

자동차 배기가스 폐열 회수용 팽창기 개념설계

*김 현재¹⁾, 김 유찬²⁾, **김 현진³⁾

Conceptual design of an expander for waste heat recovery of an automobile exhaust gas

*Hyunjae Kim, Youchan Kim, **Hyunjin Kim

Abstract : A steam Rankine cycle was considered to recover waste heat from the exhaust gas of an automobile. Conceptual design of a swash plate type expander was practiced to convert steam heat to shaft power. 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 1.93 kW from the exhaust gas waste heat of 20 kW. The expander output increased linearly accordingly to the amount of exhaust gas waste heat in the range of from 10-40 kW, and the Rankine cycle efficiency was more or less constant at about 9.6% regardless of the waste heat amount.

Key words : Steam expander (스팀 팽창기), Swash plate (사판), Rankine cycle (랭킨 사이클), Waste heat (폐열), Exhaust gas (배기가스), Expander efficiency (팽창기 효율)

Nomenclature

h : enthalpy, kJ/kg
 \dot{m} : mass flow rate, kg/s
 L : power, W
 Q : heat, W
 V : volume, m^3
 P : pressure, Pa
 s : entropy, kJ/kg
 PR : pressure ratio
 M : mass, kg
 N : shaft rotation speed, rpm
 x_g : vapor fraction

Subscripts

exh : exhaust
s : steam, shaft
R : Rankine
e : expander
1,2,3,4 : state of steam in Fig.1

Greeks

ε : clearance volume ratio
 η : efficiency
 ρ : density
 δ : inclination angle of swash plate

1. 서론

최근 지구 자원 보존 및 CO₂ 배출 절감 등의 환경 보존을 위해 화석 에너지의 사용을 줄이고 에너지 기기의 효율을 높이려고 하는 가운데, 폐열 에너지를 회수하여 유용한 축 동력으로 전환

-
- 1) 인천대학교 기계공학과 석사과정
E-mail : soricook@naver.com
Tel : (032) 835-4542 Fax : (032)835-0772
 - 2) 인천대학교 기계공학과 학부생
E-mail : youchan84@naver.com
Tel : (032)835-4542 Fax : (032)835-0772
 - 3) 인천대학교 기계공학과 교수
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr
Tel : (032)835-8419 Fax : (032)835-0772

하는 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 사례들이 있다. 또한 근래 들어 자동차 배기가스의 폐열을 회수하여 연비를 향상시키려는 시도들도 보고되고 있다. ^{(1),(2)}

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 차량용 엔진으로부터 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하는 랭킨 사이클에서 열에너지를 동력으로 전환하는 팽창기에 대한 개념설계를 제시하고자 한다.

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 고온고압 상태의 스팀이 팽창기(3→4)를 통과하면서 축동력을 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} , 팽창기 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.

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

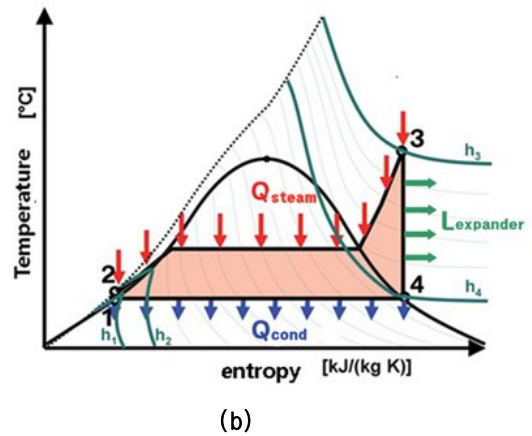
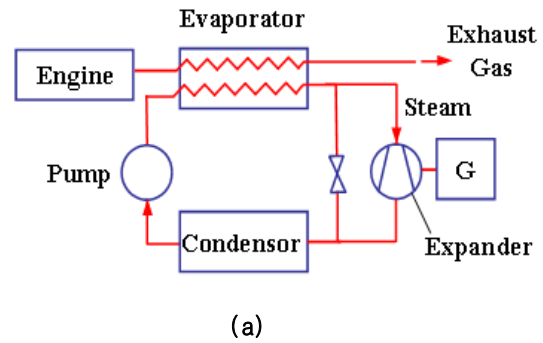


Fig. 1 Exhaust gas heat recovery system: (a) Steam cycle with expander as a power converter, (b) T-s diagram

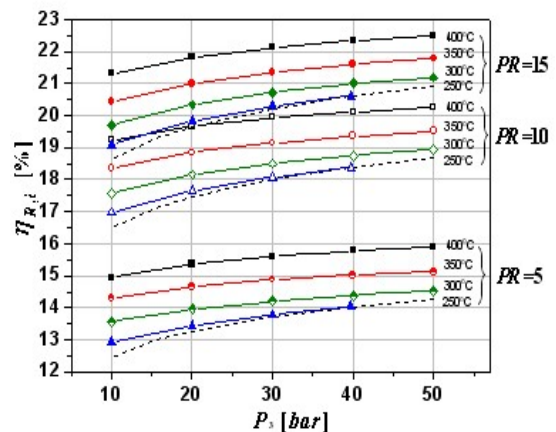


Fig. 2 Efficiency of ideal Rankine cycle

Fig. 2는 증발기 출구, 즉 팽창기 입구에서 압력 및 온도 조건 변화에 따른 이상 랭킨 사이클 효율 $\eta_{R,i}$ 의 변화를 보여준다. 압력범위 10bar~50bar 및 온도범위 200°C~400°C에서 팽창기의 팽창비가 일 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 $P_3=50\text{bar}$, 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 $P_3=35\text{bar}$ 로 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 잡으려 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 필요하므로 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.

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

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 종료시의 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. 3는 팽창 개시각 θ_3 에 따른 팽창비 PR 의 변화를 보여준다.

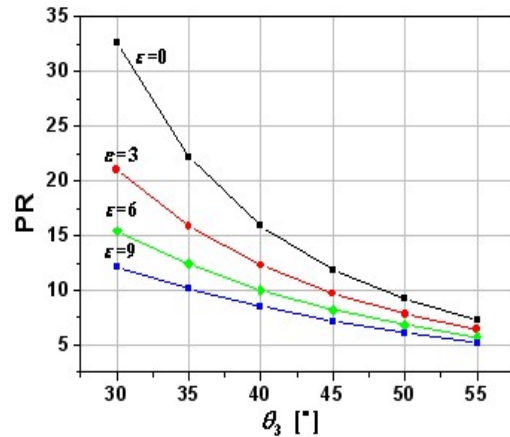


Fig. 3 Expansion pressure ratio vs. expansion starting angle

3.2 스팀유량 및 운전속도

배기가스 폐열 Q_{exh} 과 스팀 발생량 \dot{m}_s 의 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 20 kW, 차속 변화에 따라서는 10~40 kW의 범위를 갖는 경우에 대해 생각해 보고자 한다. 폐열회수 장치의 열회수율을 $\eta_{HR}=0.8$ 로 그리고, 팽창기의 체적효율을 $\eta_v=0.8$ 로 가정하면 스팀의 질량유량 및 팽창기 회전속도는 Fig. 4와 같다. 팽

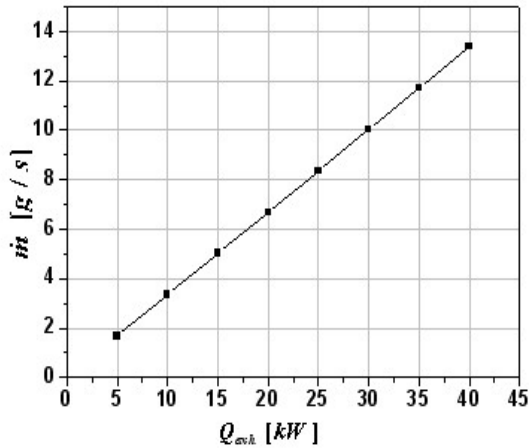


Fig. 4 Steam mass flow rate vs. exhaust gas heat energy

창기 회전속도는 팽창기 행정체적에 따라 달라진다.

3.3 팽창기 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 소형 엔진의 피스톤 최소 직경은 제초기용 엔진에 사용되는 직경 30.2mm 의 것이 있다. 따라서 본 설계에서는 피스톤의 직경을 $d_c = 30.2mm$ 로 고정한다. 흡입밸브 포트 구조 및 스팀 유입의 연속성 등을 고려하여 실린더 수를 $n_c = 8$ 으로 하고, 이럴 때의 구조적 안전성을 위해 실린더 간의 적정 거리를 반영하여 로우터를 설계하면 사판의 유효직경은 $R_{sw} = 50mm$ 가 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. 5는 이렇게 설계된 사판식 팽창기의 단면도이다.

3.4 팽창기의 팽창 성능

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.

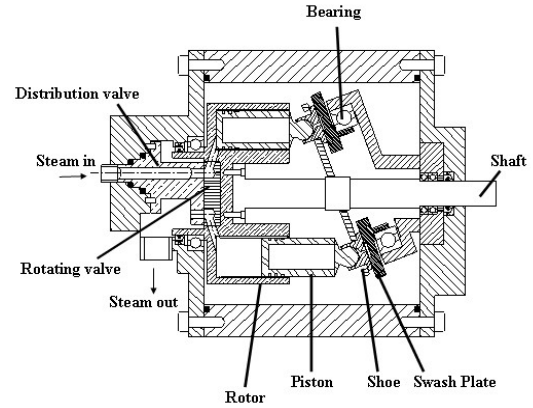


Fig. 5 Swash plate type expander

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

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.

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

Fig. 6(a)는 설계운전조건에서 구한 압력 선도를 보여준다. 이 팽창선도로부터 구한 팽창 동력은 $L_{PV} = 2143 W$ 이다. 팽창기의 기계적 효율을 $\eta_m = 0.9$ 로 가정하면, 축 출력은 $L_s = \eta_m L_{PV} = 1929 W$ 이고, Fig.1 (b)의 T-s 선도에서 팽창기 입구 및 출구에서 스팀이 가지고 있는 엔탈피는 각각 $h_3 = 2978.4 kJ/kg$, $h_4 = 2529.4 kJ/kg$ 이므로 팽창기 효율은

$$\eta_c = \frac{L_s}{m_s(h_3 - h_4)} = 0.637$$

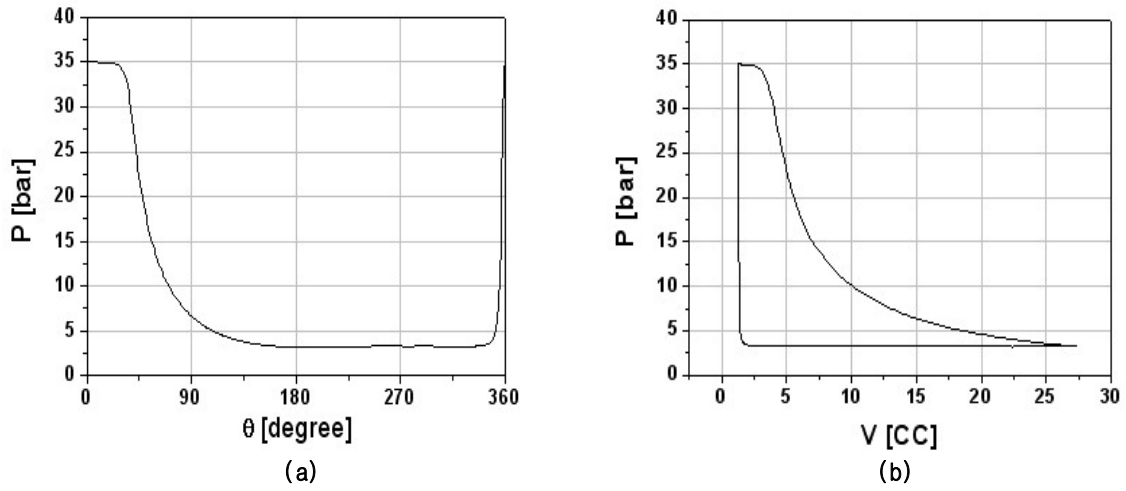


Fig. 6 Pressure diagram: (a) $P-\theta$ diagram, (b) P-V diagram

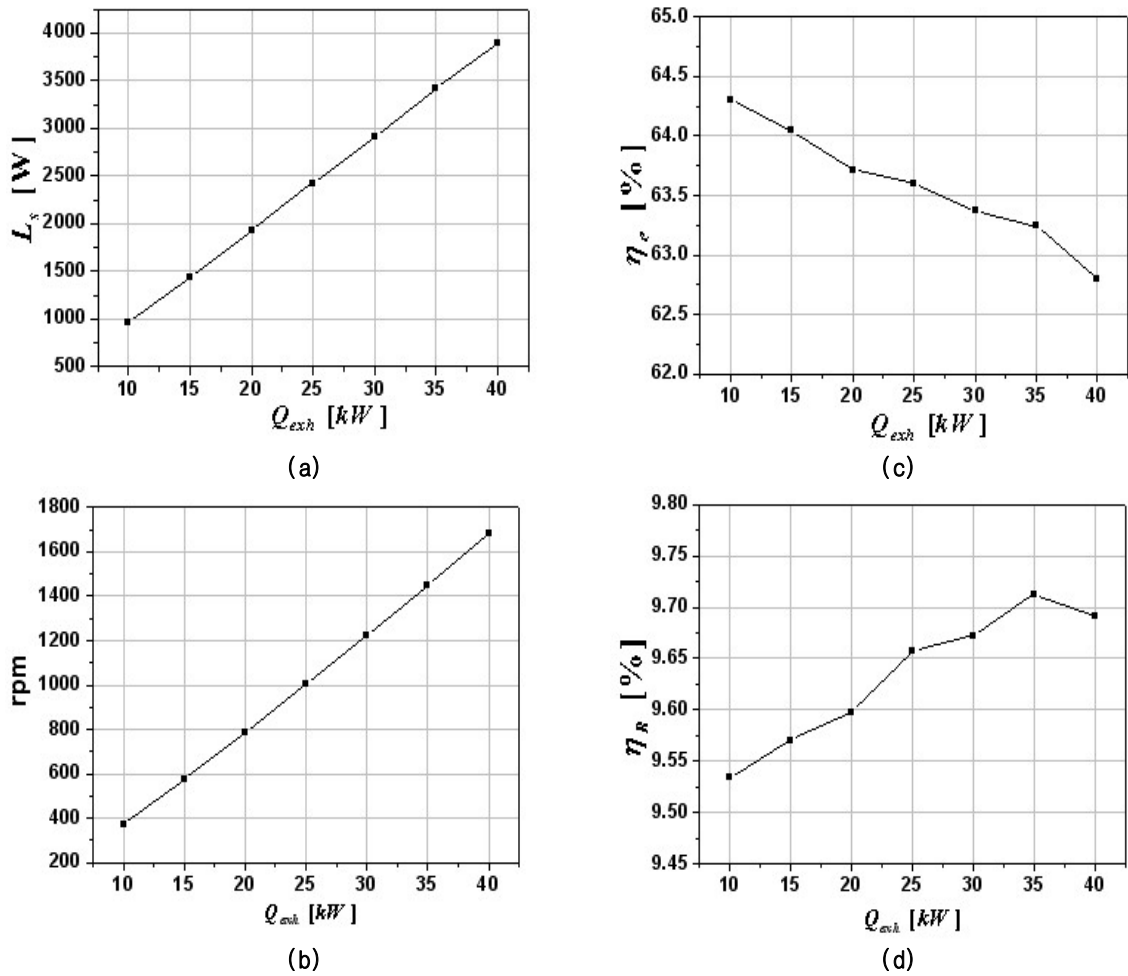


Fig. 7 Expander performance: (a) shaft power, (b) shaft speed, (c) expander efficiency, (d) Rankine cycle efficiency

Fig.7은 차량 속도 변화에 따라 배기가스 폐열량이 변화할 때 팽창기 출력과 팽창기 효율, 그리고 랭킨 사이클의 효율을 보여준다. 팽창기 출력은 배기가스 폐열량에 거의 선형적으로 비례하여 증가하며 이에 따라 팽창기 운전속도도 선형으로 증가한다. 폐열량 $40kW$ 에서 팽창기 운전속도는 $1682rpm$ 이다. 폐열량이 증가함에 따라 팽창기 효율은 약 64.5%~63%의 범위에서 미세하게 감소하고 랭킨 사이클 효율은 약 9.5%~9.7% 범위에서 증가 추세를 보인다.

4. 결론

차량용 엔진으로부터 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하는 스팀 랭킨 사이클의 동력 발생용 사판식 팽창기에 대해,

(1) 배기가스 폐열량 $10kW\sim40kW$ 의 범위에 대해 적용 가능한 팽창기로서 팽창비가 10 정도인 사판식 팽창기에 대한 개념 설계를 제시하였다.

(2) 기존의 소형 엔진용 피스톤 링의 사용을 염두에 두어 행정체적을 208cc로 하였을 때, 주어진 배기가스 폐열량 범위에서 운전속도 $374\sim1682rpm$ 을 가지며,

(3) 배기가스 폐열량이 변화해도 팽창기 효율은 64.5%~63%의 범위에서 랭킨 사이클 효율은 9.5%~9.7% 범위에서 미세한 변화를 보인다.

References

- [1] Endo T., Kawajiri S., Kojima Y., Takahashi K., Baba T., Ibaraki S., Takahashi T., Shinohara M. : Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines, 2007SAE 2007-01-0257, 2007
- [2] Diego A., Arias, Timothy A., Shedd and Ryan K., Jester : Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle, 2006SAE 2006-01-1605, 2006