자동차 엔진 폐열 회수 동력시스템에서 용적형 팽창기의 설계 팽창비 최적화

김영민[†] · 신동길 · 김창기 · 우세종 · 최병철*

한국기계연구원 그린동력연구실, 한국선급 환경플랜트팀*

(2012년 10월 14일 접수, 2012년 12월 5일 수정, 2012년 12월 5일 채택)

Optimization of Design Pressure Ratio of Positive Displacement Expander for Engine Waste Heat Recovery of Vehicle

Young Min Kim, Dong Gil Shin, Chang Gi Kim, Se Jong Woo, Byung Chul Choi*

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

*Environmental & Plant Team, Korean Register of Shipping

(Received 14 October 2012, Revised 5 December 2012, Accepted 5 December 2012)

요 약

본 연구에서는 가솔린 엔진 자동차의 엔진 폐열 회수를 위한 이중 회로 랭킨 사이클 시스템에서 용적형 팽창기의 설계 팽창비에 따른 성능 해석이 수행되었다. 자동차 엔진 폐열 이용 랭킨 사이클 시스템에 사용되는 용적형 팽창기는 운전 조건에 따라 설계 팽창비가 운전 압력비보다 낮은 저팽창 조건과 설계 팽창비가 운전 압력비보다 높은 과팽창 조건으로 운전되므로 탈설계 조건에서 성능 예측이 중요하다. 또한 용적형 팽창기는 자동차 적용시 팽창효율 뿐만 아니라 부피와 무게를 최소화하는 것이 매우 중요하므로 이를 고려한 설계 팽창비의 최적화가 요구된다. 본 연구에서는 용적형 팽창기의 탈설계 조건에서 성능 예측을 통해 팽창효율과 팽창기의 용적을 동시에 고려하여 설계 팽창비를 목표 운전 압력비보다 낮도록 하여 저팽창 운전을 하도록 설계 하는 것이 유리함을 제시하였다

주요어 : 엔진 폐열 회수, 랭킨 사이클, 팽창기, 저팽창, 과팽창, 팽창효율

Abstract - The effect of built-in volume ratio of expander on the performance of a two-loop Rankine cycle system for engine waste heat recovery of vehicle has been investigated. In the case of positive displacement expander in the various operating condition of the vehicle, it can operate in both under-expansion and over-expansion conditions. Therefore, the analysis of off-design performance for the expander is very important. Furthermore, the volume and weight of the expander as well as the efficiency must be considered in the optimization of the expander. This study shows that the built-in volume ratio of expander causing under-expansion at a target condition is more desirable considering the off-design performance and size of the expander, based on the simple modeling of off-design operation of the expander.

Key words : Engine waste heat recovery, Ranke cycle, Expander, Under-expansion, Over-expansion, Expansion efficiency

1. 서 론

자동차에서 사용되는 연료의 많은 에너지는 배기 가스열과 엔진 냉각수열로 활용되지 못하고 버려지고 있다. 최근 대형 트럭⁽¹⁾ 뿐만 아니라 승용차⁽²⁾에서 이러한 엔진 폐열을 활용하여 랭킨 사이클 시스템을 구동함으로써 연비를 향상시키는 기술에 대한 관심이

[†]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 : 042-868-7377 E-mail : ymkim@kimm.re.kr

높아지고 있다⁽³⁾. 이러한 랭킨 사이클 시스템에서 가장 핵심적인 구성기기인 팽창기는 터빈 방식과 용적식 방식이 사용될 수 있으며, 피스톤 팽창기 또는 스크롤 팽창기와 같은 용적식 팽창기는 터빈 방식에 비해 저속 운전 특성, 좋은 부분 부하 특성, 경제성 등의 장점으로 특히 소용량의 랭킨 사이클 시스템에서 많이 적용되고 있다⁽³⁾. 현재까지의 자동차용 엔진 폐열 회수 랭킨 사이클 시스템에 관한 연구에서는 대부분 목표 운전 조건에 맞게 용적형 팽창기의 설계 팽창비를 정하는 것이 일반적이라고 할 수 있다⁽⁴⁾. 그러나 자동차 적용시에 용적식 팽창기는 터빈 방식에 비해 부피가 커지는 단점이 있기 때문에 팽창기의 효율 뿐만 아니라 팽창기의 크기도 시스템 최적화에서 매우 중요하게 고려되어야 한다. 팽창기의 부피가 커지면 설치 공간의 제약이 커지고 중량 증가에 따라 연비가 나빠지는 원인이 되기 때문이다.

또한 자동차 엔진의 폐열은 운전조건에 따라 열원의 특성이 달라지므로 목표 운전 조건에서 설계된 랭킨 사이클 시스템은 탈설계 조건에서 운전되게 되는데, 이럴 경우 용적식 팽창기는 설계 팽창비가 운전 팽창비보다 낮은 저팽창(under-expansion) 운전을 하거나 설계 팽창비가 운전 팽창비보다 높은 과팽창(over-expansion) 운전을 하게 된다⁽⁵⁾. 따라서 자동차 엔진 폐열 회수에 적용되는 용적형 팽창기의 설계 팽창비는 목표 운전 조건 뿐만 아니라 탈설계 조건에서 효율 특성을 고려하여야 하며, 팽창기의 팽창효율 뿐만 아니라 크기도 고려하여 설계 팽창비를 최적화 하여야 한다.

본 연구에서는 최근 국내에서 개발되고 있는 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 동력시스템⁽⁶⁾에서 용적형 팽창기의 탈설계 조건에서 성능 예측을 바탕으로 팽창기의 팽창효율 뿐만 아니라 크기도 함께 고려하여 설계 팽창비를 최적화하기 위한 해석 방법과 결과를 제시하고자 한다.

2. 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 동력시스템

2.1 시스템 구성 및 사이클 운전 조건

현재 국내에서 개발 중인 엔진 폐열 회수 동력시스템은 고온 배기가스 열회수를 위해 작동유체로 물을 사용하는 고온(HT) 사이클과 저온의 엔진 냉각수 열회수와 고온 사이클의 응축열을 동시에 활용하기

위해 작동유체로 R134a를 사용하는 저온(LT) 사이클로 구성된 이중회로 방식 시스템이다. HT 팽창기는 스팀팽창을 위한 고온 고압 및 고팽창비에 적합한 사판식 팽창기를 적용하였으며, LT 팽창기는 일반 냉매 압축기와 운전 조건이 유사하므로 스크롤 압축기를 역으로 동작하는 스크롤 팽창기를 적용하였다.

엔진 폐열 회수 동력 시스템의 대상 차량엔진 운전 조건은 시속 120 km/h (엔진출력 26.7 kW) 정속 운전 상태를 기준으로 하였다. 이때 배기가스 유량은 118 kg/h, 배기가스 온도는 689℃로서 대기온도 25℃를 기준으로 배기 열에너지는 25.2 kW이며, 냉각수 유량은 40 LPM, 냉각수 출구 온도는 100℃로서 엔진 냉각수 열에너지는 26.8 kW이다.

2.2 목표 사이클 운전 조건과 용적형 팽창기의 체적

Fig. 1과 같이 고온의 배기가스 열(Q_{EG})을 이용하는 HT 사이클에서 최대 압력과 온도가 상승할수록 사이클 효율이 향상되지만, 팽창기 및 열교환기 설계측 제한조건으로 팽창기 입구 최대 압력과 온도는 35 bar, 300℃로 하였다. 설계 팽창 압력비는 가능한 클수록 (고온 사이클의 응축온도가 낮아질수록) 열효율이 증가하지만 사판식 팽창기의 크기는 증가하게 된다. 이전 연구 결과에서 HT 사이클의 응축온도가 139℃에서 120, 105℃로 낮아짐에 따라 LT 사이클 출력은 일정하지만 HT 사이클 출력은 약 21%, 38%로 증가하게 됨을 보였다.⁽⁷⁾ 그렇지만 이를 위해서는 HT 팽창기 용적은 약 67%, 165%로 증가하게 되는 불리한 점이 있게 된다. 따라서 목표 사이클 운전 조건을 HT 사이클에서는 사판식 팽창기의 크기를 고려하여 설계 팽창비를 10으로 하여 응축 압력과 온도는 3.5 bar, 139℃로 하였다.

Fig. 1. T-s Diagram of HT loop⁽⁷⁾

Fig. 2. T-s Diagram of LT loop⁽⁷⁾

Fig. 2와 같이 LT 사이클은 온도 100 °C의 엔진 냉각수열(Q_{CW})을 일부 증발열로 활용하기 위해 증발 온도를 93.7 °C로 하여 증발압력은 35 bar이며, HT 사이클로부터 열(Q_{HT})을 받아 가열되는 LT 냉매의 팽창기 입구 과열온도는 100 °C로 하였다. HT 사이클과 마찬가지로 LT 응축온도는 낮을수록 사이클 효율이 향상되지만 마찬가지로 LT 팽창기 용적은 증가하게 된다. LT 응축온도는 공랭식 응축기의 실외 온도와 열교환기 성능에 따라 크게 달라지게 되는데, 사계절 평균 대기온도 15 °C를 기준으로 응축온도 40 °C(응축압력 10.2 bar)를 목표 사이클 운전 조건으로 하였다.

3. 탈설계 운전 조건에서 용적형 팽창기의 팽창 특성

3.1 저팽창(under-expansion)과 과팽창(over-expansion)

Fig. 3은 용적형 팽창기에서 등엔트로피 팽창과정을 P-V 선도 상에 나타낸 것으로서, P_i 는 팽창기 공급 압력, P_d 는 설계 팽창 압력, P_e 는 운전 팽창 압력을 나타낸다. Fig. 3의 (a)와 같이 설계 팽창비(P_i/P_d)가 운전 팽창비(P_i/P_e)보다 작으면 저팽창(under-expansion)을 하게 되고, (b)와 같이 설계 팽창비(P_i/P_d)가 운전 팽창비(P_i/P_e)보다 높으면 과팽창(over-expansion)을 하게 된다. Fig. 3의 (a)와 같이 저팽창을 하게 되면 팽창 밸브가 열릴 때 블로 다운(blow down)에 의해 면적 $A_{3,u}$ 만큼 유효율의 손실이 발생하고, 과팽창을 하게 되면 팽창 밸브가 열릴 때 배압에 의한 역류(back flow)에 의해 $A_{3,o}$ 만큼 음의 일을 하게 되어 손실이 발생하므로 팽창효율이 저하

된다. 용적형 팽창기에서 이러한 저팽창과 과팽창 과정의 해석을 위해 다음과 같은 단순 해석 모델을 적용하였다.

저팽창 과정의 P-V선도에서 팽창일은 면적 $A_{1,u}$ 과 면적 $A_{2,u}$ 의 합으로 나타낼 수 있다. 면적 $A_{1,u}$ 은 설계 팽창압력 P_d 까지 등엔트로피 팽창을 통한 엔탈피 차이로 나타낼 수 있으며, $A_{2,u}$ 는 블로 다운에 의해 배압의 저하로 발생하는 추가의 양의 일인 $(P_d - P_e)V_d$ 로 나타낼 수 있다. 따라서 저팽창시 이상적인 팽창일은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_{u,id} = A_{1,u} + A_{2,u} = \dot{m}[(h_i - h_{d,s}) + (P_d - P_e)v_d] \quad (1)$$

여기서 $h_{d,s}$ 는 설계 팽창압력 P_d 까지 등엔트로피 팽창시 엔탈피를 나타내며 v_d 는 팽창 종료시(배기밸브 개방 직전) 작동유체의 비체적을 나타낸다.

저팽창시 이상적인 유효 팽창효율 $\eta_{e,id}^*$ 는 실제 운전 팽창압력 P_e 까지 등엔트로피 팽창에 의한 최대 일에 대한 저팽창시 이상적인 팽창일의 비로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{e,id}^* = \frac{\dot{W}_{u,id}}{\dot{m}(h_i - h_{e,s})} = \frac{h_i - h_{d,s} + (P_d - P_e)v_d}{h_i - h_{e,s}} \quad (2)$$

저팽창시 실제 팽창일은 팽창기의 팽창효율 η_e 를 적용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_u = \eta_e \dot{W}_{u,id} = \eta_e \dot{m}[(h_i - h_{d,s}) + (P_d - P_e)v_d] \quad (3)$$

저팽창시 실제 유효 팽창효율 η_e^* 은 실제 운전 팽창압력까지 등엔트로피 팽창에 의한 최대 일에 대한 저팽창시 실제 팽창일의 비로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_e^* = \frac{\dot{W}_u}{\dot{m}(h_i - h_{e,s})} = \frac{h_i - h_{d,s} + (P_d - P_e)v_d}{h_i - h_{e,s}} \eta_e \quad (4)$$

과팽창 과정의 P-V선도에서 팽창일은 먼저 저팽창 과정과 같이 설계 팽창압력 P_d 까지 등엔트로피 팽창을 통한 엔탈피 차이로 나타낼 수 있는 면적 $A_{1,o} + A_{2,o}$ 의 양의 일과 배압 증가로 인해 발생하는

Fig. 3. Expansion process in pressure-volume diagram

$A_{2,o} + A_{3,o}$ 의 음의 일인 $(P_e - P_d)V_d$ 의 차이로 나타낼 수 있다. 따라서 과팽창 과정에서 발생하는 이상적인 팽창일은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_{o,id} = A_{1,o} + A_{2,o} - (A_{2,o} + A_{3,o}) = \dot{m}[(h_i - h_{d,s}) - (P_e - P_d)v_d] \quad (5)$$

여기서 $h_{d,s}$ 는 저팽창의 경우와 마찬가지로 설계 팽창압력 P_d 까지 등엔트로피 팽창시 엔탈피를 나타내며 v_d 는 팽창 종료시(배기밸브 개방 직전) 작동유체의 비체적을 나타낸다.

과팽창시 이상적인 유효 팽창효율 $\eta_{e,id}^*$ 는 실제 운전 팽창압력 P_e 까지 등엔트로피 팽창에 의한 최대 일에 대한 과팽창시 이상적인 팽창일의 비로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{e,id}^* = \frac{\dot{W}_{o,id}}{\dot{m}(h_i - h_{e,s})} = \frac{h_i - h_{d,s} - (P_e - P_d)v_d}{h_i - h_{e,s}} \quad (6)$$

과팽창시 실제 팽창일은 팽창기의 팽창효율 η_c 과 압축효율 η_e 를 적용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_o = \dot{m}[\eta_e(h_i - h_{d,s}) - (P_e - P_d)v_d/\eta_c] \quad (7)$$

과팽창시 실제 유효 팽창효율 η_e^* 는 실제 운전 팽창압력 P_e 까지 등엔트로피 팽창에 의한 최대 일에 대한 과팽창시 실제 팽창일의 비로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_e^* = \frac{\dot{W}_o}{\dot{m}(h_i - h_{e,s})} = \frac{\eta_e(h_i - h_{d,s}) - (P_e - P_d)v_d/\eta_c}{h_i - h_{e,s}} \quad (8)$$

3.2 저팽창과 과팽창시 팽창효율 특성

이전 연구 결과에서 목표 사이클 운전 조건을 HT 사이클에서는 사판식 팽창기의 크기를 고려하여 설계 팽창비를 10(응축 압력과 온도는 3.5 bar, 139 °C)으로 하였다.⁽⁷⁾ 그러나 실제 HT 사이클에서 응축온도가 기준 온도인 139 °C 보다 높아지게 되어 설계 운전 팽창비가 실제 운전 팽창비보다 높아지게 되면 과팽창 조건이 되고, 반대로 응축온도가 기준 온도인 139 °C 보다 낮아지게 되어 설계 운전 팽창비가 실제 운전 팽창비보다 낮아지게 되면 저팽창 조건이 된다. Fig. 4는 이와 같이 HT 사이클에서 설계 팽창비 10을 기준으로 (식) 2, 4, 6, 8에 의한 저팽창과 과팽창 운전시 팽창기의 팽창효율 특성을 나타낸 것이다. 팽창기의 팽창효율을 100%로 가정하는 이상적인 유효 팽창효율 $\eta_{e,id}^*$ 은 과팽창 조건인 운전 팽창비 5에서 약 14%(절대치)의 팽창효율 저하가 발생하며 저팽창 조건인 운전 팽창비 30에서 약 10%의 팽창효율 저하가 발생한다. 그러나 팽창기의 팽창효율과 압축효율을 70%로 가정하는 실제 유효 팽창효율 η_e^* 은 과팽창 조건인 운전 팽창비 5에서 약 47%(절대치)의 팽창효율 저하가 발생하며 저팽창 조건인 운전 팽창비 30에서 약 7%의 팽창효율 저하가 발생한다. 이는 저팽창과 과팽창시 등엔트로피 과정을 가정하는 Fig. 3의 P-V선도에서 실제 팽창효율과 압축효율을 적용하면 실제 팽창일은 줄어들고 실제 압축일은 늘어나기 때문이다. 이에 따라 저팽창 과정에서는 면적 $A_{3,u}$ 보다 작은 유효율의 손실이 발생하여 효율저하가 완만하지만, 과팽창 과정에서는 면적 $A_{3,o}$ 보다 큰 음의 일을 하게 되어 팽창효율의 저하가 급격히 발생하게 된다. LT 사이클에서는 사계절 평균 대기온도 15 °C를

Table. 1. Effect of condensation temperature of HT cycle

	$P_{C,HT}$ (bar)	$T_{C,HT}$ (°C)	$P_{r,d}$	P_r	$\frac{V_e}{V_d}$	η_e	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\dot{W}_P^+$ (kW)	$\dot{W}_E^-$ (kW)	$\dot{W}_{net}^+$ (kW)	η_{th} (%)
A	2.0	138.9	10	10	1.00	0.7	8.6	0.04	2.69	2.65	13.0
	1.2	120.2	17.5	17.5	1.00	0.7	8.6	0.04	3.25	3.21	15.1
	3.5	104.8	29.2	29.2	1.00	0.7	8.6	0.04	3.71	3.67	16.8
B	2.0	138.9	10	10	1.00	0.7	8.6	0.04	2.69	2.65	13.0
	1.2	120.2	10	17.5	1.64	0.675	8.6	0.04	3.14	3.10	14.6
	3.5	104.8	10	29.2	2.58	0.634	8.6	0.04	3.36	3.32	15.2

Fig. 4. Effective expansion efficiency with the imposed pressure ratio in HT cycle **Fig. 5.** Effective expansion efficiency with the imposed pressure ratio in LT cycle

기준으로 응축온도 40 °C(응축압력 10.2 bar)를 목표 사이클 운전 조건으로 하였다. 그러나 용적형 팽창기의 경우 저팽창의 경우 팽창효율 저하가 매우 완만하지만 과팽창시 팽창효율 저하가 급격히 발생한다는 점과 팽창기 크기를 고려하면 여름철 대기온도 35 °C를 기준으로 응축온도 60 °C(응축압력 16.8 bar)를 팽창기 설계 조건으로 하는 것이 유리하다. 그러나 실제 LT 사이클에서 응축온도가 기준 온도인 60 °C보다 높아지거나 낮아지게 되면 팽창기는 과팽창 또는 저팽창 조건에서 운전이 되게 된다. Fig. 5는 이와 같이 LT 사이클에서 설계 팽창비 2.08을 기준으로 저팽창과 과팽창 운전시 팽창기의 팽창효율 특성을 나타낸 것이다. 팽창기의 팽창효율을 100%로 가정하는 이상적인 유효 팽창효율 $\eta_{e,id}^*$ 은 과팽창 조건인 운전 팽창비 1.33에서 약 51%(절대치)의 팽창효율 저하가 발생하며 저팽창 조건인 운전 팽창비 4.54에서 약 17%의 팽창효율 저하가 발생한다. 그러나 팽창기의 팽창효율과 압축효율을 70%로 가정하는 실제 유효 팽창효율 η_e^* 은 과팽창 조건인 운전 팽창비 1.33에서

-126%의 팽창효율로서 오히려 역의 일이 증가하여 부하로서 작용되며, 저팽창 조건인 운전 팽창비 4.54에서 약 12%(절대치)의 팽창효율 저하가 발생한다.

4. 운전 조건에 따른 엔진 폐열 회수 동력시스템 성능 예측

4.1 고온(HT) 사이클 응축온도의 영향

Table 1에서 A의 경우는 고온(HT) 사이클의 응축온도에 맞게 팽창기의 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 각각 10, 17.5, 29.2로 하여 운전 팽창비(P_r)와 같도록 했을 때 HT 사이클의 운전 특성을 나타낸 것이고, B의 경우는 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 10으로 고정하고 HT 응축온도가 낮아짐에 따라 운전 팽창비(P_r)가 10, 17.5, 29.2로 저팽창 운전이 되는 경우 HT 사이클의 운전 특성을 나타낸 것이다.

A의 경우 응축온도가 낮아짐에 따라 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 운전 팽창비(P_r)와 동일하게 10에서 17.5와

Table. 2. Effect of condensation temperature of LT cycle

	$P_{C,LT}$ (bar)	$T_{C,LT}$ (°C)	$P_{r,d}$	P_r	$\frac{V_e}{V_d}$	η_e	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\dot{W}_P^+$ (kW)	$\dot{W}_E^-$ (kW)	$\dot{W}_{net}^+$ (kW)	η_{th} (%)
A	16.8	60.0	2.1	2.1	1.00	0.7	271.1	0.54	2.49	1.95	4.7
	13.2	50.0	2.7	2.7	1.00	0.7	252.8	0.63	3.20	2.57	6.1
	10.2	40.0	3.4	3.4	1.00	0.7	231.8	0.62	3.75	3.14	7.5
	7.7	30.0	4.5	4.5	1.00	0.7	214.6	0.61	4.32	3.71	8.8
B	16.8	60.0	2.1	2.1	1.00	0.7	271.1	0.54	2.49	1.95	4.7
	13.2	50.0	2.1	2.7	1.19	0.677	252.8	0.63	3.09	2.46	5.9
	10.2	40.0	2.1	3.4	1.49	0.631	231.8	0.62	3.38	2.76	6.6
	7.7	30.0	2.1	4.5	1.79	0.577	214.6	0.61	3.56	2.95	7.0

29.5로 증가시킬 때 HT 사이클 출력은 설계/운전 팽창비가 10일때 출력을 기준으로 각각 21%와 38% 증가하게 된다. 그러나 설계 팽창비 증가에 따라 팽창기의 용적은 설계 팽창비가 10일때 용적을 기준으로 각각 64%와 158%로 증가하게 된다.

B의 경우 응축온도가 낮아짐에 따라 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 10으로 고정하고 응축온도가 낮아짐에 따라 운전 팽창비(P_r)가 10에서 17.5와 29.5로 증가될 때 탈설계 조건에서 팽창효율을 적용하면 HT 사이클 출력은 운전 팽창비(P_r)가 10일때 출력을 기준으로 각각 17%와 25% 증가하게 된다.

이러한 해석 결과를 고려할 때 HT 사이클의 목표 운전 조건은 HT 사이클 출력 향상을 위해 응축온도를 104.8 °C로 낮게 하여 운전 팽창비(P_r)는 29.2로 하더라도 팽창기의 설계 팽창비($P_{r,d}$)는 10으로 하여 저팽창 운전을 하는 것이 약간(약 7%)의 팽창효율 저하는 있더라도 팽창기의 용적을 절반이하(약 39%)로 줄여 팽창기의 부피와 무게를 줄일 수 있는 잇점이 있어 더욱 유리할 수 있다.

4.2 저온(LT) 사이클 응축온도의 영향

Table 2에서 A의 경우는 저온(LT) 사이클 응축온도에 맞게 팽창기의 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 각각 2.1, 2.7, 3.4, 4.5로 하여 운전 팽창비(P_r)와 같도록 했을 때 LT 사이클의 운전 특성을 나타낸 것이고, B의 경우는 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 2.1으로 고정하고 LT 응축온도가 낮아짐에 따라 운전 팽창비(P_r)가 2.1, 2.7, 3.4, 4.5로 저팽창 운전이 되는 경우 LT 사이클의 운전 특성을 나타낸 것이다.

A의 경우 응축온도가 낮아짐에 따라 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 운전 팽창비(P_r)와 동일하게 2.1에서 2.7, 3.4,

4.5로 증가시킬 때 LT 사이클 출력은 설계/운전 팽창비가 2.1일때 출력을 기준으로 각각 32%, 61%, 90% 증가하게 된다. 그러나 설계 팽창비 증가에 따라 팽창기의 용적은 설계 팽창비가 10일때 용적을 기준으로 각각 19%, 49%, 79%로 증가하게 된다.

B의 경우 응축온도가 낮아짐에 따라 설계 팽창비($P_{r,d}$)를 2.1로 고정하고 응축온도가 낮아짐에 따라 운전 팽창비(P_r)가 2.1에서 2.7, 3.4, 4.5로 증가될 때 탈설계 조건에서 팽창효율을 적용하면 LT 사이클 출력은 운전 팽창비(P_r)가 2.1일때 출력을 기준으로 각각 26%, 42%, 51% 증가하게 된다.

LT 사이클의 응축온도는 공랭식 응축기의 실외 온도와 열교환기 성능에 따라 크게 달라지게 되는데, LT 팽창기의 효율은 저팽창의 경우 팽창효율 저하가 매우 완만하지만 과팽창시 팽창효율 저하가 급격히 발생한다는 점과 팽창기 크기를 고려하면 여름철 대기온도 35 °C를 기준으로 응축온도 60 °C(응축압력 16.8 bar)를 설계 조건으로 설계 팽창비를 2.1로 하는 것이 유리하다. 이럴 경우 응축온도 40°C(응축압력 10.2 bar)를 설계 조건으로 설계 팽창비를 3.4로 했을 경우에 비해 응축온도 40°C 운전시에는 약간(약 7%)의 팽창효율 저하는 있더라도 팽창기의 용적을 약 33% 줄여 팽창기의 부피와 무게를 줄일 수 있으며, 여름철 대기온도 상승시 과팽창에 의한 급격한 팽창효율 저하를 피할 수 있는 장점이 있어 더욱 유리할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 국내에서 개발 중인 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 동력시스템에서 용적형 팽창기의

설계 팽창비에 따른 성능 해석이 수행되었다. 자동차 폐열 회수 동력시스템에 적용되는 팽창기는 다양한 운전 조건에 따라 저팽창 또는 과팽창의 조건에서 운전되므로 탈설계 조건에서 성능 예측이 매우 중요하다. 또한 팽창기의 팽창효율 뿐만 아니라 부피와 무게도 매우 중요하게 고려되어야 하므로 이를 함께 고려한 설계 팽창비의 최적화가 필요하다. 이를 위해 본 연구에서는 용적형 팽창기가 저팽창 또는 과팽창 운전 조건일 때 성능을 예측하기 위한 단순 해석 모델을 개발하여 탈설계 조건에서 팽창 성능 해석과 사이클 해석을 수행하였다.

해석 결과에 따르면 용적형 팽창기의 경우 설계 팽창비가 운전 팽창비보다 낮은 저팽창 운전일 경우 효율 저하가 매우 완만하지만, 설계 팽창비가 운전 팽창비보다 높은 과팽창 운전일 경우 효율 저하가 매우 급격한 성능 특성을 보인다.

이러한 해석 결과를 고려할 때 HT 사이클의 목표 운전 조건은 HT 사이클 출력 향상을 위해 응축온도를 104.8 °C로 낮게 하여 운전 팽창비(P_r)는 29.2로 하더라도 팽창기의 설계 팽창비는 10으로 하여 저팽창 운전을 하는 것이 약간(약 7%)의 팽창효율 저하는 있더라도 팽창기의 용적을 절반이하(약 39%)로 줄여 팽창기의 부피와 무게를 줄일 수 있는 잇점이 있어 더욱 유리할 수 있다.

LT 사이클의 응축온도는 공랭식 응축기의 실외 온도와 열교환기 성능에 따라 크게 달라지게 되는데, LT 팽창기의 효율은 저팽창의 경우 팽창효율 저하가 매우 완만하지만 과팽창시 팽창효율 저하가 급격히 발생한다는 점과 팽창기 크기를 고려하면 여름철 대기온도 35 °C를 기준으로 응축온도 60 °C를 설계 조건으로 설계 팽창비를 2.1로 작게 하는 것이 유리하다. 이럴 경우 응축온도 40°C를 설계 조건으로 설계 팽창비를 3.4로 했을 경우에 비해 응축온도 40°C 운전시에는 약간(약 7%)의 팽창효율 저하는 있더라도 팽창기의 용적을 약 33% 줄여 팽창기의 부피와 무게를 줄일 수 있으며, 여름철 대기온도 상승시 과팽창에 의한 급격한 팽창효율 저하를 피할 수 있는 장점이 있어 더욱 유리할 수 있다.

Nomenclature

h : 비엔탈피 (kJ/kg)

$\dot{m}$: 질량유량 (kg/s)
 P : 압력 (kPa)
 P_r : 압력비
 Q : 열전달 (kJ)
 $\dot{Q}$: 열전달율 (kW)
 T : 온도 (K)
 V : 부피 (m³)
 v : 비체적 (m³/kg)
 $\dot{W}$: 일률 (kW)

Greek symbols

η_c : 압축효율
 η_e, η_e^* : 팽창효율, 유효 팽창효율
 η_{th} : 열효율

Subscripts

C : 응축
 CW : 엔진냉각수
 d : 설계
 E, e : 팽창
 HT : 고온 사이클
 i, e : 입구, 출구
 id : 이상적인 과정
 LT : 저온 사이클
 net : 순일
 P : 펌프
 r : 작동유체
 s : 등엔트로피 과정
 u, o : 저팽창, 과팽창

참고문헌

1. Dolz V; Novella R; Garcia A; Sanchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat recovery, Applied Thermal Engineering, 2012, 36, 269-278
2. Wang EH; Zhang HG; Zhao Y; Fan BY; Wu YT; Mu QH. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC)

- with a gasoline engine, *Energy*, 2012, 43, 385-395
3. Heo HS; Bae SJ. Technology trends of Rankine steam cycle for engine waste heat recovery, *Auto Journal of KSAE*, 2010, 32(5), 23-32
  4. Kim HJ; Kim HJ. Design of a swash plate type of steam expander for waste heat recovery, *KJACR*, 2011, 23(5), 313-320
  5. Lemort V; Quoilin S; Cuevas C; Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29, 3094-3102
  6. Bae SJ; Heo HS; Lee DH; Lee HK; Kang TG; Kim TJ. Performance evaluation of an evaporator for waste heat recovery from exhaust gas, *Spring Conference of KSAE*, 2011, 198-206
  7. Kim YM; Shin DG; Woo SJ; Choi BC. Performance analysis of two-loop Rankine cycle for engine waste heat recovery, *Journal of Energy Engineering*, 2012, 21(4), 402-410