

스털링기관용 재생기에 관한 기초연구 ( I )  
- 재생기의 열교환 유효도가 기관 출력에 미치는 영향 -

Basic Study on the Regenerator of Stirling Engine ( I )  
- The influence of the heat exchange effectiveness of the regenerator on the engine power -

김태한      이시민      이정택  
정희원      정희원      정희원  
T. H. Kim    S. M. Lee    J. T. Lee

ABSTRACT

The indicated power of Stirling engine was affected by the heat exchange effectiveness of the regenerator. The temperature difference of working fluid between the expansion and the compression space of Stirling engine depends on the heat exchange effectiveness of the regenerator. The influence of the temperature ratio of expansion space to compression space of Stirling engine on the indicated power was analyzed by using Schmidt analysis in this study. In the Stirling engine, as the temperature ratio increased, the indicated power generally decreased. Therefore, it is necessary to develop the regenerator of high effectiveness. The actual indicated power was shown 64.9 percent of the predicted indicated power in maximum and 47.2 percent of that in minimum due to increased dead volume of engine, the loss of flow friction and heat transfer in the regenerator.

**Keywords :** Stirling Engine, Indicated power, Regenerator, Temperature ratio.

1. 서      론

최근 국제 원유가의 상승으로 인해 대체연료를 이용할 수 있는 농업용 열기관 개발이 요구되고 있다. 이에 연료의 종류와는 무관하게 어떤 형태의 연료도 이용 가능한 스텔링기관이 농업용 동력 원으로서 검토되고 있는 실정이다. 스텔링기관의 사이클은 원리적으로 재생사이클이므로 에너지 변환효율은 주로 재생기의 열교환유효도에 따라 결정되며, 이로 인해 스텔링기관의 팽창공간과 압축공간의 온도차가 달라지고 결과적으로 이것은 기관출력에 큰 영향을 미친다.

따라서 본 연구에서는 재생기의 열교환 유효도

에 의해 결정되는 스텔링기관의 팽창공간과 압축공간의 동작유체 온도차가 기관의 출력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 해석대상기관에 대해 Schmidt의 해석법(Reader et al., 1983)을 적용하여 온도차 변화에 따른 출력변화를 분석하였다.

2. 재생기의 이론적인 온도분포 및 열교환유효도

재생기 축열체 및 재생기내 동작유체의 이론적인 온도분포는 그림 1과 같다.  
(Lazarides et al., 1984)

This article was submitted for publication in September 2001 reviewed in November 2001, and approved for publication by the editorial board of KSAM in November 2001.

The authors are T. H. Kim, Professor, J. T. Lee, Research Assistant, Dept. of Agricultural Machinery Engineering, Kyungpook National University, Taegu, Korea and S. M. Lee, Section Head, Korea Agricultural Machinery Industry Cooperative, Seoul, Korea.

The corresponding author is Tae Han Kim, Professor, Agricultural Machinery Engineering, Kyungpook National University, 1370 Sankyuk-dong, Buk-gu, Daegu, 702-701, Korea. Fax: (053) 950-6780 E-mail: <thkim@knu.ac.kr>.

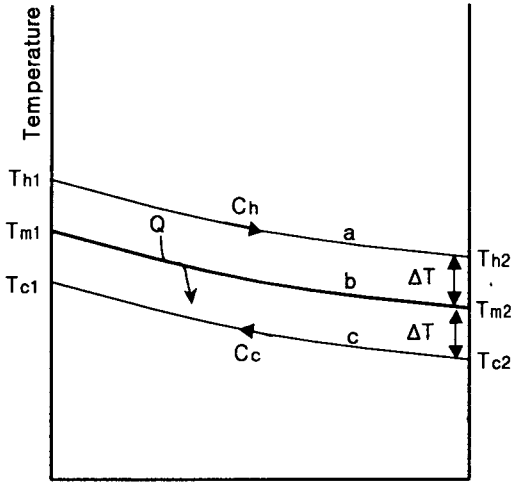


Fig. 1 Temperature distribution model in the regenerator.

- $T_{h1}$  : 고온유동시 재생기입구의 유체 온도
- $T_{h2}$  : 고온유동시 재생기출구의 유체 온도
- $T_{c1}$  : 저온유동시 재생기출구의 유체 온도
- $T_{c2}$  : 저온유동시 재생기입구의 유체 온도
- $T_{m1}$  : 고온부의 재생기 축열체 온도
- $T_{m2}$  : 저온부의 재생기 축열체 온도
- $C_h$  : 고온부 동작유체의 비열
- $C_c$  : 저온부 동작유체의 비열

그림 1에서 화살표는 동작유체의 유동방향을 나타낸다. 즉 동작유체가 가열기로부터 냉각기쪽으로 유동할 경우(hot-blow)는 온도분포도의 위의 선(a)으로 이 때에는 동작유체로부터 재생기 축열체로 열이 전달되고, 반대로 동작유체가 냉각기로부터 가열기 쪽으로 유동할 경우(cold-blow)는 온도분포도의 아래선(c)으로 이 때에는 재생기 축열체로부터 동작유체로 열이 전달된다. 이때 스티어링기관은 고온부에서 저온부로의 유동(hot-blow)과 저온부에서 고온부로의 유동(cold-blow)의 평균 유량이 같고 또한 동일한 열 특성을 가진다.

즉  $C_h = C_c$ 이므로 온도차  $\Delta T$ 는 같다. 따라서 재생기의 열교환유효도(heat exchange effectiveness)를  $\epsilon$ 으로 나타내면 식(1)과 같다(Urieli et al., 1984).

$$\epsilon \equiv \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{(T_{h1} - T_{c2})} \quad (1)$$

또한 그림에서  $2\Delta T = T_{h2} - T_{c2}$  이므로 식

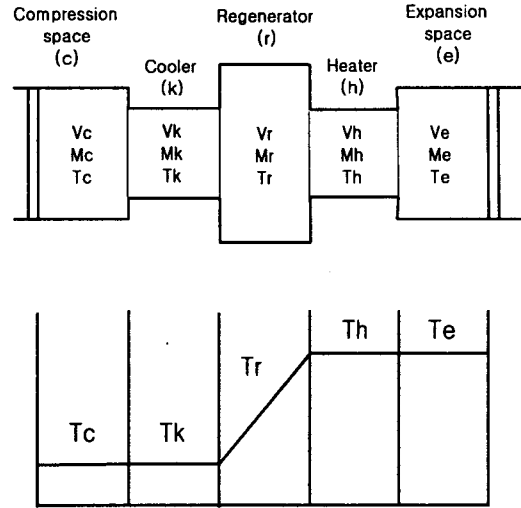


Fig. 2 Temperature distribution model of the Stirling engine for theoretical analysis.

(1)은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{1}{1 + 2\Delta T / (T_{h1} - T_{h2})} \quad (2)$$

따라서 이상적인 재생 사이클이 수행될 경우 재생기의 열교환유효도( $\epsilon$ )는 최대로서 1이 되고, 이는 재생기 양단의 온도차가 클수록 즉 온도비( $\tau = T_{h2}/T_{h1}$ )가 작을수록 1에 가까워진다.

### 3. 기관의 출력 해석

그림 2는 스티어링기관의 팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간 등 5개의 공간에 대해 기관의 출력성능에 큰 영향을 미치는 동작유체의 온도분포를 나타낸 것이다(Urieli et al., 1984).

Schmidt 해석에 의해 이론적 해석할 때 다음의 가정에 의해 기관출력을 계산하였다.

- 1) 동작유체의 유동손실은 없다.
- 2) 기관내의 동작유체의 압력은 일정하다.
- 3) 기관내의 5공간에서의 동작유체 온도는 사이클 중 각각의 온도로서 일정하게 유지되고 압축, 팽창은 등온으로 변화한다.
- 4) 재생기내의 동작유체 온도는 가열기와 냉각기내의 동작유체 평균온도로 유지된다.
- 5) 팽창 및 압축공간의 체적은 정현파형으로 변화한다.

6) 재생기에서의 열손실은 없고 완전한 열교환을 수행한다.

7) 동작유체는 완전가스 상태방정식에 따르고 기관 외부로의 열손실은 없다.

이상의 가정에 의해 디스플레이서 실린더내의 팽창 및 압축공간의 순간체적을 각각  $V_e$ ,  $V_{cs}$ 라 하고, 디스플레이서의 행정체적을  $V_s$ 라 하면 팽창공간의 순간체적( $V_e$ )은 식(3)과 같고, 압축공간의 순간체적( $V_{cs}$ )은 식(4)로 된다

$$V_e = \frac{V_s(1 + \cos \phi)}{2} + V_{de} \quad (3)$$

$$V_{cs} = \frac{V_s(1 - \cos \phi)}{2} + \frac{V_p\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}}{2} + V_{dc} \quad (4)$$

$V_{dc}$  = 팽창공간의 불용체적

$V_{dcs}$  = 압축공간의 불용체적

$\alpha$  = 위상지연각(°)

$\phi$  = 크랭크각( $0^\circ \sim 360^\circ$ )

피스톤의 행정체적을  $V_p$ 라 하고, 피스톤의 실린더내 압축공간의 순간체적을  $V_{cp}$ 라 하면  $V_{cp}$ 는 식(5)와 같이 된다.

$$V_{cp} = \frac{V_p\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}}{2} + V_{dcp} \quad (5)$$

$$= x \frac{V_s\{1 + \cos(\phi - \alpha)\}}{2} + V_{dcp}$$

여기에서

$x$  = 행정체적비( $V_p/V_s$ ),

$V_{dcp}$  = 실린더 압축공간의 불용체적

또한 가열기의 불용체적을  $V_h$ , 재생기의 불용체적을  $V_r$ , 냉각기의 불용체적을  $V_k$ 라 하고 기관내 각부의 동작유체 질량을  $M$ , 기관내의 순간압력을  $P$ , 가스 정수를  $R$ , 각부의 온도분포  $T$ 를 이용해서 각 공간에 대해 완전가스상태방정식을 적용하면, 다음의 식(6)~(11)과 같이 된다.

$$PV_e = M_e RT_e \quad (6)$$

$$PV_{cs} = M_{cs} RT_c \quad (7)$$

$$PV_{cp} = M_{cp} RT_c \quad (8)$$

$$PV_h = M_h RT_h \quad (9)$$

$$PV_r = M_r RT_r \quad (10)$$

$$PV_k = M_k RT_k \quad (11)$$

체적기준으로 디스플레이서의 행정체적  $V_s$ 를 이용하여 각 불용체적을 무차원화 하면 식(12) ~

(16)과 같이 된다.

$$\frac{V_{de}}{V_s} = X_1 \quad (12)$$

$$\frac{V_h}{V_s} = X_2 \quad (13)$$

$$\frac{V_r}{V_s} = X_3 \quad (14)$$

$$\frac{V_k}{V_s} = X_4 \quad (15)$$

$$\frac{V_{dc}}{V_s} = X_5 \quad (16)$$

여기서 전압축공간의 불용체적은  $V_{dc} = V_{dcs} + V_{dcp}$ 이다.

또한 재생기내의 동작유체 온도  $T_r$ 은 식(17)과 같이 된다.

$$T_r = \frac{T_h + T_k}{2} \quad (17)$$

$$M_t = M_e + M_{cs} + M_{cp} + M_h + M_r + M_k \quad (18)$$

$$= \frac{P V_s}{2R} \cdot \left[ \frac{1 + \cos \phi}{T_e} + \frac{1 - \cos \phi}{T_c} + \frac{x(1 + \cos \phi)}{T_c} + \frac{2 X_1}{T_e} + \frac{2 X_2}{T_h} + \frac{2 X_3}{T_r} + \frac{2 X_4}{T_k} + \frac{2 X_5}{T_c} \right]$$

위의 각 식으로부터 동작유체의 전 질량  $M_t$ 를 구하면 식(18)과 같이 된다.

이 식에서 온도비( $\tau$ ) =  $T_r/T_h$ , 비열비를  $k$ 라 하면 식(18)은 식(19)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M_t = \frac{P V_s}{2R T_c} \left[ (\tau - 1 + x \cos \alpha) \cos \phi + x \sin \alpha \sin \phi + (\tau + 1 + x) + \frac{4 \tau X_3}{(\tau + 1)} + 2 \tau X_1 + 2 \tau X_2 + 2 \tau X_4 + 2 \tau X_5 \right] \quad (19)$$

이 식으로부터 동작유체의 압력을 구하면 식(20)과 같이 된다.

$$P = \frac{K}{1 + A \cos(\phi - \theta)} \quad (20)$$

여기에서

$$K = (2 M_t R T_c) / V_s \left\{ \tau + 1 + x + \frac{4 \tau X_3}{(\tau + 1)} + 2 \tau X_1 + 2 \tau X_2 + 2 \tau X_4 + 2 \tau X_5 \right\}$$

$$A = \sqrt{(\tau - 1 + x \cos \alpha)^2 + (x \sin \alpha)^2} / (\tau + 1 + x + \frac{4\tau X_3}{(\tau + 1)} + 2\tau X_1 + 2\tau X_2 + 2\tau X_4 + 2\tau X_5)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{x \sin \alpha}{(\tau - 1 + x \cos \alpha)}$$

식(20)에서 압력이 최대가 되는 것은  $\varphi = \theta + \pi$  일 때로서 그 압력을  $P_{max}$ 라 하고,  $P_{max}$ 를 구하면 식(21)과 같이 된다.

$$P_{max} = \frac{K}{1-A} \quad (21)$$

식(20)에서 압력이 최소가 되는 것은  $\varphi = \theta$  일 때로서 그 압력을  $P_{min}$ 이라 하고,  $P_{min}$ 를 구하면 식(22)과 같이 된다.

$$P_{min} = \frac{K}{1+A} \quad (22)$$

또한 사이클 중의 평균압력  $P_{mean}$ 은 위의 식을 사용해서 식(23)으로 나타낼 수 있다.

$$P_{mean} = \oint_0^{2\pi} p d(\phi - \theta) = P_{max} \sqrt{\frac{1-A}{1+A}} \quad (23)$$

또한 압력  $P$ 를 사이클 중의 평균압력  $P_{mean}$ 으로 무차원화하면 식(24)로 된다.

$$p = \frac{P}{P_{mean}} = \frac{\sqrt{(1-A^2)}}{1+A \cos(\phi - \theta)} \quad (24)$$

식(20)의 압력과 식(3), (4), (5)의 순간체적을 이용해서 사이클당 피스톤이 행한 일을 계산하면 팽창일  $Q_{es}$ 와 압축일  $Q_{cs}$ 는 식(25), (26)과 같이 된다.

$$Q_{es} = \oint P dV_e \quad (25)$$

$$Q_{cs} = \oint P dV_c \quad (26)$$

여기에서  $V_c = V_{cs} + V_{cp}$

또한 도시일  $Q_s$ 는 식(27)과 같이 되고

$$Q_s = Q_{es} + Q_{cs} \quad (27)$$

열효율  $\eta$ 는 식(28)과 같이 구해진다.

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_{es}} = 1 - \tau \quad (28)$$

#### 4. 해석 기관의 제원

본 연구에 사용된 해석 기관 (Okamoto et al., 1991)은 2 실린더, 1축 크랭크식 단동 피스톤-디

Table 1. Specifications of the Stirling engine used in this study

Items	Specifications
Engine type	single acting piston-displacer
Working gas	air
Bore × stroke Piston (swept volume) Displacer (swept volume)	55.5 × 35mm 85cm <sup>3</sup> 55.6 × 70mm 170cm <sup>3</sup>
Heat exchanger Regenerator matrix size	steel wool(φ0.035mm) (I.D:φ54mm, O.Dφ74mm. L:139mm)
Cooler type size	water jacket 78mm × 101mm(φ × L)
Seal device Piston Displacer rod	metal welded bellows lip seal(φ0.4, 0.6t)

스프레서(displacer)형 기관으로서 벨로우즈형(bellows type)의 피스톤과 재생기, 디스플레이서, 크랭크 기구, 가열기 및 냉각기로 구성되어 있다. 이 기관은 디스플레이서 실린더 외부에 가열기와 냉각기를 설치하여 불용체적을 최소화하였고 디스플레이서를 이중원통으로 하여 외통을 재생기로 한 구조이다. 동작유체는 공기를 사용하는 기관이다. 해석 기관의 제원은 표 1과 같다.

표에서와 같이 피스톤의 행정체적은 85cm<sup>3</sup>, 디스플레이서의 행정체적은 170cm<sup>3</sup>이다.

#### 5. 결과 및 고찰

가. 온도비 변화가 기관출력에 미치는 영향

전술한 가정에 의해 온도비( $\tau$ )의 변화가 도시출력( $W_i$ )에 미치는 영향을 계산한 결과와 실측치를 그림 3과 4에 나타내었다. 출력은 P-V 선도로 부터 계산한 도시출력( $W_i$ )를 사이클중의 평균압력  $P_{mean}$ 과 총행정체적( $V_p+V_s$ )으로 무차원화한 출력비 [ $W_r = \{W_i/P_{mean}(V_p+V_s)\}$ ]에 의해 나타낸 것이다.

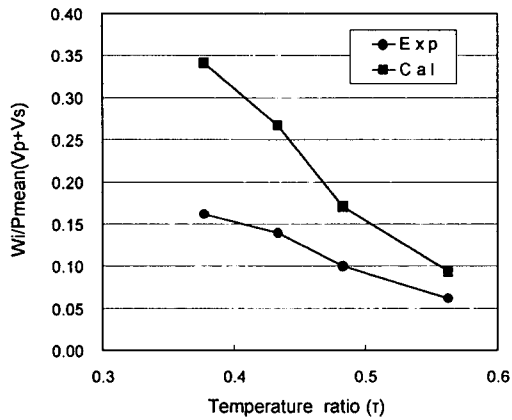


Fig. 3 Effect of the temperature ratio( $\tau$ ) on the dimensionless power ratio ( $W_r$ ).

본 해석에 사용한 공시기관은 디스플레이서 외부에 가열기와 냉각기를 설치하여 불용체적을 최소화한 구조이므로 출력계산에서는 디스플레이서 행정체적에 대한 가열기와 냉각기의 불용 체적비 ( $X_2, X_4$ )를 0으로 하였다.

또한 공시기관의 각 공간에 대해 디스플레이서 행정체적에 대한 불용체적의 비를 계산한 결과, 팽창공간의 불용체적비  $X_1=0.02$ , 재생기의 불용체적비  $X_3=1.75$ , 압축공간의 불용체적비  $X_5=0.36$ 이었고, 행정체적비  $\chi$ 는 0.5, 압축공간의 온도는 22℃로 거의 일정하였고, 동작유체는 공기를 이용하였기 때문에 비열비  $k=1.40$ 이었다. 이상의 수치를 이용하여 Schmidt 해석에 관한 시뮬레이션 프로그램에 의해 압력 및 도시출력을 계산하였다.

그림 3은 디스플레이서에 대한 피스톤의 위상지연각( $\alpha$ )이 90° 일 때의 결과이다. 그림에서와 같이 온도비의 증가와 더불어 도시출력은 계산치와 실측치 모두 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 온도비가 증가하면 열교환기의 열교환 유효도가 감소하고 이로 인해 기관의 압력이 감소하기 때문이다. 따라서 온도비를 감소시킬 수 있는 재생기 즉 기관의 팽창공간과 압축공간의 온도차를 크게 할 수 있는 재생기 개발이 요구된다. 또한 그림에서 실측치와 계산치를 비교하면 실측치는 계산치의 최대 64.9%, 최소 47.2%로 나타났다. Tew 등 (Urieli, et al., 1984)이 Gpu-3 기관에 대해 도시출력의 실측치와 계산치를 비교한 결과 실측치는 계산치의 58.7%로 나타났다고 하였고, Kitzner(Urieli

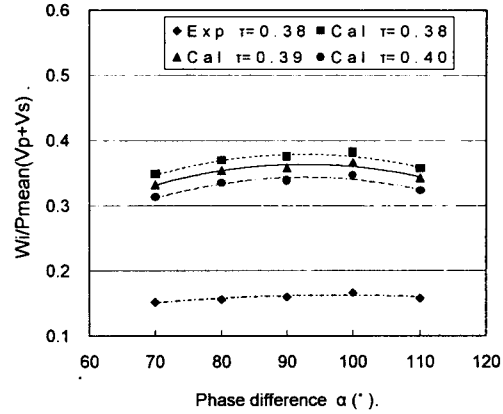


Fig. 4 Effect of phase difference( $\alpha$ ) on the dimensionless power ratio( $W_r$ ).

I. et al., 1984)는 Ford philips 4-215기관에 대해 도시출력의 실측치와 계산치를 비교한 결과 실측치가 계산치의 61.1%로 나타났다고 하였다.

이와 같이 계산치가 실측치에 비해 크게 나타나는 것은 출력계산에서 재생기의 열교환 유효도에 영향을 미치는 제 인자, 즉, 재생기의 전열손실, 유동마찰손실, 불용체적에 의한 영향 등의 각종 손실인자를 고려하지 않았기 때문이다. 또한 그림에서와 같이 온도비가 낮을수록 실측치와 계산치의 오차가 크게 나타나는 것은 온도비가 낮은 경우 기관의 회전속도 증가에 따른 기계손실이 증가하여 실측치가 더 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

그림 4는 디스플레이서에 대한 피스톤의 위상지연각 별로 온도비의 변화에 따른 출력변화를 나타낸 것이다. 그림에서 실측치는 온도비가 0.38일 때의 결과이다. 그림에서와 같이 온도비가 0.40에서 0.38로 감소함에 따라 모든 위상 지연각에 대해 출력이 증가함을 알 수 있다. 따라서 전술한 바와 같이 온도비를 감소시킬 수 있는 재생기의 개발이 요구된다. 또한 온도비 0.38에서 각각의 위상지연각에 대한 실측치와 계산치를 비교한 결과 위상지연각 90° 에서 실측치는 계산치의 42.3%로 오차가 최소였으며 위상지연각 110° 에서 실측치는 계산치의 44.3%로 오차가 최대였으나 위상지연각의 상이함에 따른 계산치와 실측치사이의 오차의 크기는 거의 비슷함을 알 수 있었다.

나. 온도비 변화가 기관의 평균압력에 미치는 영향

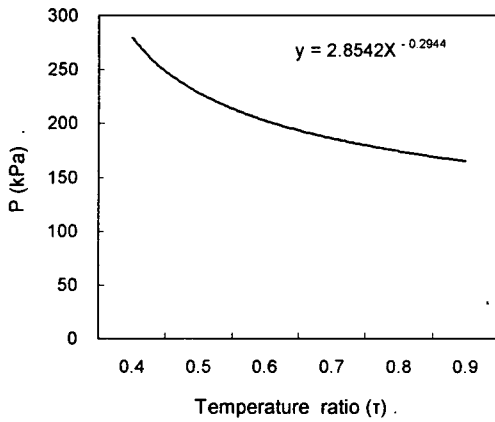


Fig. 5 Effect of the temperature ratio( $\tau$ ) on the pressure in the Stirling engine.

그림 5는 온도비가 기관의 평균압력에 미치는 영향을 나타낸 것이며, 식(23)에 대해 팽창공간의 불용체적비  $X_1=0.458$ , 가열기공간의 불용체적비  $X_2=7.43$ , 재생기공간의 불용체적비  $X_3=1.91$ , 냉각공간의 불용체적비  $X_4=4.31$ , 압축공간의 불용체적비  $X_5=0.458$ , 행정체적비  $\chi=1$ , 디스플레이서에 대한 피스톤의 위상지연각( $\alpha$ )는  $90^\circ$ 를 기준으로 계산한 결과이다.

그림에서와 같이 온도비의 증가와 더불어 기관의 압력은 감소함을 알 수 있었다.

## 6. 요약 및 결론

스털링기관의 사이클은 원리적으로 재생사이클이므로 에너지 변환효율은 재생기의 열교환 유효도에 따라 결정되며, 결과적으로 이것은 기관출력

에 큰 영향을 미친다.

따라서 본 연구에서는 재생기의 열교환 유효도에 의해 결정되는 스텔링기관의 팽창공간과 압축공간의 동작유체 온도차가 기관의 출력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 해석대상기관에 대해 Schmidt의 해석법을 적용하여 온도차 변화에 따른 출력변화를 분석하였고 또한 이를 검증하기 위하여 계산한 출력과 실측치를 비교하였다. 그 결과, 온도비의 증가와 더불어 도시출력은 계산치와 실측치 모두 감소하는 경향을 나타내었다. 따라서 온도비를 감소시킬 수 있는 재생기 개발이 요구된다. 또한 실측치와 계산치를 비교한 결과 실측치는 계산치의 최대 64.9%, 최소 47.2%로 나타났다. 또한 기관의 압력도 온도비의 증가와 더불어 감소하였다.

## 참 고 문 헌

1. Reader, G. T. and C. Hooper. 1983. Stirling Engines. Great Britain at the Univ. Press, Cambridge, London, U. K. p 341-370.
2. Urieli, I. and D. M. Berchowitz. 1984. Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger Ltd., Bristol. p20-50, p86-97.
3. Lazarides, Y. G., C. J. Rallis and D. B. Kilgour. 1984. Analysis and Design of Regenerators for Stirling Cycle Machines. Proc. of the 19th IECEC: 2061-2066.
4. Okamoto, T., T. H. Kim and O. Kitani. 1991. Basic Studies on Stirling Engine Using Combustion Heat of Biomass(Part2). Journal of the JSAM 53(4):3-9. (In Japanese)