서 발생된 동력은 RO시스템의 고압 펌프를 운전하는 데 직접적으로 사용하여 담수를 얻는다[4-6].

ORC에서 다른 중요한 응용은 환경 또는 공기 조화 분야이다. 많은 주거지의 공기 조화 시스템은 보통 차가운 공기를 만드는 데 증기 압축 냉동 사이클(vapor compression cycle, VCC)을 사용한다. VCC의 압축기를 구동하고 냉각을 하기 위해서는 전력 공급이 필요하다. 특히 덥고 습한 지역이나 계절에는 쾌적한 환경을 유지하기 위해서 전력 수요가 급증하게 된다. 이것은 나아가 정전 등의 문제뿐만 아니라 여름 동안 가정에서의 에어컨 가동으로 인한 에너지 비용의 급격히 증가를 가져온다. 이것이 무한정 사용 가능한 태양열과 지열, 그리고 다양한 폐열 등을 이용하는 공기 조화 및 냉동 기술을 개발하고 개선해야 하는 근본적인 이유이다.

Hung 등[7]은 열원의 온도가 낮을 때 ORC의 특성을 조사하였으며, Delgadotorres와 Garciarodriguez[8]는 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트 장치에서의 최적 운전 조건에 대해 연구하였다. Tchanche 등[9]은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 열효율뿐만 아니라 작동유체 종류에 따른 다양한 열역학적 특성을 조사하였다. Kim[10]은 친환경적인 아홉 가지 작동유체를 대상으로 다양한 관점에서 열역학적 성질들을 비교 분석하고, 특히 터빈 입구 온도가 매우 낮아질 때의 거동을 분석하였다. Jeong과 Kang[11]은 LNG를 연료로 작동되는 큰 규모의 흡수 냉각기를 제안하였다. Sun[12]은 태양열을 이용한 복합 분사-증기 압축 사이클에서 공기 조화와 냉동에 대해서 연구하였다. Vidal과 Colle[13]은 태양열을 이용한 복합 분사-증발 압축 사이클의 냉각 응용 최적화에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. Wang 등[14]은 소각장에서 나오는 열을 사용하는 ORC-VCC 복합 사이클의 성능 계수(coefficient of performance, *COP*)에 대하여 연구하였다.

본 연구에서는 공장 폐열 등 현열 형태의 저온 열원을 이용하여 가동되는 ORC에 의하여 구동되는 VCC의 성능에 대하여 해석하고자 한다. ORC에서 생산되는 순일은 VCC를 구동하는 데만 사용되는 것으로 하여, 터빈 입구 압력과 응축 온도, 증발 온도 등의 변화에 따른 시스템의 성능 변화에 대해서 알아보고 여러 작동 유체에 대한 *COP*를 알아본다.

2. 시스템 해석

2.1 열역학적 상태량 계산

본 연구에서 ORC 및 VCC의 작동유체에 대한 열역학적 상태량은 Patel-Teja 상태방정식을 기반으로 계산한다. 이 상태방정식은 *a, b, c*의 세 개의 파라미터를 가진, 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

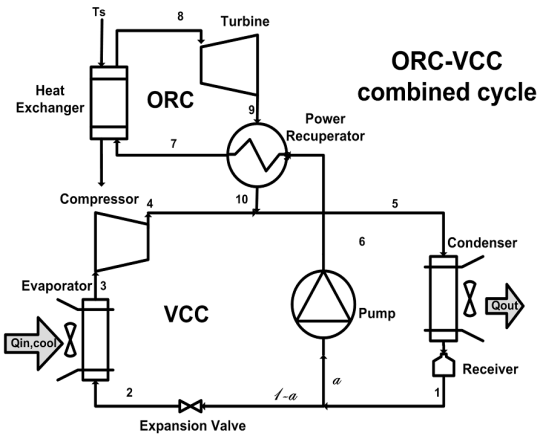

Fig. 1 Schematic diagram of the system

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

여기서 *P*, *v*와 *T*는 유체의 압력, 비체적과 온도를 나타내며 *R*은 기체상수이다. 파라미터 *a, b, c*는 온도의 함수이며 그 구체적인 표현은 문헌들을 참고하면 알 수 있다[15-16].

ORC에서는 작동유체로 랭킨 사이클의 물 대신에 냉매나 탄화수소를 사용하는데, 포화증기 상태에서 온도에 따른 엔트로피의 변화율이 0보다 작으면 습유체(wet fluid), 0보다 크면 건유체(dry fluid), 거의 0이면 등엔트로피 유체(isentropic fluid)로 분류한다. ORC의 열역학적 특성은 작동유체가 습유체냐 건유체냐 등엔트로피 유체냐에 따라 상당히 달라질 수 있다.

2.2 시스템 해석

본 연구에서 해석할 ORC-VCC 복합 사이클을 개략적으로 나타내면 Fig. 1과 같다. ORC는 저온 열원이 가진 에너지를 열교환기를 통하여 현열 형태로 공급함으로써 구동되어 터빈에서 일을 생산하고, 생산되는 일은 VCC의 압축기를 구동하여 냉동사이클을 구동하는 한편 펌프로 작동 유체를 순환시키는데 사용된다. 시스템 성능을 높이기 위해서 터빈 출구 쪽에 재생기(recuperator)가 설치되었다. 터빈이 생산하는 일이 충분할 때 전력을 생산할 수도 있겠지만 여기서는 복합사이클의 용도가 온전히 냉각용으로 사용되는 경우, 즉 터빈은 압축기 구동 외에 추가적인 전력생산을 하지 않는 것으로 해석한다. 따라서 주어진 저온 열원을 이용하여 얼마나 많은 열을 냉각할 수 있느냐가 시스템의 성능을 나타내는 지표가 된다.

시스템의 설계변수로 터빈 입구 압력 P_H, 응축기 온도 T_c, 증발기 온도 T_e 등을 설정할 수 있다. 해석에 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

1) 열원은 온도가 T_s인 표준 공기이다.
2) 사이클은 작동유체의 임계압력보다 낮은 압력으로 운용된다.
3) 열교환기와 재생기에서의 열교환 이외의 열손실은 무시한다.
4) 펌프, 터빈, 압축기의 거동은 각각 일정한 등엔트로피 효율 η_p, η_t, η_c로 나타낼 수 있으며. 이들을 제외한 곳에서 압력변화는 무시한다.
5) 열교환기에서 고온유체와 저온유체의 최소 온도차는 핀치 포인트 온도차 $\triangle T_{PP}$와 같다.
6) 터빈 입구 온도는 열원의 공급 온도 T_s보다 $\triangle T_H$ 만큼 낮다.

유량분배비, 즉 응축기에서 나온 유량 중에서 ORC로 가는 유량의 비를 α로, ORC의 질량유량과 열원 유체의 질량유량의 비를 β로 나타낼 때, 시스템 각 요소에서의 조건들과 질량 및 에너지 평형에 대한 식들을 정리하면 다음과 같다.

① 응축기 출구 (팽창밸브 입구)

$$T_1 = T_c,\ x_1 = 0 \tag{2}$$

② 증발기 입구 (팽창밸브 출구)

$$T_2 = T_e,\ h_2 = h_1 \tag{3}$$

③ 증발기 출구

$$T_3 = T_e,\ x_3 = 1 \tag{4}$$

④ 압축기 출구

$$P_4 = P_1,\ \frac{h_{4s}-h_3}{h_4-h_3} = \eta_c \tag{5}$$

⑤ 응축기 입구

$$P_5 = P_4,\ h_5 = \alpha h_{10} + (1-\alpha)h_4 \tag{6}$$

⑥ 펌프 출구

$$P_6 = P_H,\ \frac{h_{6s}-h_1}{h_2-h_1} = \eta_p \tag{7}$$

⑦ 재생기 저온측 출구

$$P_7 = P_6,\ h_7 - h_6 = h_9 - h_{10} \tag{8}$$

⑧ 터빈 입구

$$T_8 = T_s - \triangle T_H,\ P_8 = P_H \tag{9}$$

⑨ 터빈 출구

$$P_9 = P_1,\ \frac{h_8-h_9}{h_8-h_{9s}} = \eta_t \tag{10}$$

⑩ 재생기 고온측 출구

$$P_{10} = P_9,\ T_{10} = T_6 + \triangle T_{PP} \tag{11}$$

$$\text{압축기} : w_c = \frac{(1-\alpha)\beta}{\alpha}(h_4 - h_3) \tag{12}$$

$$\text{증발기} : q_e = \frac{(1-\alpha)\beta}{\alpha}(h_3 - h_2) \tag{13}$$

$$\text{응축기} : q_c = \frac{\beta}{\alpha}(h_5 - h_1) \tag{14}$$

$$\text{열교환기} : q_{in} = \beta(h_8 - h_7) \tag{15}$$

ORC에서 작동유체 단위질량당 순일, 응축기에서 작동유체 단위질량당 순일, 열원유체 단위질량당 순일을 각각 w_{net0}, w_{net1}, w_{net2}라 하면 이들은 다음과 같이 구할 수 있다.

Table 1 Representative properties of the system at each position for R134a

No	x	T (℃)	P (bar)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)
1	0	60	14.43	$1.14\cdot10^{-3}$	0	0
2	0.43	4	3.12	0.029	0	0.03
3	1	4	3.12	0.066	106.46	0.41
4	1.06	67.37	14.43	0.015	146.18	0.44
5	1.06	67.51	14.43	0.015	146.33	2.77
6	-1.27	62.65	32	$1.12\cdot10^{-3}$	2.20	0.00067
7	0.03	98.99	32	$1.81\cdot10^{-3}$	81.36	0.22
8	2.71	170	32	$8.99\cdot10^{-3}$	243.01	0.64
9	1.63	140.27	14.43	0.021	225.64	0.65
10	1.06	67.65	14.43	0.015	146.48	0.44

$$w_{net0} = (h_8 - h_9) - (h_6 - h_1) \tag{16}$$

$$w_{net1} = \alpha w_{net0} \tag{17}$$

$$w_{net2} = \alpha\beta w_{net0} \tag{18}$$

본 연구에서는 ORC의 터빈에서 생산된 순일이 VCC의 압축기에 사용되는 조건, 즉 $w_{net2} = w_c$가 되는 조건으로 해석한다. 이때의 유량분배비는 최소값이 되며 이보다 유량분배비가 작아지면 ORC에서 생산된 순일로 압축기 소요 일을 충당할 수 없다. 그러므로 이 복합 사이클의 *COP*는 열원 유체로부터 공급받은 열원에 대한 증발기에서의 냉각량의 비 즉, w_{net2}/q_{in}으로 정의된다.

3. 결과 및 토의

3.1 유량분배비

시스템의 주요 변수들에 대한 기본 값으로서 T_s = 190℃, P_H = 32bar, T_c = 60℃, T_e = 4℃, $\triangle T_{PP}$ = 5℃, $\triangle T_H$ = 20℃, 작동 유체 = R134a, η_p = 90%, η_t = 75%, η_c = 80%를 사용한다. 이 기본 값을 사용

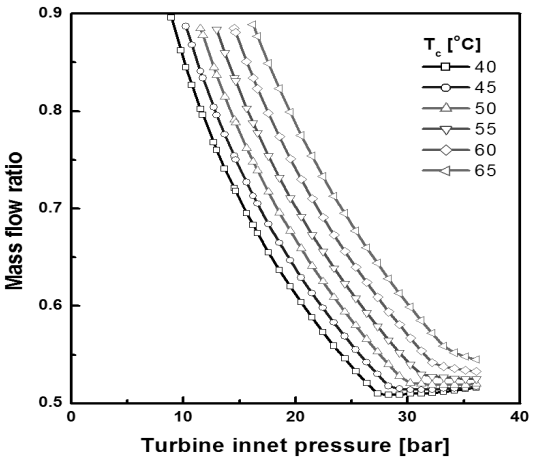

Fig. 2 Plot of mass flow ratio against turbine inlet pressure for various condensing temperature

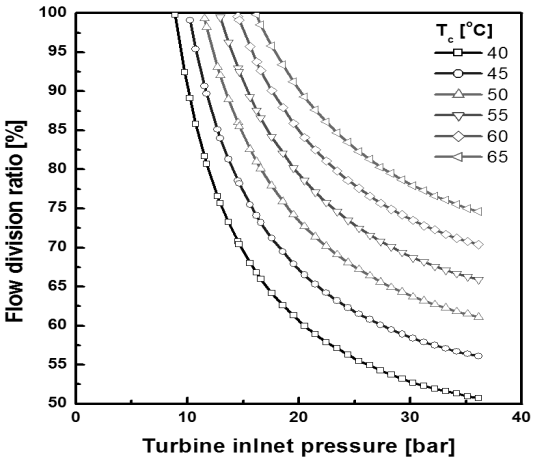

Fig. 3 Plot of minimum flow division ratio against turbine inlet pressure for various condensing temperature

하였을 때 시스템의 각 위치에서 열역학적 상태량들은 Table 1에서 보는 바와 같다.

응축기에서 나온 T_c = 60℃, 포화액 상태의 작동유체는 동력 사이클인 ORC와 냉동 사이클인 VCC로 각각 α, $1-\alpha$의 비율로 나누어져 흘러간다. ORC의 펌프로 흘러가는 작동유체는 P_H = 32bar로 가압된다. 이어서 작동유체는 재생기(recuperator)에서 예열되고 열교환기로 공급되는 공급 열원 T_s = 190℃에 의해 가열되어 터빈으로 흘러간다. 터빈으로 들어가는 과열증기 상태의 작동유체는 T_9 = 140.27℃, P_9 = 14.43bar의 상태로 팽창되고 팽창된 작동유체는 재생기에 의해 온도가 감소한다. VCC로 흘러간 작동유체는 증발기 출구에서 포화증기상태, T_e = 4℃로 팽창된다. 팽창 밸브에서는 $T_2 = T_e$, $P_2 = P_3$의 상태로 된다. 증발기를 나온 작동유체는 압축기에서 $P_4 = P_H$의 상태로 압축되어 ORC에서 나오는 작동유체와 만나게 되어 응축기로 흘러가는 형태로 되어 있다.

Fig. 2에서는 열원 유체 열교환기에서 터빈 입구 압력과 응축온도에 따른 질량유량비의 변화를 보여준다. 여기에서 질량유량비는 열교환기 내에서 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차가 핀치 포인트에 도달할 때 열원 유체의 질량유량에 대한 열교환기 내 작동유체의 질량유량의 비로 정의된다. 일정한 응축온도에서 질량유량비는 터빈 입구 압력이 커질수록 낮아지는데 이는 터빈 입구 압력의 상승에 따라 열교환기 내 상변화 온도가 높아지고 이에 따라 열원 유체의 입·출구 온도차가 작아지기 때문이다. 또한 일정한 터빈 입구 압력에서 질량유량비는 응축온도가 높아질수록 낮아지는데 이는 응축온도 증가에 따라 열교환기에 들어가는 작동유체의 엔탈피가 커져서 작동유체의 입·출구 엔탈피 차가 작아지기 때문이다. 한편, 주어진 응축온도에서 터빈 입구 압력이 높아지면 터빈 입구에 대한 질량유량 변화율이 달라지게 되는데 이는 열교환기 입구에서 작동유체가 압축액 상태가 되기 때문이다.

Fig. 3에서는 주어진 응축온도에서 터빈 입구 압력에 따른 유량분배비의 변화를 보여준다. 여기에서 유량분배비 α는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 응축기를 나온 유량 중 ORC로 가는 유량의 비를 의미한다. 또한 유량분배비는 ORC에서 생산한 일이 VCC에서 압축기 일과 같을 때의 유량분배비를 나타낸다. 응축온도가 일정할 때 터빈 입구 압력이 낮아질수록 작동유체 단위 질량당 터빈 생산일이 감소하기 때문에 유량분배비도 낮아지며 유량분배비가 100%가 되는 임계 터빈 입구 압력이 존재한다. 터빈 입구 압력이

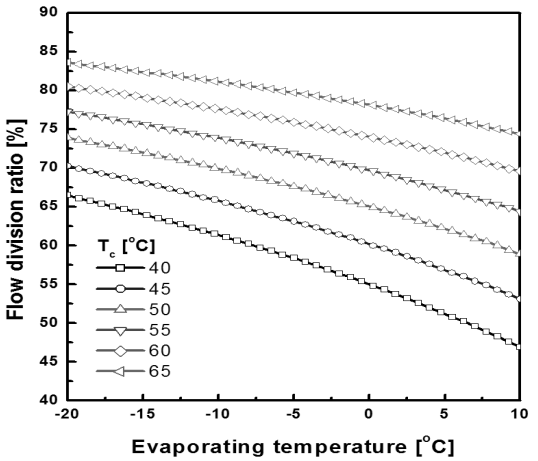

Fig. 4 Plot of minimum flow division ratio against evaporating temperature for various condensing temperature

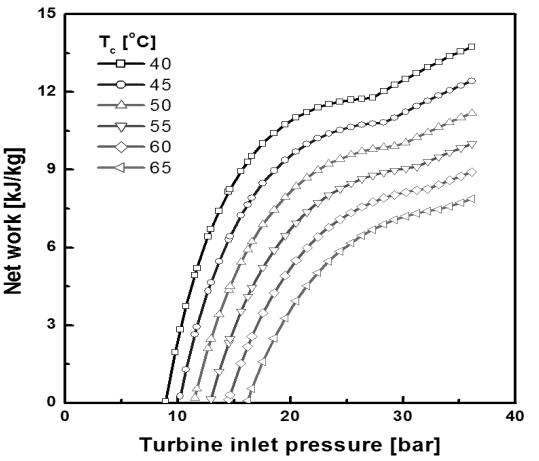

Fig. 6 Plot of w_{net2} against turbine inlet pressure for various condensing temperature

이 임계값보다 낮아지면 터빈에서 생산한 일을 가지고는 VCC의 압축기의 소요 일을 충당할 수 없게 된다. 한편 터빈 입구 압력이 같을 때 응축온도가 낮아짐에 따라 유량분배비가 작아지는 이유는 다음과 같다. 응축온도가 낮아지게 되면 터빈 출구 압력이 낮아져서 터빈 입출구의 압력차와 함께 터빈 생산 일이 많아지므로 적은 유량으로도 VCC의 압축기를 구동할 수 있기 때문이다.

Fig. 4에서는 터빈 입구 압력이 32bar일 때 다양한 응축온도에서 증발온도에 따라 유량분배비가 어떻게 변하는지를 보여준다. 응축온도가 일정할 때 증발온도가 높아지면 유량분배비가 감소하는데 그 이유는 다음과 같다. 증발온도가 높아지게 되면 증발기 출구에서 압력이 높아져서 압축기의 압력비와 이에 따른 소요 일이 감소함에 따라 ORC로 들어가는 유량이 상대적으로 줄어들기 때문이다.

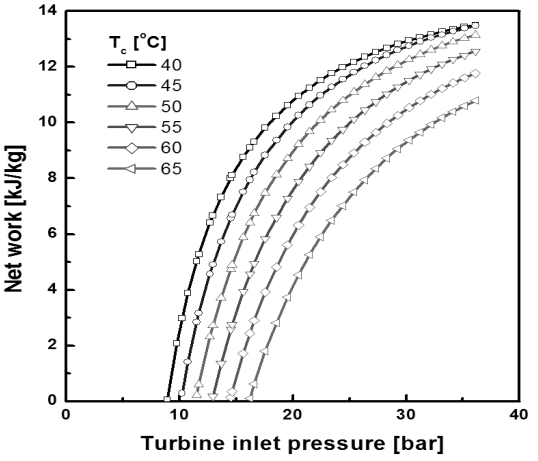

Fig. 5 Plot of w_{net1} against turbine inlet pressure for various condensing temperature

3.2 순일

Fig. 5는 터빈 입구 압력 변화에 따른 응축기 출구 기준 작동유체의 단위질량당 순일 w_{net1}을 다양한 응축온도에 대해 나타낸 것이다. w_{net1}은 터빈 기준 작동유체의 단위질량당 순일 w_{net0}와 유량분배비 α의 곱으로 구해진다. 일정한 응축온도에서 터빈 입구 압력이 증가하거나 일정한 터빈 입구 압력에서 응축온도가 감소하면 w_{net0}는 증가하고 α는 감소하여 증가 요인과 감소 요인을 함께 가지고 있다. Fig. 5의 영역에서는 증가 요인이 우세하여 터빈 입구 압력의 증가나 응축온도의 감소에 따라 순일 w_{net1}이 증가한다. 그러나 응축온도가 더 낮아지면 감소 요인이 우세해질 수 있다.

현열 형태의 열원을 사용하는 경우에는 열원 유체

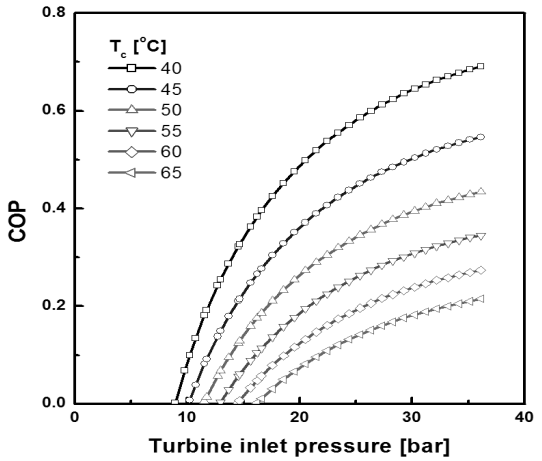

Fig. 7 Plot of *COP* against turbine inlet pressure for various condensing temperature

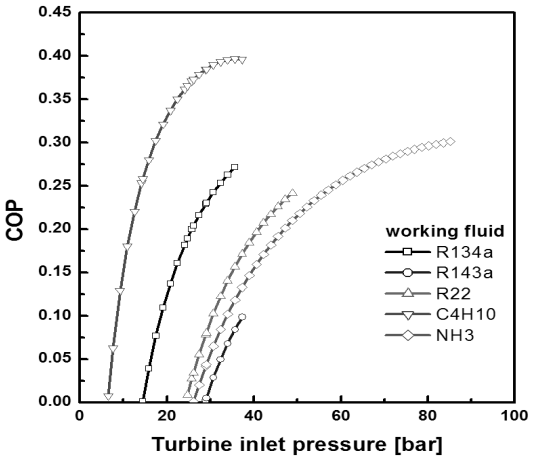

Fig. 9 Plot of *COP* against turbine inlet pressure for various working fluids

단위질량당 순일 w_{net2}가 중요하다. 여러 가지 응축온도에 대하여 터빈 입구 압력 변화에 따른 열원 유체 단위질량당 순일 w_{net2}의 변화를 보면 Fig. 6과 같다. w_{net2}는 응축기 기준 작동유체 단위질량당 순일 w_{net1}와 열교환기의 질량유량비 β의 곱으로 구해진다. 일정한 응축온도에서 터빈 입구 압력이 증가하거나 일정한 터빈 입구 압력에서 응축온도가 감소하면 w_{net1}는 증가하고 β는 감소하므로 증가 요인과 감소 요인이 공존한다. Fig. 6에서 고려한 영역에 대해서는 증가 요인이 우세하여 터빈 입구 압력의 증가나 응축온도의 감소에 따라 순일 w_{net2}가 증가한다. 그러나 터빈 입구 압력이 높아지면 작동유체가 압축액 상태로 열교환기에 들어감에 따라 Fig. 2에서 보는 바와 같이 질량유량비 그래프의 변곡이 생기기 때문에 순일 w_{net2}의 그래프도 변곡이 생기게 된다.

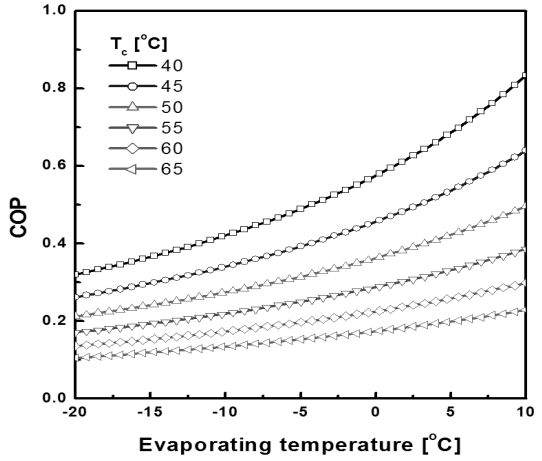

Fig. 8 Plot of *COP* against evaporating temperature for various condensing temperature

3.3 *COP*

Fig. 7은 여러 응축온도에 대하여 터빈 입구 압력에 따른 *COP* 변화를 나타낸 것이다. 응축온도가 높을수록 터빈 입구 압력에 대한 *COP*의 변화가 크지 않은 이유는 유량에 대한 이유가 가장 크다. Fig. 3에서 응축 온도에 따라 유량분배비에 대한 차이가 큰데 이 값이 크게 되면 VCC로 들어가는 유량이 적어지기 때문에 냉각 용량(cooling capacity)이 작아져서 *COP*의 변화가 크지 않게 된다.

Fig. 8에서는 여러 응축온도에 대하여 증발온도에 따른 *COP* 변화를 보여준다. 응축온도가 높을수록 증발온도에 대한 *COP*의 변화가 크지 않은 이유는 유량에 대한 이유가 가장 크다. Fig. 3을 보면 응축온도에 따라 유량분배비가 크게 다른데 이 값이 커지면 VCC로 들어가는 유량이 적어지기 때문에 냉각

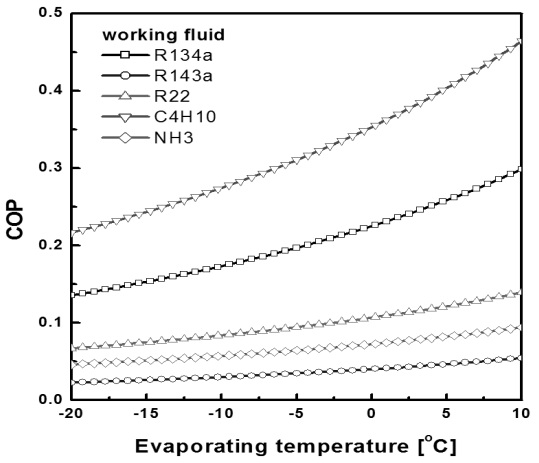

Fig. 10 Plot of *COP* against evaporating temperature for various working fluids

용량이 작아져서 *COP*의 변화가 크지 않게 된다.

Fig. 9에서는 여러 작동유체에 대해 터빈 입구 압력에 따른 *COP*의 변화를 보여준다. 각각의 작동유체는 ORC-VCC 복합사이클을 사용할 때 필요한 최소 입구 압력과 임계 압력의 크기가 각각 다르기 때문에 서로 다른 형태의 그래프로 나타난다. NH_3는 가장 높은 범위의 압력에서 *COP*를 나타내고 있으며, C_4H_{10}은 낮은 압력 범위에서 가장 높은 *COP*를 나타내고 있다.

Fig. 10에서는 여러 작동유체에 대해 증발온도에 따른 *COP*를 보여준다. 전체적인 그래프는 증발온도가 높을 때 *COP*가 증가한다. 그러나 R143a, NH_3, R22는 증발온도 변화에 대해서 *COP* 변화가 아주 작은 것으로 나타나고 R134a, C_4H_{10}은 증발 온도 변화에 대하여 *COP* 변화가 큰 것으로 나타난다.

4. 결 론

현열 형태의 공기를 열원으로 사용하는 ORC-VCC 복합 사이클에 대해 해석하였으며 주요 결과는 다음과 같다.

1) 일정한 터빈 입구 압력 또는 일정한 증발온도에서 응축온도가 감소할 때 ORC로 들어가는 유량 분배비가 작아지면서 *COP*가 높아진다.
2) 터빈 입구 압력 변화에 따라 열교환기 입구에서 작동유체의 상변화에 의해 열원 유체 질량유량비와 순일에 변곡이 생긴다.
3) 여러 작동 유체를 사용했을 때 *COP*는 각각의 임계 압력 내에서 해석했을 때 C_4H_{10}이 낮은 압력 범위에서 높은 *COP*를 보인다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. V. A. Prisyazhnink, “Alternative tends in development of thermal power plant”, Applied Ther. Eng., Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
2. K. H. Kim, C. H. Han, K. Kim, “Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles”, Thermochimica Acta, Vol. 530, No. 20, 2012, pp. 7-16.
3. W. Nowak, A. A. Stachel, A. Borsukiewicz-Gozdur, “Possibilities of implementation of a absorption heat pump in realization of the Clausius-Rankine cycle in geothermal power station”, Applied Ther. Eng., Vol. 28, 2008, pp. 335-340.
4. D. Manolakos, G. Papadakis, E. Mohamed, S. Kyritsis, K. Bouzianas, “Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”, Desalination, Vol. 183, 2005, pp. 73-80.
5. D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis, K. Bouzianas, “Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”, Desalination, Vol. 203, 2007, pp. 366-374.
6. L. Garciarodriguez, J. Blancogalvez, “Solar-heated Rankine cycles for water and electricity production : POWERSOL project”, Desalination, Vol. 212,

2007, pp. 311-318.
7. T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, 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.
8. A. Delgadotorres, L. Garciarodriguez, “Double cascade organic Rankine cycle for solar-driven reverse osmosis desalination”, Desalination, Vol. 216, 2007, pp. 306-313.
9. B. F. Tchanche, G. Papadakis, A. Frangoudakis, “Fluid selection for a low- temperature solar organic Rankine cycle”, Applied Ther. Eng., Vol. 29, 2009, pp. 2468-2476.
10. K. H. Kim, “Study of working fluids on thermodynamic performance of organic Rankine cycle”, Trans. of the Korean Society of Hydrogen Energy, Vol. 22, 2011, pp. 223-231.
11. J. H. Jeong, Y. T. Kang, “Analysis of a refrigeration cycle driven by refrigerant steam turbine”, Int. J. Refrigeration, Vol. 27, 2004, pp. 33-41.
12. 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.
13. H. Vidal, S. Colle, “Simulation and economic optimization of a solar assisted combined ejector-vapor compression cycle for cooling applications”, Applied Ther. Eng., Vol. 30, 2010, pp. 478-486.
14. H. Wang, R. Oeterson, T. Herron, “Design study of configurations on system COP for a combined ORC and VCC”, Energy, Vol. 36, 2011, pp. 4809-4820.
15. T. Yang, G. J. Chen, W. Yan, 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”, Chemical Engineering J., Vol. 67, 1997, pp. 27-36.
16. J. Gao, L. D. Li, Z. Y. Zhu, S. G. Ru, “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.