

## 엔진 냉각수 폐열 회수용 스크롤 팽창기 설계

유 제 승, 김 현 재, 김 현 진<sup>\*†</sup>

인천대학교 기계공학과 대학원, \*인천대학교 기계공학과

### Design of a Scroll Expander for Waste Heat Recovery from Engine Coolant

Je Seung Yu, Hyun Jae Kim, Hyun Jin Kim<sup>\*†</sup>

*Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Incheon University, Incheon 406-772, Korea*

*\*Department of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 406-772, Korea*

*(Received July 20, 2011; revision received November 1, 2011)*

**ABSTRACT:** A scroll expander was designed for an energy converter from waste heat of IC engine coolant to useful shaft work. The scroll expander is to run in a Rankine cycle which receives heat energy transferred from engine coolant circulation cycle. The working fluid was Ethanol. For axial compliance, a back pressure chamber was provided on the rear side of the orbiting scroll. Lubrication oil was delivered by a positive displacement type oil pump driven by the shaft rotation. Performance analysis on the scroll expander showed that the expander efficiency was 63.4%. It extracts shaft power of 0.6 kW out of engine coolant waste heat of 17.5 kW, resulting in the Rankine cycle efficiency of 3.43%.

**Key words:** Scroll expander(스크롤 팽창기), Rankine cycle(랭킨 사이클), Shaft power(축출력), Engine coolant(엔진 냉각수), Waste heat(폐열)

기 호 설 명	SOE	: 팽창시작
$EOE$	$V$	: 체적 [ $m^3$ ]
$h$	$t$	: 온도 [ $^{\circ}C$ ]
$HT$	$x_g$	: 건도
$L$	$1, 2, 3, 4$	: Figure 1에서 각 위치
$\Delta L$		<b>그리스 문자</b>
$LT$	$\eta$	: 효율
$\dot{m}$	$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$N$	$\theta$	: 크랭크 각 [deg.]
$P$	$\omega$	: 각속도 [rad/s]
$Q$		
$s$		

#### 하첨자

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-835-8419; fax: +82-32-835-0772

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

$a$  : 축방향

- cp* : 크랭크 핀
- e* : 팽창기
- exh* : 배기
- HX* : 열교환기
- jb* : 저널베어링
- LT* : LT Loop
- OS* : 선회스크롤
- rb* : 롤러베어링
- rg* : 반경방향
- s* : 축
- tg* : 접선방향
- th* : 이론
- v* : 체적

### 1. 서 론

화석연료 고갈에 따른 국제유가 상승과 기후변화 협약에 따른 에너지 절감 및 온실가스 저감 등에 국제적인 관심이 몰리고 있는 가운데 자동차 분야에서도 자동차 연비 향상을 통해 연료 소모를 줄이고 동시에 CO<sub>2</sub> 배출을 줄이는 획기적인 방안이 모색되어 오고 있다. 자동차 관련 선진 업체들에서는 자동차 연료의 약 30% 정도만이 자동차 구동에 직접적으로 쓰이고 나머지는 배기가스 및 엔진 냉각수를 통해 그대로 대기 중으로 방출되어 버린다는 점에 착안하여 배기가스 및 엔진 냉각수로부터 폐열을 회수하여 유효한 동력으로 재생하는 Co-gen 시스템 기술개발을 수행해 오고 있다.<sup>(1-3)</sup> 최근 들어 국내에서도 유관 기업과 연구소 및 학계 등이 참여하여 자동차 연비를 최종적으로 12% 향상시키는 목표를 가지고 이러한 Co-gen 시스템 기술 개발 사업에 착수하였다.<sup>(4)</sup>

Co-gen 시스템은 고온의 열원인 배기가스 폐열을 회수하는 HT-Loop와 저온의 엔진 냉각수 폐열을 회수하는 LT-Loop로 구성될 수 있다. 엔진 배기가스의 온도는 촉매장치 부근에서 500°C 이상이지만 엔진 냉각수의 온도는 110°C 정도로 저온의 열원이므로 LT-Loop는 상대적으로 폐열회수 효율이 낮지만 엔진 냉각수가 지니는 폐열량이 연료 전체 발생 열량의 30% 정도로 상당한 비중을 차지하므로, LT-Loop에서 효과적인 에너지 회수 및 동력 전환이 이루어지도록 다양한 기술적 해결책이 필요하다.

전환해야 하는 동력이 수백 kW 이상인 경우에는 동력전환 장치로서 보통 터빈이 사용되지만 용량이

작거나 또는 운전조건이 설계 영역을 벗어나는 경우에 터빈은 효율이 급격히 저하하는 단점이 있다. 차량용 Co-gen 시스템과 같은 경우에는 전환 동력이 수 kW 이하이며 또한 차량의 속도에 따라 운전조건이 극심하게 변화하므로 터빈의 사용이 불가하다. 따라서 이럴 경우에는 용적형 팽창기인 스크롤 팽창기가 더 적합하다.

본 연구에서는 엔진 냉각수 폐열회수를 위한 LT-Loop에서 열에너지를 유용한 축 동력으로 전환해 주는 스크롤 팽창기에 대한 설계 및 성능해석을 수행하여 효율적인 동력전환 기술 방안을 모색해 보고자 한다.

### 2. 엔진 냉각수 폐열 회수 시스템

자동차 엔진 냉각수의 폐열을 회수하여 축동력으로 전환해 주는 LT-Loop 구성의 한 예를 Fig. 1에 나타내었다. 엔진냉각수 순환의 1차 회로와 이와 열교환을 통해 스크롤 팽창기를 구동하는 2차 회로로 구성된다.

2차 회로에서 엔진 냉각수와 열교환을 수행하는 보일러 출구에서의 온도는 90~100°C, 수퍼히터 출구에서는 HT-Loop를 거치고 나온 배기가스의 잔여 폐열과의 열교환을 통해 과열된 작동유체의 온도를 120~130°C 정도로 예상할 수 있다. 저온부에서 공냉식 응축기를 생각한다면 응축기의 온도를 적어도 70°C 정도를 유지해야 적절한 사이즈의 응축기를 가지고 원활한 응축이 이루어질 수 있다. 따라서 2차 회로의 작동유체를 선정할 때 이러한 온도 범위에서 적절한 압력을 가지며, 잠열이 크고,

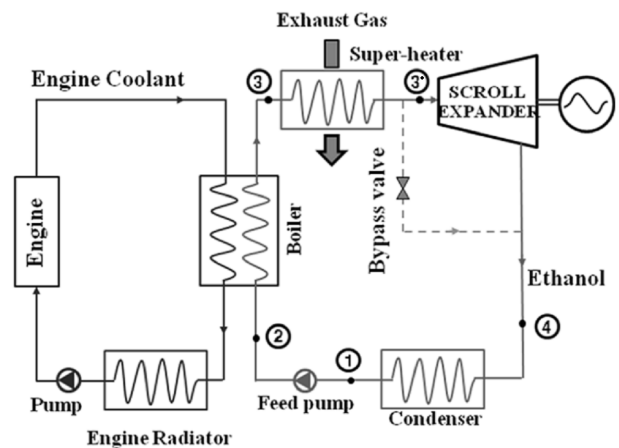


Fig. 1 Power conversion system for waste heat recovery from engine coolant.

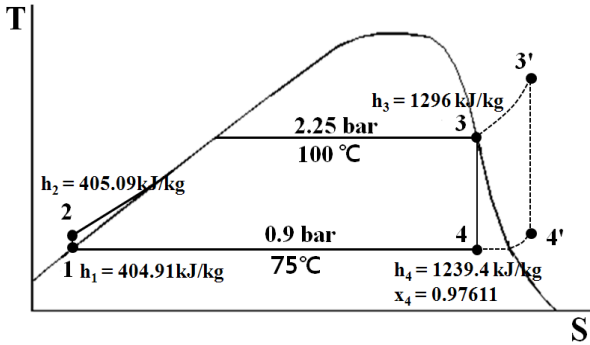


Fig. 2 Design operating condition in a T-s diagram of ethanol.

친환경적인 특성을 지닌 물질로 하는 것이 필요하다. 이러한 여러 방안을 고려하여 본 연구에서는 일단 Ethanol을 2차 회로의 작동유체로 선정하였다. Ethanol의 포화 압력은 100°C에서 2.25 bar, 75°C에서 약 0.9 bar 정도이다. Fig. 2는 T-s 선도 상에서 LT-Loop의 설계 조건을 나타낸 것이다. LT-Loop의 효율을 LT-Loop에 제공된 열량 대비 팽창기 출력이라고 한다면 식(1)과 같다.

$$\eta_{LT} = \frac{L_s}{Q_{coolant} + Q_{exh.gas}} = \frac{\eta_{HX} \eta_e \dot{m} (h_3 - h_4)}{\dot{m} (h_3 - h_2)} \quad (1)$$

팽창기 효율 및 열교환기 효율을 각각  $\eta_e = 70\%$  및  $\eta_{HX} = 90\%$ 라고 하면, 설계 조건에서 LT-Loop의 효율은 4%이다.

### 3. 스크롤 팽창기 사이징 및 기본구조

일단 배기가스와의 열교환이 없는 경우를 생각하면 팽창기 입구는 포화점(3)이 되고 팽창은 이상(two-phase) 영역에서 이루어진다. 하지만 팽창기 출구(4)에서의 건도는  $x_g = 0.9761$ 로서 액상의 에탄올은 팽창 전 과정에서 2~3% 이하이다. 스크롤 팽창기는 액적 상태의 에탄올이 포함되어 있어도 지장 없이 팽창을 수행할 수 있다.

엔진 냉각수 유량 1.18 kg/s, LT-Loop의 보일러로 들어오고 나갈 때의 온도가 각각 110°C 및 105°C의 상태인 경우 엔진 냉각수가 주는 열량은 25 kW가 되며, 이럴 경우 에탄올의 보일러 출구 상태가 포화점( $t_3 = 100^\circ\text{C}$ ;  $P_3 = 2.25 \text{ bar}$ ;  $x_g = 1.0$ )이 되려면 에탄올의 질량유량은 T-s 선도로부터 식(2)와 같다.

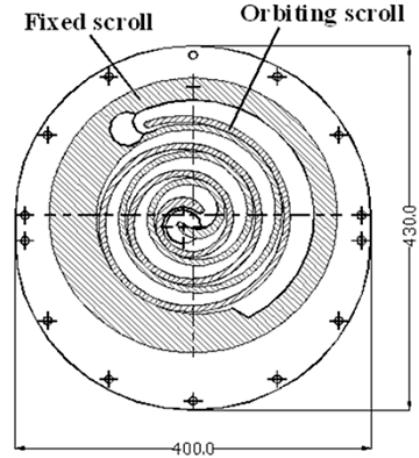


Fig. 3 Expansion formed in scroll element pairs.

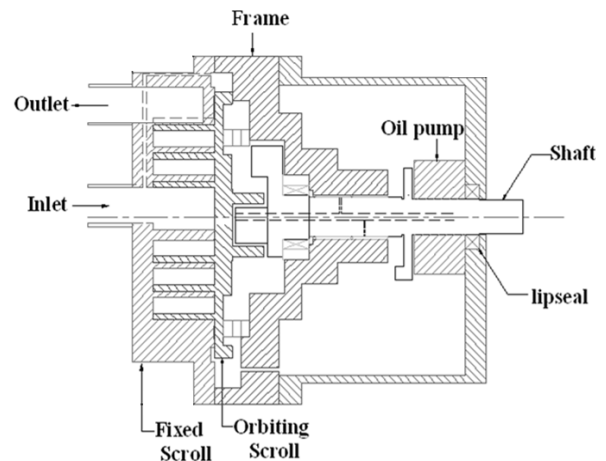


Fig. 4 Cross-sectional view of scroll expander.

$$\dot{m} = \frac{\eta_{HX} Q_{coolant}}{(h_3 - h_2)} = 0.025 \text{ [kg/s]} \quad (2)$$

팽창기에서는 체적효율이 식(3)과 같이 정의되고,

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m} = (\rho_4 V_4 N / 60) / \dot{m} \quad (3)$$

체적효율을  $\eta_v = 0.7$  및  $N = 7200 \text{ rpm}$ 으로 잡으면, 설계운전조건에서 스크롤 팽창기의 출구에서의 밀도는  $\rho_4 = 1.508 \text{ kg/m}^3$ 이므로, 팽창기 출구점 즉 팽창완료 시의 밀폐포켓의 체적은  $V_4 = 96.7 \text{ [cc]}$ 가 된다. 이와 같은 출구 행정체적을 갖는 스크롤 랩형상과 스크롤 팽창기 전반적인 구조를 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다.

축방향 순응을 위해 선회스크롤 배면에 배압실을

형성한다. 고압의 흡입가스가 흡입관과의 연결통로를 통해 배압실로 주입되도록 해주어 배압실 압력을 고압 환경으로 만들어 준다. 그러면 선회스크롤을 고정스크롤로부터 이격시키려는 축 방향 힘보다 큰 추력 즉 선회스크롤을 고정스크롤 쪽으로 압착시키는 힘을 얻을 수 있다.

크랭크축 지지는 상단의 물러 베어링과 중앙부의 저널 베어링 그리고 하단의 볼 베어링으로 지지한다. 축이 하우징 외부로 돌출되는 부분에는 누설방지를 위해 립실(lip seal)을 장착한다. 급유를 위해 본 스크롤 모델에서는 배압실 내 압력이 고압이므로 차압방식을 적용할 수 없어서 축 하단에 용적형 오일펌프인 트로코이드 펌프를 설치한다.

#### 4. 성능해석

##### 4.1 팽창압력 및 가스력

팽창과정을 등엔트로피 과정으로 간주하면 팽창포켓 내의 압력은 식(4)와 같이 밀도의 함수로 나타내어진다.

$$P = (\rho_m, s_3) \text{ along } s_3 = s(P_3, t_3) \quad (4)$$

팽창 포켓 내의 밀도는 식(5)와 같이 인근 포켓과의 누설을 고려하여 구할 수 있다.

$$\rho_m = (M_0 - \int_0^\theta \dot{m} \frac{d\theta}{\omega}) / V(\theta) \quad (5)$$

팽창과정 중의 가스의 엔탈피 및 건도는 압력으로부터 구한다.

$$h = h(P; s_3), x = x(P; s_3) \quad (6)$$

고정스크롤과 선회스크롤이 조합되어 형성하는 여러 쌍의 팽창 포켓으로 이루어지는 팽창실 전체에 작용하는 축방향, 접선방향 그리고 반경방향 가스력  $F_a, F_{tg}, F_{rg}$ 는 팽창 포켓들의 압력 분포로부터 작용 면적을 고려하여 구할 수 있다.

##### 4.2 운동부재 운동해석

먼저 선회스크롤과 올담링에 작용하는 힘들로부터

각 방향으로의 힘과 모멘트 평형을 나타내는 식을 세우고 이를 풀면 각종 반력들을 얻게 된다. 다시 이 반력들을 가지고 크랭크축에 작용하는 힘과 모멘트 평형으로부터 축 지지 베어링하중을 계산할 수 있다. 자세한 수식은 Kim<sup>(5)</sup>를 참조할 수 있다.

#### 5. 성능해석 결과

Fig. 5는 팽창 포켓의 체적선도이다.  $\theta = 720^\circ$ 에서 팽창이 시작되어  $\theta = 1349^\circ$ 에서 팽창이 완료되고 가스가 팽창실 밖으로 유출되기 시작한다. 팽창과정 중의 가스압력 변화와 가스력에 대해서 Fig. 6 및 Fig. 7에 나타내었다. 압력이 이상적인 상태의 압력  $P_{ideal}$ 보다 낮게 나온 것은 내부 누설 때문이다. P-V 선도로부터 계산한 가스의 팽창일은  $L_{indi} = 903.6$  W이다. 선회스크롤 구동력인 접선방향 가스력은  $F_{tg} = 266.2$  N이다.

베어링력은 Fig. 8에 나타내었다. 가스력에 비해 상당히 큰 베어링 하중이 필요한 것으로 나타났는

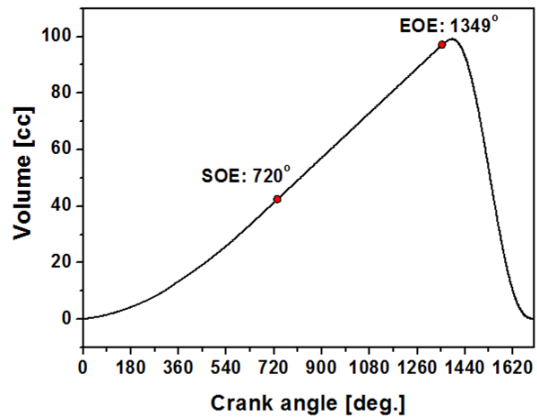


Fig. 5 Volume diagram.

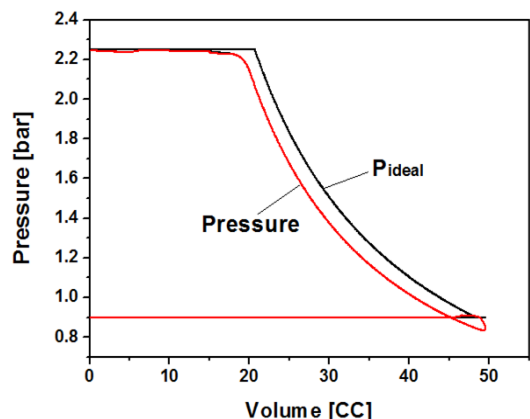


Fig. 6 P-V diagram.

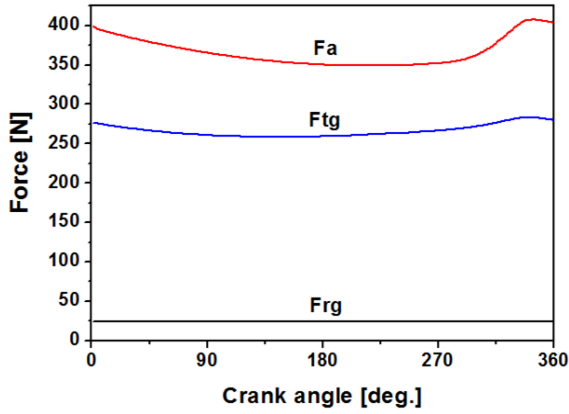


Fig. 7 Gas force.

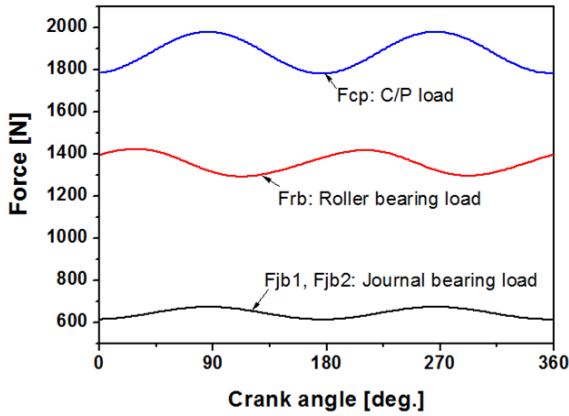
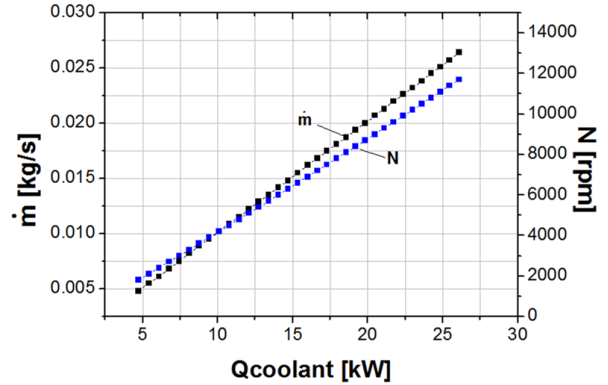


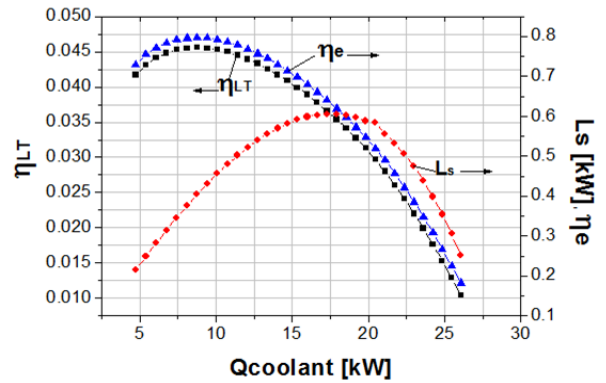
Fig. 8 Bearing forces.

Table 1 Performance analysis of scroll expander

Notation	Description	Value
$L_{th}$	Expansion power [W]	989.5
$L_{indi}$	Indicated work [W]	903.6
$\Delta L_{mech}$	Mechanical loss [W]	300.3
$L_{or}$	Oldharm-Ring [W]	0.6
$L_{wrap}$	Wrap tip [W]	10.4
$L_{cp}$	Drive bearing [W]	138.1
$L_{rb}$	Roller bearing [W]	38.4
$L_{jb1}$	Journal bearing 1 [W]	56.4
$L_{jb2}$	Journal bearing 2 [W]	56.4
$L_s$	Shaft power [W]	603.3
$\eta_v$	Volumetric efficiency [%]	104
$\eta_{indi}$	Indicated efficiency [%]	91.3
$\eta_{mech}$	mechanical efficiency [%]	66.8
$\eta_e$	Expander efficiency [%]	63.4



(a) Mass flow rate and expander speed.



(b) Expander output and efficiencies.

Fig. 9 Variation of scroll expander performance at different waste heat amounts of engine coolant.

데 이는 선회스크롤의 원심력이 매우 크기 때문이다. 팽창기 설계운전속도를 7200 rpm으로 설정하였기 때문에 선회스크롤 질량  $m_{os} = 0.7 \text{ kg}$  일 때, 원심력이  $F_{osc} = 1786.2 \text{ N}$  정도이다.

Table 1은  $N = 7200 \text{ rpm}$ 에서의 팽창기 성능분석 표이다. 이론 가스 팽창동력은  $L_{th} = 989.5 \text{ W}$ 이고, 실제 가스 팽창동력은  $L_{indi} = 903.6 \text{ W}$ 이다. 기계손실은  $300.3 \text{ W}$ 로 크게 나타났는데 이는 운전속도가 높기 때문이다. 기계적 손실 가운데 크랭크 핀인드라이브 베어링에서의 손실이 가장 크게 나타났다. 결국 팽창기 축동력은  $L_s = 603.3 \text{ W}$ 로서 팽창기 전효율은  $\eta_e = 63.4\%$ 로 얻어졌다.

Fig. 9에는 엔진 냉각수 폐열량의 변화에 따른 팽창기 및 사이클의 성능 변화를 나타내었다.

냉각수 폐열량이 증가하면 에탄올 순환량이 증가하고 이에 따라 팽창기 운전속도도 선형으로 증가한다. 폐열량 7.5 kW 정도인 팽창기의 운전속도가

3000 rpm까지는 속도 증가에 따라 팽창기 효율이 미세하게 증가하는데 이는 누설손실이 줄어들기 때문이다. 운전속도 3000 rpm에서 팽창기 효율은 최대점  $\eta_e = 82\%$ 에 도달하고 그 이후로는 운전속도 증가에 따라 기계적 손실이 큰 폭으로 증가하게 되어 팽창기 효율은 감소하고 사이클 효율도 따라서 감소한다.

운전속도 증가에 따른 기계적 손실을 줄이기 위해서는 주어진 폐열량에 대해 팽창기의 운전 속도를 줄여주는 설계 즉, 팽창기의 행정체적을 크게 해주는 것이 요구된다. 하지만 그럴 경우 팽창기의 사이징과 중량이 증가하게 되는데, 본 동력회수 사이클은 차량 탑재용이므로 팽창기의 크기와 중량도 매우 중요한 설계 요인이다. 따라서 팽창기 효율과 팽창기 사이징 사이에 적절한 절충이 필요하다.

폐열이 증가함에 따라 팽창기 효율이 감소하더라도 팽창기 출력 자체는 회수 열량이 증가하기 때문에 폐열량 17.5 kW에서 즉, 운전속도 7200 rpm에서 최대가 되고 그 이후로는 감소한다. 폐열량이 17.5 kW를 넘어서면 팽창기 효율 감소분이 더 크기 때문에 출력은 감소한다. 팽창기 효율을 최소 60% 선에서 유지하려면 폐열량이 17.5 kW를 넘지 않도록 하면 된다.

## 6. 결 론

엔진 냉각수 폐열을 회수하여 유용한 축 동력으로 전환함에 있어,

(1) 엔진 냉각수와 열교환을 하는 2차 사이클인 에탄올 랭킨사이클에서 축동력을 얻기 위한 스크롤 팽창기를 설계하였고 성능해석을 통해 성능을 예측해 보았다.

(2) 스크롤 팽창기의 효율은 냉각수 폐열량에 따라 크게 변화하는데, 폐열량이 7.5 kW 정도인 운전속도 3000 rpm 부근에서 최대  $\eta_e = 82\%$ 를 보이고,

이후 폐열량 증가에 따라 운전속도가 증가하면 급격한 효율 감소를 보여 폐열량 25 kW 및 운전속도 11200 rpm에서는 효율이 25% 정도가 된다. 에탄올 랭킨사이클의 효율도 비슷한 경향을 보인다.

(3) 폐열량 17.5 kW에서 팽창기 최대출력은 0.6 kW로서, 이 때의 랭킨 사이클 효율은 3.43%이다.

(4) 팽창기의 운전속도가 전반적으로 크게 나타난 것은 팽창기 행정체적을 작게 잡았기 때문이며, 반면 사이징을 크게 하면 전체의 질량과 부피가 커지고 또한 선회스크롤의 원심력이 증대하는 경향이 있다. 본 연구에서 설계된 스크롤 팽창기 효율을 최소 60% 선에서 유지하려면 폐열 수용량이 최대 17.5 kW면 된다. 이때의 운전속도는 7200 rpm이다.

## 참고문헌

1. Endo, T., Kawajiri, S., Kojima Y., Takahashi K., Baba, T., Ibaraki, S., Takahashi, T., and Shinohara, M., 2007, Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines, 2007 SAE 2007-01-0257.1.
2. Diego, A., Arias, Timothy, A., Shedd, and Ryan, K., Jester, 2006, Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle, 2006 SAE 2006-01-1605.
3. BMW, 2005, Development of gasoline engine equipped with steam-powered device, KISTI Global Technology Trend.
4. Development of steam powered co-generation system for automobile fuel consumption improvement, Ministry of Knowledge Economy Technical Report(1), 2010.
5. Kim, H. J., 1999, Scroll compressor, ITIC Short course.