

〈技術論文〉

재생기효율을 고려한 스텔링기관의 예비설계

유 호 선* · 노 승 탁**

(1990년 6월 18일 접수)

The Preliminary Design of Stirling Engines Considering the Regenerator Effectiveness

Hoseon Yoo and Sung Tack Ro

Key Words : Stirling Engines(스텔링기관), Preliminary Design(예비설계), Regenerator Effectiveness(재생기효율), Adiabatic Analysis(단열해석)

Abstract

This paper deals with the preliminary design conditions of Stirling Engines based on an adiabatic analysis with regenerator effectiveness. The investigation of thermal regeneration process results that the definition of effectiveness proposed by Urieli et al. is appropriate for the present model. Then, it is applied to the already existing approximate analytic solution for the adiabatic model in order to optimize thermal efficiency as well as work parameter. Results show that thermal efficiency is less sensitive to the variation in design parameters than work. Phase angle for the maximum work is also the most efficient at high values of the effectiveness. Swept volume ratio should be chosen with care. The optimum value of dead volume ratio is at least less than the maximum efficiency condition. The feasible design range in compression ratio lies between the maximum efficiency condition and the structural limit of Stirling Engines, where the higher its value, the better. Changes in the temperature ratio do not alter the design conditions. Working fluids with the specific heat ratio 1.67 are more efficient than those with 1.4.

기 호 설 명

c_p	: 작동유체의 정압비열	r_v	: 압축비
h	: 엔탈피	R	: 작동유체의 기체상수
m, M	: 질량분률, 전체질량	t	: 무차원 크랭크각도, θ/π
n	: 지수, $(\gamma-1)/\gamma$	v	: 무차원 체적, V/V_E
p	: 무차원 압력 $P V_E / (M R T_n)$	v_o	: 무차원 간극체적
p_{max}	: 무차원 최대압력	V_C, V_E	: 압축 및 팽창부의 행정체적
q	: 무차원 열량, $Q / (M C_p T_n)$	w	: 무차원 일량, $W / (M C_p T_n)$
q_m	: 재생열량	w_p	: 무차원 비출력, 식 (10)
$ q_r $: 축열재와 작동유체사이의 열교환량	α	: 무차원 위상각
		γ	: 작동유체의 비열비
		ϵ	: 재생기효율
		λ	: 행정체적비

* 정회원, 경상대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- η : 열효율, 식 (9)
- τ : 무차원 온도, T/T_c

하첨자

- c : 압축부
- ck : 압축부와 냉각기사이
- d : 불용체적
- e : 팽창부
- eh : 팽창부와 가열기사이
- h : 가열기
- in : 유입 혹은 공급
- k : 냉각기
- out : 유출 혹은 방출
- r : 재생기

1. 서론

스테링기관의 개발을 위해서는, 구체적인 설계기술 또는 운전조건등의 확립에 선행하여, 적절한 모델의 정립 및 성능해석을 통하여 구성요소의 배열, 크기등 기관의 기본형태를 결정하는 과정 즉, 예비설계 (preliminary design)⁽¹⁾가 대단히 중요하다. 효율적인 예비설계에 의해 상세설계 또는 실제운전시의 시행착오를 최소화할 수 있으며 성능개선의 방향을 모색할 수 있기 때문이다.

재생기는, 스테링기관이 본질적으로 밀폐 재생사이클로 작동됨을 고려할 때 가장 중요한 구성요소중의 하나로서, 축열재 (matrix)와 작동유체사이의 열교환정도 및 축열재사이를 유동하는 작동유체의 압력손실형태로 성능에 영향을 미친다. 전자는 재생기효율 (regenerator effectiveness)로서 기관의 성능지표중 열효율과 직결되며, 후자는 출력손실로서 비출력 (work parameter)과 연관된다. 여기서, 후자는 기관의 상세설계에서 재생기선정을 위한 축열재 성능평가지에는 전자와 함께 고려⁽²⁾되어야 하지만, 기관회전수가 일정할 때 출력의 감소요인이 될뿐 설계조건의 변화와는 무관하므로 예비설계에 포함시킬 필요는 없다. 성능해석시 재생기효율이 고려되지 않을 경우, 열효율은 성능지표로서 사실상 무의미하며 따라서 설계조건은 비출력만을 기준으로 결정⁽¹⁾된다. 그러나, 재생기효율이 고려될 경우 설계조건은 비출력뿐 아니라 열효율의 관점에서 검토되어야 하며, 그 당위성은 열역학적 사이클 해석⁽³⁾에 의해 입증된 바 있다.

다른 열기관의 경우 사이클해석으로 부터 비교적 유용한 설계조건을 도출할 수 있음에 비하여, 스테링기관은 기관구성요소에 존재하는 작동유체의 질량변화에 상태변화가 수반되므로 극히 이상화된 경우 (Ideal Stirling Cycle)를 제외하면 작동유체거동을 하나의 선도로 표시하는 것이 불가능하다. 다만, 이상적인 스테링사이클을 개념적으로 수정한 pseud-Stirling Cycle⁽³⁾이 고안되어 전술한 예비설계조건에 이론적인 타당성등을 고찰하는데 적용된 바 있으나, 작동유체의 실제상태변화를 반영하지는 못하기 때문에 구체적인 설계조건을 제공하는 수단으로서는 미흡하다. 따라서, 대부분의 예비설계는 기관구성요소 (Fig. 1)를 기능에 따라 구분하여 해석하는 방법에 의존하여 왔으며, 작동유체의 상태변화에 대한 가정에 따라 등온 및 단열해석으로 대별된다. 고전적인 Schmidt해석⁽¹⁾으로 대표되는 등온해석은, 해석적인 해가 존재하므로 적용은 편리하지만, 등온보다 단열에 접근하는 실제의 상태변화⁽⁴⁾와 상당한 차이가 있으며 이상적인 열교환에 근거하므로 재생기효율의 의미가 상실된다. 또한, 작동유체의 종류와 무관한 해석방법이다. 한편, 단열해석의 경우, 작동유체거동은 실제와 유사하지만, 일반적으로 해석적인 해가 존재하지 않으므로 예비설계에의 적용은 제한적이었으며 해석방법에 적합한 재생기효율이 정립되지 못한 문제가 있다. 그러나, 최근 단열모델에 추가적인 가정을 도입한 해석적 근사해⁽⁵⁾가 발표되면서, 재생기효율은 고려되지 않았지만, 단열해석에 의한 예비설계가 시도⁽⁶⁾되고 있다.

본 연구의 목적은 단열해석에 재생기효율을 고려함으로써 보다 합리적인 예비설계조건을 도출하고자 함이다. 스테링기관용 재생기의 특성검토를 통하여 예비설계에 적합한 재생기효율을 정립하며, 기 발표된 단열모델에 대한 해석적 근사해⁽⁵⁾에 적용하는 방법으로 접근한다. 재생기효율이 고려될

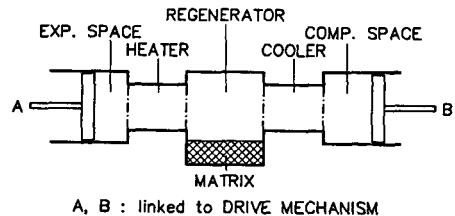


Fig. 1 Generalized Stirling Engine configuration

경우 기관의 기본형태와 연관된 위상각, 행정체적비, 불용체적비, 압축비등 설계인자의 최적조건에 관하여 취급하며 온도비, 비열비등 부여조건의 변화에 따른 영향을 검토한다.

2. 해 석

단열모델에 대한 기본방정식은 Finkelstein⁽⁷⁾에 의해 최초로 유도되었으며 Qvale등⁽⁸⁾에 의해 사용이 편리한 형태로 수정되었다. 기본가정등 구체적인 점은 참고문헌 (5)를 참조하기 바라며, 여기서는 후술할 내용과 연관되는 부분만을 약술하기로 한다. 체적 v_e, v_c 는 구동기구에 따라 크랭크각도 t 에 대한 주기함수형태로 주어지며 종속변수인 기관 압력, 팽창및 압축부(Fig.1참조)의 질량 또는 온도는 다음식으로 부터 결정된다.

$$dm_e + dm_c + dm_d = 0 \quad (1)$$

$$\tau_{eh} dm_e = p dv_e + \frac{1}{\gamma} v_e dp \quad (2)$$

$$\tau_{ch} dm_c = p dv_c + \frac{1}{\gamma} v_c dp \quad (3)$$

여기서, 식 (2) 좌변의 τ_{eh} 는 조건부온도로서

$$\tau_{eh} = \tau_h \text{ if } dm_e \geq 0 \quad (4)$$

$$\tau_{eh} = \tau_e \text{ if } dm_e < 0 \quad (5)$$

로 정의되며 식 (3)의 τ_{ch} 도 같은 형태로 정의된다. 기본방정식과 관련하여 작동유체의 상태방정식은 다음과 같다.

$$dm_e = d\left(\frac{pv_e}{\tau_e}\right) \quad (6)$$

$$dm_c = d\left(\frac{pv_c}{\tau_c}\right) \quad (7)$$

$$dm_d = \left(\frac{v_d}{\tau_d}\right) dp \quad (8)$$

식 (1)~(3)은 상호결합된 연립방정식으로 dm 의 부호에 의존하는 불완전한 형태이므로 일반적으로 해석적인 해는 존재하지 않는다. 다만, 기관의 한 사이클을 다수의 과정으로 구분할 때 과정동안 체적 v_e, v_c 가 t 의 선형함수인 조건에서 해석적인 해가 존재한다는 사실⁽⁹⁾이 알려져 있으므로 이것을 일반화하여 해석적 근사해를 구한다. 구체적인 접근과정및 방법은 이미 발표⁽⁹⁾된 바 있으므로 생략하며, 여기서는 예비설계와 연관되는 기관의 성능지표에 관하여 취급한다.

스터링기관의 예비설계에서 최적조건을 도출하기 위한 성능지표는 열효율과 비출력으로서 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = w_{net} / q_{in} \quad (9)$$

$$w_p = w_{net} / [n(1+\lambda)P_{max}] \quad (10)$$

식 (9)에서 공급열량 q_{in} 는 사이클동안 가열기를 통한 외부와의 열교환량을 q_h , 재생기의 재생열량을 q_m , 재생기효율을 ϵ 로 표시할 때

$$q_{in} = q_h + (1-\epsilon)q_m \quad (11)$$

이 된다. 재생기효율이 고려되지 않을 경우 열효율은, 등온해석에서는 일정 즉 Carnot효율이 되고, 단열해석에서는 위상각, 행정체적비, 불용체적비등 기관의 기본형태와 연관되는 설계인자의 단조함수⁽⁶⁾이므로, 예비설계에서 최적화의 기준(optimization basis)⁽¹¹⁾으로서는 부적합하다. 따라서, 종래의 예비설계에서는, 제한된 최고압력 및 최대행정체적에 대한 가능한 최대출력의 의미를 갖는 비출력을 기준하여 설계조건을 도출하였다. 그러나, 재생기효율이 고려되면 열효율의 설계인자에 대한 의존경향이 변화⁽¹²⁾할 뿐 아니라 열효율 자체가 본질적으로 중요한 성능지표이므로, 비출력과 동시에 설계기준으로서 검토되어야 한다.

사이클동안의 순일(net work) w_{net} 는

$$w_{net} = n f(p dv_e + p dv_c) \quad (12)$$

로서, 유동에 의한 압력손실을 고려하지 않는 본 연구의 모델에서는 재생기효율과는 무관하다. 이상적인 재생기일 경우 미소과정동안 가열기및 냉각기를 통한 외부와의 열교환량이 각각

$$\delta q_h = \frac{1}{\gamma} v_h dp + \tau_{eh} dm_e - \tau_h (dm_e + dm_h) \quad (13)$$

$$\delta q_c = \frac{1}{\gamma} v_h dp + \tau_{ch} dm_c - \tau_c (dm_c + dm_h)$$

이므로 식 (12)의 우변은

$$w_{net} = q_{net} = f(\tau_{eh} dm_e + \tau_{ch} dm_c) \quad (15)$$

로 정리되며 식 (2) 및 (3)을 식 (12)에 대입하여 확인할 수 있다. 식 (15) 우변은 구해진 근사해를 적용하면 해석적 적분이 가능⁽⁹⁾하다. 한편, 재생기에서 작동유체와 축열재사이의 열교환량은 이상적인 경우 미소과정에 대하여

$$\delta q_r = \frac{1}{\gamma} v_r dp + \tau_n (dm_e + dm_h) + \tau_k (dm_c + dm_k) \quad (16)$$

로 표시된다. 열역학적으로

$$q_{net} = q_{in} + q_{out} \quad (17)$$

이므로 기관전체에 대한 에너지균형을 만족시키기 위해서는

$$q_{out} = q_k - (1 - \epsilon) q_m \quad (18)$$

가 된다.

3. 재생기 모델

스텔링기관의 재생기는, 다른 열기관의 재생기와는 달리, 재생기를 통과하는 작동유체의 유동방향 변화가 명확히 구별되지 않는다. 즉, 고온유체가 일정시간동안 재생기를 통과하면서 축열재를 가열 (hot blow) 한 다음 저온유체가 반대방향으로 유동하면서 축열재로부터 열을 흡수 (cold blow) 하는 형태가 아니라 단주기로 재생기 내외를 요동하는 유동형태 (oscillating flow)가 된다. 예를들어, 팽창 및 압축부의 체적변화가 정현파형인 경우에 대하여, 본 해석방법에 의하여 계산된 질량분율이 일정한 작동유체입자의 크랭크각도에 따른 체적 즉 등질량분율선을 도시한 Fig. 2에서, F-I 입자는 재생기를 전혀 통과하지 않는 등 전체질량의 일부만 재생과정을 경험하며, 통과하는 입자도 가열과 냉각의 구별이 불분명하다. 그림의 크랭크각과 체적은 각각 π 와 팽창부의 체적 V_e 로 무차원화한 것이다. 나머지 그림에서의 압력, 체적, 온도 등도 모두 기호설명에 설명한 것과 같이 무차원화한 것이다. 또한, 기관압력 및 체적 등 상태변화에 따라 재생기 내 작동유체질량도 계속 변화함을 고찰할 수 있다. 서론에서 언급한 사이클해석의 한계는, Fig. 2에 대응하는 각 입자의 상태변화를 이상기체 관계식으로부터 계산한 후 중첩하여 도시한 Fig. 3 및 Fig. 4에서 확인된다. 각 입자의 상태는 완전히 별개의 선도로 표시될 뿐 아니라 평행이동하여 하나의 선도로 일치시킬 수도 없다. 다만 기관내 압력을 균일하다고 가정⁽⁵⁾ 식 (12)의 순일은 압력-전체체적 선도에 Fig. 3의 점선과 같이 도시할 수 있다. 이에 대응하는 온도-엔트로피 선도의 작성은 불가능하므로⁽¹⁰⁾, 일반적인 사이클해석에서와 같이 재생

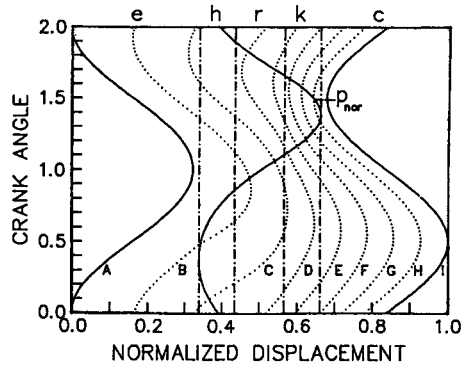


Fig. 2 Working fluid particle trajectory map for Stirling Engine

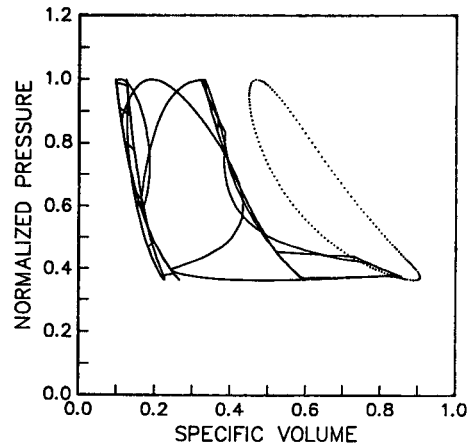


Fig. 3 Superposed pressure-volume diagram undergone by the particles tracked in Fig. 2

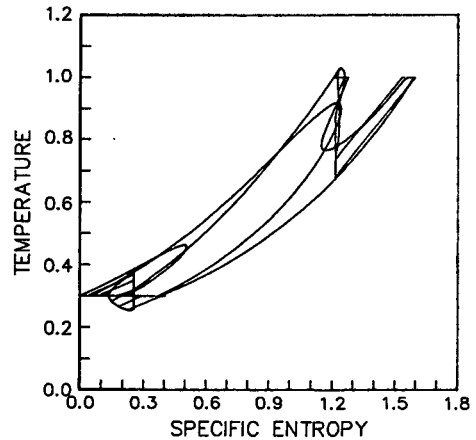


Fig. 4 Superposed temperature-entropy diagram undergone by the particles tracked in Fig. 2

기효율을 간단한 형태⁽³⁾로 해석에 고려할 수는 없다.

이와 같은 스티어링기관용 재생기의 특성 때문에 다양한 형태의 재생기효율이 제시되고 있으나 일반화된 정의는 확립되지 못한 실정이다. Qvale등⁽¹¹⁾에 의해 최초로 제시되고, Jones⁽¹²⁾에 의해 작동유체와 축열재의 열용량비가 고려된 형태로 수정된 재생기의 비효율(infectiveness)은, 사이클동안 재생기를 통과 가능한 엔탈피플럭스에 대한 임의 단면을 통과하는 순엔탈피플럭스의 비로서, 작동유체의 질량유동을 정현파로 가정하면 해석적인 유도가 가능하지만 열전달계수 및 유동형태가 의존하므로, 재생기효율의 정성적인 영향을 고찰하기 위한 예비설계의 목적에는 부적합하다. 한편, 재생기에 관한 실험 및 기관성능해석에서 주로 사용되는 기존의 열교환기이론⁽¹³⁾에 의한 재생기효율은

$$\epsilon = \frac{h_{h,in} - h_{h,out}}{h_{h,in} - h_{k,in}} = \frac{h_{h,out} - h_{k,in}}{h_{h,in} - h_{k,in}} \quad (19)$$

로 정의된다. 여기서 $h_{h,in} - h_{h,out}, h_{k,in} - h_{k,out}$ 는 각각 사이클동안 가열기측 유입 및 유출엔탈피, 냉각기측 유입 및 유출엔탈피이며 식 (11)의 q_m 은 $(h_{h,in} - h_{k,in})$ 가 된다. 이 정의는 적용이 편리하나 전술한 재생기내 작동유체의 상태변화 및 이에 따른 질량변화가 무시⁽¹⁴⁾되므로 재생기체적이 증가하면 큰 오차를 수반할 수 있다. 이점을 보완하여 Urieli등⁽¹⁵⁾은

$$\epsilon = |q_{r,act}| / |q_{r,id}| \quad (20)$$

즉, 이상적인 재생기에서 사이클동안 축열재와 작동유체사이의 열교환량에 대한 실제재생기에서 대응하는 열교환량의 비를 제시하였다. 여기서 식 (11)의 q_m 은 $q_{r,id}$ 이 되며 식 (16)을 참조하여

$$|q_{r,id}| = \frac{1}{2} f |\delta q_r| \quad (21)$$

로 계산된다. 외부와의 열교환량 및 재생기내 열교환량을 크랭크각도에 대하여 적산한 Fig. 5에서 알 수 있듯이, $|q_{r,id}|$ 는 다른 열량에 비하여 상대적으로 큰 값이며 재생기효율이 열효율에 미치는 영향이 현저함을 예측할 수 있다.

재생기효율 사이의 차이를 구체적으로 확인한 결과가 Fig. 6으로서 식 (20)의 정의를 model I, 식 (19)의 정의를 model II로 표시할 때, 식 (9)로 정의된 열효율의 재생기체적에 대한 변화를 도시하였다. 여기서 재생기체적은 팽창부의 행정체적에

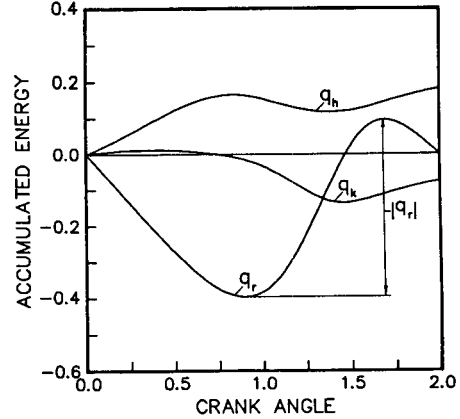


Fig. 5 Accumulated energy with respect to crank angle for each heat exchanger

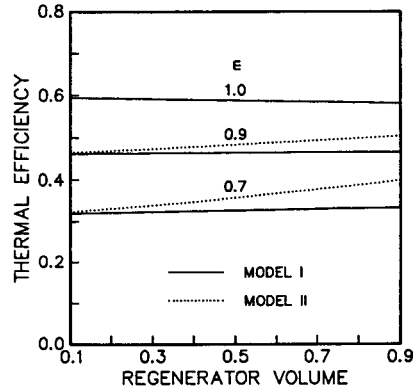


Fig. 6 Comparison between two definitions of the regenerator effectiveness

대한비로서 기관성능 특성의 변화를 방지하기 위하여 열교환기 전체체적 즉 불용체적은 일정하게 유지($v_d=1$)하면서 가열기, 재생기, 냉각기의 비율만을 변화시킨 것이다. 따라서 이상적인 재생기의 경우($\epsilon=1$) 열효율이 재생기체적에 거의 무관한 것은 당연한 결과이다. 그러나, $\epsilon < 1$ 일 경우 열효율은 재생기효율의 정의에 따라 상이함을 고찰할 수 있다. 즉, model I은 거의 불변임에 비하여 model II는 체적이 작을 때는 model I에 접근하지만 체적이 커지면 증가하며 model I과 큰 차이가 있다. 이는 재생기체적이 증대할수록 재생기내 작동유체의 상태변화에 흡수되는 열량이 증가하므로, 유출입하는 엔탈피차이는 상대적으로 감소되며 이에 따라 model II에서 열효율이 상승하는 결과로

표시되기 때문이다. 정의의 개념적인 혹은 물리적인 타당성여부를 떠나서, 재생기효율을 실측치가 아닌 파라미터로서 도입하여 그 영향을 고찰하기 위한 예비설계에서, 재생기체적에 따라 성능특성이 변화하는 정의는 불합리하다. 또한, 불용체적이 일정할 때 재생기체적비를 독립적인 설계인자로 취급한 연구가 없었음을 감안하면, 특정한 재생기체적에 대하여 구해진 설계조건이 일반화될 수 있는 model I 이 예비설계의 목적에 부합된다.

4. 결과 및 검토

4.1 계산조건 및 설계인자

해석결과를 구체적으로 계산하기 위해서는 팽창 및 압축부의 체적변화, 온도비 τ_k , 작동유체의 비열비 γ 등의 조건이 주어져야 한다. 체적변화는 구동기구에 따라 상이하므로 본 연구에서 취급하는데 제한은 없으나 아래와 같이 정의되는 일반적인 삼각함수형태를 대상으로 한다.

$$v_e(t) = \frac{1}{2}(1 + \cos t) + v_{oe} \quad (23)$$

$$v_c(t) = \frac{\lambda}{2}[1 + \cos(t - \alpha)] + v_{oc} \quad (24)$$

실제 조건을 고려하여 온도비는 0.3으로, 비열비는 1.67로 취하였으며 열교환기의 체적비는 가열기 : 재생기 : 냉각기를 3 : 4 : 3으로 고정한다.

고려된 설계인자는 위상각 α , 행정체적비 λ , 불용체적비 v_d 및 압축비 r_v 이며 압축비는 α , λ 및 v_d 의 함수로서 체적변화의 형태에 의존한다. 구체적인 수치계산은 필요에 따라 제 인자의 조합에 대하여 가능하므로, 본 연구에서는 재생기효율의 고려가 설계조건에 미치는 영향을 검토하는데 필요한 전형적인 경우에 대한 결과만을 게재하기로 한다.

4.2 위상각

재생기효율의 고려시 최적위상각을 파악하기 위하여 $\lambda=1, v_d=1$ 로 고정하고 ϵ 의 변화에 대한 성능지표와 위상각의 관계를 Fig. 7에 도시하였다. 전술하였듯이 본 연구에서 비출력은 ϵ 과 무관하지만, 설계조건에 결정에 열효율과 함께 고려되어야 한다. 먼저, $\epsilon=1$ 이면 $\epsilon < 1$ 인 경우와는 $\eta(\alpha)$ 의 형태가 상이한 점이 주목된다. 즉, 재생기효율이 고려되지 않은 해석에서는 어떤 이유로 비출력이 제한될 경우 열효율의 증대를 위해 가능하면 큰 위상

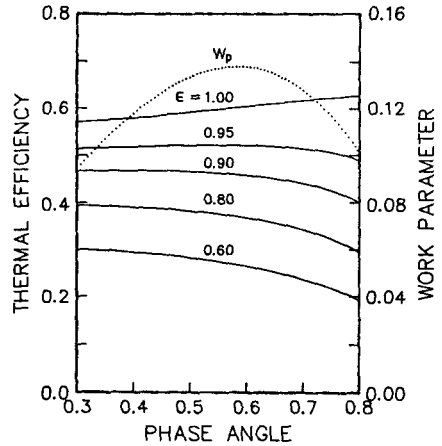


Fig. 7 Thermal efficiency and work parameter at different values of regenerator effectiveness as a function of phase angle

각을 취하는 것이 유리하지만, 실제로는 전반적으로 작은 위상각이 바람직하다.

실제 설계조건과 관련하여, 다양한 축열재에 대한 실험결과 측정된 재생기 효율이 대략 0.8이상⁽¹⁶⁾임을 고려하면, 위상각에 대한 열효율의 의존도는 비출력에 비하여 상대적으로 미약하다. 따라서, Rhombic구동기구와 같이 위상각이 제한되는 특별한 경우를 제외하고 임의로 선택하는 것이 가능하다면, 최적위상각은 열효율 최대조건 보다 비출력 최대조건에서 결정되는 것이 기관성능면에서 유리하다. 재생기효율이 커지면 양자가 거의 일치하므로 고효율 재생기는 스테링기관의 성능향상을 위해 필수적임을 확인할 수 있다.

4.3 행정체적비

위상각의 경우와 유사하게 $\alpha=0.5, v_d=1$ 로 고정하고 행정체적비에 관하여 계산한 결과가 Fig. 8이다. 재생기효율의 감소에 따라 열효율이 최대가 되는 행정체적비는 증대되지만 ϵ 이 일정할 때 η 의 λ 에 대한 변화폭은 크지 않다. 비출력 w_p 의 λ 에 대한 의존도도 위상각에 비하여 작지만 행정체적비는 기관의 출력 및 외형적인 크기에 직접적으로 비례하는 인자이므로 신중하게 선택되어야 한다. 재생기효율이 클 때 열효율 최대조건과 비출력 최대조건이 일치한다고 하여도 반드시 최적치는 아니다. 위상각은 정해진 기관의 크기에서 팽창 및 압축부 체적의 변화형태에만 연관되므로, 가령 비출력 최

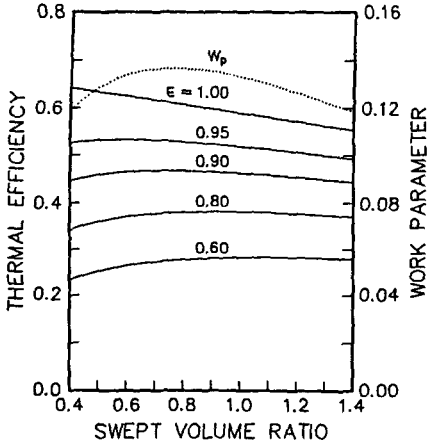


Fig. 8 Thermal efficiency and work parameter at different values of regenerator effectiveness as a function of swept volume ratio

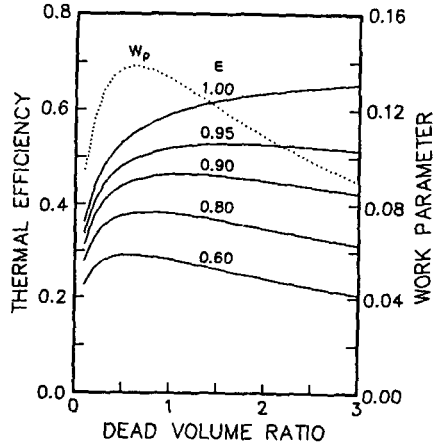


Fig. 9 Thermal efficiency and work parameter at different values of regenerator effectiveness as a function of dead volume ratio

대는 실제출력 최대를 의미한다. 그러나 식 (10)의 정의에서, 출력은 비출력이 같아도 행정체적비 즉 기관크기에 따라 다르기 때문이다. 다만, 위상각의 경우에서 고찰하였듯이, 실제 재생기효율이 큰 값이며 이때 비출력 최대와 열효율 최대조건은 현저한 차이가 없으므로, 예비설계에서는 두 조건사이에서 최적행정체적비를 선택하면 합리적일 것이다.

4.4 불용체적비

기관성능지표와 불용체적비의 관계는 $\alpha=0.5, \lambda=1$ 인 조건에 대하여 Fig. 9에 도시되어있다. 열효율은 $\epsilon=1$ 인 경우는 v_d 에 따라 단조증가하고 ϵ 이 감소할수록 최대치는 v_d 가 작아지는 경향이며, 비출력은 분명한 최대치가 존재한다. 위상각 및 행정체적비의 경우 성능해석으로 부터 구해진 최적치는, 선정기준에 무관하게, 실제기관에서 실현가능한 범위에 있는 유용한 결과이지만, 불용체적비의 경우 실제기관에서 열교환을 위해 필요한 최소의 크기는 제한되기 때문에 비출력이 최대인 조건(약 0.6) 또는 ϵ 이 작을 때 열효율 최대조건은 사실상 실현이 불가능하다. 또한, 행정체적비의 경우와는 달리 비출력이 출력의 척도이므로 v_d 가 과대하면 출력, 열효율 모두 감소한다. 따라서, 전술한 바와 같이 실제 재생기효율이 비교적 큰 점을 고려하면, 최적불용체적비는 적어도 열효율 최대조건보다 큰 값은 부적합하다. 이때 가능한 최소치의 v_d 를 선택하는 것이 유리하며, 물론 가능하더라도 하한치는

비출력 최대조건이다.

4.5 압축비

지금까지 취급한 위상각, 행정체적비, 불용체적비의 설계조건을 종합적으로 검토하기 위하여, 이들의 결합형태인 압축비에 대하여 재생기효율에 따른 열효율 및 비출력을 도기한 것이 Fig. 10으로서, 재생기효율의 고려여부가 해석결과에 미치는 영향이 명확히 표시되어 있다. 즉, $\epsilon=1$ 이면 열효율은 r_v 의 단조함수로서, 예를들어 $r_v=0$ 에서 최대가 되지만 출력이 0이므로, 설계조건을 제공하는 성능지표로서는 무의미하다. 반면, ϵ 이 작을수록 열효율이 최대가 되는 r_v 가 커지는 점은 물리적으로 타당하며 비출력과 함께 설계시 유용한 정보를 제공한다. 전술한 사이클해석⁽⁸⁾에서도 열효율의 재생기효율 의존경향은 정성적으로 예측된 바 있으나 3장에서 고찰한 문제점으로 인하여 구체적인 수치 및 비출력의 형태는 상이하다.

열역학적 관점에서, 최적압축비는 적어도 열효율 최대조건과 비출력 최대조건의 사이에 존재하는 것이 타당하며, 이 조건하에서 열효율보다는 상대적으로 비출력의 손실이 크기 때문에, 기관의 구동기구, 열교환기의 최소소요체적등 구조적으로 허용되는 범위내에서, 가능하면 비출력 최대조건에 접근시키는 것이 바람직하다. 수차 인용하였듯이 실제 재생기효율은 큰 값(0.8이상)이므로 Fig. 10에서 압축비의 허용범위는 1.5이상 2.4이하이다. 여기

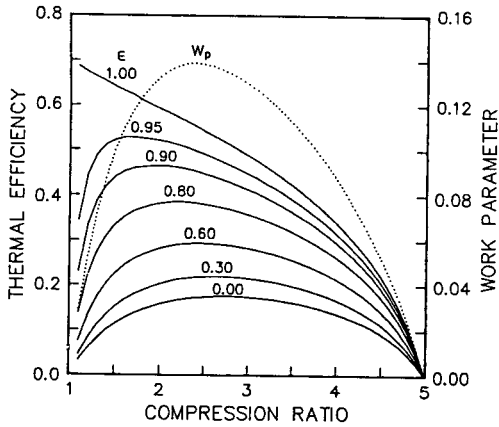


Fig. 10 Thermal efficiency and work parameter at different values of regenerator effectiveness as a function of volume compression ratio

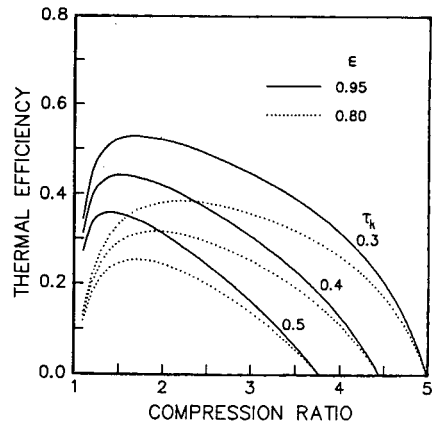


Fig. 11 Effect of the temperature ratio on the thermal efficiency as a function of volume compression ratio

서, 물론 상한치에 도달하기는 거의 불가능하다. 일반적인 내연기관의 압축비가 5이상임에 비하여 기존 스테링기관의 압축비가 대부분 2정도^(1,3)인 사실이 이를 입증하고 있다. 또한, 이러한 설계조건 의 일치는 본 연구의 타당성을 간접적으로 확인할 수 있는 증거중의 하나이다. 그러나, 4.1절에서 기술한바와 같이 온도비, 비열비등이 고정된 특정조건에 대한 결과이므로 일반화를 위해서는 부여조건 의 차이에 따른 검토가 필요하다.

온도비가 증가하면 열효율이 최대가 되는 압축비는 작아지므로(Fig. 11), 설계허용범위가 증대될 뿐 본질적인 차이는 없다. 한편, 비열비가 1.4 즉 작동유체가 공기, 수소등 이원자기체가 되면(Fig. 12), 열효율이 최대가 되는 압축비는 커지므로 설계허용범위는 압축비가 큰 방향으로 이동된다. 이 경우, 최대값 부근에서 열효율의 변화가 완만하므로 최적압축비 선택의 의미가 상대적으로 약화되기는 하지만, 상한치는 역시 기관의 구조적인 문제로 제한된다. 재생기효율은 당연히 클수록 좋지만, 특히 Fig. 12에서 ε에 따라 열효율의 최대치는 거의 같으나 γ가 1.67인 경우에는 ε이 클수록 작은 r_v 즉, 설계허용범위내에서 열효율이 상승하므로 더욱 중요하다. 환언하면, 열효율은 허용범위내에서 큰 값일 때 유효하므로 결국 비열비는 1.67인 경위가 유리하다. 물론, 작동유체의 선정에는 압력손실, 열전달특성, 안정성, 가격, 누설특성 등 제 요소가 고려되어야 하지만, 많은 스테링기관에서 Helium

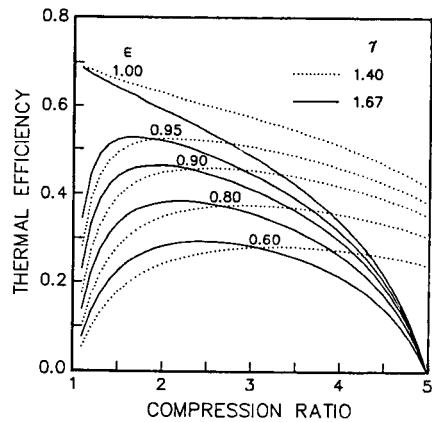


Fig. 12 Effect of the specific heat ratio on the thermal efficiency as a function of volume compression ratio

을 작동유체로 사용하는 이유중의 하나가 열효율 때문임은 자명하다.

5. 결 론

이상에서 재생기효율을 고려한 스테링기관의 예비설계조건에 관하여 취급하였다. 타당성을 검토한 후 적합하다고 판단된 재생기효율을, 단열모델에 대하여 구하여진 해석적 근사해에 적용하는 방법을 사용하였으며, 도출된 결론은 다음과 같이 요약된다.

(1) 예비설계시 재생기효율은 식 (20)의 정의가

보다 적합하다.

(2) 최적위상각은 비출력 최대조건에서 구하는 것이 타당하다.

(3) 최적행정체적비는 열효율 최대 및 비출력 최대조건 사이에 존재하나, 선정시 실제출력이 고려되어야 한다.

(4) 최적불용체적비는 적어도 열효율 최대조건보다는 작은 값이어야 한다.

(5) 압축비는 기관구조가 허용하는 최대치를 취하는 것이 유리하다.

(6) 온도비의 변화는 설계조건에 사실상 영향을 미치지 않으며, 작동유체는 단원자기체가 효율적이다.

참 고 문 헌

- (1) Walker, G., 1980, "Stirling Engines", Clarendon Press.
- (2) Hmaguchi, K., Kukita, H., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1986, "On the Choice Procedure of Optimum Matrix in Regenerator Design (Case of Stacked Wire Gauzes)", Trans. JSME(B), Vol. 52, No. 473, pp. 485~490.
- (3) Reader, G.T., and Cross, M., 1978, "The Pseudo Stirling Cycle-A Suitable Performance Criterion?", Proc. 13th IECEC, pp. 1763~1770.
- (4) West, C.D., 1986, "Stirling Machines-Adiabatic to Isothermal," Proc. 3rd ISEC, pp. 557~570.
- (5) 유호선, 1990, "스터링기관의 이상적인 단열모델에 대한 해석적 근사해," 대한기계학회논문집, 제14권, 제1호, pp. 172~178.
- (6) 유호선, 1990, "이상적인 단열모델에 의한 스텔링 기관의 최적설계조건", 대한기계학회논문집, 제14권, 제3호, pp. 656~663.
- (7) Finkelstein, T., 1962, "Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer", J. Eng. Industry, Trans. ASME, Vol. 84, pp. 165~179.
- (8) Qvale, E.B. and Smith, Jr., J.L., 1968, "A Mathematical Model for Steady Operation of Stirling-Type Engines", J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol. 90, pp. 45~50.
- (9) 유호선, 1988, "단열실린더내에서 톱날파형 피스톤 운동을 하는 스텔링기관에 대한 해석적인 해", 대한기계학회논문집, 제12권, 제5호, pp. 1197~1205.
- (10) Organ, A.J., 1978, "Fluid Particle Trajectories in Stirling-Cycle Machines", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 20, No. 1, pp. 1~10.
- (11) Qvale, E.B. and Smith, Jr., J.L., 1969, "An Approximate Solution for the Thermal Performance of a Stirling-Engine Regenerator", J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol. 91, pp. 109~112.
- (12) Jones, J.D., 1982, "A New Regenerator Theory", Proc. 17th IECEC, pp. 1656~1661.
- (13) Kays, W.M. and London, A.L., 1964, "Compact Heat Exchangers", 2nd edn, McGraw-Hill.
- (14) Kuehl, H.D., Richter, N. and Schulz, S., 1986, "Computer Simulation of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Domestic Use", Proc. 21st IECEC, pp. 555~561.
- (15) Urieli, I. and Berchowitz, D.M., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd, Bristol.
- (16) Yamashita, I. et al., 1988, "Fundamental Studies of Stirling Engine and Its Principal Components", Report of Mechanical Engineering Laboratory, No. 145, Japan.