

폐열회수 발전을 위한 지로터 팽창기 설계 및 성능해석

Design and performance analysis of a gerotor expander for power generation from waste heat

박근태* · 김용희* · 김현진*†

Keun-Tae Park*, Yong-Hee Kim* and Hyun-Jin Kim*†

(Received 15 December 2015, Revision received 16 March 2016, Accepted 21 March 2016)

Abstract: In this paper, the feasibility study on a gerotor type expander as a power converting device in a small scale power generation ORC system was made by performance analysis of the gerotor expander. Design of a 1kW-class gerotor expander was carried out and its performance was numerically simulated. For a R134a Rankine system with about 20 kW solar heat source, the gerotor expander efficiency was calculated to be 35~75% for the operating conditions of $T_e=80\sim 100^\circ\text{C}$ and $T_c=30\sim 60^\circ\text{C}$. Maximum expander efficiency was obtained at an expansion ratio somewhat higher than the design expansion ratio due to pre-expansion during suction process inside the outer and inner rotor mate. If the operating expansion ratio is not far from the design expansion ratio, the gerotor expander performance can be well compared to that of a scroll type.

Key Words : Gerotor, Waste heat power generation, Solar energy, Organic Rankine cycle

— 기 호 설 명 —

A : 면적 [m^2]
e : 편심[m]
F : 힘 [N]
L : 동력 [kW]
N : 운전속도 [rpm]
n : 외접 기어 잇수, 폴리트로픽 지수
M : 질량 [kg]
m : 내접 기어 잇수

P : 압력 [bar]
Q : 열용량 [kW]
r : 반경 [m]
T : 온도 [$^\circ\text{C}$]

그리스 문자

η : 효율
 θ : 크랭크 각 [$^\circ$]
 λ : 마찰계수

*† 김현진(교신저자) : 인천대학교 기계공학과

E-mail : kimhj@inu.ac.kr, Tel : 032-835-0772

*박근태, 김용희 : 인천대학교 기계공학과

*† Hyun-Jin Kim(corresponding author) : Department of Mechanical Engineering, Incheon National University.

E-mail : kimhj@inu.ac.kr, Tel : 032-835-0772

*Keun-Tae Park, Yong-Hee Kim : Department of Mechanical Engineering, Incheon National University.

ρ : 밀도 [kg/m³]
 ω : 각속도 [rad/s]

하첨자

- 1,2,3,4,5,6,7 : Fig 4의 각 지점
- a : 실제
- BR1, BR2 : 베어링
- cond : 응축기
- e : 팽창기
- eva : 증발기
- R : 랭킨
- S : 흡입
- th : 이론

1. 서 론

소규모 폐열 회수나 신재생 에너지 활용에 ORC 시스템이 유력한 방안으로 주목받고 있다. ORC 시스템은 그 원리에 있어서 스팀 랭킨 사이클과 흡사하지만 작동 냉매로 물 대신 증발 온도가 낮은 유기 물질을 사용한다. ORC 시스템의 핵심 요소는 작동 유체가 에너지원으로부터 얻은 열유체 에너지를 유용한 축 동력으로 전환해 주는 팽창기이다.

ORC 시스템의 효율은 원천적으로 팽창기 효율에 의해 제한받게 되므로 팽창기 선정은 매우 중요하다. 사이클 운전 조건과 팽창기 출력 규모에 따라 적합한 팽창기 타입이 달라지는데 출력이 수십 kW 이상인 경우에는 터빈 타입의 팽창기가 적합하고, 그 이하의 출력에서는 용적형 타입의 팽창기가 적절하다.¹⁾ 용적형 팽창기로는 왕복동식, 베인 로타리식, 스크롤식, 스크류식 등과 이에 더하여 지로터식이 소개되고 있다.¹⁻⁵⁾ Mathias 등은 2~3 kW급 소용량 ORC 시스템에 기어 펌프를 개조한 지로터 팽창기와 냉동용 스크롤 압축기를 개조한 스크롤 팽창기를 비교한 시험에서 지로터 팽창기의 등엔트로피 효율이 스크롤 팽창기 효율에 근접하는 경우도 보고하였다.¹⁾ 기존 연구에 사용되고 있는 이러한 용적형 팽창기

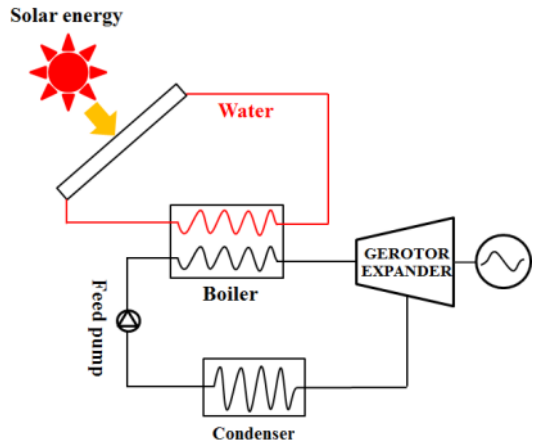


Fig. 1 Solar energy power generation system using a gerotor expander

Table 1 Design operating conditions

Notation	Value
P_{eva} / T_{eva}	3.28 [MPa] / 90.537 [°C]
P_{cond} / T_{cond}	1.64 [MPa] / 58.94 [°C]
T_{sh}	29.463 [°C]
T_{sub}	5.54 [°C]
Q_{solar}	20 [kW]
N	3000 [rpm]

들은 아직은 상용화 단계는 아니고 주로 압축기를 개조하여 팽창기로 사용하는 수준이다. 이제까지 알려진 바로는 출력 10 kWe급 이하에서는 스크롤식이 효율 면에서 가장 유리한 것으로 보여진다. 그런데 스크롤 팽창기에서는 그 핵심 부품인 선회스크롤과 고정 스크롤에 대한 고정밀 가공이 요구되며 또한 고온 환경에서는 스크롤 열팽창으로 인한 누설이 문제가 될 수 있어 운전 조건에 제한이 따를 수 있다.

본 연구에서는 스크롤 팽창기에 비해 비교적 가공 난이도가 낮고 열팽창으로 인한 누설 문제를 완화시킬 수 있는 지로터 형상의 팽창기에 대한 성능 해석을 통해 지로터 팽창기의 활용 가능성에 대해 살펴보고자 한다.

2. 지로터 팽창기 설계

2.1 설계 운전 조건

본 연구에서는 태양열 발전 시스템에서 열에너지를 동력으로 전환해 주는 동력전환장치로서 지로터 팽창기를 설계하고자 한다. Fig. 1은 태양열 발전시스템의 개념도를 보여준다. 태양열을 흡수하는 1차 회로와의 열교환을 통해 열에너지를 받아들이는 2차 회로에 팽창기를 설치하여 동력을 얻는 구조이다. 2차회로의 작동유체로 R134a를 선정하였는데, 이는 R134a가 지구온난화지수가 낮은 R1234yf와 거의 같은 열역학적 특성을 지니므로 장치 ‘drop-in’방식으로 시스템 변경 없이 냉매만을 바꾸어 넣을 수 있기 때문이다.

Table 1에 2차 회로인 랭킨 사이클의 설계 운전 조건을 나타내었다.

2.2 팽창기 기본 구조

기존의 지로터 메카니즘을 갖는 상용화된 유체기계로는 오일 펌프가 있다. 오일 펌프는 동력을 전달 받아 오일을 펌핑하게 되는데, 원리에 있어서 에너지 흐름을 역방향으로 하면, 즉 유체 에너지를 가지고 지로터를 돌려주면 축 동력을 얻는 팽창기로 활용 가능하게 된다. 설계하고자 하는 지로터 팽창기 구조를 Fig. 2에 나타내었다.

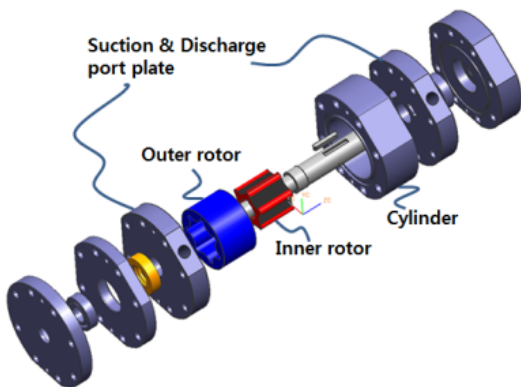


Fig. 2 Exploded view of a gerotor expander

2.3 로터 형상

Fig. 3은 전형적인 지로터 형상을 보여준다. 회전자 역할을 하는 내접 기어(inner gear)와 고정자에 해당하는 외접 기어(outer gear)의 2개의 핵심 요소로 이루어져 있고, 내부 기어는 외부 기어보다 하나 적은 잇수(number of teeth)를 갖는다. 두 기어의 접점들 사이에 밀폐 포켓들이 형성되는데, 고압의 가스가 지로터 입구부에 주입되면 가스가 기어들의 조합 내에 형성된 밀폐 포켓 내에서 팽창되면서 기어들을 돌려준 후 출구부로 빠져나간다. 외접 기어의 잇수가 7개인 경우, 외접 기어의 내접 기어에 대한 상대속도는 축 회전 속도의 1/7에 해당하므로 접점에서의 마찰 속도가 낮아지는 장점이 있다. 내접 및 외접 기어 치형 설계에 관해서는 참고문헌⁽⁶⁻⁸⁾을 참조할 수 있으며, 내접 기어의 치형은 식 (1) 및 (2)로 나타낼 수 있다.

$$x_{I,R} = -r_i \sin(\phi) + l \sin(\theta) + e \sin(n\theta) \quad (1)$$

$$y_{I,R} = -r_i \cos(\phi) + l \cos(\theta) + e \cos(n\theta) \quad (2)$$

여기서 ϕ 는 궤적원 C_l 의 중심에서 포락선을 구성하게 되는 점의 각도를 말하고 식 (3)으로 구할 수 있으며,

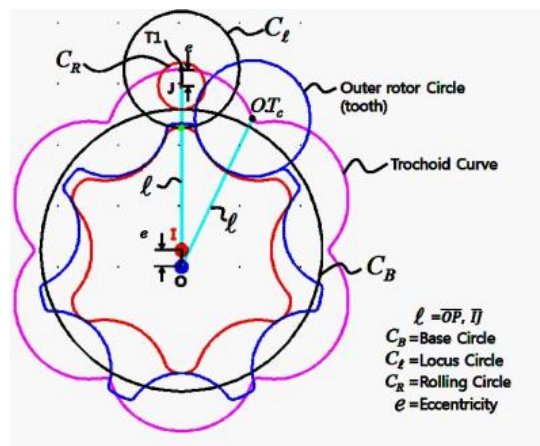


Fig. 3 Inner gear and outer gear

$$\phi(\theta) = \tan^{-1} \frac{l \sin(\theta) + en \sin(n\theta)}{l \cos(\theta) + en \cos(n\theta)} \quad (3)$$

밀폐 포켓의 면적은 식 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$A_{LR} = -\frac{1}{2} \int (x_{LR} \cdot \frac{y_{LR}}{d\theta} - y_{LR} \cdot \frac{x_{LR}}{d\theta}) d\theta \quad (4)$$

2.4 체적선도 및 행정체적

Fig. 4는 흡입 포트 및 토출 포트 그리고 각 검사체적(1-7체버)을 보여주며, Fig. 5는 식 (4)로부터 얻은 면적에 로터 높이를 곱하여 얻은 밀폐 포켓의 체적을 축 회전각도에 따라 나타낸 체적 선도이다. 팽창 개시(Start of Expansion)는 포켓이 흡입포트와의 연결이 차단되는(sealed-off) 순간이며, 팽창종료(End of Expansion)는 팽창 포켓이 토출포트와 연결되는 시점이다. Fig. 6은 축 회전에 따라 밀폐 포켓의 공간이 변화하는 양상을 보여준다. 팽창이 개시되는 시점의 포켓의 체적 V_3 은 랭킨 사이클의 작동유체 이론 순환량 \dot{m}_{th} 과 식 (5)와 같은 관계에 있고,

$$V_3 = \frac{\dot{m}_{th}}{\rho_3 N / 60} \quad (5)$$

팽창 완료 체적 V_4 는 설계운전 조건의 팽창비로부터 식 (6)과 같이 구한다.

$$V_4 = V_3 (P_3/P_4)^{1/n} \quad (6)$$

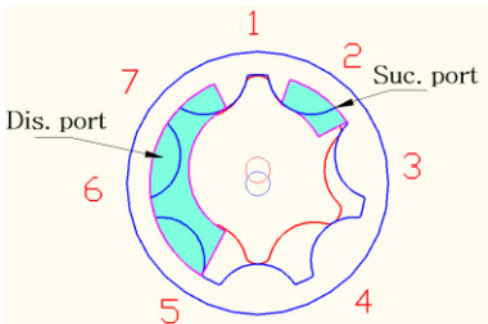


Fig. 4 Suction port and discharge port

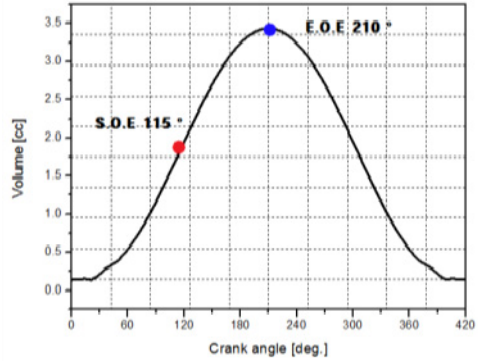


Fig. 5 Volume diagram with crank angle

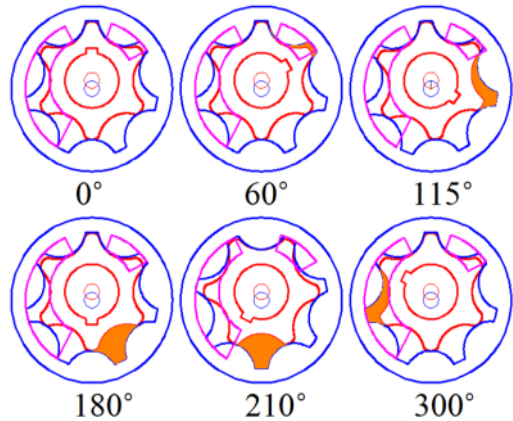


Fig. 6 Sealed pocket volume change with crank angle

축 회전 각도에 따른 밀폐 체적이 변화하는 Fig. 6에서 V_3 를 형성하는 팽창 개시각과 V_4 를 이루는 팽창 종료각은 각각 115°, 210°이며, 이로부터 흡입부와 토출부와의 연통 경계가 결정된다.

작동유체가 펌프기를 통과하면서 펌프기에 전달해 주는 이론 동력은 식 (7)과 같다.

$$L_{th} = \dot{m}_{th} (h_3 - h_{4s}) \quad (7)$$

Table 1의 운전조건에서 펌프기 목표 출력을 1.0 kW으로 설정하면, 펌프기 효율을 70%로 가정할 때, 펌프기 각종 치수는 Table 2와 같이 된다.

Table 2 Main specifications of a 1.0 kW gerotor expander

Notation	Subscript	Value
n	Number of outer rotor tooth	7
m	Number of inner rotor tooth	6
r_B	Base circle radius	23.1 [mm]
r_l	Locus circle radius	9.5 [mm]
r_R	Rolling circle radius	3.86 [mm]
l	Inner rotor center to locus circle	27 [mm]
e	Eccentricity	2.7 [mm]
h_{rotor}	Rotor height	34 [mm]
V_{th}	Stroke volume	20 [cc]

3. 성능 해석

3.1 누설 모델링

팽창과정 중 발생하는 누설은 내접 로터와 외접 로터 사이 반경방향 간극 ε_r 로 인해 발생하는 누설과 흡입 포트에서 토출 포트로, 팽창 챔버에서 토출 포트로 축방향 간극 ε_z 로 인해 발생하는 누설이 있다.

반경방향 간극 ε_r 으로 인한 누설의 경우 오리피스를 지나는 압축성 유동으로 간주하여 다음과 같은 식 (8)과 같이 계산하였고,

$$\dot{m}_{tip} = C_v A P_h \sqrt{\frac{2n}{(n-1)RT_h}} \sqrt{\left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{2/n} - \left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{(n+1)/n}} \quad (8)$$

축방향 간극 ε_z 으로 인한 누설의 경우 간극 ε_z 에 비해 누설 유로의 길이가 길기 때문에 비압축성 점성 유동으로 가정하여 다음의 식 (9), (10)을 사용하여 계산하였다.⁹⁾

$$\frac{p_h - p_l}{g} = \lambda_a \frac{L}{2D_h} \frac{\rho_m u_m^2}{2g} \quad (9)$$

$$\lambda_a = \alpha R e^{-\beta} \quad (10)$$

이로 인한 누설 질량은 식 (11)과 같고,

$$\dot{m}_{side} = \rho_m A_{side} u_m \quad (11)$$

지로터 내부 총누설 질량은 식 (8) 및 (11)로부터 다음과 같이 식 (12)와 같다.

$$\dot{m}_{suc-dis} = \dot{m}_{tip} + \dot{m}_{side} \quad (12)$$

각 검사 체적의 누설 및 유동 흐름을 Fig. 7에 Flow chart로 나타내었다.

3.2 압력선도

내접 로터와 외부 로터 접 점에 의하여 만들어진 밀폐 포켓들은 Fig. 4에서와 같이 검사체적으로 설정되었으며, 폴리트로픽 팽창을 가정하였다. 각 검사체적의 질량을 다음과 같이 식 (13)을 통해 계산을 하였고,

$$M(t) = M(t-dt) - \int_{t-dt}^t \dot{m} dt \quad (13)$$

밀도 및 압력은 다음과 같이 식 (14)-(15)를 통해 구하였다.

$$\rho(t) = \frac{M(t)}{V(t)} \quad (14)$$

$$P(t) = P_s \left(\frac{\rho(t)}{\rho_s}\right)^n \quad (15)$$

3.3 가스력 계산

내접 로터에 작용하는 가스력 F_i 은 챔버를 형성하는 두 접점의 직선거리 β_i 와 로터의 높이 h_{rotor} 를 곱한 면적에 압력을 곱한 것으로, 식 (16)과 같고, 항상 내접 로터의 중심으로 가해진다.

$$F_i = P_i \beta_i h_{rotor} \quad (16)$$

모든 챔버에 작용하는 가스력의 합력 F_R 은 식 (17)과 같다.

$$F_R = \sqrt{(\sum F_{i,x})^2 + (\sum F_{i,y})^2} \quad (17)$$

3.4 마찰 손실

로터에 작용하는 가스력의 합력 F_R 로부터 Fig. 8에서와 같이 베어링에 작용하는 하중 F_{B1} , F_{B2} 을 구하여 베어링 손실 및 기계 손실을 다음의 식 (18)로부터 구할 수 있다.

$$L_{mech} = \mu_{BR1} r \omega F_{B1} + \mu_{BR2} r \omega F_{B2} \quad (18)$$

3.5 효율 정의

체적 효율 η_v , 단일 효율 η_{ad} , 그리고 기계 효율 η_{mech} 은 각각 다음의 식 (19)~(21)로 정의된다.

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m}_a \quad (19)$$

$$\eta_{ad} = L_{pv} / L_{th} \quad (20)$$

$$\eta_{mech} = L_s / L_{pv} \quad (21)$$

흡입 포트를 통해 팽창기로 유입되는 유량 \dot{m}_a 은 식 (22)로 계산된다.

$$\dot{m}_a = (M_4 - M_1) \times 6 \times rps + \dot{m}_{suc-dis} \quad (22)$$

여기서 M_4 는 팽창 완료 시점의 챔버 내 질량이고 M_1 은 토출 포트를 지나 챔버 1로 되돌아가는 질량이다.

가스 팽창 동력 L_{pv} 는 가스 팽창 선도 내부 면적으로부터 구하며, 팽창기 축 출력 L_s 은 식 (23)과 같다.

$$L_s = L_{pv} - L_{mech} \quad (23)$$

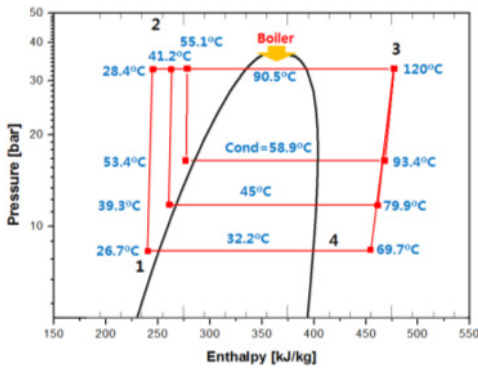


Fig. 13 P-h diagram for Tcond = 32, 45, 58.9°C

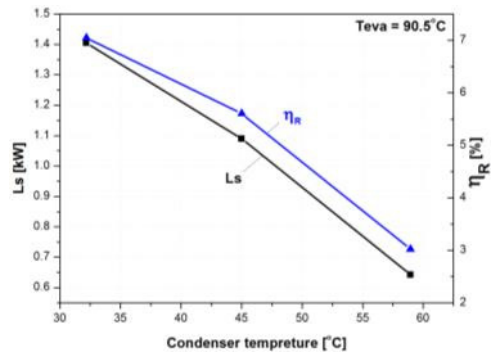


Fig. 15 Expander power and Rankine cycle efficiency for Tcond = 32, 45, 58.9°C

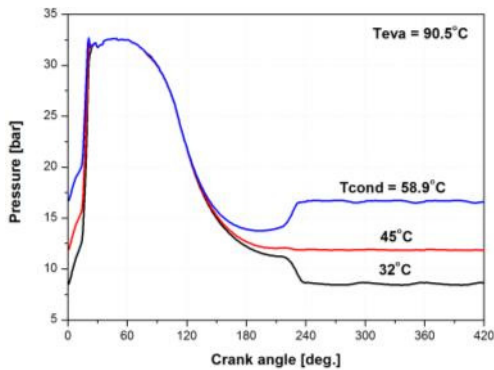


Fig. 14 P-θ diagram for Tcond = 32, 45, 58.9°C

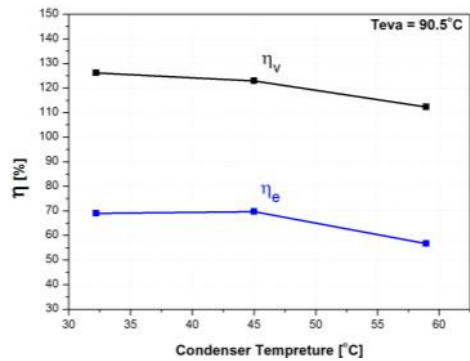


Fig. 16 Efficiencies for Tcond = 32, 45, 58.9°C

팽창기 효율 η_e 은 다음과 같이 식 (24)로 정의되며,

$$\eta_e = \frac{L_s}{\dot{m}_a(h_3 - h_{4s})} \quad (24)$$

팽창기 효율을 체적 효율 및 단열 효율, 기계 효율로 나타내면 다음의 식 (25)와 같다.

$$\eta_e = \frac{\dot{m}_{th}}{\dot{m}_a} \frac{L_{pv}}{L_{th}} \frac{L_s}{L_{pv}} = \eta_v \eta_{ad} \eta_{mech} \quad (25)$$

피드 펌프의 효율을 η_p 라고 하면 랭킨 사이클 전체 효율 η_R 은 식 (26)과 같다.

$$\eta_R = \frac{L_s - \dot{m}_a(h_2 - h_1)/\eta_p}{\dot{m}_a(h_3 - h_2)} \quad (26)$$

4. 성능해석 결과 및 고찰

4.1 증발기 온도 변화

Table 1의 설계 운전조건에서 응축기 온도를 58.9°C에 고정하고, 증발기 온도를 80°C, 90.5°C, 100°C로 변화시켜 성능해석을 진행하였으며, Fig. 9는 증발기 온도 변화에 따른 P-h 선도를 보여준다. 이러한 증발기 온도 변화는 증발기 압력이 40 bar를 넘지 않도록 제한한 것이다.

Fig. 10은 증발기 온도변화에 따른 P- θ 선도를 보여준다. 증발기 온도가 높을수록, 즉 팽창기 흡입압이 높을수록 과팽창으로 인한 손실이 적어지

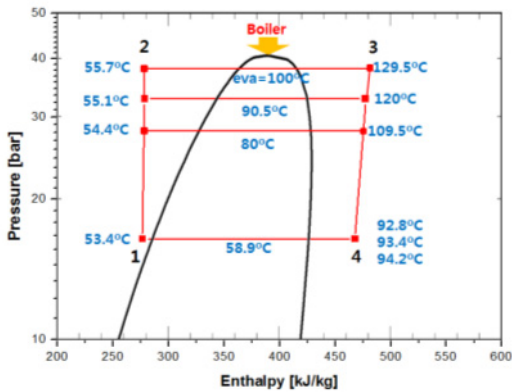


Fig. 9 P-h diagram for Teva = 80, 90.5, 100°C

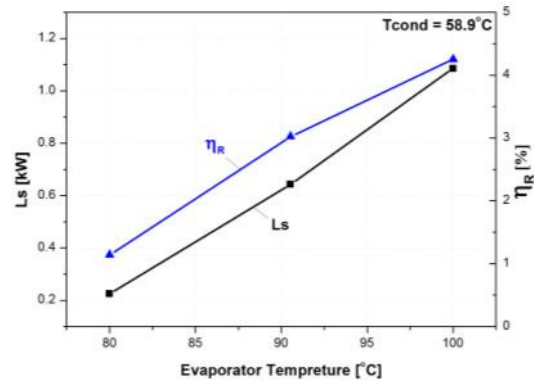


Fig. 11 Expander power and Rankine cycle efficiency for Teva = 80, 90.5, 100°C

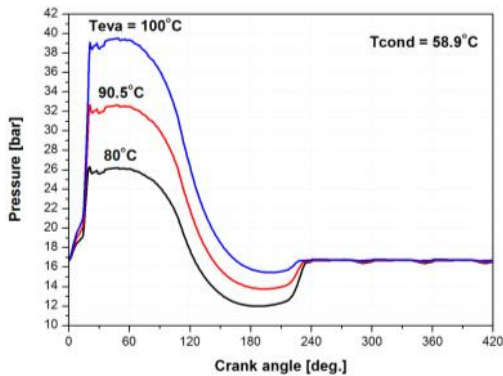


Fig. 10 P- θ diagrams for Teva = 80, 90.5, 100°C

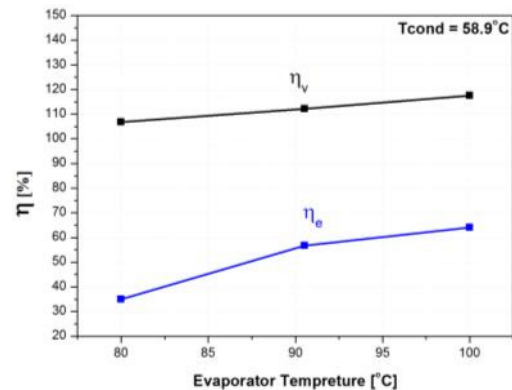


Fig. 12 Efficiencies for Teva = 80, 90.5, 100°C

는데, 이는 흡입 포트로부터 흡입이 충분치 않아 팽창 개시각보다 먼저 팽창이 시작되어 설계 팽창비보다 운전 팽창비가 높을 때 오히려 적정 팽창이 형성되기 때문이다. 예를 들어, 증발온도가 90.5°C인 경우, 팽창 개시점인 $\theta=115^\circ$ 에서의 압력은 23.5 bar로서 증발기 압력인 $P_3=32.8$ bar에 비해 28% 이상 감소하였다. 팽창기는 이로부터 팽창비 2에 해당하는 팽창을 수행하므로 최종 압력이 응축 압력보다 낮아져 과팽창이 발생하게 된다.

증발기 온도에 따른 팽창기 출력 및 각종 효율은 Fig. 11~Fig. 12에 나타내었다. 제시된 범위 내에서는 증발 온도가 높아질수록 랭킨 사이클 효율 및 팽창기 각종 효율은 증가한다. 팽창기 출력도 증발온도가 증가함에 따라 0.23 kW에서 1.09 kW로 증가하는데, 이는 기본적으로 팽창기를 통과하는 유체가 팽창기에 전달해 주는 에너지가 증가하기 때문이다. 팽창기에서 체적효율이 100%가 넘는 것은 식 (19)에서 정의되었듯이 이론 질량유량보다 실질량유량이 더 작게 나타나기 때문이다. 이는 팽창기 내부 간극에서의 누설 유량 손실보다는 팽창기 입구에서의 유입 제한으로 인해 작동유체가 제대로 유입되지 못하기 때문이다.

4.2 응축기 온도 변화

이번에는 증발기 온도를 90.5°C에 고정하고 응축기 온도를 32°C, 45°C, 58.9°C로 변화시켜 성능 해석을 수행하였다. 이러한 응축기 온도 범위는 응축기를 상온의 물로 냉각해 줄 경우 계절 변화에 따른 충분한 온도차를 유지해 주기 위한 것이다.

Fig. 13 및 Fig. 14는 응축기 온도변화에 따른 P-h 선도와 P- θ 선도를 보여준다. 응축온도 58.9°C에서는 과팽창(over-expansion)이 발생했으며, 32°C에서는 부족팽창(under-expansion)이 발생하였다. 45°C에서는 팽창이 적정했음을 보여준다.

응축온도 45°C에서 팽창비는 2.83이므로 설계 팽창비 2보다는 크지만 앞서 언급한 대로 팽창기 입구에서의 작동유체 유입 제한으로 팽창이 팽창 개시각 이전부터 진행되어 실제 적정 팽창은 설계팽창비보다 크게 나타나게 된 것이다.

응축기 온도변화에 따른 팽창기 출력과 랭킨사

이클 효율은 Fig. 15에 나타내었다. Fig. 16에서 팽창기 효율은 응축온도 32°C 및 45°C에서 비슷하게 나타났다.

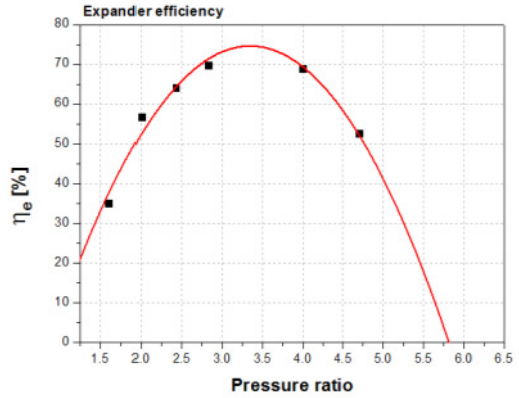


Fig. 17 Expander efficiency vs. expansion pressure ratio

이상의 결과들로부터 팽창기 효율을 팽창 압력비에 대해 Fig. 17에 나타내었다. 실선은 계산된 데이터들로부터 도출한 곡선 맞춤(curve-fitting)이다.

곡선 맞춤(curve-fitting) 확증을 위해 PR=3.5 및 4.7에서 추가적인 계산을 수행하여 데이터를 산출하였다. 팽창기 최대 효율은 PR=3.5에서 74%로 얻어졌다. 최고 효율점이 설계 팽창비보다 더 높은 팽창비에서 발생하는 이유는 앞서 언급한 바와 같이 흡입과정에서 이미 압력 강하가 발생하므로, 이에 상응하는 압력비 상응분이 설계 팽창비에 더해진 결과이다. 운전 팽창비가 최고 효율점에서 벗어나면 팽창기 효율은 빠르게 감소한다. 이 최고점 효율은 1 kW급 스크롤 팽창기 효율과 대등한 수준이다.¹⁰⁾

5. 결론

태양열 발전 시스템에서 열에너지를 축 동력으로 전환해 주는 동력전환장치로서의 지로터 활용 가능성에 대해 알아보고자

(1) 출력 1kW급 지로터 팽창기에 대한 설계를 제시하였고, 설계된 지로터의 성능에 대해 성능 해석을 수행하였다.

(2) 응축기 온도 32~58.9°C, 증발온도 80~100°C의 운전 범위에서 팽창기 효율은 35~75% 정도로 얻어졌다.

(3) 설계(이론적) 팽창비보다 높은 운전 팽창비에서 최대 효율이 얻어졌는데, 이는 팽창기 입구에서의 작동유체의 유입이 제한되어 팽창이 설계값보다 더 일찍 시작되어 적정 팽창비가 높아졌기 때문이다.

(4) 지로터 팽창기의 최대 효율 범위는 팽창비가 최고 효율점을 크게 벗어나지 않는 범위 내에서 스크롤 팽창기 효율 수준인 60~70% 선을 보인다. 따라서 적용하고자 하는 랭킨 사이클 시스템의 압력비 변화가 심하지 않은 경우, 제작이 용이하고 열팽창에 유리한 지로터 팽창기가 경쟁력이 있다고 여겨진다.

후 기

본 연구는 2014년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

1. J. A. Mathias, J. R. Johnston, J. Cao, D. K. Priedeman and R. N. Christensen, 2009, "Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 131, No. 1, pp. 012201-1~9.
2. O. Badr, 1984, "Multi-vane expanders, as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines Applied Energy", Vol. 16, No.2, pp. 129-146.
3. R. B. Peterson, H. Wang and T. Herron, "Performance of a small-scale regenerative Rankine Power cycle employing a scroll expander", 2008, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 222, No. 3, pp. 271-282.
4. Kane. M, Larrain. D, Favrat. D, and Allani, Y, 2003, Small hybrid solar power system, Energy, Vol. 28 No. 3, pp. 1427-1443.
5. H. J. Kim, J. H. Moon, J. S. Yu and Y. S. Lee, 2013, "Performance analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery of a passenger car", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No.2, pp. 87-94
6. S. C. Lee and N. Lee, "Design and Analysis of Gerotor for Hydraulic Motors," Journal of KSTLE, 1995
7. S. C. Lee and N. Lee, 2006, "Profile Design of the Inner Rotor of a Gerotor by the composite Curve of Circular Arcs", Journal of KSTLE, April.
8. R. Maiti, G. L. Sinha and Kharagpur, 1990, "Limits on modification of epitrochoid used in rotary piston machines and the effect of modification on geometric volume displacement end ripple", Ingenieur-Archiv.
9. T. Oku, K. Anami, K. Ishii, C. W. Knisely, K. Yasuda, K. Sawai, K. Sano and T. Morimoto, 2005, "Gas leakage in CO2 and R22 scroll compressor and its use in simulations of optimal performance", International conference on compressors and their systems.
10. H. J. Kim, J. H. Moon and Y. H. Kim, 2015, "Design and testing of an algebraic scroll expander for power generation from a waste heat recovery system", Journal of POWER AND ENERGY, Vol. 299, No. 8, pp. 1019-1031.