

초소형 유기랭킨사이클 적용 프로토타입 베인 팽창기에 관한 실험적 연구

신동길 · 김영민

한국기계연구원 그린동력연구실

(2014년 11월 13일 접수, 2014년 12월 15일 수정, 2014년 12월 15일 채택)

Experimental Study of Vane Expander Prototype Applied to Micro Organic Rankine Cycle

Dong Gil Shin · Young Min Kim

Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials,

(Received 13 November 2014, Revised 15 December 2014, Accepted 15 December 2014)

요약

본 연구에서는 프로토타입 베인 팽창기가 적용된 초소형 유기 랭킨사이클을 구성하고, 팽창기 전단 온도가 약 110°C이고, 냉매유량을 일정하게 유지한 조건에서 베인 팽창기 회전수를 변화시키면서, 팽창기 출력, 효율 및 팽창기 전후단 압력, 온도 등을 측정하였다. 베인 팽창기 성능 측정 결과 팽창기 회전수가 증가됨에 따라 팽창기 출력 및 효율이 증가하였다. 팽창기 전효율은 500 rpm 회전수 조건에서 6~7%이고, 1000 rpm 에서는 11~12%임을 보였다. 팽창기 전효율이 낮은 원인은 팽창기 체적효율이 낮기 때문인 것으로 분석되었으며, 향후 체적효율을 향상시키기 위해 팽창기 누설을 개선하기 위한 연구가 진행될 예정이다.

주요어 : 엔진 폐열, 초소형 유기 랭킨 사이클, 베인 팽창기, 전효율, 체적효율

Abstract - In this study, performances of the vane expander prototype for micro organic Rankine cycle with refrigerant R134a as a working fluid have been analyzed. While operating organic Rankine cycle for analysing expander efficiencies such as overall efficiencies, volumetric efficiencies and mechanical efficiencies under 110°C of expander inlet temperature, the power of the expander, inlet temperature of expander, inlet pressure of expander and the flow rate of the working fluid(refrigerant R134a) have been measured while varying the rotational speed of the expander. It was found that the more the expander revolution speed is high, the more the expander power, overall efficiencies and volumetric efficiencies are higher. In case of 500 rpm of rotational speed, overall efficiencies are 6~7% and in case of 1000 rpm, overall efficiencies are 11~12%. We have found that low volumetric efficiencies result in poor overall efficiencies.

Key words : Micro organic Rankine cycle, Vane expander, Power, efficiency.

1. 서 론

CO₂ 등의 온실가스에 의한 지구온난화의 진행을 지연시키고 급격한 에너지 소비 증가에 대응하기 위

해 에너지 이용 효율 향상에 관련된 연구개발이 여러 방법으로 다양하게 진행되고 있다. 화석연료 사용을 줄이는 효과적인 방안 중의 하나로서 태양열, 지열, 바이오매스 등 신재생에너지와 폐열을 소규모 단위로 활용할 수 있는 초소형 열병합 발전(Micro-CHP)에 대한 관심이 최근 급격히 증대되고 있다⁽¹⁾. 초소형 열병합 발전에는 스텔링 엔진, 랭킨 사이클, 연료 전지

[†]To whom corresponding should be addressed.

Environmental and Energy Systems Research Division, KIMM 156,
Gajeongbuk-Ro, Yuseong-Gu, Daejeon, 305-343, Republic of Korea
Tel : 042-868-7387 E-mail : sdk@kimm.re.kr

등이 활용될 수 있다. 초소형 유기랭킨사이클은 비등점이 낮은 냉매를 작동유체로 사용하기 때문에 증저온 열원을 이용한 발전시스템에 적합하다⁽²⁾. 또한, 초소형 유기랭킨사이클은 자동차 엔진 폐열 회수를 통한 연료 소비 절감에도 적용이 가능하여 최근 자동차에 적용하기 위한 연구도 활발히 진행 중이다. 초소형 유기랭킨사이클에서 팽창기는 작동유체의 열 및 압력에너지를 동력으로 변환하는 역할을 하는 랭킨사이클의 핵심 구성품이며, 전체 사이클 효율에 가장 큰 영향을 미친다^{(1),(4)}. 초소형 랭킨사이클에 사용되는 팽창기는 여러 종류가 있으며, 크게 터빈방식(Turbine type)과 용적식(Positive displacement type)이 있다⁽³⁾. 터빈 방식 팽창기는 높은 팽창비를 가지고 있고 고출력을 낼 수 있기 때문에 일반적으로 50 kWe 이상의 발전시스템에 적용되고 있으며, 50 kWe 이하에서는 성능이 저하되기 시작하여 10 kWe 수준에서는 급격한 효율 저하가 발생된다. 터빈은 냉매유량이 적으면 운전 속도가 낮게 되기 때문에 터빈 효율이 매우 낮게 된다. 또한, 소형 터빈은 일반적으로 매우 고가이기 때문에 소용량일 수록 경제성의 문제점과 고속회전에 의한 고소음의 단점을 가지고 있다⁽¹⁾. 용적식 팽창기에는 왕복동, 스크류, 베인, 스크롤 팽창기 등 다양하게 있다. 왕복동 방식 팽창기는 고속운전이 어려우며 소형화가 어렵고, 스크류 팽창기는 특성상 대용량에 적합하다. 스크롤 팽창기는 고효율, 저소음 및 저진동의 장점을 가지고 있지만, 스크롤 랩 가공에 대한 높은 정밀도가 요구되고 누설 길이가 길어 누설공차에 대한 엄격한 관리가 필요하여 기술적으로 제작 난이도가 매우 높다^{(1),(5),(6),(7)}. 용적식 팽창기 중에서 베인 팽창기는 구조가 간단하고 소형화가 용이하며, 신뢰성면에서 우수하여 초소형 랭킨사이클용 팽창기로서 적합한 것으로 평가되고 있다⁽¹⁾. 특히, 베인 방식 팽창기는 스크롤에 비해 가공이 용이하며 진동면에서도 왕복동에 비해 매우 우수한 특성을 가지고 있다. 베인 팽창기에 대한 연구개발 예로는 냉동 사이클에서 냉매의 팽창과정에서 사이클 효율을 높이기 위해 팽창 밸브를 사용하지 않고 베인 팽창기를 이용하여 동력을 얻는 연구가 진행되 바 있다. Kim et al.은 CO₂ 냉동기의 사이클 효율을 향상시키기 위해 팽창 밸브 대체 베인 팽창기를 적용하기 위한 성능 분석을 수행하였으며, 이론적으로 계산된 베인 팽창기의 전효율과 체적효율은 각각 46.3%와 58.1%로 나타났다.⁽⁸⁾ Yang, Jia et al.은

CO₂ 냉동기에 적용할 베인 팽창기를 설계 제작하여 시험하여 체적효율은 30%과 등엔트로피 효율은 23%를 나타내었다.^{(9),(10)} Xia et al.은 HFC410A를 작동유체로 사용하는 냉동기에 베인 팽창기를 적용하여 1800 rpm에서 약 50% 수준의 체적효율을 얻었다.⁽¹¹⁾ Qiu et al.은 베인 팽창기를 초소형 유기랭킨 사이클에 적용하여 861W의 팽창기 출력과 54%의 팽창기 전효율을 얻었다.⁽¹²⁾

본 논문에서는 증저온 폐열을 이용하는 초소형 유기랭킨사이클 시스템에 적용되는 프로토타입 베인 팽창기의 기본적인 성능 특성을 파악하고자 하였다. 유기랭킨사이클 시스템에서 냉매유량을 고정시키고 팽창기 회전수의 운전조건을 변화시키면서 베인 팽창기의 출력, 입출구 압력 및 온도 특성 등을 관찰하고, 팽창기 체적효율 특성을 분석하였다.

2. 베인 팽창기 성능평가장치 구성

2-1. 베인 팽창기 적용 초소형 유기랭킨사이클 시스템 구성

Fig. 1에서는 베인 팽창기의 구조와 작동원리를 보여주고, Fig.2는 베인 팽창기 주요 부품들의 사진을 보여주며, Table 1은 베인 팽창기 부품의 주요 제원을 나타낸다. 베인 팽창기의 구조는 하우징, 로터, 베인, 회전축 및 베어링 등의 구성품으로 이루어진다. 베인은 로터의 슬롯(Slot)에 장착되어 거의 마찰없이 미끄러질 수 있는 상태로 장착되어 있으며, 로터가 회전하면 원심력에 의해 하우징에 밀착되는 방식으로 작동가스의 누설을 방지한다. 베인 팽창기 입구(Inlet)으로 유입된 작동기체는 베인들 사이의 챔버(Chamber)에 갇히게 되고, 챔버 사이의 작동가스 압

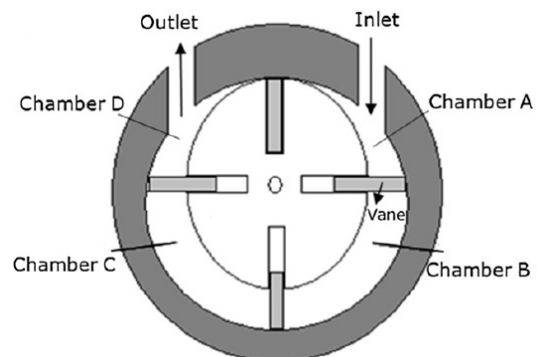


Fig. 1. Principle of working of vane expander

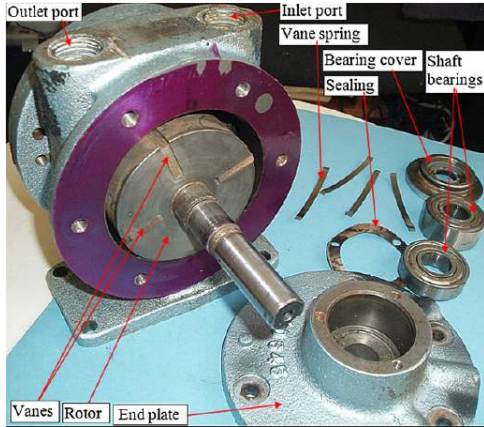


Fig. 2. Main component of vane expander

Table 1. Structural parameters of the vane expander

| Item | Value |
|--------------------------|-------|
| Diameter of rotor[mm] | 57 |
| Diameter of cylinder[mm] | 65 |
| Length of cylinder[mm] | 28 |
| Number of vane[-] | 8 |
| Thickness of vane[mm] | 4 |
| Height of vane[mm] | 28 |
| Expansion ratio[-] | 1.8 |

력차에 의해 베인이 힘을 받아 로터가 회전력을 얻게 된다.

Fig. 3은 베인 팽창기가 적용될 유기랭킨사이클 시스템을 나타낸다.

베인 팽창기 성능 특성 시험을 위해 유기 랭킨사이클을 Fig. 3과 같이 증발기(Evaporator), 재생 열교환기(Regenerator), 팽창기(Expander), 응축기(Condenser) 및 냉매 펌프(Pump) 등으로 구성된 유기랭킨사이클을 구축하였다. 작동유체는 냉매 R134a를 사용하였다. 바이패스(Bypass) 관은 시험초기에 냉매가 팽창기로 공급될 수 있는 조건이 형성되기 전까지 냉매가 순환할 수 있도록 폐회로를 형성시켜주는 역할을 한다. 냉매가 고온 고압 상태의 증기가 되면 바이패스 관을 차단하고 팽창기 입구로 냉매 증기가 들어갈 수 있도록 유로를 바꾸어 준다. 증발기(Evaporator)로의 열공급은 열매체보일러에 의해 가열된 열매체유(Thermal oil)에 의해 열공급을 하였다. 시스템의 각 부품별로 온도 및 압력 센서를 설치하여 모니터링 하였고, 펌프 전단에 코리올리스 유량계를 설치하여 냉매 유량을 실시간으로 측정하였다. 또한,

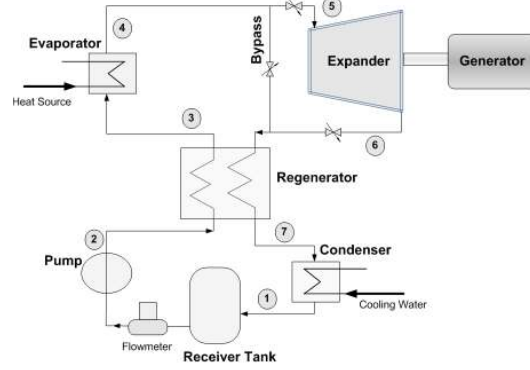


Fig. 3. Organic Rankine cycle



Fig. 4. Organic Rankine cycle

Fig. 4와 같이 5 kW급 AC 동력계를 팽창기 축에 연결하여 베인 팽창기 회전수를 제어하였다. Fig. 3의 유기랭킨사이클 시스템에서 각 지점의 열역학적 과정은 다음과 같다.

- 1→2 : 펌프에 의한 등엔트로피 압축
- 2→5 : 증발기에서의 등압 가열
- 5→6 : 팽창기에서 등엔트로피 팽창
- 6→7 : 재생기에서 등압 냉각
- 7→1 : 응축기에서 등압 냉각

2-2. 팽창기 효율 분석

팽창기 출력은 식(1)으로 정의된다.

$$\dot{W}_e = \eta_{ad} \eta_{mech} \eta_v \dot{m}_{meas} (h_{in} - h_{out,is}) \quad (1)$$

여기서, η_{ad} 는 팽창기의 단열팽창효율이며, η_{mech} 는 팽창기 기계효율이고, η_v 는 체적효율이며, \dot{m}_{meas} 는 작동유체 질량유량이고, h_{in} 및 $h_{out,is}$ 은 각각 팽

창기 입구 엔탈피 및 출구 등엔트로피 엔탈피이다.

팽창기 전효율(Overall efficiency)은 아래의 식(2)에 의해 정의된다.

$$\eta_o = \eta_{ad} \eta_{mech} \eta_v \quad (2)$$

(1), (2) 식을 조합하면 식(3)과 같이 팽창기 전효율을 계산할 수 있다.

$$\eta_o = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_{meas} (h_{in} - h_{out,is})} \quad (3)$$

단열팽창 효율 η_{ad} 는 식(4)로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{ad} = \frac{(h_{in} - h_{out})}{(h_{in} - h_{out,is})} \quad (4)$$

체적효율 η_v 는 팽창기 성능과 효율에 지대한 영향을 미치는 변수로서, 실제질량유량에 대한 이론질량유량의 비로서 정의되어 식(5)와 같이 나타내어지며, 일반적으로 실제질량유량이 이론질량유량보다 크기 때문에 통상 1보다 작은 값을 가진다.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{th}}{\dot{m}_{meas}} \quad (5)$$

여기서, \dot{m}_{th} 및 \dot{m}_{meas} 은 각각 이론질량유량 및 실제질량유량으로서, \dot{m}_{meas} 은 유량계로 실측한 값을 적용하고, \dot{m}_{th} 는 식(4)을 통해 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_{th} = \frac{\rho_{in} V_{in} N}{60} \quad (6)$$

여기서, V_{in} 은 팽창기 형상에 의해 결정되는 행정 체적으로서, 팽창기 1회전당 흡입부피이고, N은 팽창기 분당 회전수이다.

3. 실험결과 및 고찰

팽창기 입구 온도를 110°C로 제어하는 조건에서 냉매 펌프 회전수를 500 rpm 및 1000 rpm으로 변화시키면서 팽창기 회전수에 따른 출력, 팽창기 입출구 온도, 압력 및 효율을 측정하였다.

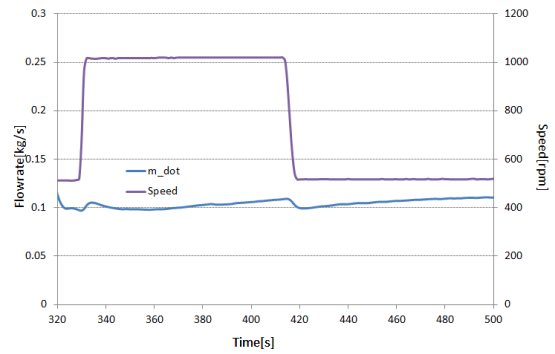


Fig. 5. Mass flow rate of R134a with expander rotational speed

Fig. 5는 팽창기 회전수별 작동유체인 냉매(R134a)의 질량유량 변화를 나타낸다. 작동유체인 냉매(R134a)의 질량유량은 팽창기 회전수가 변화하는 순간에 약간 변화를 보이다가 다시 일정하게 유지되는 경향을 보인다.

Fig. 6은 팽창기 회전수 변화에 대한 팽창기 입출구 온도를 추이를 나타내며, 출구온도는 팽창기 회전수에 대한 영향을 받지 않음을 볼 수 있다. Fig. 7은 팽창기 회전수에 대한 팽창기 입출구 압력 및 압력비의 변화를 나타내며, 팽창기 입구 압력은 팽창기 회전수가 감소함에 따라 증가하고, 출구 압력은 거의 변화가 없으며, 따라서 팽창기 입출구의 압력비는 팽창기 회전수에 반비례하여 증가하는 추이를 보인다.

Fig. 8은 팽창기 전단온도를 110°C로 유지한 상태에서 팽창기 회전수에 대한 출력 변화를 나타내며, 팽창기 회전수가 감소하면서 토크는 증가하고 출력이 떨어지는 경향을 나타낸다. 최대출력은 팽창기 1000 rpm 조건에서 281 W임을 보였다.

Fig. 9는 팽창기 입구 온도가 110°C인 조건에서 팽창기 전효율(η_o), 체적효율(η_v) 및 기계효율(η_m)의 변화를 나타내며, 팽창기 전효율은 팽창기 회전수가 1000 rpm 일 경우 11~12% 수준이고, 500 rpm 일 경우 6~7% 수준을 보임으로써 매우 낮은 효율임을 알 수 있다. 기계효율은 90%로서 매우 높은 효율을 보이나, 체적효율은 팽창기 회전수가 1000 rpm일 때 18% 수준으로서 매우 낮은 효율을 나타낸다. 따라서, 팽창기 전효율이 낮은 이유는 체적효율이 낮기 때문인 것으로 분석되며, 팽창기 체적효율이 낮은 원인은 주로 베인과 하우징 사이의 누설이 크기 때문인 것으로 판단된다.

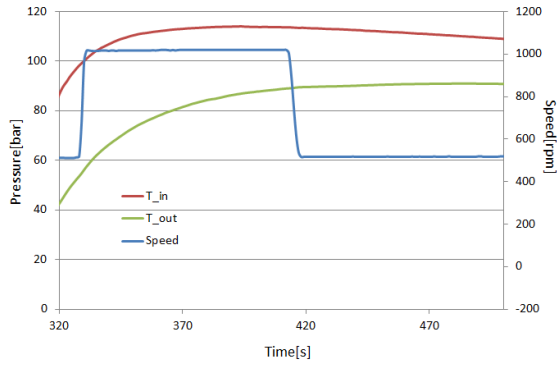


Fig. 6. Expander temperature with expander rotational speed

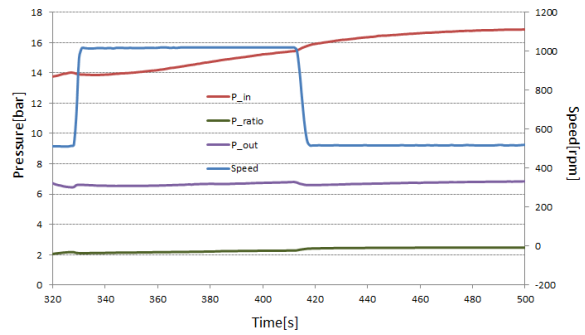


Fig. 7. Expander pressure with expander rotational speed

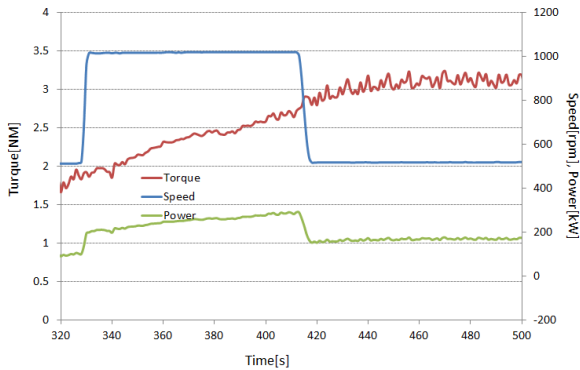


Fig. 8. Expander power output and torque with expander rotational speed

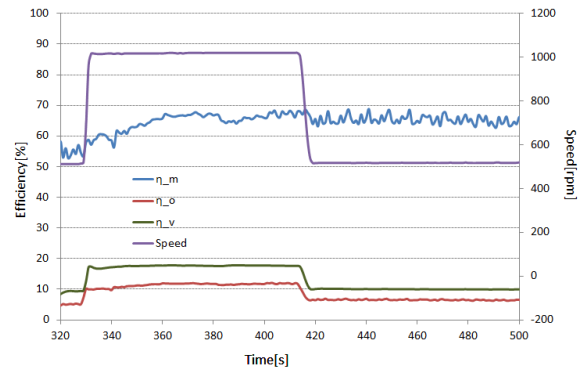


Fig. 9. Expander efficiency with expander rotational speed

4. 결 론

본 연구에서는 베인 팽창기가 적용된 초소형 유기 랭킨사이클을 동력계를 구성하고, 팽창기 전단온도가 약 110℃이고, 냉매유량을 일정하게 유지한 조건에서 베인 팽창기 회전수를 변화시키면서, 팽창기 출력, 효율 및 팽창기 전후단 압력, 온도 등을 측정하였다. 베인 팽창기 성능 측정 결과 팽창기 회전수가 증가됨에 따라 팽창기 출력 및 효율이 증가하였다. 팽창기 최대 출력은 1000 rpm에서 281 W로 나타났다.

팽창기 전효율은 500 rpm 회전수 조건에서 6~7%이고, 1000 rpm 에서는 11~12%임을 보였다. 낮은 전효율의 주원인은 팽창기 체적효율이 낮기 때문인 것으로 분석되었으며, 향후 체적효율을 개선하기 위한 연구가 진행될 예정이다.

References

1. Qiu G.; Liu H; Riffat S, Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine

cycle, Applied Thermal Engineering, 2011,31,3301-3307.

2. Quoilin S; Lemort V; Lebrun J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander, Applied Energy, 2010, 87, 1260-1268

3. Lemort V; Quoilin S; Cuevas C; J. Lebrun, 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 2009, 29, 3094-3102.

4. T. Saitoh; N. Yamada, S.I; Wakashima. Solar Rankine cycle system using scroll expander, Journal of Environment and Engineering 2 (2007) 708-719.

5. Liu G; Zhao Y; Li L; Shu P. Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air, Applied Thermal Engineering, 2010, 30, 2073-2079.

6. Huff H.; Radermacher, R.;Preissner, M., Experimental investigation of a scroll expander in a carbon dioxide air-conditioning system, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., Paper no ICRO485, 2003,
7. Preissner M., Carbon dioxide vapor compression cycle improvement with focus on scroll expander, Ph.D dissertation, University of Maryland, USA. 2001
8. Kim HY.; Ahn JM.; Kim HJ.; Cho SO., Performance analysis of vane rotary expander for CO2 cycles, 2009.
9. Yang B.; Peng X.; He Z., Experimental investigation on the internal working process of a CO2 rotary vane expander, Applied Thermal Engineering 29, 2009, 2289-2296.
10. Jia X.; Zhang B.; Yang B., Study of rotary vane expander for the transcritical CO2 cycle-part II: theoretical modeling, HVAC&R Research 15, 2009, 689-709.
11. Xia C.; Zhang W.; Bu G.; Wang Z.; Shu P., Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery, Applied Thermal Engineering,59, 2013, 559-567.
12. Qiu G.; Shao Y.; Li J.; Liu H.; Riffat S.B., Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications, Fuel, 96, 2012, 374-382.