

스터링기관용 재생기에 관한 기초연구 (I)

- 재생기 성능이 기관 출력에 미치는 영향 -

Basic Study on the Regenerator of Stirling Engine (I)

- An Influence of the Regenerator Effectiveness on Power -

김 태 한*	이 시 민**	이 정 택*
정회원	정회원	정회원
T.H.Kim	S.M.Lee	J.T.Lee

1. 서론

스터링기관의 사이클은 원리적으로 재생 사이클이므로 재생기의 에너지 변환효율은 재생기의 성능에 따라 결정되며, 이로 인해 스텀링기관의 팽창공간과 압축공간의 온도차가 달라지고 결과적으로 이것은 기관출력에 큰 영향을 미친다. 그리고 재생기의 성능에 영향을 미치는 인자는 전열, 유동마찰손실 등을 들 수 있으며 이들은 작동유체의 종류와 재생기 축열체의 재질 및 형상에 의해 결정된다.

본 연구는 스텀링기관의 재생기 성능에 의해 결정되는 팽창 및 압축공간의 작동유체 온도차가 기관의 평균압력 및 출력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 해석대상기관을 선정하고, 이 기관의 출력을 Schmidt 해석 방법을 적용하여 계산한 결과와 실측치를 상호 비교 분석하였다.

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 작동유체의 비열
 C_c : 저온부 작동유체의 비열

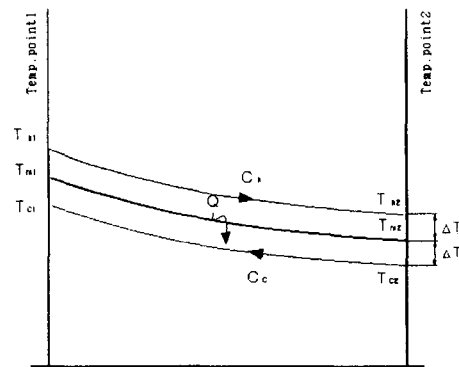


Fig.1 Theoretical temperature distribution in the regenerator

그림에서 화살표는 작동유체의 유동방향을 나타낸다. 즉 작동유체가 가열기로부터 냉각기 쪽으로 유동할 경우(hot-blow)는 온도분포

2. 재생기의 이론적인 온도분포 및 성능해석

재생기 축열체 및 재생기내 작동유체의 이론적인 온도분포는 그림 1과 같다.

* 경북대학교 농업기계공학과

** 한국농기계공업협동조합

도의 위의선으로 이 때에는 작동유체로부터 재생기 축열체로 열이 전달되고, 반대로 작동유체가 냉각기로부터 가열기 쪽으로 유동할 경우(cold-blow)는 온도 분포도의 아래선으로 이 때에는 재생기 축열체로부터 작동유체로 열이 전달된다. 이때 스테링기관은 고온부에서 저온부로 유동(hot-blow)과 저온부에서 고온부로 유동(cold-blow)의 평균 유량이 같고 또한 동일한 열 특성을 가진다.

즉 $C_h = C_c$ 이므로 온도차 ΔT 는 같다. 따라서 재생기의 성능(regenerator effectiveness)을 ϵ 으로 나타내면 식(1)과 같다.

$$\epsilon = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \quad (1)$$

또한 그림에서 $2\Delta T = T_{h2} - T_{c2}$ 이므로 식(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 성능(ϵ)은 최대로서 1이 되고, 이는 재생기 양단의 온도차가 클수록 즉 온도비($\tau = T_{h2}/T_{h1}$)가 작을수록 1에 가깝게 된다

3. 기관의 온도분포 모델 및 해석

3.1 기관의 온도분포 모델

그림 2와 같이 팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간의 5개의 공간으로 구성된 스테링기관의 출력성능에 큰 영향을 미치는 각 공간의 작동유체의 온도분포를 나타내었다.

이는 Schmidt해석에 의해 출력을 계산하는 경우에는 그림에서와 같이 1사이클동안 압축공간과 냉각기내의 작동유체의 온도는 같고, 팽창공간과 가열기내의 작동유체의 온

도는 같고 가정한다.

따라서 본 연구에서는 재생기의 성능에 의해 결정되는 팽창공간과 압축공간의 작동유체 온도 변화가 기관출력 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

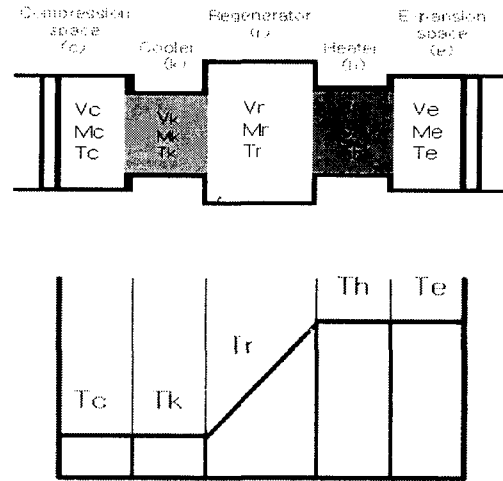


Fig. 2 Temperature distribution model of a Stirling engine for theoretical analysis.

3.2. 스테링기관의 출력해석

Schmidt해석에 의해 그림 2와 같이 팽창공간, 가열기, 재생기, 냉각기, 압축공간의 5개의 공간으로 구성된 스테링기관의 모델에 대해 이론적 해석할 때 다음의 가정에 의해 기관출력을 계산하였다.

- 1) 작동유체의 유동손실은 없다.
- 2) 기관내의 작동유체의 압력은 일정하다.
- 3) 기관내의 5공간에서의 작동유체 온도는 사이클중 각각의 온도로서 일정하게 유지되고 압축, 팽창은 등온으로 변화한다.
- 4) 재생기내의 작동유체 온도는 가열기내의 작동유체 평균온도로 유지된다.
- 5) 팽창 및 압축공간의 체적은 정현파형

으로 변동한다.

6) 재생기에서의 열손실은 없고 완전한 열교환을 수행한다.

7) 작동유체는 완전가스 상태방정식에 따르고 기관 외부로의 열손실은 없다.

이상의 가정에 의해 디스플레이서 실린더 내의 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

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

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

V_{de} = 팽창공간의 불용체적,

V_{dc} = 압축공간의 불용체적,

α = 위상차($^\circ$),

φ = 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.

$$V_{cp} = \frac{V_p\{1 + \cos(\Psi - \theta)\}}{2} + V_{dep} \quad (5)$$

$$= \chi \frac{V_s\{1 + \cos(\Psi - \theta)\}}{2} + V_{dep}$$

여기에서

χ = 행정체적비(V_p/V_s),

V_{dep} = 실린더 압축공간의 불용체적

또한 가열기의 불용체적을 V_h , 재생기의 불용체적을 V_r , 냉각기의 불용체적을 V_k 라 하고 기관내 각부의 작동유체 질량을 M , 기관내의 순간압력을 P , 가스 정수를 R , 각부의 온도분포 T 를 이용해서 각공간에 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 작동유체 온도 T_r 은 식 (17)과 같이 된다

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

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

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

위의 각 식으로 부터 작동유체의 전질량

M_i 를 구하면 식(18)과 같이 된다.

이 식에서 τ (온도비) = T_k/T_h , 비열비를 k 라 하면 식(18)은 식(19)와 같이 나타낼 수 있다.

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

이 식으로 부터 작동유체의 압력을 구하면 식(20)과 같이 되고,

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

여기에서

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

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

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

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

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

식(20)에서 압력이 최소로 되는 것은 $\phi = \theta$ 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.

$$P_{\text{mean}} = \oint_0^{2\pi} P d(\Psi - \theta) \quad (23)$$

$$= P_{\max} \sqrt{\frac{1-A}{1+A}}$$

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

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

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)와 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

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

열효율 η 는 식(28)과 같이 구해진다.

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

4. 해석 기관의 제원

본 연구에 사용된 해석 기관은 2 cylinder, 1축 크랭크식 단동 power bellows-displacer 형 기관으로서 bellows type의 power piston 과 재생기, displacer, 크랭크 기구, 가열기 및 냉각기로 구성되어 있고 피스톤의 행정 체적이 85cm³, displacer의 행정체적이 170cm³ 이고 작동유체는 공기를 사용하는 기관이다. 해석 기관의 제원은 표 1과 같다.

Table 1. Specifications of the nominal stirling engine

Engine type	piston displacer type
Working gas	air
Bore x stroke	
Piston (swept volume)	55.5 x 35mm 85cm ³
Displacer (swept volume)	55.6 x 70mm 170cm ³
Heat exchanger	
Regenerator	steel wool(φ0.035mm)
Cooler	water jacket
Seal device	
Piston	metal welded bellows
Displacer	rulon sheet ring

5. 결과 및 고찰

5.1. 온도비 변화가 기관출력에 미치는 영향

전술한 가정에 의해 온도비(τ)의 변화가 도시출력(W_i)에 미치는 영향을 그림 3과 4에 나타내었다. 출력은 P-V 선도로부터 계산한 도시출력(W_i)을 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.

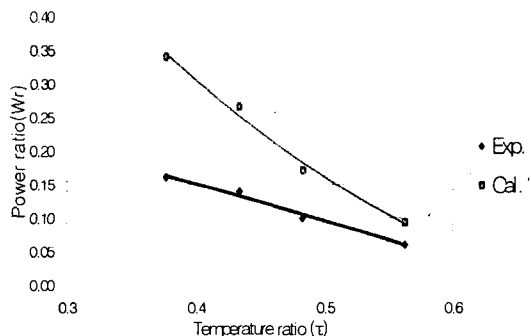


Fig. 3 Effect of the temperature ratio(τ) on the dimensionless power ratio(W_r)

본 해석에 사용한 공시기관은 디스플레이서 실린더 외부에 가열기와 냉각기를 설치하여 불용체적을 최소화한 구조이므로 출력 계산에서는 가열기와 냉각기 불용체적의 디스플레이서 행정체적에 대한 비(X_2, X_4)를 0으로 하였다.

또한 공시기관의 각 공간의 불용체적 및 행정체적비를 계산한 결과,

디스플레이서 행정체적에 대한 팽창공간의 불용체적비 $X_1=0.02$,

디스플레이서 행정체적에 대한 재생기의 불용체적비 $X_2=1.75$,

디스플레이서 행정체적에 대한 압축공간의 불용체적비 $X_5=0.36$ 이었고,

행정체적비 χ 는 0.5, 작동유체는 공기를 이용하였기 때문에 비열비 $k=1.40$ 이었다.

그림 3과 4에서와 같이 온도비(τ)의 증가와 더불어 도시출력은 계산치와 실측치 모두 감소하는 경향을 나타내었으며, 이론적인 해석의 경우 온도비 증가에 따른 기관의 출력감소폭은 급격하였으며, 실제기관의 경우는 감소폭이 다소 낮게 나타났다. 계산치에

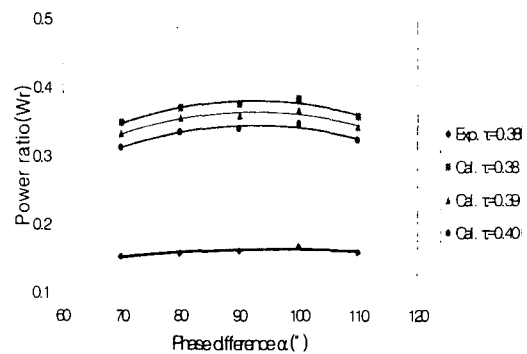


Fig. 4 Effect of phase difference(α) on the dimensionless power ratio(W_r)

서는 재생기 축열체에 미치는 영향을 제인자 즉 재생기의 형태 및 종류, 전열손실, 유동마찰손실등을 고려하지 않았기 때문이다.

5.2 온도비 변화가 기관의 평균압력에 미치는 영향

그림 5는 온도비(τ)가 기관의 평균압력에 미치는 영향을 나타낸 것이며, 식(23)에 대해 팽창공간의 불용체적비 $X_1=0.458$, 가열기공간의 불용체적비 $X_2=7.43$, 재생기공간의 불용체적비 $X_3=1.91$

(60번 메쉬 충전 기준),

냉각공간의 불용체적비 $X_4=4.31$,

압축공간의 불용체적비 $X_5=0.458$,

행정체적비 $\chi=1$, 양 피스톤의 위상차는 $\alpha=90^\circ$ 를 기준으로 계산한 결과이다.

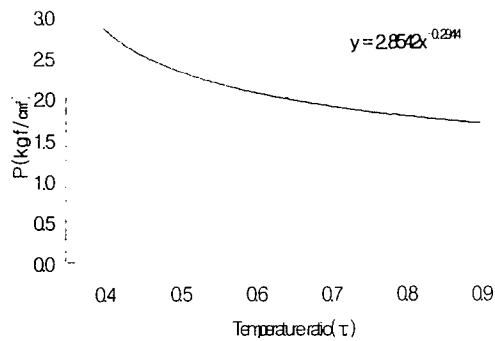


Fig. 5 Effect of the temperature ratio(τ) on the pressure

그림 5에서와 같이 온도비(τ)의 증가와 더불어 기관의 압력은 감소함을 알 수 있다.

6. 요약 및 결론

스터링기관의 사이클은 원리적으로 재생 사이클이므로 에너지 변환효율은 재생기의 성능에 따라 결정되며, 결과적으로 이것은 기관출력에 큰 영향을 미친다.

따라서 본 연구에서는 재생기 성능에 의해 결정되는 스텐링기관의 팽창공간과 압축공간의 작동유체 온도차가 기관의 출력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 해석대상기

관에 대해 Schmidt의 해석법을 적용하여 도시출력을 계산한 값과 실측치를 비교 한 결과, 도시출력은 온도비(τ)의 증가와 더불어 계산치와 실측치 모두 감소하는 경향을 나타내었다. 또한 기관의 압력도 온도비(τ)의 증가와 더불어 감소함을 알 수 있었다.

7. 참고문헌

1. 유호선 : 1990, 스텐링기관의 이상적인 단열 모델에 대한 해석적 근사해, 대한기계학회 논문집 14(1) : 172-178.
2. G.T.Reader, C.Hooper : 1983, Stirling Engines, Great Britain at the Univ. Press, Cambridge pp. 341-370
3. Urieli.I.D, M.Berchowitz : 1984, Stirling Cycle Engine Analysis, Adam Hilger Ltd., Bristol. pp. 86-124
4. 岡本男, 金泰漢, 木谷收 : 1990, 바이오매스를燃料とする農業用スターリング機關に關する 基礎的研究(第1報), 日本農業機械學會誌52(4) : 3-10.