

## $\alpha$ 형 스텔링 엔진의 최적 설계 조건

### A Study on the Theoretical Analysis and Optimal Design Conditions for the $\alpha$ type Stirling Engine

강 문 규\* · 이 택 희\*\* · 유 재 환\*\*\*

M.G. Kang · T.H. Lee · J.H. Yoo

(1998년 10월 30일 접수, 1998년 12월 7일 채택)

#### ABSTRACT

A stirling engine is a mechanism used to convert heat to power and operates on a closed regenerative thermodynamic cycle with compression and expansion of the working fluid at different temperature.

The performance of a stirling cycle machine is a function of six independent parameters, namely; ① speed  $N$ (r.p.m), ② pressure of the working fluid  $p$ (Pa), ③ ratio of the temperature in the compression and expansion space  $\tau (=T_C/T_E)$ , ④ ratio of the swept volumes in these two spaces  $K$ , ⑤ phase angle  $\alpha$  and ⑥ dead volume ratio  $X$ . This paper describes the procedure and presents the results of computations carried out to establish the optimum combinations of these six parameters for maximum engine output for the machine acting as a prime mover, over a combined temperature range from  $300^\circ\text{K}$  to  $1000^\circ\text{K}$  and dead volume ratio  $X$  ranging from 0.1 to 2.0. The output of a stirling cycle machine can be expressed in terms of nondimensional power in several different ways. Four methods were studied in detail, the parameters optimized and design charts and engine power charts prepared. The results of this paper may be useful as a guide to the likely effects on the performance of some of the important design parameters and regenerator design.

\* 영월공업고등학교 기계과

\*\* 대원공과대학 기계설계과

\*\*\* 세명대학교 산업안전공학과

### 1. 서 론

산업부문이 급속히 발달함에 따라 환경오염이 세계적으로 문제시되고 있고, 지구온난화로 인한 엘니뇨 현상이 기상이변을 초래하고 있으며, 석유자원의 유한성으로 새로운 대체 에너지원의 기관 개발과 에너지 절약방안에 대한 연구 개발 계획의 필요성을 절실히 느끼게 되었다.

대체 에너지 기관은 석유자원의 유한성에 능동적으로 대비하고 소음, 진동 및 대기공해로부터 지구환경을 보존시켜야 하기 때문에, 사용연료의 다양성, 고효율, 고출력, 저진동 및 저소음, 용도 다양성 등의 특징을 구비하는 시스템이어야 한다.

이러한 대체 에너지 기관으로 수소연료 엔진, 전기자동차, 스테링 엔진 등이 개발되고 있으나, 그 중에서 주목의 대상이 되는 것은 외연기관이면서 상기의 특징을 모두 구비할 수 있는 스테링 엔진이 해저 및 우주 박용 기관의 용도로 사용할수도 있는 특징을 겸비하고 있기 때문에 이 스테링 엔진에 대한 연구개발은 선진각국에서 날로 치열하고 심도있게 연구가 수행되고 있다<sup>10)</sup>.

스테링 엔진에 대한 연구 동향은 ① 엔진의 열적 측면에서의 해석, ② 출력향상을 위한 스테링 엔진의 설계변수의 최적화, ③ 열전달과 압력강하를 고려한 축열기의 열적성능 개선, ④ 기관의 출력과 열효율 향상을 도모 등의 4가지로 대별할 수 있고, 세부적인 과제로는 ① 연소기 설계(저공해, 소형화 및 고부하 연소), ② 공기예열기(소형화 및 고효율), ③ 가열기(내고온고압재료, 고열통과율, 소내부체적, 저유동저항), ④ 재생기(고열전달율, 저유동저항, 고온도효율), ⑤ 냉각기(고열통과율, 소내부체적 및 저유동저항), ⑥ 작동유체(고전열성, 고유동성, 안정성, 염가), ⑦ 피스톤 링(고밀봉성, 저마찰 및 고내구성), ⑧ 밀봉장치(고밀봉성, 저마찰, 고내구성, 고압유밀봉성), ⑨ 피스톤(경량화, 내고온성), ⑩ 왕복동 부재(경량 및 고강도, 고평형성, 저마찰)등으로 구분할 수 있다.

본 연구에서는 스테링 엔진에 대한 열역학적인 이론적 해석과 엔진의 설계제작시 필수적으로 요구되는 주 설계변수들의 최적값을 얻을 수

있는 무차원출력 지배방정식을 유도하고, 설계 제작 및 성능향상을 위하여 제 설계변수의 최적값을 구하며, 획득한 설계 데이터를 이용하여 α형 스테링 엔진의 제원을 확보함으로써 장차 실제 스테링 엔진의 설계시 적극 활용할 수 있도록 하고자 한다.

### 2. 스테링 엔진의 이론적 해석

#### 2.1 이상적인 스테링 사이클

이상적인 스테링 사이클은 2개의 등온과정과 2개의 등적과정으로 구성되는 밀폐형 사이클로 작동되는 외연기관이며, 열역학적인 상태변화에 대한 P-V선도는 Fig. 1과 같다.

모든 이상적인 사이클과 같이 가역과정이고 이상기체의 상태방정식을 만족하며 재생기가 완벽하면 사이클의 열효율은 카르노 사이클의 열효율과 일치한다.

그러나 재생기의 온도효율이 100%이하인 경우에는 다음의 열효율 식(1)로 된다<sup>2)</sup>.

$$\eta_{ST} = \frac{(x-1)(1-\tau)\ln(\gamma_V)}{(x-1)\ln(\gamma_V) + (1-\eta_R)(1-\tau)} \tag{1}$$

여기서, 사이클 압축비  $\gamma_V = V_4/V_3 = V_1/V_2$ , 온도비  $\tau = T_2/T_1$ , 비열비  $x = C_P/C_V$ 이다.

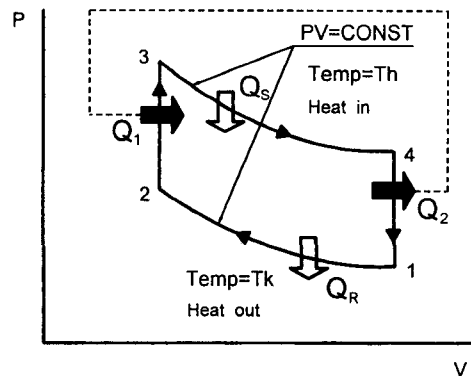


Fig. 1 Thermodynamic state diagram of ideal stirling cycle

#### 2.2 스테링 엔진의 분류 및 형식

실린더의 연결형태에 따라 분류한 스테어링 엔진은 2개의 실린더와 2개의 피스톤으로 구성된  $\alpha$ 형 스테어링 엔진, 하나의 실린더속에 파워피스톤과 디스플레이서 피스톤이 내장되어 있는  $\beta$ 형 스테어링 엔진, 디스플레이서 피스톤이 별도의 실린더속에 설치된  $\gamma$ 형 스테어링 엔진으로 구분하며, 그 기본구성요소는 실린더, 피스톤, 가열기, 재생기, 냉각기 등이며, 보조기기로서 공기에열기, 방열기, 펌프류(공기송풍기, 연료펌프, 냉각수, 윤활유 등), 기타 제어 및 공조용 압축기, 발전기 등이 선택적으로 이용된다.

### 2.3 스테어링 엔진의 특성분석

스테어링 엔진은 높은 평균압력하에서 작동하고 밸브기어가 없으며, 외부연소식의 형태를 갖추고 에너지의 전달은 인접한 열교환기나 실린더벽을 통해서 이루어지는 밀폐형 재생사이클 열기관이다.

#### (1) 연소 구조적 측면에서의 특성:

외부연소식이기 때문에 가열 열원의 종류에 구애받지 않아도 되고, 단순한 가열기로 연료를 안정된 조건하에서 완전연소시킬 수 있으므로 현재 심각히 대두되고 있는 대기환경 공해방지 대책에 적극적이며, 주기적인 유가폭등으로 인한 연료비 저감대책에 능동적으로 적합하다.

#### (2) 사이클 특성에 대한 토오크 특성 측면:

기존의 왕복동 내연기관의 단열과정에 비해 스테어링 엔진의 등온과정은 압력구배가 완만하고 급열과정이 없으므로 사이클중에 실린더 내부의 작동가스의 압력변화가 적다. 따라서 스테어링 엔진으로 작동하는 기관은 회전이 원활하고 소음 및 진동수위가 극히 낮으므로 소음과 진동에 따른 환경보존 능력이 탁월하여 정숙한 상태로 운전할 수 있으므로 특수용도로 널리 사용되고 있다.

#### (3) 연소구조의 특성에 대한 경제성 측면:

스테어링 엔진의 부하에 독립적으로 사용연료에 대한 완전연소가 가능하므로 사용되는 연료원(3상)이 다양하고, 저질연료도 사용가능하기 때문에 연료가격이 저렴하고, 부분부하 효율이 좋기 때문에 에너지 자원문제 해결에 선도적인 역할을 담당할 수 있다.

### 2.4 스테어링 엔진의 설계상 문제점 분석

이상적인 카르노 사이클의 열효율에 근접하는 스테어링 사이클 엔진에 대한 개발연구 수행시 직면하게 되는 어려움은 크게 분류하여 다음 5개 부문에서 제기되고 있다.

(1) 연소기는 소형화, 고부하연소 및 저공해용으로 설계 제작할 수 있는 기술개발이 요구되고, 공기에열기는 기관의 효율향상, 소형화, 염가로 제작할 수 있어야 한다.

(2) 작동가스는 고전열성, 안정성, 고유동성 및 염가로 쉽게 구입이 용이하여야 하고, 가열기는 내고온고압재료, 고열통과율, 소내부체적 및 저유동저항의 특성을 구비하며 염가의 소재 구입 및 제작이 가능하여야 한다.

(3) 재생기는 고열전달율, 저유동저항, 고온도 효율 및 소형화의 특성을 구비하고 염가로 제작할 수 있어야 하고, 냉각기도 고열통과율, 소내부체적 및 저유동저항의 특성을 구비하도록 설계되어야 한다.

(4) 피스톤은 파워피스톤과 디스플레이서피스톤은 경량 및 내고온성의 특성을, 밀봉장치는 고밀봉성, 저마찰, 고내구성 및 고압유의 밀봉성을 구비하도록 설계시 연구되어야 한다.

(5) 피스톤 링은 고밀봉성, 저마찰 및 고내구성의 특성을, 구동 메카니즘(왕복동 운동요소 및 크랭크 부분)은 고강도, 경량, 고평형성 및 저마찰의 특성을 구비하도록 설계시 연구되어야 한다.

### 2.5 해석상 모델 선정

본 연구에서는 각각 밀봉된 피스톤이 대향 실린더속에 들어있고, 이 2개의 실린더 사이에 가열기, 재생기, 냉각기가 연결되어 있는  $\alpha$ 형 스테어링 엔진을 해석상 모델로 선정하였다.  $\alpha$ 형 스테어링 엔진은 구성요소의 유연성이 좋고, 여러 개의 실린더를 하나로 조합할 수 있으며 또한 비출력이 강조되는 경우에 적합한 특징을 지니고 있다.  $\alpha$ 형 스테어링 엔진의 구조를 Fig.2에 제시하였는데, 그 기본구성은 실린더, 피스톤, 가열기, 재생기, 냉각기로 되어 있다.

2.6 이론적 해석을 위한 전제조건

본 연구에서 기본 이론적 해석을 위하여 도입한 전제조건은 다음과 같다.

- (1) 모든 과정은 가역적이고, 주기적인 정상 상태를 만족한다.
- (2) 작동가스는 상태 방정식  $PV=MRT$ 를 만족하고, 체적변화는 정현파적이며 누설은 무시한다.
- (3) 축열기의 유용성은 100%이고, 모든 실린더간극은 인접한 열교환기와 연결되어 있다.
- (4)  $T_E, T_C, T_D$ 는 각각 등온이다.

2.7 α형 스테링 엔진에 대한 지배 방정식

Fig. 2에서 크랭크 각도  $\psi$ 는 고온부 피스톤의 하사점에서부터 시계방향으로 회전한 각이고, 재생기 온도는 2개의 가변체적공간 즉, 압축공간과 팽창공간 온도의 대수학적인 평균값으로 정의한다.

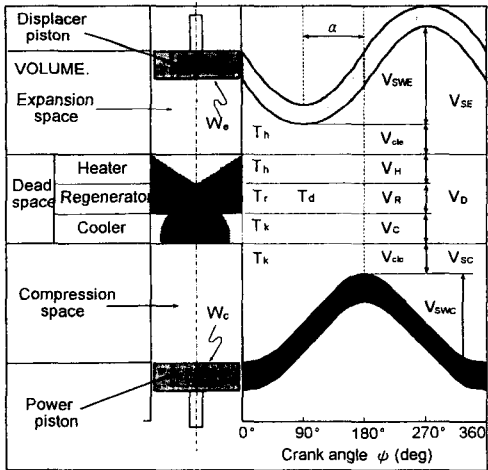


Fig. 2 Schmidt cycle analysis of a type Stirling engine

2.7.1 체적(Volumes) 계산식

$V_{SE}, V_{SC}$ 를 팽창 및 압축실린더의 행정체적으로 할 때, 팽창공간의 체적  $V_E$ 과 압축공간의 체적  $V_C$  그리고 사공간의 체적  $V_D$ 는 각각 다음과 같이 표시할 수 있다<sup>7)</sup>.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 + \cos \psi) \dots\dots\dots (2)$$

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} [1 + \cos(\psi - \alpha)]$$

$$= \frac{KV_{SE}}{2} [1 + \cos(\psi - \alpha)] \dots\dots\dots (3)$$

$$V_D = XV_{SE} \dots\dots\dots (4)$$

단,  $\psi$ 는 크랭크각이고,  $\alpha$ 는 위상각이며 행정 체적비  $K=(V_{SC}/V_{SE})$ 이다.

2.7.2 주기적인 압력 계산식 : P

(1) 엔진 내부의 순간압력 P

임의 순간의 팽창실린더, 압축실린더, 열교환기내의 체적을  $V_E, V_C, V_D$ , 그곳에서의 온도를  $T_E, T_C, T_D$ 로 할 때, 작동공간 전체에 들어있는 가스의 질량 M은 질량보존법칙으로부터 유동손실을 무시하면 다음과 같다<sup>7)</sup>.

$$M = M_E + M_C + M_D$$

$$= \frac{P_E V_E}{RT_E} + \frac{P_C V_C}{RT_C} + \frac{P_D V_D}{RT_D} \dots\dots (5)$$

따라서, 임의 순간에 엔진 내부의 작동가스의 순간압력 P를 최대압력  $P_{max}$ 의 향으로 구하면 다음 식(6)으로 되고

$$P = \frac{P_{max} (1 - \delta)}{[1 + \delta \cos(\psi - \theta)]} \dots\dots\dots (6)$$

압력비  $R_\delta$ 를 사용하여 순간압력 P를 최소압력  $P_{min}$ 의 향으로 구하면 식(7)로 된다.

$$P = \frac{P_{min} (1 + \delta)}{[1 + \delta \cos(\psi - \theta)]} \dots\dots\dots (7)$$

(2) 엔진 내부의 평균압력  $P_{mean}$

$$P_{mean} = P_{max} \sqrt{\frac{1 - \delta}{1 + \delta}} \dots\dots\dots (8)$$

(3) 엔진 내부의 최대압력  $P_{max}$

$$P_{max} = \frac{P [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]}{1 - \delta} \dots\dots\dots (9)$$

(4) 엔진 내부의 최소압력  $P_{min}$

$$P_{min} = \frac{P [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]}{1 + \delta} \dots\dots\dots (10)$$

이며, P는 순간압력,  $\delta = (B/S)$ ,  $\psi$ 는 크랭크각이고, 여기서  $B = \sqrt{\tau^2 + 2K\tau \cos \alpha + K^2}$ , 그리고

$$S = \left( \tau + K + \frac{4\tau X}{\tau + 1} \right) \text{이다.}$$

2.7.3 열전달량과 일량에 대한 식

에너지 전달식은 주기적인 평균값이며 열전

달량과 일량을 구하는 식이다.

(1) 팽창공간에서의 가열량  $Q_E$ 와 일량  $W_E$

이 팽창공간 내의 과정은 온도  $T_E$ 로 등온이라고 가정하였기 때문에 가열량  $Q_E$ 는 팽창공간의 순간압력  $P$ 와 팽창공간의 체적변화량  $dV_{VSE}$ 을 팽창공간의 행정체적 전체에 걸쳐서 적분하고 Cauchy Residual 정리<sup>11)</sup>를 사용하면, 팽창공간에서의 에너지 전달량  $W_E$ 는 다음 식(11)로 된다.

$$Q_E = W_E = \frac{P_{\max} \delta V_{SE} \pi \sin \theta (1 - \delta)^{\frac{1}{2}}}{[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}] (1 + \delta)^{\frac{1}{2}}}$$

..... (11)

$$Q_E = W_E = \frac{P_{\text{mean}} \delta V_{SE} \pi \sin \theta}{[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}]}$$

..... (12)

(2) 압축공간에서의 방열량  $Q_C$ 와 일량  $W_C$

압축공간 내부의 과정도 온도  $T_C$ 로 등온과정이며 압축공간의 순간압력과 압축공간의 체적도 각각 크랭크 각도  $\psi$ 의 함수이므로  $P=f_1(\psi)$ ,  $V_C=f_2(\psi)$ 로 표시할 수 있기 때문에, 압축공간에서의 방열량  $Q_C$ 와 일량  $W_C$ 는 다음 식(13)으로 된다.

$$Q_C = W_C = \frac{P_{\max} \delta KV_{SE} \pi \sin(\theta - \alpha)}{[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}]}$$

..... (13)

(3) 총 에너지 전달량  $W_T$

팽창공간의 일량  $W_E$ 와 압축공간에서의 일량  $W_C$ 의 관계를 삼각함수의 가법정리와 작동가스의 순간압력계산식을 적용하여 구하면 총에너지 전달량  $W_T$ 는 식(14)로 된다.

$$W_T = W_E - \tau W_E$$

$$= \frac{P_{\max} \delta V_{SE} (1 - \tau) \pi \sin \theta (1 - \delta)^{\frac{1}{2}}}{[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}] (1 + \delta)^{\frac{1}{2}}}$$

..... (14)

### 2.7.4 무차원 일량 $W_{TS}$

작동유체의 단위질량당 무차원 일량은 총 에너지 전달량  $W_T$ , 총 체적  $V_T$ 으로부터 구하면 식(15)로 된다.

$$W_{TS} = \frac{W_T}{P_{\max} V_T}$$

$$= \frac{\delta(1 - \tau) \pi \sin \theta \sqrt{1 - \delta}}{(1 + K + X) \sqrt{1 + \delta} [1 + \sqrt{1 - \delta^2}]}$$

..... (15)

### 2.7.5 엔진 내부의 순간질량과 질량변화율

스터링 엔진 시스템속에서 작동유체의 질량 변화를 예측하는 일은 작동유체의 거동을 파악함에 있어서 매우 중요하다. 엔진 시스템속에서 작동유체의 총질량은 일정하므로 다음 식을 만족한다.

(1) 팽창공간에 대한 순간질량  $M_E$ 과 순간 질량 변화율  $\dot{M}_E$

$$M_E = \frac{\tau P V_E}{RT_C}$$

$$= \frac{\tau P_{\max} (1 - \delta) V_{SE} (1 + \cos \psi)}{2RT_C [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]}$$

..... (16)

주기적인 정상상태의 조건을 만족하에서 팽창공간에 대한 순간질량 변화를  $M_E$ 는 크랭크 각도  $\psi$ , 매분당 회전수  $N(\text{rpm})$ , 각속도  $\omega(\text{rad/sec})$ 의 함수인 다음 식(17)로 된다.

$$\dot{M}_E = \frac{V_{SE} P_{\text{mean}} \sqrt{1 - \delta^2} \tau [\delta \{ \sin(\psi - \theta) - \sin \theta \} - \sin \psi] \omega}{2RT_C [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]^2}$$

..... (17)

(2) 압축공간에 대한 순간질량  $M_C$ 와 순간 질량 변화율  $\dot{M}_C$

$$M_C = \frac{P V_C}{RT_C}$$

$$= \frac{P_{\max} (1 - \delta) K V_{SE} [1 + \cos(\psi - \theta)]}{2RT_C [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]}$$

..... (18)

$$\dot{M}_C = K V_{SE} P_{\max} (1 - \delta) \times$$

$$\frac{[\delta \{ \sin(\psi - \theta) - \sin(\alpha - \theta) \} - \sin(\psi - \alpha)] \omega}{2RT_C [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]^2}$$

..... (19)

(3) 사공간에 대한 순간질량  $M_D$ 와 순간 질량 변화율  $\dot{M}_D$

질량보존의 법칙에 따라 작동유체의 총 질량  $M_T$ 는 일정하므로 다음과 같다.

$$M_D = M_T - M_E - M_C \dots\dots\dots (20)$$

사공간에 대한 순간질량을  $M_D$ 는 다음 식으로 된다.

$$\begin{aligned} \dot{M}_D &= -(\dot{M}_E + \dot{M}_C) = \frac{dM_D}{d\psi} \\ &= \frac{X V_{SE} P_{mean} \sqrt{1 - \delta^2} \delta \sin(\psi - \theta)}{R T_D [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]^2} \end{aligned} \dots\dots\dots (21)$$

(4) 총 작동공간에 대한 순간질량  $M_T$ 와 순간질량 변화율  $\dot{M}_T$

$$\begin{aligned} M_T &= M_E + M_C + M_D \\ &= \frac{P_E V_E}{R T_E} + \frac{P_C V_C}{R T_C} + \frac{P_D V_D}{R T_D} \\ \dot{M}_T &= V_{SE} P_{mean} \sqrt{1 - \delta^2} \times \\ &\quad \frac{[\tau(1 + \cos \psi) + X\{1 + \cos(\psi - \alpha)\} + 2S]}{2R T_C [1 + \delta \cos(\psi - \theta)]} \end{aligned} \dots\dots\dots (22)$$

2.7.6 등온 슈미트 동력 H

$$\begin{aligned} H &= W_T \times N = (W_E - \tau W_E) \cdot N \\ &= \frac{N \cdot P_{max} \delta V_{SE} (1 - \tau) \pi \sin \theta (1 - \delta)^{\frac{1}{2}}}{[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}] (1 + \delta)^{\frac{1}{2}}} \end{aligned} \dots\dots\dots (23)$$

단, N는 매분당 회전수(r.p.m)이다.

2.7.7 열효율  $\eta_{ST}$

$$\eta_{ST} = \frac{W}{Q_E} = \frac{Q_E - Q_C}{Q_E} = 1 - \tau \dots\dots\dots (24)$$

3. 주 설계변수의 최적조건 도출을 위한 전산화

3.1 α형 스테어링 엔진의 주 설계변수

본 절에서는 α형 스테어링 엔진의 출력과 열효율을 예측할 수 있는 무차원 지배방정식을 성능영향인자들의 조합형태로 유도하여 이들의 거동을 규명하고 설계변수들의 최적치를 구하여 α형 스테어링 엔진의 물리적인 크기와 작동조건들을 구하고자 한다. 설계변수의 최적값을 구하

기 위하여 사용적비가 일정한 경우 저온측의 온도를 고정하고 고온측의 온도를 변화시켜 이들 온도비에 대한 행정체적비와 위상각의 최적치를 반복법에 의하여 구하고, 이때의 무차원 출력변수를 획득하였다.

스테어링 엔진의 성능은 여러가지 인자에 의하여 좌우되는데, 등온슈미트 해석<sup>2,3)</sup>에 의하면, 다음 6개의 독립변수의 함수인 ① 기관의 속도 N, ② 작동유체의 압력 P, ③ 온도비  $\tau = T_C/T_E$ , ④ 압축비  $K = V_{SC}/V_{SE}$ , ⑤ 위상각 α, ⑥ 사용적비  $X = V_D/V_{SE}$ 로 표시할 수 있는데, 본 연구에서는 상기의 설계독립변수의 함수인 4개의 무차원 출력 종속변수들을 유도한다.

3.2 최적 설계조건 도출을 위한 무차원 출력 지배 방정식

α형 스테어링 엔진의 팽창과정 동안에 외부에서 작동유체로 사이클 당 전달된 열량  $Q_E$ 는 식(12)를 이용한다.

$$Q_E = W_E = \frac{P_{mean} \delta V_{SE} \pi \sin \theta}{[1 + \sqrt{1 - \delta^2}]} \dots\dots\dots (25)$$

스테어링 엔진의 축출력(Power)에 대한 식은 식(26)으로 표시된다.

$$Power = W_T = Q_E(1 - \tau) \dots\dots\dots (26)$$

여기서,

$$S = \frac{2\tau X}{\tau + 1} \dots\dots\dots (27)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{K \sin \alpha}{\tau + K \cos \alpha} \right) \dots\dots\dots (28)$$

$$\delta = \frac{A}{B} = \frac{\sqrt{\tau^2 + 2\tau K \cos \alpha + K^2}}{\tau + K + 2S} \dots\dots\dots (29)$$

여기서 A는 커넥팅로드의 길이, B는 크랭크 아암을 나타낸다.

이상의 식에서 기초하여 각각 4가지의 출력값을 무차원 출력으로 유도하였으며, 이 과정을 수행하는데 스테어링 엔진 내부의 체적은 전행정 체적  $V_T = V_E + V_C = V_E(1 + K)$ 로 취하였다.

3.2.1 작동유체의 단위질량당 무차원 축출력

크랭크 각도가  $\psi = 0^\circ$  일 때, 작동유체의 전체 질량  $M_T$ 는 다음 식으로 된다.

$$M_T = \frac{V_{SE} P_{mean} \sqrt{1-\delta^2} [2\tau + 2S + K(1 + \cos \alpha)]}{RT_C [1 + \delta \cos \theta]} \dots\dots\dots (30)$$

그러므로, 식(26), (27)를 대입하면, 작동유체의 단위질량당 무차원 축출력  $NP_{mass}$ 는 식(31)로 된다.

$$NP_{mass} = \frac{P}{M_T RT_C} = \frac{\pi \delta \sin \theta (1-\tau) (1 + \delta \cos \theta)}{(\sqrt{1-\delta^2})(1 + \sqrt{1-\delta^2}) [2\tau + 2S + K(1 + \cos \alpha)]} \dots\dots\dots (31)$$

3.2.2 작동유체의 단위질량당 무차원 최대 축출력

$$NP_{max} = \frac{P}{P_{max} V_T} = \frac{\pi(1-\tau)\delta \sin \theta}{(1+K+X)[1+\sqrt{1-\delta^2}]} \left( \sqrt{\frac{1-\delta}{1+\delta}} \right) \dots\dots\dots (32)$$

3.2.3 작동유체의 단위질량당 무차원 평균 축출력

$$NP_{mean} = \frac{P}{P_{mean} V_T} = \frac{\pi(1-\tau)\delta \sin \theta}{(1+K)[1+\sqrt{1-\delta^2}]} \dots\dots\dots (33)$$

3.2.4 작동유체의 단위질량당 무차원 최소 축출력

$$NP_{min} = \frac{P}{P_{min} V_T} = \frac{\pi(1-\tau)\delta \sin \theta}{(1+K+X)[1+\sqrt{1-\delta^2}]} \left( \sqrt{\frac{1+\delta}{1-\delta}} \right) \dots\dots\dots (34)$$

식(31), (32), (33), (34)인 4가지의 무차원 출력 계산식은 모두 독립변수인 작동유체의 평균 압력  $P_{mean}$ , 2개의 작동공간의 온도비  $\tau$ , 2개의 작동공간의 압축비(행정체적비)  $K$ , 팽창공간의 디스플레이서 피스톤의 운동으로 인하여 압축공간의 피스톤이 운동함으로써 발생하는 체적 위상각  $\alpha$ , 사용적비(불용체적비)  $X$  및 엔진의 회전수  $N$ (rpm)에 의하여 영향을 받고 있음을 알 수 있었다.

4. 결과에 대한 분석 및 검토

제3장에서 제시한 무차원 출력지배방정식의 유도과정을 통하여 엔진 성능에 영향을 미치는 주된 설계독립변수들의 최적조합을 획득하여 실제 스테링 엔진의 설계시 적극 활용할 수 있는 통합설계선도를 구하였으며, 결과에 대한 검토는 다음과 같다.

4.1 온도비  $\tau$ 가 무차원 출력변수에 미치는 영향

Fig. 3으로부터 온도비  $\tau$ 가 작을수록(또는 팽창공간의 온도  $T_E$ 가 클수록) 무차원 출력변수의 값은 민감하게 증가하는데, 이 온도비  $\tau$ 는 스테링 엔진의 설계상 중요한 영향 인자가 되며, 출력변수의 최적값이 온도비  $\tau$ 에 광범위하게 의존함을 알 수 있다.<sup>2,10)</sup>

그러나 팽창공간의 온도  $T_E$ 는 가열기와 고온 실린더의 구성재료의 용융한계의 제한조건에 의하여 어느 한계온도 이상으로 높일 수 없고, 일반적으로 1000°K(=727°K)이하로 제한되어지고 있으며 상용되는 팽창공간의 온도  $T_E$ 는  $T_{max}$ =650~700°K로 채택하는 실정이다. 또한 경제성을 무시하는 특수용으로 사용되는 경우에는 그 이상으로 설계할 수 있으나 이 부분에 대하여는 고려하지 않기로 한다.

4.2 사용적비  $X$ 가 무차원 출력변수에 미치는 영향

Fig. 3은 무차원 출력변수에 사용적비  $X$ 의 크기가 미치는 영향을 나타낸 선도로써, 사용적비를 고정시키고 온도비  $\tau$ 를 변화시켰을 때 이들에 대한 위상각과 행정체적비, 무차원 출력의 최적값을 반복법으로 구하여 제시한 것이다.

엔진내의 사용적  $V_D$ 가 감소할 수록(또는 사용적비  $X$ 가 감소할 수록) 무차원 출력변수의 값은 증가함을 알 수 있었으며, 이 상관관계는 실린더 내부의 작동가스의 온도비  $\tau$ 에 대하여 독립적으로 성립함을 알 수 있었다.

스테링 엔진내에서 사용적  $V_D$ 는 가열기, 재생기, 냉각기 및 연결도관의 체적과 양 실린더 내의 무효용적의 총합으로 되는데, 이 공간이 작을수록 출력변수의 값은 증가하지만 이들의 사용

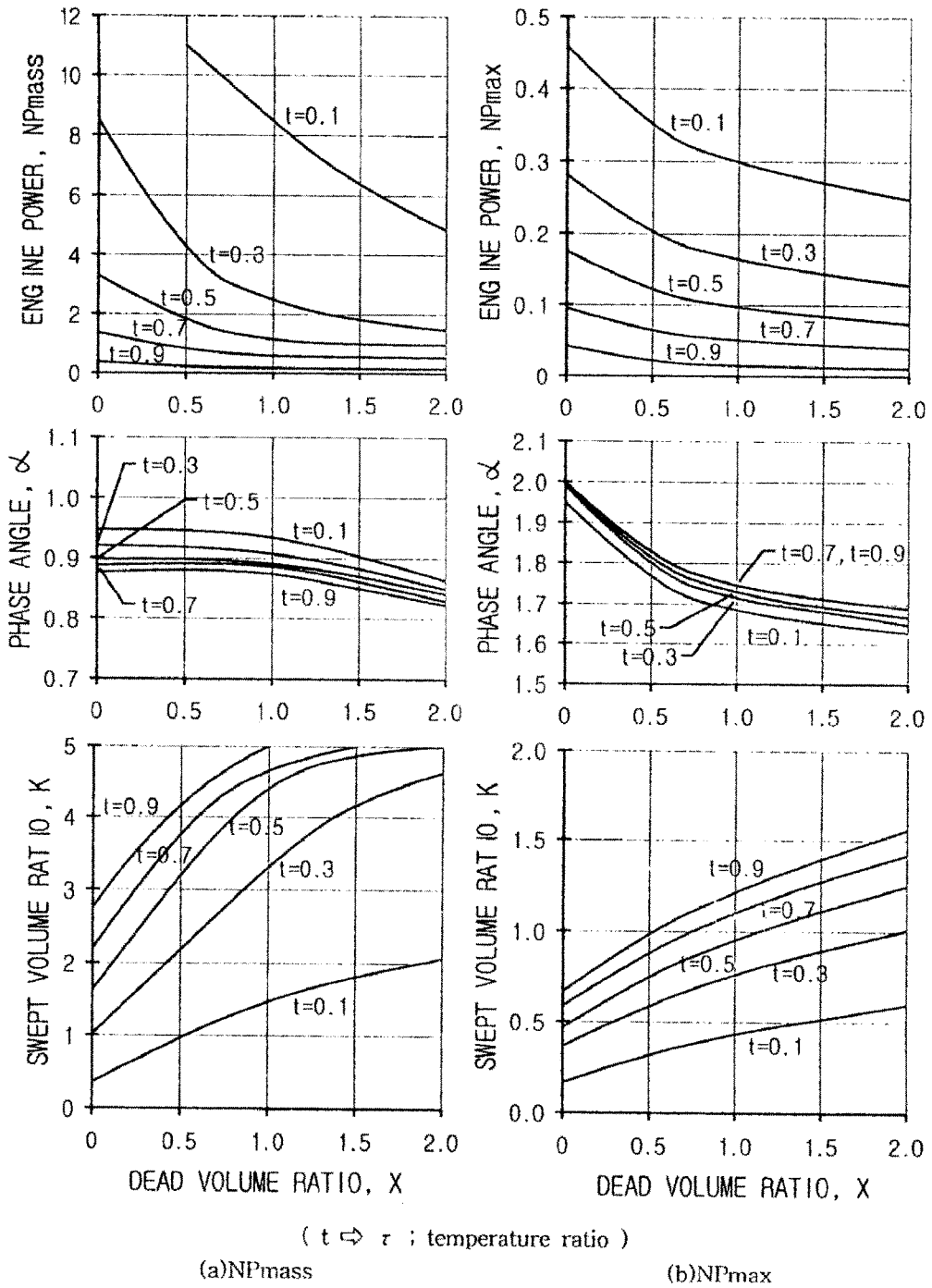
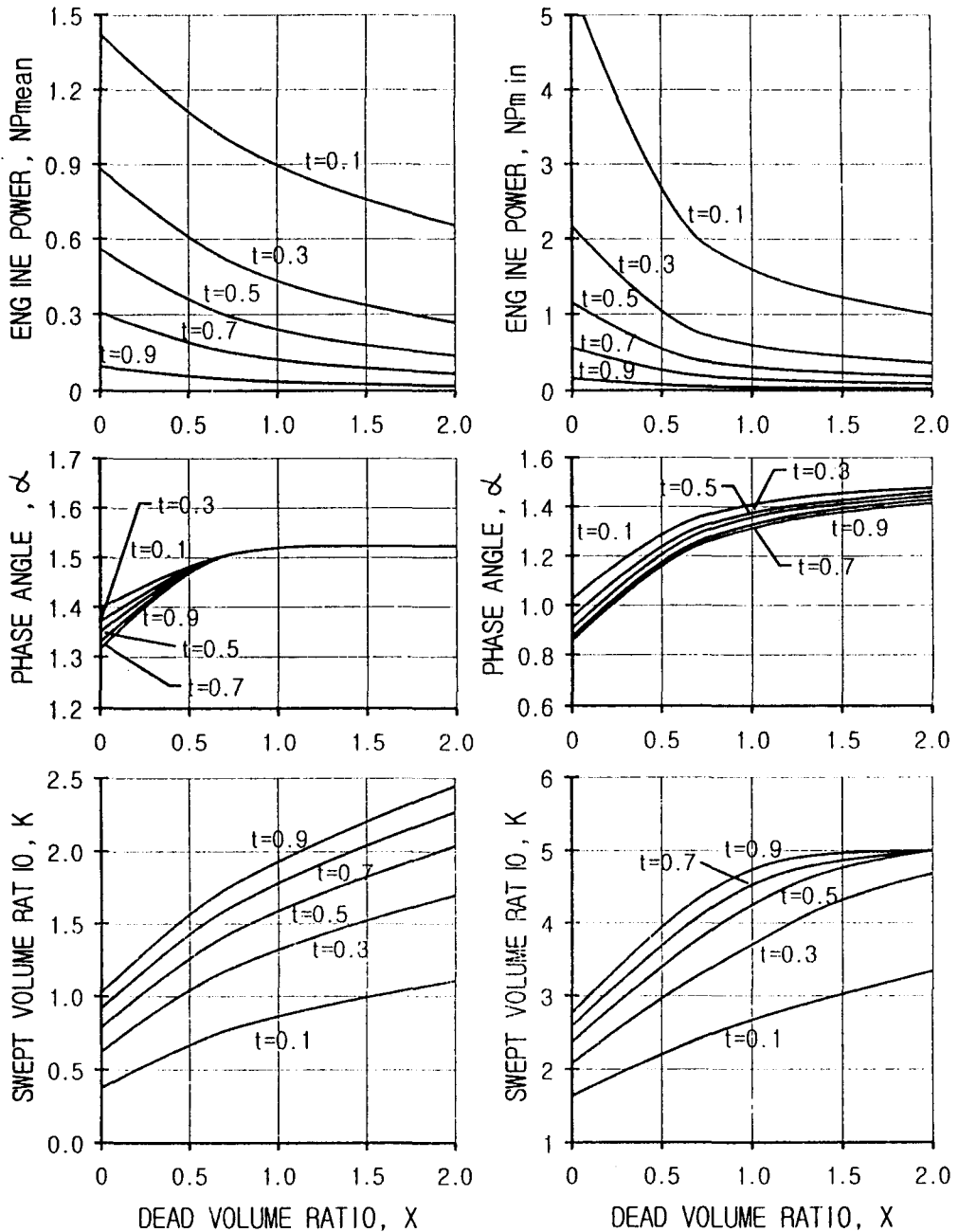


Fig. 3 Nondimensional power output versus dead volume ratio X





( t ⇔ τ ; temperature ratio )

(c) NP<sub>mean</sub>

(d) NP<sub>min</sub>

Fig. 3 (Continued)

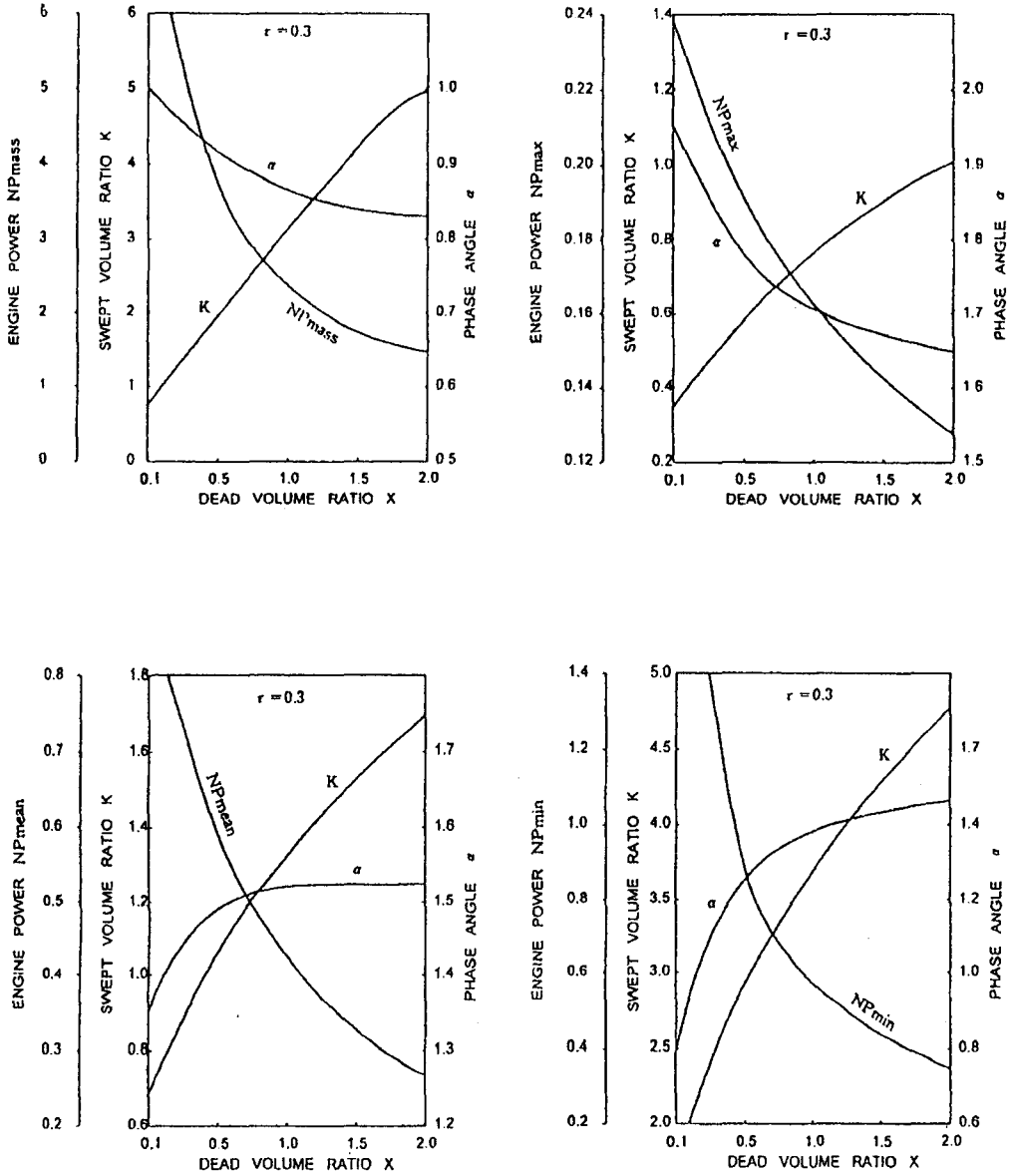


Fig. 4 Effect of X optimum output NP<sub>max</sub>, NP<sub>mean</sub>, NP<sub>min</sub> and swept volume ratio K and phase angle  $\alpha$

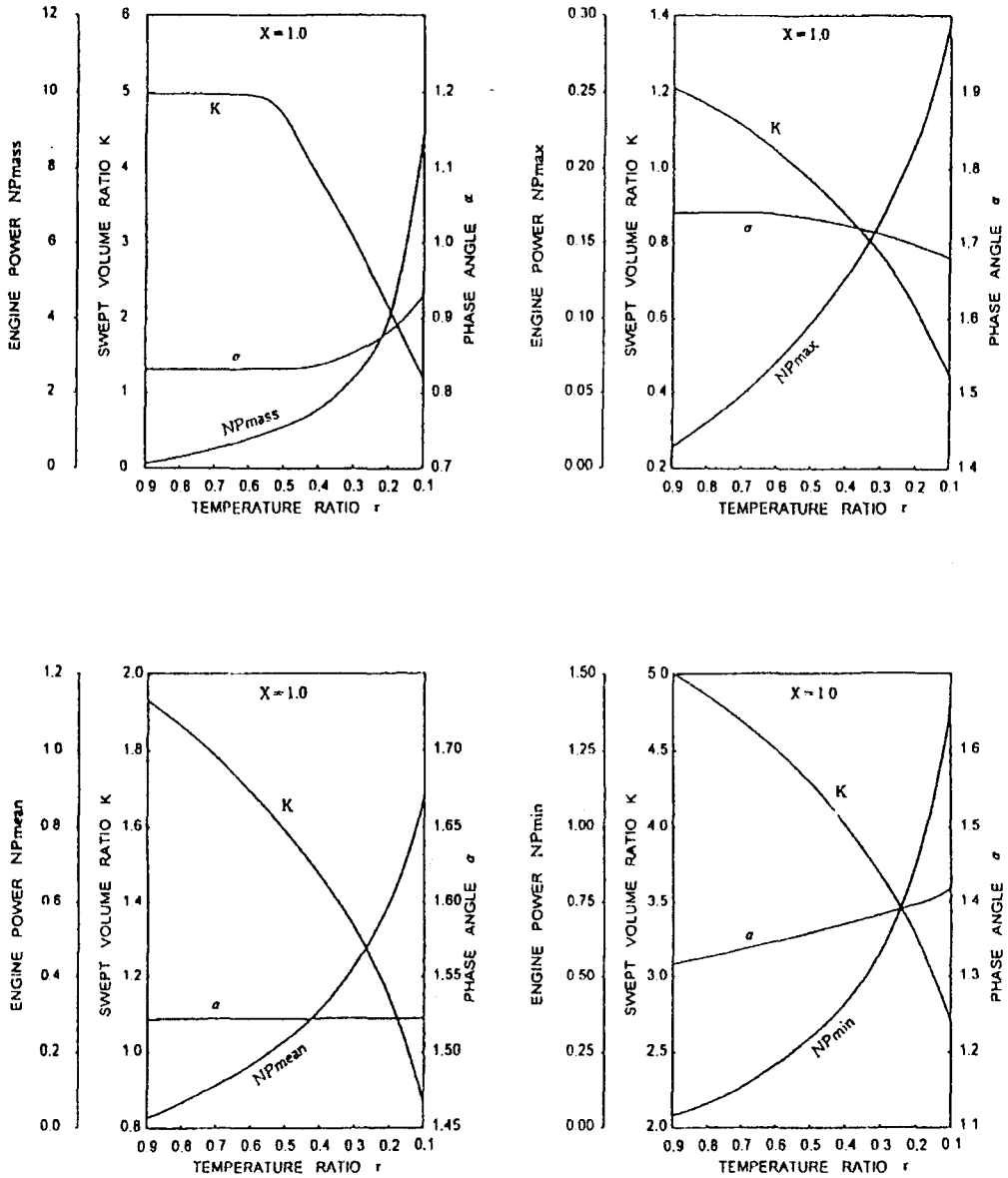


Fig. 5 Effect of  $\tau$  optimum output  $NP_{max}$ ,  $NP_{mean}$ ,  $NP_{min}$  and swept volume ratio  $K$  and phase angle  $\alpha$

적  $V_D$ 를 무조건 작게 선택할 수는 없는 일이며, 설계시 사용적에 대한 최저값에 제한이 있을 수 있다.

스테링 엔진 내부에서 사용적  $V_D$ 가 작으면 외부로부터 열전달이 불충분하게 되고, 사용적  $V_D$ 가 너무 크면 열교환기(가열기, 재생기, 냉각기) 내부에서 유동손실로 인한 압력강하 때문에 출력변수의 값이 저하되는 결과를 초래하게 되므로, 최대 출력 및 최대열효율변수의 설계조건을 만족시키는 최적 사용적비  $X_{OPT}$ 의 값도 존재한다는 사실을 알 수 있었다.

### 4.3 설계변수의 최적치에 관한 고찰

#### 4.3.1 온도비 $\tau$ 가 고정인 경우

스테링 엔진의 속도조절을 위한 수단으로 설계시 온도비  $\tau$ 를 고정시킬 경우, 사용적비  $X$ 가 변화할 때 각 출력변수값과 그때의 위상각  $\alpha$ , 행정체적비  $K$ 값에 미치는 영향에 관한 선도를 Fig. 4에 나타내었다.

이들 선도로부터 사용적비  $X$ 가 증가함에 따라 4가지 출력변수값은 감소하고, 행정체적비  $K$ 는 증가하며, 위상각  $\alpha$ 는  $NP_{mass}$ ,  $NP_{max}$ 인 경우는 감소하고  $NP_{mean}$ ,  $NP_{min}$ 인 경우에는 증가하는 것을 알 수 있다.

#### 4.3.2 사용적비 $X$ 가 고정인 경우

Fig. 5는 사용적비  $X$ 를  $X=1.0$ 으로 고정시키고 온도비  $\tau$ 가 변화할 때 각 출력변수값과 그때의 위상각  $\alpha$ , 행정체적비  $K$ 값이 변화하는 상태를 나타낸 것이다.

이들 선도에서 온도비  $\tau$ 가 감소함에 따라 4가지 출력변수값은 증가하고, 행정체적비  $K$ 는 감소하며, 위상각  $\alpha$ 는  $NP_{mass}$ ,  $NP_{min}$ 인 경우는 약간 증가하고  $NP_{max}$ 는 조금 감소하며  $NP_{mean}$ 인 경우에는 일정한 값을 갖는다는 것을 알 수 있다.

## 5. 결 론

밀폐형 재생식 사이클인 스테링 엔진은 다양한 특성을 보유하고 있는 바, 선진국을 필두로 개발연구는 각 국가의 국력에 비례하는 정도로

진행되고 있으며, 현재 엔진의 구성 요소 설계로 진행되고 있다. 이론적 연구 내용은 과학기술상 기밀로 인하여 개방되지 않고 용도에 따라 설계방식이 다양하므로 통일된 사상이 제시되지 못하는 실정이다.

본 논문에서는  $\alpha$ 형 스테링 엔진의 온도비, 사용적비, 행정체적비, 사이클 평균압력 및 회전수가 출력변수에 미치는 영향을 구명함으로써, 장차 실제 스테링 엔진의 설계시 엔진의 물리적 크기를 결정할 수 있는 기초자료로 확보하기 위하여 연구를 수행하였으며, 본 연구에서 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 온도비  $\tau$ 를 작게 할수록(팽창공간의 온도  $T_E$ 를 증가시킬수록), 그리고 사용적비  $X$ (또는 사용적  $V_D$ )를 작게 할수록 4가지 경우의 출력변수는 모두 증가하였다.
- 2) 온도비  $\tau$ 가 감소할수록 그리고 사용적비  $X$ 가 증가할수록 행정체적비  $K$ 는 감소하는 경향을 보였고, 최적 위상각  $\alpha$ 는 작동가스의 단위질량당 무차원 출력변수와 무차원 최대 출력변수에 대하여는 감소하였고, 작동가스의 평균 및 최소 출력변수인 경우는 증가하는 경향을 나타내었다.
- 3) 온도비  $\tau$ 가 일정할 때 사용적비  $X$ 가 증가함에 따라 4가지 경우의 출력변수값은 감소하고, 목표출력을 얻기 위해서는 행정체적비  $K$ 가 증가하는 경향을 나타내었다. 최적 위상각  $\alpha$ 는 단위질량당 및 최대 출력변수인 경우에는 감소하였고, 작동가스의 평균 및 최소 출력변수인 경우는 증가하는 경향을 나타내었다.
- 4) 사용적비  $X$ 가 일정할 때, 온도비  $\tau$ 가 감소함에 따라 4가지의 출력변수는 증가하였고, 위상각  $\alpha$ 는 상수값을 가졌으며 행정체적비  $K$ 는 감소하는 경향을 나타내었다.

## 참 고 문 헌

- 1) Gregory Flynn, Jr., Worty H. Percival, and F. Earl Heffner; "Revival of 1816 Stirling Engine Cycle", SAE Journal, April, 1960.
- 2) Graham T. Reader and Charles Hooper ;

- "Stirling Engine", E. & F.N. Spon, 1983.
- 3) Meijer, R. J., "Der philips-stirling motor", MTZ 29, 1968.
  - 4) Akihiko AZETSU, "The Analysis of performance of stirling engines", Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 210, Dec. 1982.
  - 5) M.J. Collie: "Stirling engine design and Feasibility for Automotive Use", Park Ridge, New Jersey, U.S.A., 1979.
  - 6) Harud YOHIKI, Nobuyki TAKANA and Mitsuhiro UEMURA, "A prediction of stirling engine performance", Bulletin of the JSME, Vol. 28, No. 237, Mar. 1985.
  - 7) Urieli, I. Rallis, C.J., Berchowit, D.M., "Computer simulation of stirling cycle machines", Proc. 12th. IECEC. paper 779252, 1977.
  - 8) Berchowit, D.M, Rallis, C.J., "A computer and experimental simulation of stirling cycle machines", Proc 13th IECEC paper 789111, 1978.
  - 9) Berchowit, D.M, Urieli, I., Rallis, C.J., "A numerical model for stirling cycle machines", Trans, ASME, Oct, 1980.
  - 10) G. Walker, "Stirling engines", Oxford, 1980.
  - 11) Erwin. Kreyszig, "Advanced engineering mathematics", 4th edn, John. Wiley & Sons, 1984.
-