



유기랭킨사이클용 소형 스크롤 팽창기 제작 및 성능 특성 연구

백승동 · 성태홍 · 이민석 · †김경천

부산대학교 기계공학부

(2016년 5월 17일 접수, 2016년 10월 12일 수정, 2016년 10월 13일 채택)

Fabrication and Study on the Performance Characteristics of a Scroll Expander for Organic Rankine Cycle

Seungdong Baek · Taehong Sung · Minseok Lee · †Kyung Chun Kim

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan 609-735, Korea

(Received May 17, 2016; Revised October 12, 2016; Accepted October 13, 2016)

요약

본 연구에서는 개방형 무급유식 스크롤 압축기를 개조하여 유기랭킨사이클(ORC)용 소형의 스크롤 팽창기를 설계 및 제작하였다. 팽창기 케이스는 직육면체 형태로 총 체적은 0.0394 m^3 이며, 성능특성 연구를 위해 작동 유체로 R245fa를 사용하는 ORC 사이클을 구축하고, 다양한 팽창기 입구압력 및 회전속도 조건에서 성능시험을 수행하였다. 성능시험에서 획득한 열역학적 물성값을 스크롤 팽창기의 semi-empirical 시뮬레이션 모델에 적용해 파라미터를 계산하고, 열역학적 분석을 통해 계산한 실험값과 시뮬레이션값의 비교를 수행하였다.

Abstract - In this work, the open-drive oil free air compressor is modified to activate an organic Rankine cycle system as an expanding machine. The shape of the modified scroll expander case is a rectangular parallelepiped and the size of the case is 0.0394 m^3 . The scroll expander is operated in an ORC using R245fa as working fluid with various working conditions for the performance test. The test data points are used to calculate the parameters of the scroll expander semi-empirical simulation model. The simulation results are compared with the experimental results to validate the simulation model.

Key words : organic Rankine cycle(ORC), low-grade heat recovery, scroll expander, semi-empirical model

1. 서론

최근 사회적인 이슈가 되고 있는 CO2 감축 목표에 따라 폐열 회수에 대한 관심이 커지고 있다. 그에 따라 다양한 온도 범위에서 적용 가능한 재생 기술들이 개발되고 있으며, 실제 산업현장에 적용되고 있다.[1,2]

이와 같은 재생 기술 중 저온의 온도 범위에서 유기랭킨 사이클(ORC) 시스템은 가장 널리 활용되며, 그 연구가 활발히 진행되고 있다. 랭킨 사이클은 물을 작동유체로 사용하여 열에너지를 전기에너지

로 변환시켜주는 발전 사이클이다. 유기랭킨사이클은 전통적인 방식의 사이클과 달리 유기 냉매를 작동유체로 사용하여 물 보다 낮은 비등점을 가지고 있어 발전에 용이하며, 시스템의 구성이 복잡하지 않은 친환경적인 시스템이다.[3] 작동유체 중 R245fa는 200°C 이하의 열원에서 사용되기 적합한 냉매이다.[4] 이 냉매는 온도에 대한 포화증기의 엔탈피 변화율이 0보다 커, 팽창 후 건도 유지를 위한 별도의 장치를 필요로 하지 않아 소형의 발전 시스템에 적합하다.

팽창기 선정은 유기랭킨 사이클 설계에서 가장 중요한 요소이다. 팽창기는 터보형 팽창기와 용적형 팽창기 두가지로 분류 가능한데, 용적형 팽창기는 터보형 팽창기에 비해 소형의 ORC발전 시스템에서 고효율이며 안정적이다. 또한 그 중 넓은 압력 범위

†Corresponding author:kckim@pusan.ac.kr

Copyright © 2016 by The Korean Institute of Gas

에서 안정적인 성능을 가지고 있는 스크롤 팽창기에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다.[5]

소형 ORC 시스템에서는 스크롤 압축기를 개조한 모델 또는 상용화된 ORC용 스크롤 팽창기를 사용한다.[6, 7] 위 두 가지 형태의 스크롤 팽창기 모델을 이용하여 다양한 작동유체와 온도범위에서 성능실험이 이루어졌고, 이를 바탕으로 스크롤 팽창기의 semi-empirical 모델이 제시 되었다.[8, 9]

하지만 기존에 제작된 팽창기의 경우 입구, 출구의 방향으로 인한 설치의 어려움이 있었고, 성능에 비해 크기가 너무 큰 문제점이 있었다.[10] 따라서 본 연구에서는 개방형 무급유식 스크롤 압축기를 이용하여 소형의 스크롤 팽창기를 설계 제작 하였으며, R245fa를 작동유체로 사용하는 유기랭킨 사이클을 구축하였다. 또한 팽창기의 작동 특성을 파악하고, 획득한 열역학적 물성값을 semi-empirical 모델에 적용, 파라미터를 계산하여 시뮬레이션 결과와 실험값을 비교하여 실증하고자 한다.

II. ORC 시스템 실험장치 구성

2.1. 팽창기 제작

본 연구에서 사용된 스크롤 압축기는 경원컴프레사(주)의 공기용 개방형 무급유식 BC-KL 52H 제품이며 스크롤 내부 형상은 Fig. 1과 같다. 이 모델의 사양은 압축기 허용 최대압력 10 bar 수준이고, 압축기 입구 체적은 148 cm³이며 내부 체적 비는 4 수준이다. 공기용 무급유식 압축기를 팽창기로 사용하는 경우 윤활유의 공급이 없어 구성이 간단하며 안정적인 사이클을 구성할 수 있고, 팽창기 자체의 높은 내부체적비로 넓은 압력범위에서도 안정적인 성능을 얻을 수 있으며, 압축기와 팽창기의 변환이 자유로운 이점이 있다.[6]

Fig. 2는 본 연구에서 제작한 팽창기 모듈을 도식적으로 나타낸다. 개방형 압축기는 팽창기로 개조해서 사용할 경우 케이스를 제작해 스크롤 압축기를 내부에 설치하고 밀폐시켜 작동유체의 누출을 방지한다. 스크롤 팽창기 축은 케이스 외부로 돌출되어 있으며, 립실을 사용하여 작동유체 유출과 외부 공기 유입을 차단시켰다. Fig. 3과 Fig. 4는 동일한 성능의 개방형 무급유식 스크롤 압축기로 제작한 스크롤 팽창기의 측면도이다. Fig. 3은 본 연구에서 제작한 직육면체 케이스로 크기는 가로, 세로, 높이 각각 0.41 m × 0.31 m × 0.31 m 로 총 체적은 0.0394 m³이다. Fig.4는 원통형 케이스를 제작해 압축기를 밀폐한 모델로 케이스의 크기는 원통 지름, 원통높이 각각 0.45 m, 0.45 m이다.[10] Fig. 4와 비교하여 본 연

구에서 개조한 팽창기 체적은 45 %, 모듈의 전체 체적은 70 % 축소시켰다. 모듈의 체적 감소에 따라 축계 연결부의 길이가 줄어들어 축이 길어지며 발생했던

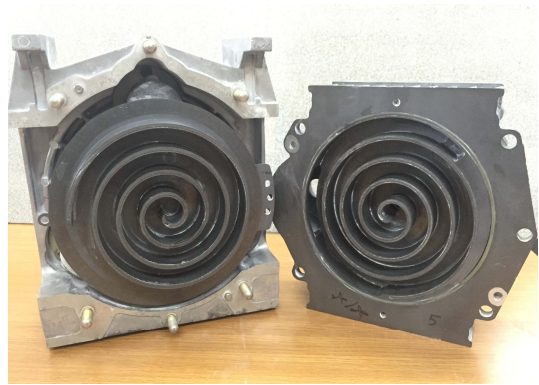


Fig. 1. Appearance of scroll compressor.

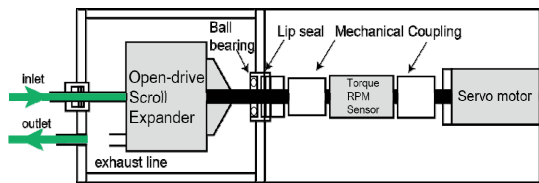


Fig. 2. Scroll expander module top view.

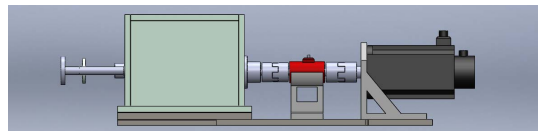


Fig. 3. 3D modeling of a modified expander module.

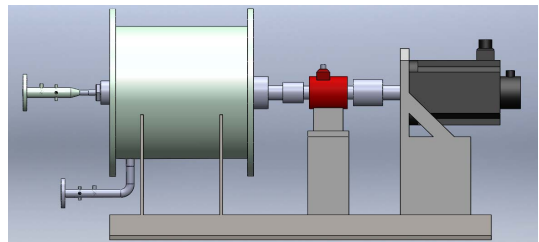


Fig. 4. 3D modeling of a previous expander module.[10]

구조적인 불안정성을 개선하였다. 팽창기 모듈 구성 과정에서는 팽창기 아래 기저면을 추가 하고, 기저면에 축방향의 중심선을 만들어 중심선을 기준으로 전체 모듈을 구성하였다. 또한 팽창기

출구 배관의 위치를 팽창기 입구와 같은 방향으로 설치하여 초기 작동 단계에서 배관 내에 잔류하고 있는 냉매로 인해 발생 할 수 있는 운전 불안정성을 개선하였다.

팽창기의 축은 기계적 커플링을 사용하여 토크미터와 서보모터를 연결해 축동력 측정 및 회전속도를 제어했다. 토크 측정기는 COZY 사의 스트레인지지 타입의 토크센서 TCR-KM 제품을 사용하였고 정밀도는 ±0.5%이다. RPM 센서는 ONO SOKKI 사의 Magneto-type의 MP-891 제품으로 정밀도는 ± 0.5% FSD과 ±1이다. 팽창기 회전속도계는 Higen motor 사의 동기식 서보 모터 FMA CN30-AB00 제품을 사용하여 PI 제어하였다.

2.2. ORC Loop 구성

Fig. 5는 1-10 kW 급 팽창기 성능평가가 가능하도록 제작된 ORC 시스템의 개략도를 나타낸다. 열교환기는 Alpalaval 사의 100 kW의 열교환 능력을 가지는 판형모델인 AC-120EQ 및 CB76-40H를 사용하였다. 본 연구에서는 다음과 같이 제작된 시스템에서 소형의 스크롤 팽창기 성능 시험에 적합한 용적형 펌프인 Cat pumps 사의 2SF35ES 모델을 선정하였으며, 펌프의 최대 유량은 13.2 lpm 이다.

열원의 작동유체는 물이며, 50 kW급의 전기 히터의 출력은 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 이용하여 팽창기 입구 압력에 따라 100 °C, 110 °C, 115 °C의 일정한 온도로 제어하여 증발기에 공급하였다. 히트 싱크의 작동유체는 물이며, 40 RT(140kW)급의 공랭식 칠러로 on/off 제어를 통해 냉각수의 온도를

조절하고 온도 범위는 7.3 °C-48.8 °C로 응축기에 공급하도록 하였다.

시스템 각 구성요소의 입구 및 출구에서 온도, 압력을 측정하여 데이터를 획득하였으며, 작동유체 펌프 출구에서 유량을 측정하였다. 유량계는 TRICOR의 Coriolis식 유량계인 TCM 5500을 사용하였고, 정밀도는 ±0.1% RD 이다. 온도 측정은 동양센서의 K-type DS-1010을 사용하였고 정밀도는 ±1.1°C이다. 압력 측정은 Sensys 의 PSC 제품을 사용하였으며 정밀도는 0.25% FS 이다. 측정한 데이터는 National Instrument사의 DAQ 제품을 이용하여 디지털 값으로 변환했고, 데이터 모니터링은 LabVIEW 소프트웨어를 이용하였다.

III. 팽창기 성능 시험 방법 및 모델링

3.1. 팽창기 성능 시험 방법

본 연구에서 개조된 스크롤 팽창기의 성능은 SCR에 연결된 전기히터 열원과 공랭식 칠러 히트 싱크로 구성된 ORC 성능 시험 루프를 이용하여 평가하였다. 스크롤 팽창기의 입출구 압력변화와 회전속도 변화에 따른 성능평가를 수행하기 위해서 총 42개의 실험조건을 설계하고, 각 조건마다 1분에서 1분 30초간 팽창기를 구동하였다. 성능평가는 팽창기 입구 압력 8 bar, 10 bar의 두 가지 조건에 대해 팽창기 회전속도 2,000 rpm, 2,400 rpm 로 제어한 조건에서 진행하였으며, 팽창기 허용 최대압력을 초과한 범위에서 성능평가를 수행하기 위해 추가적으로 입구압력 11.8 bar, 회전속도 2,000 rpm 조건에서 실험을 수행하였다. 모든 실험 조건에서 팽창기의 구동 안정성을 위해 팽창기 입구에서의 과열도를 7 °C 이상 유지하였다.[11] 팽창기 출구 압력은 냉각수의 온도를 제어하여 조절하였다.

성능 분석을 위해 열역학적 물성값을 이용하였으며 사용한 방정식은 다음과 같다.

펌프의 소요 동력은 식 (1) 과 같으며

$$\dot{W}_{pp} = \dot{m}_R v_{pp,in} (P_{pp,out} - P_{pp,in}) \quad (1)$$

여기서 \dot{m}_R 은 냉매 질량유량이다.

또한 팽창기의 축동력은 식 (2) 와 같고,

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = 2\pi NT/60 \quad (2)$$

여기서 T 는 팽창기 축에서 측정된 토크이며 이 값은 팽창기 축의 기계적인 손실이 포함되어 있다.

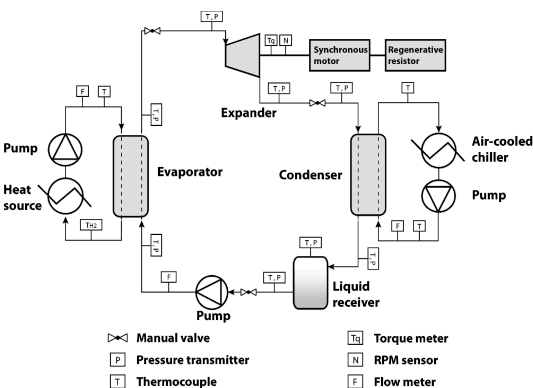


Fig. 5. Schematic of the ORC test loop.

N 은 팽창기의 회전속도 이다.

증발기에서의 공급 열량은 식 (3) 과 같다.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_R (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad (3)$$

시스템의 열효율은 식 (4) 와 같고, 팽창기 등엔트로피 효율은 식 (5)와 같다.

$$\eta_{cycle} = (\dot{W}_{shaft} - \dot{W}_{pp}) / \dot{Q}_{eva} \quad (4)$$

$$\eta_{expander} = \dot{W}_{shaft} / \dot{m}_R (h_{ex,in} - h_{ex,out,s}) \quad (5)$$

3.2. 팽창기 모델링

본 연구에서 사용된 용적식 스크롤 팽창기는 내부 체적이 결정되어 있고, 팽창기 회전수에 따라 작동유체의 정해진 유량을 흡입하여 팽창시키고 토출하는 과정을 반복한다. 각 과정에서 기체와 팽창기, 팽창기와 외기온도 사이의 열전달로 열 손실이 발생하고, 팽창 과정에서 압력 손실과 팽창기 축을 통한 마찰력 손실이 발생한다. 이 손실을 스크롤 팽창기의 열평형 방정식으로 모델링 하고 팽창기의 성능 평가 결과를 시뮬레이션에 적용한 semi-empirical 모델에 관한 연구가 진행되었다.[9] 이 모델은 실험 데이터에서 획득한 팽창기 회전수, 팽창기 입구측 온도, 압력 및 출구측 압력을 fChart의 엔지니어링 소프트웨어인 EES[12] 를 사용하여 ORC 시스템의 작동유체 유량, 팽창기 출구측 온도, 축동력을 계산한다.

IV. 실험 결과 및 고찰

개조된 스크롤 팽창기의 정상상태 운전조건은 Table 1 에 정리하였다. 이 운전조건에서 팽창기의

Table 1. The steady-state points condition

Test No	rpm	\dot{m}_R (kg/s)	$P_{ex,in}$ (bar)	$P_{ex,out}$ (bar)	$T_{hw,in}$ (°C)	$T_{cw,in}$ (°C)
1-6	2000	0.0543	8	1.6-3.17	100	20.2-43.6
7-15	2400	0.0620	8	1.15-2.64	100	7.3-37.2
16-24	2000	0.0677	10	1.33-2.82	110	14.9-39
25-32	2400	0.0772	10	1.66-3.88	110	20.2-48.8
33-42	2000	0.0851	11.8	1.62-3.81	115	19.1-48.1

축동력, 팽창기 등엔트로피 효율 및 시스템의 열 효율을 식 (1)-(5) 로 계산하였다. 모든 측정데이터는 측정오차를 포함하고 있으며, 본문 2.1과 2.2에 정리된 측정 장비의 정밀도와 측정변수를 이용해 계산된 값의 Uncertainty를 계산하였고, 그 식은 다음과 같다.

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \cdot U_{X_i}^2} \quad (6)$$

식(6)의 측정 변수는 X, 계산된 값은 Y 그리고 값의 Uncertainty 는 U로 나타내었다. 그 계산 결과는 성능 시험결과에 Error bar로 나타내었다.[12]

4.1. 팽창기 성능 실험 결과

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 각 실험조건에서 압력비에 대한 팽창기 축동력, 팽창기 등엔트로피, 사이클 열효율의 변화를 보여주고 있다.

Fig. 6은 각 실험 조건에 대한 팽창기 축동력을 나타낸다. 동일한 팽창기 입구압력 조건에서는 팽창기 회전속도의 증가에 따라 팽창 가능한 작동유체의 유량이 증가한다. 식(2)에 따라서 증가한 팽창기 회전속도는 축동력을 증가시킨다. 하지만 입구압력 8 bar, 팽창기 회전수 2,000 rpm 과 2,400 rpm에서 3이하의 낮은 압력비 범위에서는 Fig. 7과 같이 팽창기 등엔트로피 효율의 차이가 크다. 이로 인해 2,400 rpm 조건에서 유량의 증가에도 낮은 축동력이 계산 되었다.

다음으로 압력비와 팽창기의 회전속도에 따라 스크롤 팽창기의 성능을 분석하였다. Fig. 7은 압력비에 따른 팽창기의 등엔트로피 효율을 나타낸다. 동일한 팽창기 회전속도 조건의 경우 입구압력 증가에 따라 팽창기 출력이 상승하는 경향을 보인다. 이는 입출구의 압력 차이가 증가하기 때문에 축동력 역시 상승하는 것이다. 하지만 압력비 6.5 이상의 범위에서는 압력비의 증가에도 축동력은 감소한다. 이는 Built-in Volume Ratio 이상의 팽창비에서 과팽창으로 인한 압력손실 그리고 팽창기 축계를 통한 기계적 손실이 증가해 결과적으로 스크롤 팽창기의 등엔트로피 효율이 감소하였기 때문이다.[7]

시스템의 열효율을 분석해 보면 Fig. 8의 결과와 같이 모든 조건의 실험에서 압력비가 증가하면 사이클 열효율은 상승하는 경향을 나타낸다. 이는 압력비의 증가에 따라 축동력이 증가하게 되고, 증가한 축동력과 비례해 열효율은 증가한다. 6.5 이상의 압력비 범위에서는 인가되는 열량은 증가하지만 축동력은 감소하여 결과적으로 열효율은 감소하게 된다.

축동력의 최대값은 1.66 kW로 팽창기 입구압력 11.8 bar, 팽창기 회전속도 2,000 rpm의 실험 조건에

서 압력비 6 인 지점에서 계산되었고, 열효율의 최대값은 8.47 %로 입구압력 8 bar, 팽창기 회전속도

2,400 rpm 의 실험조건과 압력비 6.5 인 지점에서 계산되었다.

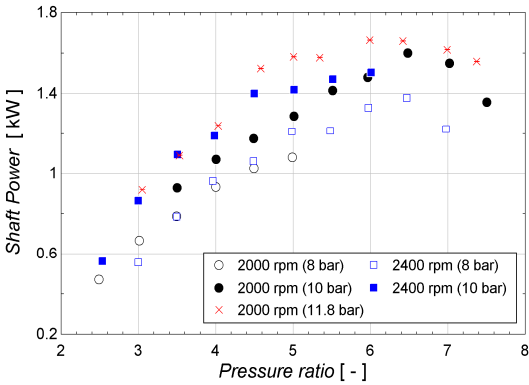


Fig. 6. Shaft power with the pressure ratio.

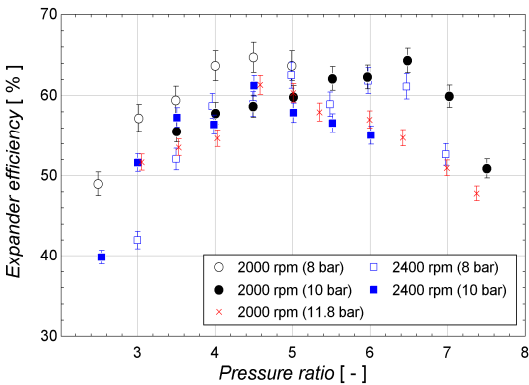


Fig. 7. Isentropic efficiency with the pressure ratio.

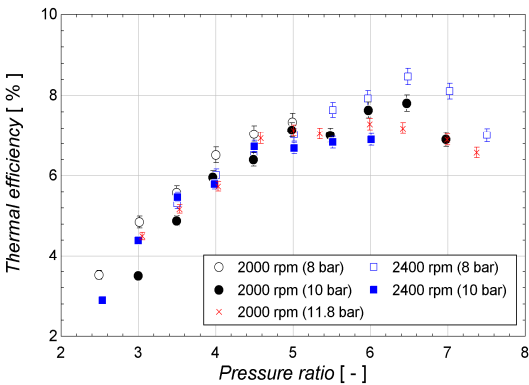


Fig. 8. Cycle efficiency with the pressure ratio.

4.2. 팽창기 Semi-empirical 모델 해석

스크롤 팽창기 모델은 semi-empirical 모델[9]로 팽창 과정 중 내부의 물리적인 유체유동 및 열전달에 영향을 주는 주요 인자를 선정하고, 실험 결과를 이용해 그 관계를 식으로 나타낸 모델이다. 이 모델에 Table 1에 정리된 42개의 정상상태 운전 조건에서 측정된 값을 적용하여 모델 파라미터를 계산하고, 실험값과 모델을 통해 계산된 값을 비교하여 실증하였다. Table 2에 팽창기 모델 파라미터를 정리하였다.

Fig. 9와 Fig. 10은 실험에서 측정된 42개의 정상상태 운전조건에서 측정된 값에 대한 팽창기 semi-empirical 모델의 계산 결과를 나타낸다. 측정값과 계산 값의 온도차이는 최대 3.45 K이며, 유량은 0.00306 kg/s로 10 % 오차 범위 내에 있음을 보여준다. 모든 조건의 실험에서 출구온도는 계산값이 측정값 보다 높은 향을 보인다. 이는 팽창기 모델에서 대기와의 열교환으로 인한 열손실이 적게 계산되어 계산된 값이 측정값보다 큰 것으로 판단된다.

Fig. 11은 팽창기 회전속도 2,000 rpm인 조건에서 팽창기 허용 최대압력을 초과한 범위에서의 성능 평가결과 및 모델을 이용하여 계산한 결과를 나타낸다. 팽창기 입구 압력 8 bar와 10 bar인 경우 측정값과 모델의 계산결과 값이 10 % 오차범위 내에 있음을 보인다.

하지만 4.1절의 팽창기 성능 실험 결과 해석에서와 같이 압력비가 6.5 이상인 범위에서는 팽창기 등

Table 2. Model parameter for the modified scroll expander[8]

Parameter	Value	unit
$V_{s,comp}$	148	cm ³
$r_{v,in}$	3.5	-
d_{su}	0.0048	m
A_{leak}	0.0000045	m ²
$AU_{su,exp,n}$	38	W/m ² K
$AU_{ex,exp,n}$	30	W/m ² K
$AU_{amb,exp}$	15	W/m ² K
$\dot{M}_{r,exp,n}$	0.12	kg/s
T_m	0.7	N·m

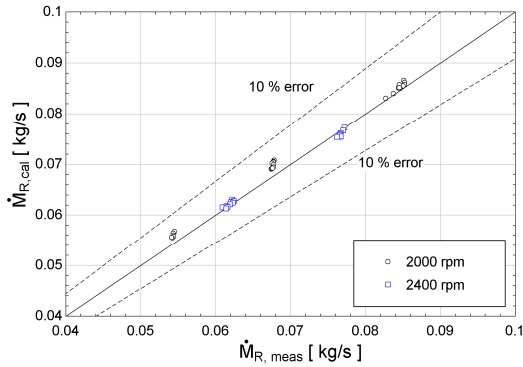


Fig. 9. Predicted mass flow rate with measured mass flow rate.

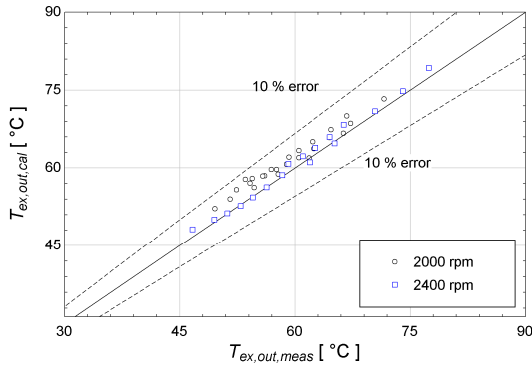


Fig. 10. Predicted exhaust temperature with Measured exhaust temperature.

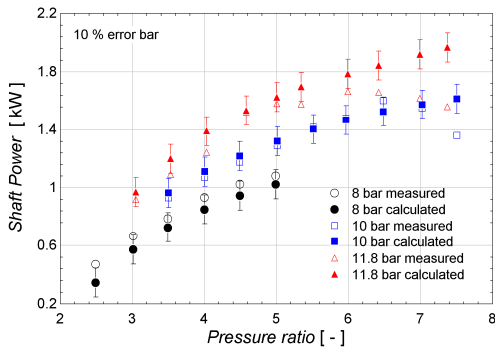


Fig. 11. Predicted and measured shaft power with the pressure ratio at 2,000 rpm.

엔트로피 효율이 감소하여 오차가 커지는 것으로 판단된다. 팽창기 입구 압력 11.8 bar에서는 압력비 5

이상의 범위에서 측정값과 계산값의 차이가 증가한다. 이는 개조된 팽창기의 허용 최대압력을 초과한 범위에서 팽창기 구동 시 작동유체 누설 및 열, 압력 손실이 모델의 열평형 방정식으로 계산된 값보다 더 증가하여 측정치와 계산 값의 차이가 커지는 것으로 판단된다.

V. 결론

본 연구에서는 개방형 무급유식 스크롤 압축기를 ORC용 스크롤 팽창기로 개조하고 작동유체를 R245fa로 하여 팽창기 성능특성에 관해 연구하였다. 팽창기 케이스 크기는 0.0394 m³로 선행연구에서 개조된 팽창기 모델과 비교하여 45% 축소 시켰다. 이를 통해 축계에서 발생했던 구조적인 문제점 및 배관에 남아있는 잔류 냉매로 인해 발생 했었던 운전 불안정성을 개선하였다.

성능 평가는 동일한 팽창기 입구압력 조건에서 팽창기의 회전속도를 변화시켜 실험을 수행하였다. 또한, 성능평가를 통해 측정된 42개의 정상상태 운전조건을 스크롤 팽창기 semi-empirical 시뮬레이션 모델에 적용하여 모델 파라미터를 계산하였다. 모델 파라미터를 이용한 시뮬레이션값과 실험값을 비교한 결과, ORC 시스템 유량 및 팽창기 출구 온도 모두 10% 오차 범위 내에 있음을 확인할 수 있다. 팽창기 축동력은 압력비 6.5이상의 범위에서에서 팽창기 등엔트로피 효율 감소로 오차값이 커지는 것을 확인하였다.

감사의 글

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

사용기호

\dot{m}	: mass flow rate [kg/s]
P	: Pressure [bar]
h	: enthalpy [kJ/kg]
v	: specific volume [m ³ /kg]
N	: rotational speed [rev/min]
T	: torque [kgf · m]
Pr	: Pressure ratio [-]
\dot{Q}	: heat [kW]
V	: swept volume of compressor [cm ³ /rev]
\dot{W}	: power [kW]
η	: efficiency [%]

R : working fluid
 U : uncertainty
 $V_{s,comp}$: swept volume of compressor [cm³/rev]
 $r_{v,in}$: built-in volume ratio
 d_{su} : supply port diameter [m]
 A_{leak} : leakage area [m²]
 $AU_{su,exp,n}$: supply heat transfer coefficient
 $AU_{ex,exp,n}$: exhaust heat transfer coefficient
 $AU_{amb,exp}$: heat transfer coefficient with the ambient
 $\dot{M}_{r,exp,n}$: nominal mass flow rate [kg/s]
 T_m : mechanical loss torque [N · m]
 eva : evaporator
 pp : pump

REFERENCES

- [1] Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., and Mota-Babiloni, G., "Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry", *Energy*, 85, 534-542, (2015)
- [2] Sung, T. and Kim, K. C., "Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold", *Applied Thermal Engineering*, 100, 1031-1041, (2016)
- [3] Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications", *Renewable and sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963-3979, (2011)
- [4] Wang, D., Ling, X., Peng, H., Liu, L. and Tao, L. L., "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation", *Energy*, 50, 343-352, (2013)
- [5] Bao, J. and Zhao, L., "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342, (2013)
- [6] Declaye, S., Quoilin, S., Guillaume, L. and Lemort, V., 2013, "Experimental Study on an Open-Drive Scroll Expander Integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) System with R245fa as Workingfluid", *Energy*, 55, 173-183, (2013)
- [7] Kim, D., Yun, E., Yoon, S. Y. and Kim, K. C., "Experimental Study on the Performance Characteristics of a Scroll Expander for 1kW-class Organic Rankine Cycle", *Journal of the Korean Institute of Gas*, 19(4), 41-48, (2015)
- [8] Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C. and Lebrun, J., "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, 29, 3094-3102, (2009)
- [9] Quoilin, S., "Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. Phd thesis", *University of Liège, Belgium*, (2011)
- [10] Yun, E., Kim, H. D., Yoon, S. Y. and Kim, K. C., "Development of small-scale organic rankine cycle system and study on its operating characteristics", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, 37, 919-926, (2013)
- [11] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, J. and Fischer, J., "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles", *Energy*, 32, 1210-1221, (2007)
- [12] EES: Engineering Equation Solver, *fChart Software Inc.*, 2015