

폐열 회수용 사판식 스팀 팽창기 설계

김 현 재, 김 현 진**

인천대학교 기계공학과 대학원, *인천대학교 기계공학과

Design of a Swash Plate Type of Steam Expander for Waste Heat Recovery

Hyun Jae Kim, Hyun Jin Kim**

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

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

(Received November 11, 2010; revision received March 4, 2011)

ABSTRACT: For a steam Rankine cycle to recover waste heat from the exhaust gas of an internal combustion engine, a swash plate type of expander as a power conversion unit has been designed. Numerical simulation has been carried out to estimate the performance of the designed expander. With the steam pressure and temperature of 35 bar and 300°C at the expander inlet, respectively, the expander was estimated to produce the shaft power output of about 2.67 kW from the exhaust gas waste heat of 25.2 kW. The expander output increased almost linearly with the amount of exhaust gas waste heat in the range of from 5~40 kW, and the expander and Rankine cycle efficiencies showed gradual decreases in the ranges of 72.2%~69.5% and 10.8%~10.4%, respectively.

Key words: Swash plate expander(사판식 팽창기), Waste heat recovery(폐열 회수), Steam Rankine cycle(스팀 랭킨 사이클), Performance analysis(성능해석), Efficiency(효율)

기 호 설 명

<p>A_p : 피스톤 단면적 [m^2]</p> <p>d_c : 실린더 직경 [m]</p> <p>D : 팽창기 직경 [m]</p> <p>F : 힘 [N]</p> <p>h : 엔탈피 [kJ/kg]</p> <p>k : 비열비</p> <p>l : 길이 [m]</p> <p>L : 팽창기 길이 [m], 동력 [W]</p> <p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s]</p> <p>M : 질량 [kg]</p>	<p>n_c : 실린더 수</p> <p>N : 축 회전속도 [rpm]</p> <p>P : 압력 [Pa]</p> <p>PR : 압력비</p> <p>Q : 열전달율 [W]</p> <p>R : 사판의 반경 [m], 베어링 반력 [N]</p> <p>s : 엔트로피 [kJ/kg]</p> <p>t : 온도 [°C]</p> <p>V : 체적 [m^3]</p> <p>x : 피스톤 변위 [m]</p> <p>\dot{x} : 피스톤 속도 [m/s]</p> <p>x_g : 건도</p>
--	---

† Corresponding author

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

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

그리스 문자

δ : 사판의 경사각 [°]

ε	: 간극 체적비
γ	: 효율 [%]
θ	: 크랭크 각 [$^{\circ}$]
μ	: 점도 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
ω	: 각속도 [rad/s]

하첨자

AB	: 앵글러 베어링
ad	: 단열압축
B	: 베어링
c	: 실린더, 실린더 내의 가스력
$comb$: 가스력과 관성력의 합
e	: 팽창기
exh	: 배기
g	: 기상
HR	: 열교환기
i	: i 번째 실린더, 이상적인 상태
l	: 누설, 액상
$mech$: 기계적
o	: 팽창기 입구
p	: 피스톤
R	: 랭킨
$R-S$: 로우터와 축
s	: 축
$shoe$: 슈 베어링
$steam$: 스팀
sw	: 사관
v	: 밸브, 체적
y	: 축에 직각인 방향
z	: 축 방향

$1, 2, 3, 4$: Fig. 1의 스팀 상태, Fig. 5의 베어링 위치

1. 서 론

최근 지구 자원 보존 및 CO_2 배출 절감 등의 환경 보존을 위해 화석 에너지의 사용을 줄이고 에너지 기기의 효율을 높이려고 하는 가운데, 폐열 에너지를 회수하여 유용한 축 동력으로 전환하는 분야에도 많은 관심이 모아지고 있다. 산업 현장에서 미처 활용되지 못하고 대기로 그대로 방출되는 각종 폐열이나 발전용 가스엔진 등에서 배출되는 배기가스가 지닌 폐열을 회수하여 다시 활용하는 사례들

이 있다. 저급 열원으로부터 랭킨 사이클을 통해 유효 동력을 얻는 것에 관한 구현성 연구,⁽¹⁾ 저온의 폐스팀으로부터 동력을 회수하기 위한 스크롤 팽창기를 개발에 관한 연구⁽²⁾ 등이 있다. 또한 최근 들어 자동차 배기가스의 폐열을 회수하여 연비를 향상시키려는 시도들도 보고되고 있다.^(3, 4)

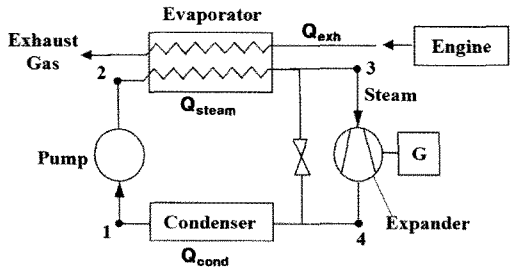
폐열을 지니고 방출되는 배기가스의 열에너지를 회수하기 위해 통상 랭킨 사이클을 구성하여 열을 사이클 내로 흡수하고, 회수한 열에너지를 팽창장치를 사용하여 유용한 동력으로 전환한다. 동력전환을 위해 열에너지의 용량이 큰 경우에는 터빈이 사용되고 용량이 작은 경우에는 용적형 팽창기가 사용된다. 본 연구에서는 내연기관으로부터 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하여 유효 동력으로 전환시켜주는 동력전환 장치인 팽창기에 대한 개념설계를 제시하고자 한다. 통상 내연기관의 배기가스 온도는 엔진배기 포트 부근에서는 $500\sim 700^{\circ}\text{C}$ 정도이므로 랭킨 사이클의 열교환 장치를 통해 배기열을 랭킨 사이클 작동유체의 열에너지로 전달시킨 후, 랭킨 사이클 내의 팽창기를 통과케 하여 열에너지를 동력으로 전환하게 된다. 열원이 고온임을 고려할 때 랭킨 사이클의 작동유체로는 유기 냉매보다는 스팀이 적합하다고 여겨진다. 팽창기를 통해 얻어진 축 출력은 팽창기 축에 발전기를 직결하여 전기를 생산하거나, 또는 팽창기 축과 엔진 축을 기어나 벨트 등을 통해 연결하여 엔진 출력을 증가시켜 궁극적으로는 엔진구동에 소요되는 연료 소모를 줄여줄 수도 있다.

2. 랭킨 사이클

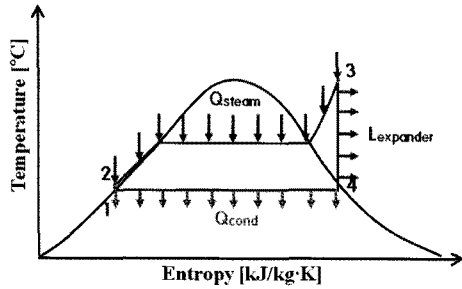
2.1 랭킨 사이클의 효율

Fig. 1은 엔진 배기가스로부터 폐열을 회수하는 사이클의 개념도 및 T-s 선도를 보여준다. 물을 작동유체로 사용할 경우, 증발기(2 → 3)를 통과하는 물로 열이 전달됨에 따라 증발기 출구에 이르러서는 고온 고압의 스팀이 된다. 이 고온 고압 상태의 스팀이 팽창기(3 → 4)를 통과하면서 축 동력을 발생시키고, 응축기(4 → 1)를 거쳐 펌프(1 → 2)에서 고압으로 펌핑되어 다시 증발기로 들어가게 된다.

이때 랭킨 사이클의 효율은 사이클로 공급 열에너지로부터 축 동력이 얼마나 얻어졌는가에 의해 결정된다. 사이클로 공급되는 열에너지를 Q_{exh} , 팽



(a) Steam cycle with expander as a power converter



(b) T-s diagram

Fig. 1 Exhaust gas heat recovery system.

창기 출력인 축 동력을 L_s 라고 하면, 랭킨 사이클의 효율은 식(1)과 같이 표현된다.

$$\eta_R = \frac{L_s}{Q_{exh}} = \eta_{HR} \eta_{R,i} \eta_e \quad (1)$$

여기서 η_{HR} 은 열 회수율로서 증발기로 공급되는 열에너지에서 랭킨 사이클의 작동유체인 스팀으로 전달되는 에너지의 비로 $\eta_{HR} = Q_{steam}/Q_{exh}$ 로 정의되며, $\eta_{R,i}$ 및 η_e 는 각각 이상 랭킨 사이클 효율 및 팽창기 효율을 나타낸다. 이상 랭킨 사이클 효율 $\eta_{R,i}$ 는 Fig. 1(b)에서 식(2)와 같이 나타내어진다.

$$\eta_{R,i} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2)$$

여기서 $h_2 - h_1$ 은 펌프를 통과할 때의 엔탈피 변화이다.

Fig. 2는 증발기 출구, 즉 팽창기 입구에서 압력 및 온도 조건 변화에 따른 이상 랭킨 사이클 효율 $\eta_{R,i}$ 의 변화를 보여준다. 압력범위 10 bar~50 bar

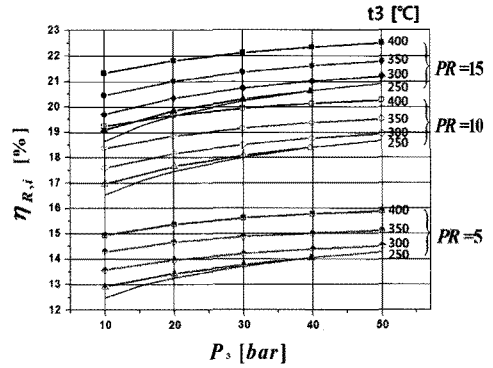


Fig. 2 Efficiency of ideal Rankine cycle.

및 온도범위 200°C~400°C에서 팽창기의 팽창비가 5~15일 때, 이상 랭킨 사이클의 효율은 입구 압력 및 온도가 높을수록 높고, 또한 팽창비가 클수록 높게 나타난다. 압력, 온도 그리고 팽창비 가운데서 팽창비의 영향이 가장 크며, 압력의 영향은 그리 크지 않다. 주어진 조건 범위에서 압력 $P_3 = 50$ bar, 온도 $t_3 = 400^\circ\text{C}$, 그리고 팽창비 $P_3/P_4 = 15$ 일 때, 이상 랭킨 사이클 효율이 $\eta_{R,i} = 22.5\%$ 로 최고치를 보인다.

2.2 운전조건 선정

팽창기의 설계 운전 조건을 선정함에 있어 팽창기 입구 압력은 랭킨 사이클의 증발기 압력과 같으므로 증발기의 제작성 및 내압 특성을 고려하여 $P_3 = 35$ bar로 하며, 온도가 높을수록 팽창기 재질의 열팽창이 커지게 되므로 온도는 300°C로 제한하고자 한다. 팽창비는 사판식 팽창기의 경우 사판의 직경과 경사각에 달려 있는데 팽창기 전체 크기나 적정 경사각을 고려해서 본 연구에서는 일단 팽창비를 $P_3/P_4 = 10$ 으로 잡고 팽창기 출구 압력을 $P_4 = 3.5$ bar로 한다. 이럴 경우 이상 랭킨 사이클의 효율은 $\eta_{R,i} = 18.64\%$ 가 되며 이는 Fig. 2에 나타난 최고치에 비해 3.86% 낮은 수치이다.

3. 팽창기 개념설계

3.1 팽창비와 팽창 개시각

사판식 팽창기에서는 밸브 설치에 따른 공간 및 열팽창이나 가공 오차 등으로 인한 간극 확보가 필

요하므로 피스톤이 상사점에 있을 때도 간극체적이 존재하게 된다. 피스톤이 상사점에 있을 때 크랭크 각 및 피스톤 위치를 각각 $\theta = 0^\circ$ 및 $x = 0$ 으로 설정하면, 크랭크 각 θ 에서 피스톤 위치 및 실린더 내의 체적은 식(3)과 같다.

$$x = R_{sw} \tan \delta (1 - \cos \theta), V_c = A_p x + V_0 \quad (3)$$

여기서 $A_p = \pi/4d_c^2$ 는 피스톤 단면적이고, V_0 는 간극체적, R_{sw} 는 사판의 반경, 그리고 δ 는 사판 경사각이다. 이럴 경우 피스톤 체적은 $V_p = A_p(2R_{sw} \tan \delta)$ 이 되며, 팽창 개시각을 θ_3 , 팽창 종료각을 $\theta_4 = \pi$ 라고 할 때, 팽창 개시각 체적 및 팽창 종료 시의 실린더 체적 V_4 는 각각 식(4), 식(5)와 같다.

$$V_3 = A_p R_{sw} \tan \delta (1 - \cos \theta_3) + V_0 \quad (4)$$

$$V_4 = A_p (2R_{sw} \tan \delta) + V_0 \quad (5)$$

설계 체적비는 $VR = V_4/V_3$ 이고, 팽창비는 $PR = P_3/P_4 = (V_4/V_3)^k$ 이므로, 정리하면 식(6)과 같다.

$$PR = \left[\frac{1 + \epsilon}{1/2(1 - \cos \theta_3) + \epsilon} \right]^k \quad (6)$$

여기서 $\epsilon = V_0/V_p$ 로서 간극 체적비이다.

Fig. 3은 팽창 개시각 θ_3 에 따른 팽창비 PR 의 변화를 보여준다.

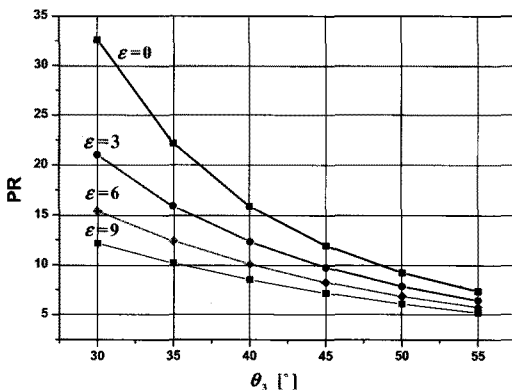


Fig. 3 Expansion pressure ratio vs. expansion starting angle.

3.2 스팀유량 및 운전속도

배기가스 폐열 Q_{exh} 과 스팀 발생량 \dot{m}_s 과의 관계, 그리고 팽창기의 행정체적 V_{th} 과 운전속도 N 과 스팀 유량 \dot{m}_s 와의 관계는 식(7)과 같다.

$$\dot{m}_s = \frac{\eta_{HR} Q_{exh}}{h_3 - h_2} = \frac{\rho_4 V_{th} N / 60}{\eta_v} \quad (7)$$

배기가스 폐열 Q_{exh} 은 엔진 배기량과 차량 운전 속도에 따라 달라진다. 여기서는 정격조건은 25 kW, 변동부하 조건은 5~40 kW의 범위를 갖는 경우에 대해 생각해 보고자 한다. 이후의 설계에서 폐열회수 장치의 열회수율을 $\eta_{HR} = 0.8^{(5)}$ 로, 그리고 팽창기의 체적효율을 $\eta_v = 0.85$ 로 가정한다.

3.3 팽창기 구조 및 주요 치수 결정

피스톤과 실린더 사이의 누설을 최소화하기 위해서는 피스톤 링의 적용이 필요하다. 흡입되는 스팀의 온도가 300°C 로 높기 때문에 기존의 상용화되어 있는 소형 엔진용의 피스톤 링을 활용하는 것이 바람직하고, 현재 구할 수 있는 제초기용 소형 엔진의 피스톤 직경을 고려하여 본 팽창기 설계에서는 피스톤의 직경을 $d_c = 30.2$ mm로 고정한다. 흡입 밸브 포트 구조 및 스팀 유입의 연속성 등을 고려하여 실린더 수를 $n_c = 8$ 로 하고, 이럴 때의 구조적 안전성을 위해 실린더 간의 적정 거리를 반영하여 로우터를 설계하면 사판의 유효직경은 $R_{sw} = 50$ mm가 된다. 사판의 경사각은 기구적 안정성 및 운동성 등을 고려하여 $\delta = 20^\circ$ 로 한다. 이러한 치수를 반영하면 팽창기의 행정체적은 $V_{th} = n_c V_p = 208$ [cc]가 된다.

Fig. 4는 이렇게 설계된 사판식 팽창기의 단면도를 보여주며 주요치수는 Table 1에 나타내었다. 랭킨 사이클의 증발기 출구에서 팽창기 입구로 들어오는 스팀은 분배 밸브를 통해 회전 밸브(또는 로우터 헤드)로 주입된다. 스팀의 팽창력에 의해 로우터는 회전 토크를 받게 되고 로우터와 일체형으로 되어 있는 축을 통해 동력이 팽창기 외부로 전달된다. 로우터-축은 헤드부에서는 앵글러 베어링으로 지지되고 축 하단에서는 2개의 볼 베어링으로 지지된다. 피스톤 후방은 볼 조인트 방식을 통해 사판과

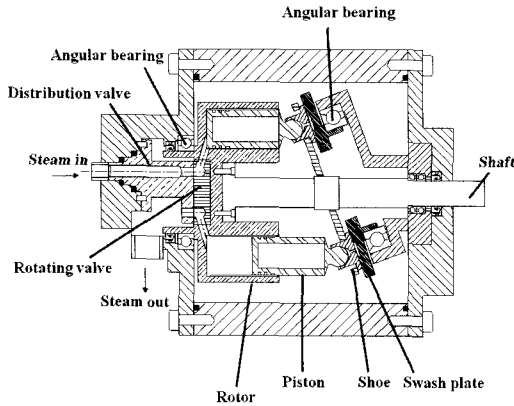


Fig. 4 Cross-sectional view of a swash plate steam expander.

Table 1 Main dimensions of designed expander

Cylinder diameter(mm)	d_c	30.2
Number of cylinders	n_c	8
Inclination angle(deg)	δ	20
Swash plate radius(mm)	R_{sw}	50
Stroke(mm)	Stroke	36.4
Expander body diameter(mm)	D	214
Expander length(mm)	L	315
Expander mass(kg)	Mass	18.6

일체화 된 슈(shoe)에 연결되고 사판은 앵글러 베어링에 의해 지지되어 로우터의 회전과 함께 경사각을 유지하고 회전한다.

4. 팽창기 성능해석

4.1 스팀 팽창

스팀의 팽창 과정을 등엔트로피 과정으로 가정하여, 실린더 내의 압력 P_c 는 실린더 내의 스팀의 밀도 ρ 의 함수로 식(8)과 같이 나타낼 수 있으며, 스팀의 물성치에서 구할 수 있다.

$$P = P(\rho; s = s_0) \quad (8)$$

스팀의 밀도는 $\rho = M/V_c$ 로 실린더 내의 질량과 체적에서 구하며, 실린더 내의 질량은 식(9)와 같이

실린더 내로 유입되고 유출되는 질량유량과 누설을 고려하여 얻는다.

$$M = M_0 + \int (\dot{m}_v - \dot{m}_l) dt \quad (9)$$

이상(two-phase) 영역에서는 식(10)과 같이 등엔트로피 선을 따라 스팀의 건도 x_g 를 알면 압력을 구할 수 있다.

$$P_c = P_c(x_g; s = s_0) \quad (10)$$

스팀의 건도 x_g 는 식(11)에서와 같이 기상의 스팀과 액상의 스팀이 각각 차지하는 체적의 합이 실린더 체적이 되도록 해주는 값을 취한다.

$$V_c = \left(\frac{x_g}{\rho_g} + \frac{1-x_g}{\rho_l} \right) M \quad (11)$$

그런데 기상과 액상의 포화 밀도 ρ_g, ρ_l 는 또한 압력 P 를 알아야 결정되므로 결국 식(9)와 식(10)을 동시에 풀어야 한다.

4.2 피스톤 및 로우터 반력

Fig. 5는 피스톤에 작용하는 힘들과 로우터에 작용하는 반력을 보여준다. 피스톤과 로우터에 대한 힘과 모멘트 평형을 구하면 식(12)~식(15)와 같다.

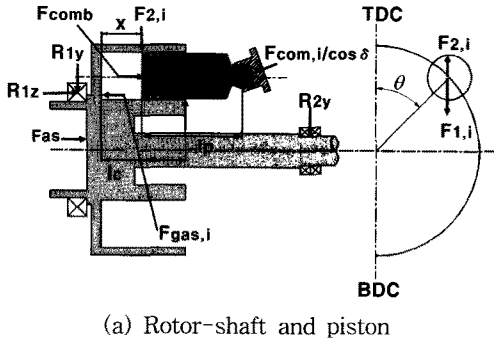
$$F_{1,i} = F_{2,i} + F_{c,i} \tan \delta \quad (12)$$

$$(l_c - x_i) F_{2,i} = (l_p + x_i - l_c) F_c \tan \delta \quad (13)$$

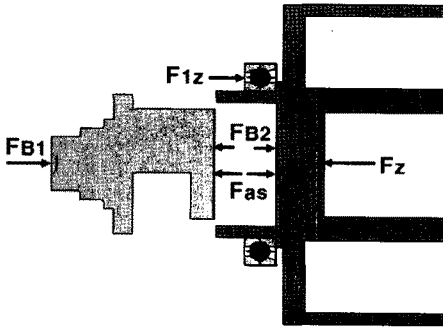
$$R_{1y} + \sum_{i=1}^8 F_{2,i} + R_{2y} - \sum_{i=1}^8 F_{1,i} = 0 \quad (14)$$

$$l_{mj1} R_{1y} + (l_c - x_i) \sum_{i=1}^8 F_{2,i} - l_{mj2} R_{2y} = 0 \quad (15)$$

피스톤, 로우터-축을 지지하는 베어링, 피스톤 볼에 물려 있는 베어링 슈, 사판을 지지해 주는 앵글러 베어링 및 밸브에서의 마찰손실을 각각 $L_p, L_{R-s}, L_{shoe}, L_{AB}$ 라고 하면 이들은 식(16)과 같이 나타낼 수 있다.



(a) Rotor-shaft and piston



(b) Distribution valve and rotating valve

Fig. 5 Force diagrams for moving elements.

$$\begin{aligned}
 L_p &= \sum_{i=1}^8 \mu_p \dot{x}_p (F_{1,i} + F_{2,i}) \\
 L_{R-S} &= \mu_{BB} \omega (r_1 \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} + r_2 R_{2y}) \\
 L_{shoe} &= \sum_{i=1}^8 |\dot{R}_{shoe}| \mu_{shoe} F_{com,i} / \cos \alpha \\
 L_{AB} &= \sum_{i=1}^8 \omega R_{AB} \mu_{AB} F_{com,i} / \cos \alpha \\
 L_v &= \mu_v \omega (r_v F_{B1})
 \end{aligned} \tag{16}$$

여기서 R_{1z} 는 로우터 지지 베어링에 걸리는 축 방향 하중으로서 실린더 내의 압력으로 인해 로우터에 축 방향(-)으로 작용하는 가스력 F_z 과 로우터 전면의 스팀 분배 밸브로부터 받는 힘을 F_{B1} 의 차이와 같다.

5. 계산 결과 및 고찰

Fig. 6은 설계운전조건에서 구한 압력 선도를 보여준다. 이 팽창선도로부터 구한 팽창 동력은 $L_{PV} =$

2808.5 W이다. 이론 팽창 동력은 $L_{th} = m_{th}(h_3 - h_4) = 3214$ W이므로 단일팽창효율은 $\eta_{od} = 87.4\%$ 이 된다.

Fig. 7은 피스톤 한 개에 작용하는 각종 힘들을 보여주는데 F_c 는 실린더 내에서 발생하는 가스력과 피스톤의 관성력의 합력을, F_{1y} 및 F_{2y} 는 실린더로부터 수직으로 받는 힘이다. 수직력의 대부분은 실린더 끝단에 집중된다.

Fig. 8은 로우터-축 지지 베어링에 작용하는 힘들을 보여준다. 로우터 헤드부(또는 회전밸브)를 해

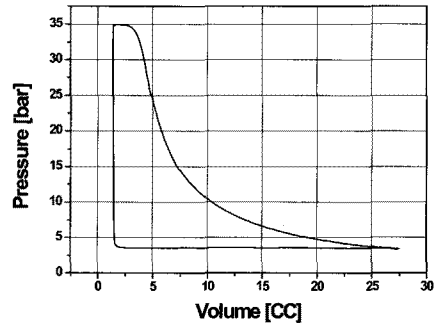


Fig. 6 Pressure diagram.

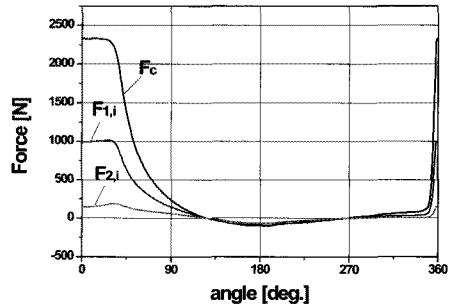


Fig. 7 Forces acting on the piston.

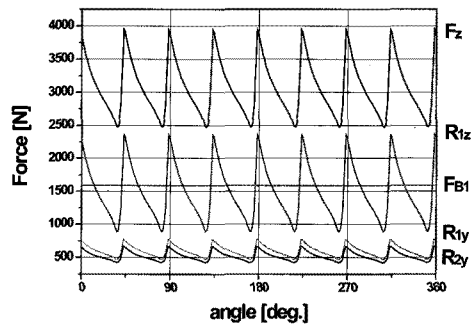


Fig. 8 Forces on the rotor-shaft.

드커버 쪽으로 밀어주는 축방향 가스력 F_z 는 8개의 실린더 내부에서 발생하는 가스 압력으로 인한 것으로서, $2,500\text{ N} < F_z < 4,000\text{ N}$ 의 범위에서 변화한다. 분배 밸브는 입구 측에서 고압의 가스력 F_{B1} 을 받고, 이 가스력은 분배 밸브와 접하여 미끄럼 회전 운동을 하고 있는 로우터 헤드에 그대로 전달된다. 따라서 로우터 헤드를 지지해 주는 앵글러 베어링에 작용하는 축 방향 부하 R_{1z} 는 F_z 와 F_{B1} 의 차이에 해당한다. F_{B1} 은 1,585 N로 일정하므로 R_{1z} 는 F_z 의 변화에 연동되어 $900\text{ N} < F_z < 2,400\text{ N}$ 의 범위에서 변화한다. 로우터 헤드부 지지 앵글러 베어링의 수직방향 부하 R_{1y} 는 8개의 실린더에 작용하는 각 피스톤과의 수직방향 반력들의 결과치로서 평균적으로 $R_{1y} = 597\text{ N}$ 의 크기를 갖는다. 축 하단에서 지지하는 볼 베어링의 부하는 $R_{2y} = 520\text{ N}$ 이다.

이러한 반력들로부터 각 마찰 부위에 작용하는 마찰 손실을 구하면 피스톤과 실린더 사이에서는 $L_p = 21.8\text{ W}$, 로우터를 지지하는 베어링에서는 $L_{R-S} = 15.2\text{ W}$, 피스톤 볼을 지지하는 슈에서는 $L_{shoe} = 9.0\text{ W}$, 사판 지지 앵글러 베어링에서는 $L_{AB} = 18.5\text{ W}$, 분배 밸브와 로우터 헤드에서는 $L_v = 74.1\text{ W}$ 의 값을 갖는다. 기계적 마찰 손실의 총합은 $L_{mech} =$

Table 2 Expander performance

Notation	Description	Value
L_{th}	Theoretical power(W)	3214
L_{ind}	Indicated power(W)	2808.5
L_{mech}	Mechanical loss(W)	138.6
L_v	Valve(W)	74.1
L_{R-S}	Rotor-shaft(W)	15.2
L_{AB}	Angular bearing(W)	18.5
L_p	Piston(W)	21.8
L_{shoe}	Shoe(W)	9.0
L_s	Shaft power(W)	2670
N	Speed(rpm)	1057
η_v	Volumetric efficiency(%)	85
η_{ad}	Adiabatic efficiency(%)	87.4
η_{mech}	Mechanical efficiency(%)	95.1
η_e	Expander efficiency(%)	70.6

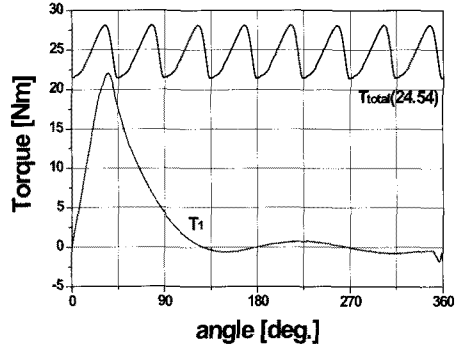


Fig. 9 Shaft torque curve.

138.6 W이다. 따라서 팽창기의 축 동력은 지시동력에서 기계적 마찰손실을 제한 $L_s = L_{PV} - L_{mech} = 2,670\text{ W}$ 이고, 기계효율은 $\eta_{mech} = 95.1\%$ 이 된다. 이러한 각종 손실과 이에 따른 각종 팽창기 효율을 Table 2에 정리하였다. 팽창기 전효율은 $\eta_e = 70.6\%$ 로 나타났다.

Fig. 9는 가스 팽창으로 인해 발생하는 토크신호를 보여준다. 한 개의 실린더에서는 최대 22.3 N-m에 토크를 발생시킨다. 8개 실린더 전체로는 평균 24.54 N-m의 토크를 발생시키며 변동 폭은 $\pm 14.6\%$ 이다.

배기가스 폐열량 Q_{exh} 의 변화에 따라 Fig. 10은 팽창기 출력과 회전속도, 그리고 Fig. 11은 팽창기의 각종 효율과 랭킨 사이클 효율을 보여준다. 팽창기 출력 및 축 속도는 배기가스 폐열량에 거의 선형적으로 비례한다. 폐열량이 $Q_{exh} = 5.7\text{ kW}$ 에서 40 kW로 증가하면 축 출력은 $L_s = 617\text{ W}$ 에서 4168 W로, 축 회전속도는 $N = 215\text{ rpm}$ 에서 1781 rpm으로 증가한다. 폐열량 증가에 따라 팽창기 효율은 72.2%~69.5% 범위에서 완만하게 감소하고, 랭킨 사이클 효율도 팽창기 효율과 연동되어 대략 10.8%~10.4% 범위에서 완만한 감소 추세를 보인다. 폐열량 증가할 때, 팽창기의 효율이 감소하게 되는 것은 폐열량 증가에 따라 로우터의 회전 속도도 증가하므로 각 실린더로 흡입되는 스팀의 유동이 제한받게 되어 단열팽창 효율 η_{ad} 이 감소하는 것이 주된 원인이다. 체적효율은 밸브 몸체와 로우터 전면과의 간극에 큰 영향을 받는데 본 논문에서는 이 부분에서 발생하는 누설에 대한 정확한 계산을 다루지 못하였고 단지 $\eta_v = 85\%$ 로 가정하였다. 기계효율도 폐열량 증가에 따라 감소하기는 하지만 그 변화폭은 매우 미미하다.

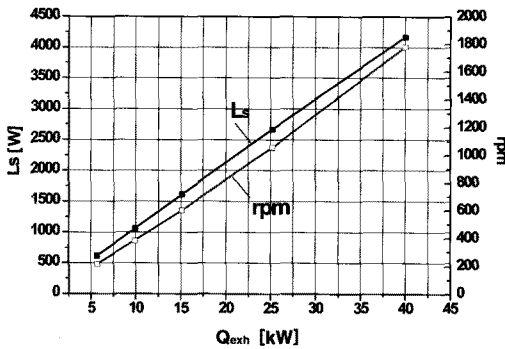


Fig. 10 Shaft output and speed vs. waste heat.

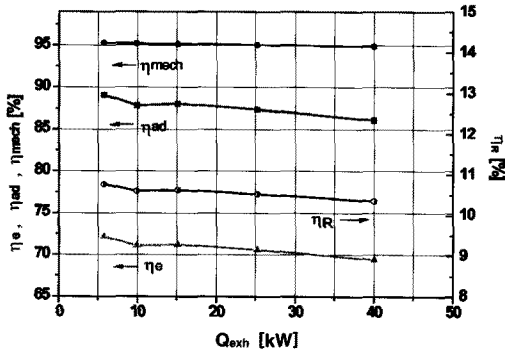


Fig. 11 Expander and Rankine cycle efficiencies vs. waste heat.

6. 결 론

내연기관으로부터 배출되는 배기가스의 배열을 회수하기 위한 스팀 랭킨 사이클에서,

(1) 스팀의 열에너지를 유효 동력으로 전환시킬 수 있는 사판식 팽창기에 대한 개념 설계를 제시하였고 설계된 팽창기에 대해 성능해석을 수행하였다.

(2) 설계된 팽창기는 8개의 실린더를 가지며, 피스톤 직경은 30.2 mm, 팽창비는 10.5, 그리고 행정 체적은 208 cc이다.

(3) 정격 운전 조건인 팽창기 입구 압력 $P_s = 35$ bar 및 온도 $t_3 = 300^\circ\text{C}$ 에서 스팀 에너지 25 kW로

부터 팽창기는 2.67 kW의 출력을 발생시키며, 이때의 팽창기 효율은 $\eta_e = 70.6\%$ 이다.

(4) 배기가스 폐열량이 $Q_{exh} = 5.7$ kW에서 40 kW로 증가하면 축 출력은 $L_s = 617$ W에서 4168 W로, 축 회전속도는 $N = 215$ rpm에서 1781 rpm으로 증가하며, 팽창기 효율과 랭킨 사이클 효율은 각각 72.2%~69.5% 및 10.8%~10.4%의 범위에서 완만한 감소를 보인다.

후 기

본 연구는 2009년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- Husband, W. and Beyene, A., 2008, Low-grade heat-driven Rankine cycle, a feasible study, International Journal of Energy Research, Vol. 32, pp. 1371-1382.
- Kim, H. J., Ahn, J. M., Park, I. and Rah, P. C., 2007, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Journal of Power and Energy, Vol. 221, No. 5, pp. 705-711.
- 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, 2007SAE 2007-01-0257.
- 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, 2006SAE 2006-01-1605.
- Development of steam powered co-generation system for automobile fuel consumption improvement, Ministry of Knowledge Economy Technical Report[1], April 2010.