

## ORC 시스템의 운전 특성에 관한 실험연구

### Experimental Study on the Operating Characteristics of the Organic Rankine Cycle

엄홍선(Hong Sun Eom)<sup>1</sup>, 윤천석(Cheon Seog Yoon)<sup>2\*</sup>, 김영민(Young Min Kim)<sup>3</sup>

<sup>1</sup>한남대학교 대학원, <sup>2</sup>한남대학교 기계공학과, <sup>3</sup>한국기계연구원 그린동력연구실

<sup>1</sup>Graduate School of Hannam University, Taejon 306-791, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Hannam University, Taejon 306-791, Korea

<sup>3</sup>Korea Institute of Machinery and Materials, Taejon 305-343, Korea

(Received November 15, 2012; revision received March 12, 2013)

**Abstract** An experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) system has been performed for small-scale applications in the range of a few kW for low-grade-recovery heat sources. The ORC system was equipped with a scroll expander. Experimental tests were carried out using this system, and showed good performance and reliability for the small-scale system. The effects of various operating conditions were selected as the main parameters for the performance of ORC system, such as the expander speeds and mass flow rates of R-134a for expander inlet temperatures ranging from 100°C to 190°C, as well as the thermal power, thermal efficiency, expansion efficiency, and volumetric efficiency.

**Key words** Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Scroll Expander(스크롤 팽창기), Operating Characteristics(작동 특성), Thermal Efficiency(열효율), Expansion Efficiency(팽창효율), Volumetric Efficiency(체적효율)

† Corresponding author, E-mail: csyoon@hnu.kr

#### 기호설명

$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$\dot{W}$	: 동력 [kW]
$\dot{Q}$	: 열전달률 [kg/kJ]
$T$	: 온도 [°C]
$\eta_P$	: 펌프의 등엔트로피 효율
$\eta_E$	: 팽창기의 등엔트로피 효율
$N$	: 팽창기 회전수 [rev/min]
$T$	: 팽창기 회전토크 [N · m]
$\eta_{th}$	: 사이클의 열효율
$\eta_{th,s}$	: 사이클의 등엔트로피 열효율

#### 하첨자

$P$	: 펌프
$exp$	: 팽창기
$H$	: 증발기
$L$	: 응축기
$r$	: 작동유체(HFC-134a)
$s$	: 등엔트로피 과정

#### 1. 서 론

비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 사용하는 유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle)은 물과 증기의 상변화를 이용하는 증기원동소사이클(Rankine Cycle)보다 저온의 열원에서 효과적이다. 최근 다양한 폐열 및 신재생 에너지를 활용한 소규모 분산형 발전에 대한 관심이 증가하면서 선진국에서는 수 kW~수십 kW급의 유기랭킨사이클 상용화 개발이 활발하게 진행되고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 사이클은 다양한 온도의 열원을 이용할 수 있는 장점이 있다.

엔진열원의 경우 300°C 이상의 배기가스 폐열<sup>(2)</sup>과 100°C 정도의 엔진냉각수 폐열이 비슷한 열량으로 동시에 발생하는데 이를 효율적으로 모두 이용하기 위해서는 고온용 스팀 사이클과 저온용 ORC가 결합된 이중 사이클이 개발되고 있다. Guo<sup>(3)</sup>는 폐열 발전시스템의 열역학적 분석을 통해 시스템 성능을 향상시키는 방법을 제안하였다.

소규모 ORC 발전시스템은 다양한 저온 폐열<sup>(4)</sup> 및 저온 태양열<sup>(5, 6)</sup>과 지열<sup>(7)</sup> 등 신재생 에너지를 이용한 발전

시스템에 적용될 수 있어 현재 다양한 용도로 개발되고 있다. 대규모 ORC 발전시스템에서 주로 사용되는 기존 터빈의 경우 소형화될수록 팽창효율이 감소하고 부분부하 특성이 좋지 않은 단점이 있으므로, 소규모 ORC 발전시스템에서는 용적형 팽창기로서 고효율, 저소음, 낮은 회전수 등 많은 장점이 있는 스크롤 팽창기의 적용 사례가 늘고 있다. Kim et al.<sup>(8)</sup>은 증기로 작동되는 스크롤 팽창기를 설계/제작하여 34%의 팽창기 효율을 얻었으며, Saitoh et al.<sup>(9)</sup>은 태양열을 이용하는 ORC 시스템에 스크롤 팽창기를 적용하여 65%의 팽창기 효율과 11%의 사이클 효율을 달성하였다. Kane et al.<sup>(10)</sup>은 태양열과 바이오디젤 엔진의 복합사이클에 스크롤 팽창기를 적용한 연구를 수행하였다. Lemort et al.<sup>(11)</sup>은 작동유체로 냉매 R-123를 사용하고, 무윤활 공기압축기를 개조한 프로토타입의 스크롤 팽창기를 적용한 ORC 실험장치를 구성하여, 1.8 kW의 팽창기 출력과 68%의 등엔트로피 효율에 도달하였다.

Eom et al.<sup>(12)</sup>은 ORC 저온열원의 특성에 따라 개방형과 순환형으로 분류하고, 이에 따른 ORC 시스템 최적화 방법의 차이를 성능해석 측면에서 비교하였다. 열원의 온도, 작동유체 질량유량에 따른 효율, 출력, 열효율 및 엑서지 개념을 도입하여 사이클과 시스템의 열역학적 계산을 수행하였다. 선행 성능해석 연구를 기본으로, 본 논문에서는 공기압축기를 개조한 프로토타입의 스크롤 팽창기를 적용하여 ORC 시스템을 구성하였다. ORC 시스템의 작동유체로는 R-134a를 사용하였고, 100~190℃의 온도 조건에서 팽창기 회전수와 작동유체의 질량유량 변화에 따른 출력 및 열효율, 팽창효율 등 ORC 시스템 운전 특성에 관한 실험연구를 수행하였다.

## 2. ORC 시스템 실험장치 구성

Fig. 1은 본 연구의 대상인 ORC 시스템의 개략적인 구성도를 나타낸다. 팽창 후 남은 열을 재활용하기 위

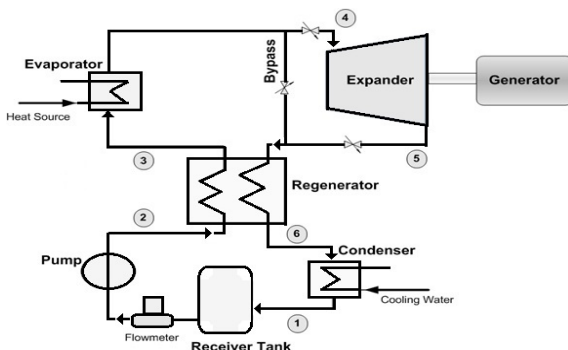


Fig. 1 Schematic diagram of ORC system.

해 재생열교환기(regenerator)를 추가하여 사이클을 구성하였다. 응축된 액체상태의 작동유체는 펌프(pump)로 가압되어 재생열교환기를 통과하며 예열되고, 증발기(evaporator)를 통해 외부 폐열원에서 열을 공급받아 과열상태가 된다. 과열상태의 작동유체는 발전기와 연결된 스크롤 팽창기(expander)에서 팽창 후 재생열교환기를 거쳐 응축기(condenser)로 순환되며, 응축기의 열은 냉각수를 통하여 배출된다.

Fig. 2는 본 연구를 통해 제작한 ORC 시스템의 실험장치로, 저온 폐열원을 모사하기 위하여 열매체 보일러에서 가열된 열매체 오일과 사이클의 증발기가 열교환을 하며, 팽창기 입구 작동유체의 온도 조절을 위하여 증발기와 열교환 하는 열매체 오일의 온도를 제어하였다. 또한 재현성을 위한 반복실험에서 응축기를 적절히 냉각하기 위하여 냉각수의 유량을 볼밸브로 조절하여 응축온도를 동일하게 유지하였다. 증발기, 응축기, 재생열교환기로 대향류의 용접형 판형열교환기(welded plate heat exchanger)를 사용하였다. AC 모터를 이용하여 팽창기 rpm을 조절하였고, 제동저항을 설치하여 발전된 전기를 소비하였다. 동력계로 기능을 하는 AC 모터와 팽창기 사이에서 TRC 모델(Dacell사)의 토크센서(정확도  $\pm 0.5\%$ )를 사용하여 토크 및 회전수를 통하여 출력을 구하였고, 작동유체 펌프의 회전수를 조절하여 원하는 작동유체 질량유량을 제어하였다. 여기서 유량은 Vortex type의 Innova 유량계(Sierra사, 정확도  $\pm 0.2\%$ )로, 온도와 압력은 k-type 열전대와 PSH 압력센서(Sensys사, 정확도  $\pm 0.15\%$ )를 각각 사용하여 측정하였다.

Fig. 3는 ORC 시스템의 작동조건을 T-s 선도에 표시한 것이다. 1은 펌프입구, 2는 펌프출구, 3은 증발기 입구, 4는 팽창기 입구, 5는 팽창기 출구, 6은 응축기 입구를 각각 나타낸다.

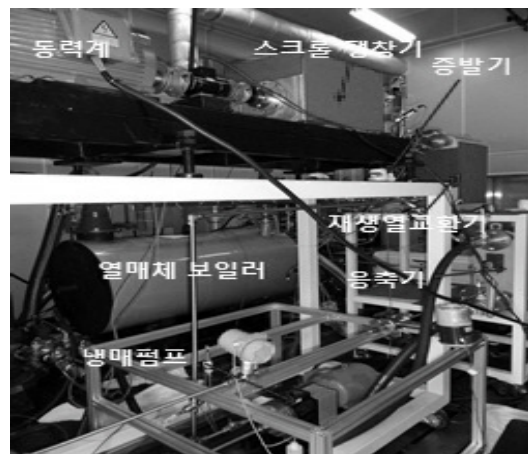


Fig. 2 Experimental set-up of ORC system.

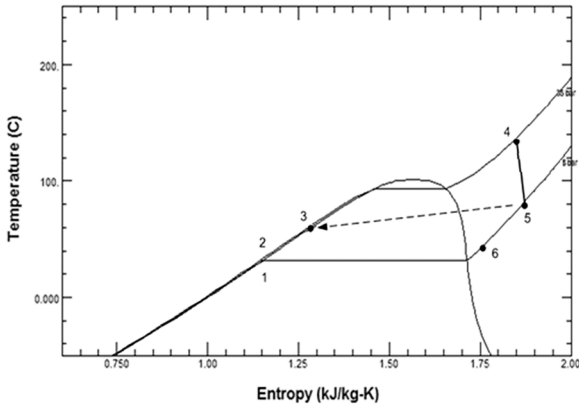


Fig. 3 T-s diagram of ORC system.



Fig. 4 Photo of scroll expander.

소형 ORC 시스템의 핵심부품인 스크롤 팽창기는 상용화된 제품이 없으므로, Fig. 4와 같은 형상의 5 hp급 oil-free 스크롤 공기압축기를 개조하여 사용하였다. 제원으로는 압축비 4.05, 압축용적 36.5 CC, 팽창용적 148 CC, 재질은 알루미늄이다. 이 압축기를 역으로, 즉 팽창기 대응으로 사용하면, 본 연구에서 대상으로 하는 출력, 팽창비, 체적이 적합하며, 역회전방지 장치와 체크밸브가 존재하지 않아 개조가 쉽다. 그러나 팽창기의 경우 저압의 작동유체를 고압으로 만드는 압축기와는 달리 오일순환이 어렵다. 따라서 오일을 공급해 주지 않아도 일반 압축기의 효율을 갖는 oil-free 타입을 선택하였다. 공기용으로 제작된 압축기의 실링을 위하여 하우징 가공과 입구와 출구를 서로 변경하였다.

작동유체는 끓는점이 낮고, 폭발성과 독성이 없고, 오존 파괴지수가 낮으며, 현재 공조냉동시스템에 널리 사용되고 있는 R-134a를 선정하였다. 또한 향후 지구 온난화 지수와 연관된 냉매규제에 대응하기 위해 신냉매로 개발되고 있는 R-1234yf와 물성이 유사하여<sup>(13-15)</sup> 시스템의 변화 없이 신냉매를 사용할 수 있다는 장점이 있다.

### 3. 실험 및 계산 방법

본 연구에서는 저온 폐열 또는 태양열 등 다양한 열원의 활용을 목적으로, 스크롤 팽창기를 적용한 ORC 발전시스템 개발을 위하여 운전조건에 따른 시스템 특성을 파악하였다. 실제 ORC 발전시스템은 열원의 특성에 따라 사이클의 최적 설계가 필요하지만, 이에 앞서 먼저 각 운전조건에 따른 시스템 특성을 파악하는 것은 향후 적용처 및 기술 개발 방향을 결정하는데 있어 중요하다.

실험조건으로는 증발기 공급 열매체의 온도를 변화하여 팽창기 입구 작동유체온도를 100℃, 150℃, 190℃로 선정하였으며, 그 이유는 다음과 같다. 태양열 온수기의 액체 폐열원은 약 100℃, 소각장의 기체 폐열원은 약 150℃, 또한 온도변화에 따른 성능 변화를 이해하기 위하여 190℃를 선택하였다. 발전시스템에서 사용하는 터빈 또는 팽창기의 운전 회전수가 정해진 경우에는, 작동유체의 유량 변화에 따른 열효율 및 출력비교를 통하여 최적의 유량을 찾는다. 그러나 터빈 또는 팽창기의 운전 회전수가 정해지지 않은 경우에는, 팽창기의 회전수를 변화해 가며 실험을 수행하여 최적의 회전속도를 선택한다. 따라서 실험조건으로 팽창기가 파손되지 않으며, 좋은 체적효율이 예상되는 고속회전 영역인 2000 rpm으로 팽창기 회전수를 고정하고, 작동유체 펌프의 rpm을 조절하여 작동유체의 질량유량을 단계적으로 증가시켜 부하에 따른 성능 변화를 탐구하였다. 또한 작동유체의 질량유량을 0.2 kg/s로 고정하고, 팽창기 회전수를 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm으로 단계적으로 증가시켜 부하에 따른 성능 변화를 파악하였다. 작동유체로 사용된 R-134a는 370℃에서 열분해가 일어나지만, 작동유체의 경우 철, 동, 알루미늄 등의 금속이 존재하는 곳에서는 화학적 안정성이 저하되어 최고온도 150℃에서 장기간 사용이 가능하다.<sup>(16)</sup> 하지만 본 연구에서는 온도변화에 따른 성능변화를 관찰하기 위하여, 190℃까지 온도를 높여 단기간 동안만 실험을 수행하였다. 또한 재현성의 확보를 위하여 3회 이상 동일한 실험을 통하여 결과를 나타내었다.

ORC 시스템 성능 평가를 위한 각 구성품의 열역학 방정식은 다음과 같다.

펌프의 등엔트로피 효율은

$$\eta_P = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,s} - h_1} \quad (1)$$

여기서 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 나타낸다. 펌프에 소요되는 동력은

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = \dot{m}_r \eta_P (h_{2,s} - h_1) \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}_r$ 은 작동유체 질량유량을 나타내며, 볼텍스 유량계를 이용하여 측정하였다.

펌프구동에 소요되는 전력은 팽창기 출력에 비해 상대적으로 작아 직접 측정하지 않았고, 펌프 등엔트로피 효율( $\eta_P$ )을 제작사의 기술자료에 근거하여 80%<sup>(17)</sup> 값을 사용하여, 식(2)를 통해 추정하였다.

팽창기에서 발생하는 동력은 동력계에서 측정되는 회전수(N)와 토크(T)로부터 계산한다.

$$\dot{W}_{exp} = 2\pi NT \quad (3)$$

팽창기의 등엔트로피 효율은

$$\eta_{exp} = \frac{\dot{W}_{exp}}{\dot{m}_r(h_4 - h_{5,s})} \quad (4)$$

증발기에서 작동유체로 공급되는 열량은

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_4 - h_3) \quad (5)$$

응축기에서 방출되는 열량은

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_6 - h_1) \quad (6)$$

사이클의 열효율은

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{exp} - \dot{W}_P}{\dot{Q}_H} \quad (7)$$

체적효율은

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{th}}{\dot{m}_{meas}} \quad (8)$$

여기서,  $\dot{m}_{th}$  및  $\dot{m}_{meas}$ 은 작동유체의 이론 질량유량과 실제 질량유량을 나타내며,  $\dot{m}_{meas}$ 은 유량계로 실측한 값을 적용하고,  $\dot{m}_{th}$ 는 다음의 식을 통해 계산한다.

$$\dot{m}_{th} = \frac{\rho_{in} V_{in} N}{60} \quad (9)$$

압축과정과 팽창과정이 이상적인 등엔트로피 과정이라고 가정할 때, 이론적인 등엔트로피 열효율은 다음과 같이 정의하여 측정된 실제 사이클의 열효율과 비교하였다.

$$\eta_{th,s} = \frac{\dot{W}_{exp,s} - \dot{W}_{P,s}}{\dot{Q}_H} \quad (10)$$

#### 4. 실험결과 및 고찰

Table 1~Table 3은 팽창기의 입구 작동유체 온도(100℃, 150℃, 190℃)에 따른 ORC 시스템의 대표적인 작동데이터를 정리한 표이다. 작동유체의 질량유량( $\dot{m}_r$ ), 팽창기 rpm, 팽창기 입·출구의 온도( $T_4, T_5$ )와 압력( $P_4, P_5$ )의 조건과 그에 따른 증발기에서 작동유체로 공급되는 열량( $\dot{Q}_H$ ), 팽창기출력( $\dot{W}_{exp}$ ), 팽창효율( $\eta_E$ ), 체적효율( $\eta_v$ ), 펌프 소모동력( $\dot{W}_P$ ), 열효율( $\eta_{th}$ ), 이상적인 등엔트로피 과정으로 가정한 이론 열효율( $\eta_{th,s}$ )을 포함하였다.

증발기와 열교환하는 열매체의 온도를 변화하여 팽창기의 입구 작동유체 온도를 유지하였다. 동력계로 기능을 하는 AC 모터를 이용하여 팽창기 rpm을 조절하였고, 제동저항을 설치하여 발전된 전기를 소비하였다. AC 모터와 팽창기 사이에서 토크센서를 사용하여 토크 및 회전수를 통하여 출력을 구하였고, 작동유체 펌프의 회전수를 조절하여 원하는 작동유체 질량유량을 제어하였다. Table 1~Table 3의 전반부에서는, 변수가 load이며, 팽창기 회전수를 2000 rpm으로 고정하고 작

Table 1 Operating characteristics of ORC system at 100℃ of expander inlet temperature

Variant	Expander (RPM)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$P_4$ (bar)	$T_4$ (°C)	$P_5$ (bar)	$T_5$ (°C)	$\frac{P_4}{P_5}$	$\dot{Q}_H$ (kW)	$\dot{W}_{exp}$ (kW)	$\dot{Q}_L$ (kW)	$\eta_{exp}$ (%)	$\eta_v$ (%)	$\dot{W}_P$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{th,s}$ (%)
Load	2000	0.128	16.2	93.3	8.7	28.9	1.86	25.4	1.0	24.2	50.9	62.3	0.12	3.5	7.4
	2000	0.186	22.4	97.7	8.3	29.0	2.70	35.8	2.7	33.1	62.6	63.9	0.29	6.7	11.4
	2000	0.275	29.1	92.8	9.8	30.7	2.97	50.0	3.9	43.3	65.2	68.9	0.62	6.6	11.0
Speed	1000	0.199	29.7	94.8	8.6	29.8	3.45	35.4	3.0	32.4	60.1	48.2	0.46	7.2	13.1
	1500	0.198	26.4	98.3	8.6	29.8	3.07	36.5	3.3	33.3	67.1	57.1	0.39	8.0	12.6
	2000	0.204	24.3	99.8	8.6	29.9	2.83	38.6	3.0	34.2	61.2	64.3	0.36	6.8	12.0

Table 2 Operating characteristics of ORC system at 150°C of expander inlet temperature

Variant	Expander (RPM)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$P_4$ (bar)	$T_4$ (°C)	$P_5$ (bar)	$T_5$ (°C)	$\frac{P_4}{P_5}$	$\dot{Q}_H$ (kW)	$\dot{W}_{exp}$ (kW)	$\dot{Q}_L$ (kW)	$\eta_{exp}$ (%)	$\eta_v$ (%)	$\dot{W}_P$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{th,s}$ (%)
Load	2000	0.101	17.1	141.2	8.7	29.5	1.97	24.8	1.0	23.2	49.1	36.1	0.10	3.6	7.9
	2000	0.237	31.2	146.5	9.5	31.3	3.28	46.4	4.8	39.1	61.7	47.5	0.58	9.1	15.8
	2000	0.292	36.9	146.8	11.4	31.2	3.24	56.0	6.0	44.6	65.8	52.4	0.89	9.1	15.0
Speed	1000	0.202	35.2	144.4	8.7	30.4	4.05	40.4	3.8	34.2	50.7	40.6	0.58	8.0	17.4
	1500	0.193	30.1	140.2	8.8	30.4	3.42	39.6	4.1	33.7	63.9	53.1	0.45	9.4	15.7
	2000	0.237	31.2	146.5	9.5	31.3	3.28	46.4	4.8	38.5	61.7	58.4	0.58	9.1	15.8

Table 3 Operating characteristics of ORC system at 190°C of expander inlet temperature

Variant	Expander (RPM)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$P_4$ (bar)	$T_4$ (°C)	$P_5$ (bar)	$T_5$ (°C)	$\frac{P_4}{P_5}$	$\dot{Q}_H$ (kW)	$\dot{W}_{exp}$ (kW)	$\dot{Q}_L$ (kW)	$\eta_{exp}$ (%)	$\eta_v$ (%)	$\dot{W}_P$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{th,s}$ (%)
Load	2000	0.232	32.1	193.8	10.7	31.8	3.0	54.4	4.9	40.5	56.6	51.2	0.55	8.0	15.1
	2000	0.249	34.0	191.4	11.0	31.7	3.09	56.5	5.3	40.3	58.2	50.9	0.69	8.2	15.1
	2000	0.290	40.1	191.1	12.1	32.1	3.31	61.7	6.1	43.5	55.6	53.1	0.99	8.3	16.5
Speed	1000	0.204	38.9	194.0	10.5	31.8	3.70	42.4	4.0	35.5	46.9	36.1	0.67	7.9	18.9
	1500	0.203	34.0	188.0	10.5	31.7	3.24	42.5	4.4	34.6	57.7	47.5	0.56	9.0	16.9
	2000	0.209	29.3	184.7	10.5	31.8	2.79	43.6	4.3	36.5	62.2	52.4	0.47	8.8	15.0

동유체의 질량유량( $\dot{m}_r$ )을 단계적으로 증가하여 부하에 따른 성능 변화를 나타내었다. 팽창기 회전수가 일정한 상태에서 작동유체 질량유량을 증가시키면 재생열교환기 출구 조건에서 팽창기 입구조건까지 가열시키는 데 들어가는 열량 즉 증발기에서 ORC 시스템으로 공급열량( $\dot{Q}_H$ )이 비례하여 증가하며 팽창기 입구 압력( $P_4$ ) 증가로 팽창비가 증가함에 따라 출력( $\dot{W}_{exp}$ )이 증가한다. Table 1~Table 3의 후반부에서는, 변수가 팽창기 회전수이며, 작동유체 펌프의 rpm을 조절하여 작동유체 질량유량을 0.2 kg/s로 고정하고 팽창기 회전수를 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm으로 단계적으로 증가시켜 온도 100°C, 150°C, 190°C에서의 부하에 따른 성능 변화를 나타내었다. 응축조건의 경우 최대 약 2~3°C의 차이를 보이지만 이는 응축온도를 제외한 모든 조건이 동일하다고 가정 하였을 경우 응축온도 1°C 변화에 따른 열효율 변화는 0.06%로 그 차이가 미비하다고 판단하여 동일한 기준에서 분석하였다.

Fig 5는 실험데이터의 신뢰성을 검증하기 위하여 Table 1~Table 3의 결과로부터  $\dot{Q}_H + \dot{W}_P$ 와  $\dot{Q}_L + \dot{W}_{exp}$ 를 추출하여 에너지밸런스를 나타낸 그래프이다. 팽창기 입구온도가 100°C와 질량유량이 작을 때에는 에너지밸런스가 10% 내로 비교적 일치한다. 하지만 온도와 질량유량이 증가하여 공급열량( $\dot{Q}_H$ )이 증가함에 따

라 팽창기, 재생열교환기, 배관의 열손실에 의한 에너지 밸런스의 차이가 증가함을 알 수 있다. 자세한 결과에 대한 물리적인 고찰은 Fig. 6~Fig. 9에서 서술하기로 한다.

Fig. 6은 팽창기 입구의 작동유체 온도가 100°C, 150°C, 190°C일 때, 팽창기 회전수를 2000 rpm으로 고정시킨 뒤 작동유체 질량유량의 변화에 대한 시스템의 열효율과 팽창효율을 각각 나타낸다. 작동유체 질량유량을 증가시키면 증발기로부터 ORC 시스템의 공급열

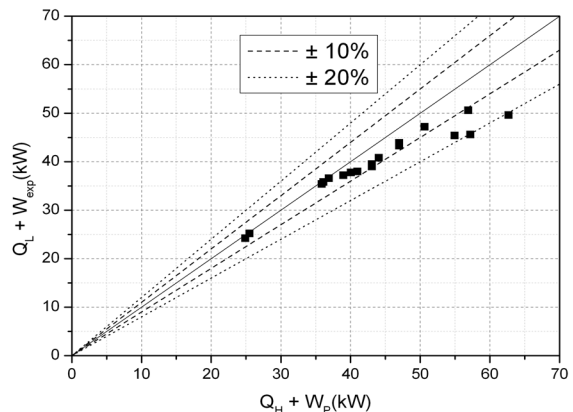


Fig. 5 Energy balance of ORC system.

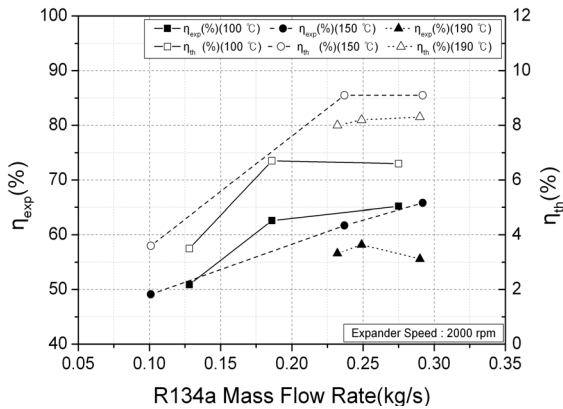


Fig. 6 Thermal efficiency and expansion efficiency for various mass flow rates at 100°C, 150°C, 190°C of expander inlet temperature.

량( $\dot{Q}_H$ )이 비례적으로 증가한다. 팽창기 입구 작동유체 온도가 100°C일 때 최대 열효율은 6.6%이며 이때 팽창효율이 약 65%, 이론 열효율은 약 11%이다. 작동유체 온도가 150°C일 때 최대 열효율은 9%이며 이때 팽창효율이 약 66% 이론 열효율은 약 15%이다. 두 조건의 경우 작동유체 질량유량이 낮을 때는 팽창비가 낮아 팽창효율 및 열효율이 낮으며, 작동유체 질량유량이 높을수록 열효율이 증가함을 보인다. 팽창기 회전수를 고정하고 작동유체 질량유량을 증가시키면 팽창기 입구 압력이 높아져서 본 실험에 사용된 팽창기의 운전 설계치 팽창비인 4.05에 가까워지며, 따라서 체적효율이 높아져 팽창효율이 증가하기 때문이다. 100°C와 150°C의 경우 팽창효율은 약 3%정도로 차이가 미비하지만 150°C의 경우 100°C에 비해 높은 입구 압력 조건으로 높은 출력을 보여 열효율이 높게 나타났다. 작동유체 질량유량에 따른 변화에서 대체적으로 팽창기 입구 작동유체 온도가 190°C일 때 최대 열효율은 8.3%이며 이때 팽창효율이 약 56%, 이론 열효율은 약 16%이다. 이때, 작동유체 질량유량 변화에 따라 증발기에 공급되는 열량( $\dot{Q}_H$ )은 변화가 거의 없는 것을 알 수 있다. 이는 높은 온도의 열원이 존재 하더라도 본 실험에 사용된 팽창기 발전용량의 한계로 시스템 내부로의 열량공급이 제한되기 때문이다. 따라서 이론 열효율은 150°C, 190°C 경우 비슷한 수치를 나타낸다. 또한 팽창기 출구 압력과 온도가 높아져 팽창비에 의한 변화가 미비하고, 체적효율은 거의 일정하지만 기계적 마찰 즉 트러스트 손실이 증가해 팽창효율이 낮아지는 것으로 생각된다. 따라서 100°C, 150°C에서는 작동유체 질량유량이 증가할수록 팽창효율이 증가하여 열효율이 높아지지만, 190°C에서는 팽창효율은 낮아지지만, 팽창비가 높아져 열효율이 조금 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 7은 팽창기 입구 작동유체 온도가 각각 100°C, 150°C, 190°C일 때, 작동유체 질량유량을 0.2 kg/s로 고정 후 팽창기 회전수에 따른 시스템의 열효율과 팽창효율을 각각 나타낸다. 팽창기 입구 작동유체 온도가 100°C일 때 최대 열효율은 8%이며 이때 팽창효율이 약 67.1%, 이론 열효율은 대략 12~13%이고, 팽창기 입구 작동유체 온도가 150°C일 때 최대 열효율은 9.4%이며 팽창효율이 약 64%, 최대 이론 열효율은 대략 15.7%이다. 팽창기 작동유체 입구온도가 150°C일 경우, 팽창기 회전수와 작동유체 질량유량 변화에 따른 팽창효율과 열효율 변화를 살펴보면, 팽창기 입구온도가 100°C일 때와 같이 팽창효율이 가장 좋은 1500 rpm에서 출력, 팽창효율, 열효율이 최대가 된다. 팽창기 입구 작동유체 온도가 190°C일 때, 열효율은 9.0%이며 이때 팽창효율이 약 57.7%, 이론 열효율은 대략 17%이다.

작동유체 질량유량이 0.2 kg/s로 고정되었을 때, 팽창기 회전수 1000 rpm의 경우 팽창기 입구 압력이 증가하여 본 실험에 사용된 팽창기의 팽창비인 4.05에 가까워지지만 누설량 증가로 체적효율이 낮아진다. 2000 rpm의 경우 누설량 감소로 체적효율은 증가하지만 팽창비가 낮아진다. 두 조건을 종합하면 1500 rpm에서 가장 높은 팽창효율을 보이며 이때 가장 높은 열효율을 나타낸다. 또한 온도가 높아질수록 이론 열효율은 높아지지만 실험에서는 팽창기 출구 온도가 높아져 출구압력의 증가에 따른 팽창비 감소와 누설량 증가로 인한 체적효율 감소가 원인으로, 열효율은 150°C에서 가장 높게 나타난다.

Fig. 8은 팽창기 회전수 2000 rpm, 작동유체 질량유량 0.2 kg/s로 동일한 조건에서 팽창기 온도(100°C, 150°C, 190°C) 변화에 대한 체적효율을 나타낸다. 체적효

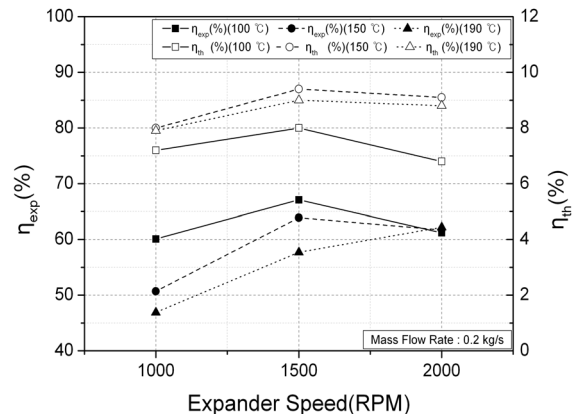


Fig. 7 Thermal efficiency and expansion efficiency for various expander speeds at 100°C, 150°C, 190°C of expander inlet temperature.



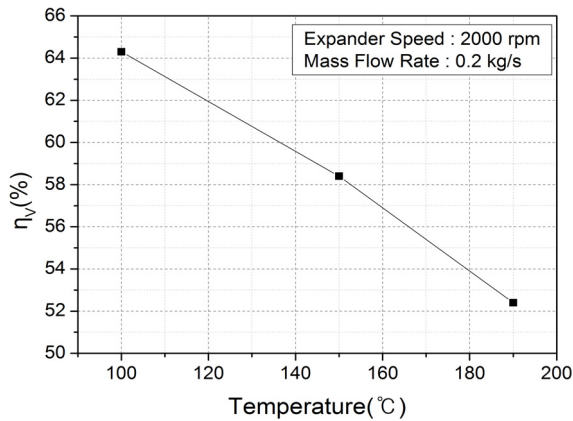


Fig. 8 Volumetric efficiency at 100 °C, 150 °C, 190 °C of expander inlet temperature.

율에 큰 영향을 미치는 요소는 누설이다. 팽창기 입구로 들어온 작동가스가 랩간 틈새나 랩 끝단으로의 누설에 의해 팽창기 출구로 그대로 방출됨으로써, 팽창기 입구로 들어온 작동가스의 100%가 팽창기 출력에 기여하지 못하고 작동가스의 일부만 출력에 기여하게 되는 현상을 초래함으로써 팽창기 성능과 효율을 떨어뜨린다. 온도가 높아짐에 따라 체적효율은 64.3%, 58.4%, 52.4%로 감소한다. 이는 열변형에 의한 누설량 증가로 생각된다.

Fig. 9는 가장 높은 효율을 보인 팽창기 회전수 1500 rpm, 작동유체 질량유량 0.2 kg/s로 동일한 상태에서 팽창기 입구의 작동유체 온도 변화에 따른 사이클의 실제 열효율과 이론 열효율, 팽창효율, 체적효율을 각각 나타낸다. 재생열교환기가 있는 ORC 시스템의 경우 팽창기 입구의 작동 온도와 압력이 높을수록 이론

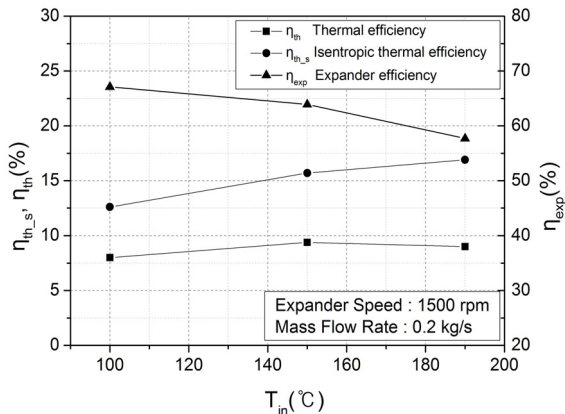


Fig. 9 Thermal efficiency of actual and isentropic conditions, and expander efficiency, for various expander inlet temperatures.

열효율은 증가하지만, 실험 결과에 의하면 팽창기 입구 작동유체온도가 증가할수록 팽창기 효율과 체적효율은 감소한다. 따라서 팽창기 입구 작동유체 온도가 150 °C에서 190 °C로 증가 시 실제 열효율은 오히려 약간 감소하는 경향을 보인다. 또한 사용된 팽창기의 스크롤 형상은 공기압축기 용도로 최적화되어 있으므로 운전 온도가 상승할수록 열변형에 의해 팽창효율이 저하되는 것으로 생각된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 5 hp급 oil-free 상용 스크롤 공기압축기를 개조한 팽창기를 적용하여 ORC 발전시스템을 구성하였으며, 3가지 온도조건(100 °C, 150 °C, 190 °C)에서 팽창기 회전수, 작동유체 질량유량 등의 변화에 따른 출력, 열효율, 팽창효율 등의 운전 특성을 파악하였으며, 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 팽창기 회전수가 일정한 상태에서 작동유체 질량유량이 증가하면 공급열량은 비례하여 증가하며 팽창기 입구 압력 증가로 팽창비 증가, 출력 증가가 발생한다. 작동유체 질량유량이 매우 작을 때는 팽창비가 매우 낮아 팽창효율 및 열효율이 매우 낮으며, 일정 부하 이상에서 안정된 팽창효율과 열효율을 보인다.

(2) 작동유체 펌프 회전수(작동유체 질량유량)가 일정한 상태에서 팽창기 회전수를 증가하면 입력 열량은 거의 일정하나 팽창기 입구 압력 감소로 팽창비 감소, 누설량 감소에 따른 체적효율증가, 마찰력 증가 등의 요인으로 1500 rpm에서 출력, 팽창효율, 열효율이 최대가 된다.

(3) 팽창기 입구의 온도와 압력이 높을수록 이론 열효율은 증가하지만, 팽창기 입구 온도가 증가할수록 팽창기 효율은 감소하게 되어 150 °C에서 190 °C로 팽창기 입구 온도가 증가 시 누설량 증가 및 팽창비 감소에 의해 실험으로 측정된 열효율은 감소하는 경향을 나타낸다.

#### 후 기

본 연구는 2012학년도 한남대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Hung, T. C., Shai, T. Y., and Wang, S. K., 1997, A review of Organic Rankine Cycles(ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, Energy, Vol. 22, No. 7, pp. 661-667.

2. Talbi, M. and Agnew, B., 2002, Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 693-702.
3. Guo, J., Xu, M., and Cheng, L., 2010, Thermo dynamic analysis of waste heat power generation system, *Energy*, Vol. 35, No. 7, pp. 2824-2835.
4. Gnutek, Z. and Bryszewska-Mazurek, A., 2001, The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine, *Energy*, Vol. 2, pp. 1075-1082.
5. Manolakosa, D., Papadakisa, G., Kyritsisa, S., and Bouzianasb, K., 2007, Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination, *Desalination*, Vol. 203, pp. 366-374.
6. Kane, E. H., 2002, Integration et optimisation thermoeconomique and environomique de centrales therminiques solaires hybrides, PhD Thesis, Laboratoire d'Energetique Industrielle, Ecole polytechnique Federale de Lausanne, France.
7. Kanoglu, M., 2002, Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant, *Geothermics*, Vol. 31, pp. 709-724.
8. Kim, H., Ahn, J., Park, I., and Rha, P., 2007, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, *Proceedings of the IMECHE, Journal of Power and Energy*, Vol. 221, pp. 705-711.
9. Saitoh, T., Yamada, N., and Wakashima, S., 2007, Solar Rankine cycle system using scroll expander, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 2, pp. 708-719.
10. Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., and Allani, Y., 2003, Small hybrid solar power system, *Energy*, Vol. 28, No. 14, pp. 1427-1443.
11. Lemort, V., Quoilin, C., Cuevas, C., and Lebrun, J., 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3094-3102.
12. Eom, H., Yoon, C., Kim, Y., Shin, D., and Kim, C., 2012, Optimization study on the performance analysis of Organic Rankine Cycle for characteristics of low temperature heat sources, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 24, No. 1, pp. 51-60.
13. Jetter, J., 1996, Evaluation of alternatives for HFC-134a refrigerant in motor vehicle air conditioning, *Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies*, Washington, D. C., USA, pp. 845-854.
14. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol. IX, No. 24.
15. Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Andersen, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J., and Singh, R., 2007, Atmospheric chemistry of  $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ : Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O<sub>3</sub>, *Chemical Physics Letters*, Vol. 439, pp. 18-22.
16. ASHRAE Fundamentals Handbook, 2010, ASHRAE, Atlanta, GA.
17. <http://www.hydra-cell.com/>.