

# 가정용 열펌프 구동용 스테링 엔진의 시스템 설계 및 성능 예측

## System Design and Performance Prediction of a Stirling Engine for Residential Heat Pumps

김 응 태\*, 강 병 하\*, 이 춘 식\*  
U. T. Kim, B. H. Kang, C. S. Lee

Key Words : Stirling Engine (스테링 엔진), System Design (시스템 설계), Performance Prediction (성능 예측), Heat Pump (열펌프)

### ABSTRACT

A design method has been developed for a Stirling engine with a tubular heater and cooler and a screen type regenerator. This paper provides a design procedure to determine the thermodynamic states and the geometric configurations of the Stirling engine for residential heat pumps. The major design is concerned with the working spaces, i.e. compression and expansion spaces and the heat exchangers such as the heater, the cooler and the regenerator. The Schmidt analysis has been employed to obtain the mass flow rates and heat transfer requirements of the system. The performance analysis of a model Stirling engine was performed by Martini-Weiss program to prove the validity of this design method. The results obtained indicate that this design method is valid for the Stirling engine conceptual design and performance analysis.

### 기 호 설 명

|             |                        |             |                        |
|-------------|------------------------|-------------|------------------------|
| $D_C$       | : 엔진실린더의 직경            | $\dot{M}_D$ | : 사공간에서의 질량유동량         |
| $D_R$       | : 재생기의 직경              | $\dot{M}_B$ | : 사공간에서의 평균질량유동량       |
| $d_i$       | : 가열기 튜브의 직경           | $\dot{M}_E$ | : 팽창공간에서 사공간으로의 질량 유동량 |
| $k_f$       | : 작동유체의 열전도도           | $N$         | : 엔진회전수                |
| $k_{opt}$   | : 체적치환비                | $n_R$       | : 재생기 튜브의 수            |
| $L_R$       | : 재생기의 길이              | $P$         |                        |
| $\dot{M}_C$ | : 압축공간에서 사공간으로의 질량 유동량 | $P_{max}$   | : 엔진에서의 최대압력           |
|             |                        | $P_{min}$   | : 엔진에서의 최저압력           |
|             |                        | $\Delta P$  |                        |

|                   |                               |
|-------------------|-------------------------------|
| $Q_C$             | : 냉각기에서 작동유체로부터의 열 전달량        |
| $Q_E$             | : 가열기에서 작동유체로의 열전달량           |
| $R$               | : 가스상수                        |
| $r$               | : 압력비 ( $= P_{max}/P_{min}$ ) |
| $S_C$             | : 피스톤행정                       |
| $T_C$             | : 압축공간에서의 온도                  |
| $T_E$             | : 팽창공간에서의 온도                  |
| $\bar{u}$         | : 재생기에서의 평균유속                 |
| $V_{cooler}$      | : 냉각기의 체적                     |
| $V_{heater}$      | : 가열기의 체적                     |
| $V_{regenerator}$ | : 재생기의 체적                     |
| $V_{SE}$          | : 팽창공간에서의 치환체적                |
| $X$               | : 사체적비                        |

<그리스문자>

|                |                       |
|----------------|-----------------------|
| $\alpha_{opt}$ | : 최적위상각               |
| $\epsilon$     | : Wire Screen 메쉬의 기공율 |
| $\eta$         | : 계산영역의 좌표            |
| $\tau$         | : 온도비 ( $= T_E/T_C$ ) |
| $\mu$          | : 작동유체의 점도            |

## 1. 서 론

스터링 엔진은 19세기초 영국의 로버트 스테링 목사에 의해 개발된 외연기관의 일종으로 1950~60년대부터 집중 연구되기 시작하면서 기존의 내연기관에서는 찾아볼 수 없는 특수한 성능과 획기적인 장점들로 인해 에너지 절약 및 대체, 그리고 환경오염 방지의 측면에서 많은 관심을 받고 있으며 경제적으로 각국에서 이 엔진의 실용화를 서두르고 있다. 스테링 기관은 열기관중에서 이론 열효율이 가장 높고 다양한 연료로 활용할 수 있어 가장 합리적인 대체 에너지 이용기기이며 가정용 열펌프, 우주용 동력, 군사장비의 동력원, Remote power sources로부터 인공 심장과 자동차 등의 엔진으로 응용이 확대되고 있는 미래형 엔진이다.<sup>1)</sup> 특히 최근에 종래의 압축식 냉동기 및 열펌프에 사용되는 냉매중 프레온 가스가 지구의 온도 상승과 오존층 파괴

에 미치는 영향으로 인해 프레온 계통 냉매에 대한 세계적인 규제 조치가 있으므로 이의 대체로 규제 냉매를 사용하지 않는 스테링 기기의 냉동 분야로 응용이 적극 연구되고 있다.<sup>2)</sup>

스터링 엔진에 대한 연구는 1950년대말부터 60년대초까지 스웨덴의 필립스사를 시작으로 미국의 GM사를 정점으로 전세계적으로 각국의 목적에 따라 독자적으로 수행되고 있다. 미국은 주로 군사용이나 우주 전원용으로 연구를 수행하고 일본과 유럽 각국에서는 열펌프용으로의 응용에 주력하고 있다. 스테링 엔진설계에 대한 연구는 NASA를 비롯한 여러곳에서 진행해오고 있는데 각기 독자적인 설계방법으로 수행하며 거의 발표하지 않고 있다.<sup>3,4,5)</sup> 스테링 엔진 성능해석 연구는 가장 간단한 1차 해석으로부터 Schmidt 해석이나 단열해석에 각종 손실을 보정해주는 Martini 등의 2차해석, Finkelstein 등의 Nodal analysis 방법인 3차 해석까지 해석 목적에 따라 비교적 많은 연구가 있어왔다.<sup>3,4,5,6,7)</sup> 1차 해석은 주로 개념 설계단계에서 이론상 얻을 수 있는 성능을 알기 위한 해석이고, 2차 해석은 스테링 엔진 설계시 엔진 성능을 미리 예측하기 위한 해석으로 쉽게 설계에 응용할 수 있어 비교적 많이 쓰이고 있다. 3차 해석법은 컴퓨터의 수치해석의 발달로 최근에 집중적으로 연구되어 지는 것으로 거의 실제적인 해석을 가능하게 해 주는 해석법이다. 그러나 일반적으로 스테링 엔진을 설계할 때는 아직까지는 3차 해석에서 채택되는 컴퓨터에 의한 시뮬레이션 방법을 사용하지 않고, 엔진의 치수와 작동 조건을 실제적인 상황으로 고려하여 설계와 해석을 수행하는 2차해석 방법을 많이 사용하고 있으며, 본 논문에서도 이 방법을 따르고 있다.

본 논문은 가정용의 소형 열펌프를 구동할 수 있는 스테링 엔진의 설계 및 이의 성능 예측에 관한 것으로 스테링 엔진의 각 부분들을 열역학적인 면에서 설계하여 스테링 엔진의 기하학적인 제원을 얻었다. 또한 2차 해석법의 일종인 Martini-Weiss의 성능 해석 프로그램

램으로 모델엔진의 성능을 여러가지 운전 조건, 즉 엔진회전수, 운전압력, 위상각 등의 변화에 따른 영향을 검토하여 제반 손실이 최소화 되며 효율이 최대가 되는 최적 운전 조건을 얻었다. 그리고 이의 결과를 GM에서 개발된 GPU-3엔진<sup>4)</sup>의 성능해석 결과와 비교 검토하였다.

## 2. 스테링 엔진의 모델설계

### 2.1 스테링 엔진 모델

본 연구에서 사용한 스테링 엔진의 모델은 3kw 급의 소형 가정용 열펌프 구동용을 위한 것으로 다음과 같은 제원을 가지고 있다.

- 동 력 : 3kw
- 효 율 : 30 %
- 평 균 압 력 : 3~6 MPa (평균설계압력 : 5 MPa)
- 팽 창공간온도 : 650 °C (±50 °C) (설계온도 : 900k)

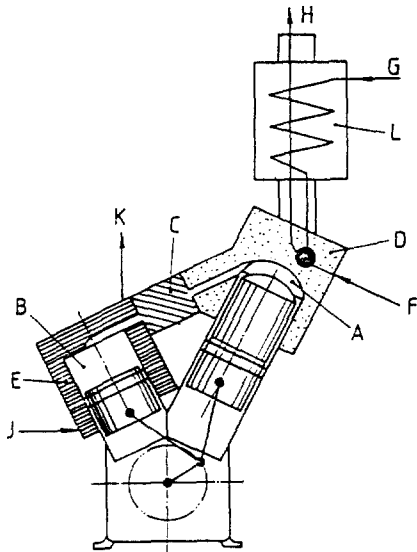


Fig. 1 Schematic diagram of an  $\alpha$ -type Stirling engine

- A : Expansion space    B : Compression space
- C : Regenerator        D : Heater
- E : Cooler                F : Fuel inlet
- G : Gas inlet            H : Exhaust gas
- J : Water outlet        L : Air preheater

압축공간온도 : 25~50 °C (설계온도 : 310k)

회 전 수 : 1,500 rpm

작 동 유 체 : 헬 림

엔진의 형식은  $\alpha$ -type 으로 Fig.1과 같이 2개의 피스톤과 2개의 실린더로 구성된 60° V형 엔진이다.  $\alpha$ -type 의 엔진은 Kinematic 엔진의 한 형식으로 스테링 사이클 작동 형식에 가장 가깝게 구성되었기 때문에 다른 형식의  $\beta$ -type 이나  $\gamma$ -type 에 비해서 이론에 가장 가까운 해석 결과를 주며 단위 부피당 출력이 크고 구조의 유연성이 좋기 때문에 가정용이 소형 열펌프 구동용으로 적합하다.<sup>9)</sup>

### 2.2 모델엔진의 설계

#### 2.2.1 예비설계

일반적으로 스테링 엔진을 한번에 설계하는 것은 대단히 어렵다. 이는 엔진을 구성하는 구성요소들이 전체 엔진의 성능에 많은 영향을 끼치기도 하지만 구성요소 서로간에도 영향을 끼치기 때문이다. 따라서 스테링 엔진을 설계하는데에는 어떤 일관된 방법이 없고 각자 고유의 방법으로 설계 목적과 설계자의 취향으로 독자 설계하여야 한다. 스테링 엔진의 예비 설계는 이런 설계과정의 임의성을 어느정도 극복하여 지금까지의 설계자료와 기존 엔진들의 성능 시험 결과로부터 넓은 범위의 엔진에 비교적 타당하게 적용될 수 있는 설계법을 유도하여 스테링 엔진의 예상 출력, 효율, 회전수, 작동온도와 엔진 주요부의 대략적인 크기와 구성 비율을 정하는 것이다. 여기서 얻어진 기본적인 데이터는 Schmidt 해석이나 2차, 3차해석과 같은 성능해석의 기본입력 값으로 설정된다.

예비 설계는 1차해석의 결과인 Beale의식이나 Walker의 통합 설계표를 이용하는데 본 연구에서는 Walker의 통합 설계표를 이용한다.<sup>8)</sup> 이 설계표는 스테링 엔진 작동의 최적 조건을 위한 여러가지 설계 변수인 체적 치환비, 사체적비, 위상각, 출력 등의 설계값을 동시에 얻을 수 있게 해준다. 한편 Malmö에 의하면 이 설계표에서 산출되는 스테링 엔진의

축출력은 이상적인 해석에 의해 얻어진 스테링 싸이클 출력의 1/3 정도 이므로 이를 보정해 주어야 한다.<sup>9)</sup> Walker의 통합 설계표에서 구해낸 본 모델 스테링 엔진의 주요 크기와 치수가 Table 1에 나타나 있다. 이때의 팽창 공간 온도는 가열기 벽의 열변형과 응력을 고려하여 900k 로 하고 압축공간 온도는 편의상 300k로 한 것이다. 통합 설계표에 의하면 본 모델 엔진의 체적 치환비  $k_{opt}$ 는 0.92 이고, 최적 위상각  $\alpha_{opt}$ 는 97.2°이다. 이때 사체적비  $X$ 는 1.5로 가정한 것이다. 이 사체적비는  $X$ 는 가열기 체적  $V_{heater}$ , 재생기 체적  $V_{regenerator}$ , 냉각기 체적  $V_{cooler}$ 를 합친 것으로 가정하여 이들 사이의 연결관들의 사체적은 무시되어진 것이다. 또 가열기, 재생기, 냉각기 각각의 체적비는 1:1:0.5의 비율로 정한 것으로 이는 GM사가 추천한 구성비이다.<sup>9)</sup>

한편 피스톤 행정  $S_c$ 는 보통 실린더 구경  $D_c$ 의 1/2 정도 크기로 하는데 이는 실링과 피스톤 링의 수명을 고려하여 결정한 값이다. 그리고 크랭크 길이는  $S_c$ 의 1/2 이고 케넥팅 로드 길이는 크랭크 길이의 3~5배 정도의 크기인데 이는 스테링 엔진의 설계에서 경험적으로 추천되어지는 값이다.<sup>9)</sup> 그밖에 최대 작동압력  $P_{max}$ , 최소 작동압력  $P_{min}$ , 그리고 압력비  $r$ 은 Schmidt 식에 의해서 결정되는 값이며, 상세한 설계과정은 참고문헌에 설명되어 있다.<sup>10)</sup>

2.2.2 Schmidt 해석

Walker의 통합 설계표에서 나온 대략적인 치수와 최적 작동 조건을 이용하여 Schmidt 해석을 하면 스테링 엔진의 이론 열입력량과 방출량, 효율, 출력 등을 구할 수가 있다. 이 Schmidt 해석에서 나온 결과들은 모두 손실을 고려하지 않은 이상적인 결과이며 실제로는 이들 결과들에 실험적으로 알려진 손실항을 가감하여 최종 결과를 얻어내어야 하는데 본 연구에서의 Schmidt 해석의 목적은 열교환기 설계시 필요한 기초 자료인 가열기의 열량  $Q_E$  냉각기에서 방출시켜야 할 열량  $Q_C$ 와

Table 1 Main dimensions of the present Stirling engine

| Dimension         | Description                       | Design Value | Unit |
|-------------------|-----------------------------------|--------------|------|
| $V_E$             | Expansion swept volume            | 202.0        | cc   |
| $V_C$             | Compression swept volume          | 186.0        | cc   |
| $V_T$             | Total swept volume (= $V_E+V_C$ ) | 388.0        | cc   |
| $V_D$             | Dead space volume                 | 303.0        | cc   |
| $V_{heater}$      | Heater volume                     | 120.0        | cc   |
| $V_{regenerator}$ | Regenerator volume                | 120.0        | cc   |
| $V_{cooler}$      | Cooler total volume               | 63.0         | cc   |
| $D_c$             | Compression space diameter        | 7.8          | cm   |
| $S_c$             | Piston stroke                     | 3.9          | cm   |
| $L_{cr}$          | Crank length                      | 1.95         | cm   |
| $L_{co}$          | Connecting rod length             | 9.75         | cm   |
| $\alpha$          | Phase angle                       | 97.2         | deg  |
| $P_{max}$         | Maximum pressure                  | 7.15         | MPa  |
| $P_{min}$         | Minimum pressure                  | 3.58         | MPa  |
| $r$               | Pressure ratio                    | 1.76         |      |

열 교환기에서의 질량 유동량  $\dot{M}_D$ 를 구하기 위한 것이다. 이들 값들은 Schmidt 해석에서 다음의 식과 같이 나타내진다.<sup>9)</sup>

$$Q_E = \frac{P_{max} \delta V_{SE} \pi \sin \theta (1-\delta)^{\frac{1}{2}} N}{[1+(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}](1+\delta)^{\frac{1}{2}} 60} \dots(1)$$

$$Q_C = \frac{P_{max} \delta k V_{SE} \pi \sin (\theta-\alpha) (1-\delta)^{\frac{1}{2}} N}{[1+(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}](1+\delta)^{\frac{1}{2}} 60} \dots(2)$$

$$\dot{M}_D = -(\dot{M}_E + \dot{M}_C) \dots(3)$$

여기서  $\dot{M}_E$ 와  $\dot{M}_C$ 는 팽창 공간과 압축 공간에서 열교환기 쪽으로 흐르는 질량 유동율로 다음의 식으로 표현된다.

$$\dot{M}_E = \frac{V_{SE} P_{max} (1-\delta) \tau \{ \delta [\sin (\phi-\theta) - \sin \theta] - \sin \phi \}}{2 RT_C [1+\delta \cos (\phi-\theta)]^2} \frac{2 \pi N}{60} \dots(4)$$

$$\dot{M}_C = \frac{V_{SE} P_{max} (1-\delta) \{ \delta [\sin (\phi-\theta) + \sin (\alpha-\theta)] - \sin (\phi-\alpha) \}}{2 RT_C [1+\delta \cos (\phi-\theta)]^2} \frac{2 \pi N}{60} \dots(5)$$

이상의 식들에서  $\theta$ 와  $\delta$ 는 다음의 관계식에서 구해지는 값이다.

$$\tan \theta = \frac{k \sin \alpha}{\tau + k \cos \alpha} \dots\dots\dots(6)$$

$$\delta = \frac{(\tau^2 + 2k\tau \cos \alpha)^{\frac{1}{2}}}{\left\{ \tau + k + \frac{4X\tau}{\tau + 1} \right\}} \dots\dots\dots(7)$$

이상의 식들에 Table 1에서 나타낸 스테어링 엔진의 제원을 대입하면  $Q_E$ 는 13.6kw,  $Q_C$ 는 4.5kw가 되어 이 엔진의 이론 출력은 9.1kw가 된다. 이론 출력은 이상적인 해석의 값이므로, 실제의 축출력은 Malmo의 보정<sup>9)</sup>에 의해 3.03kw가 예상되어 선정모델엔진의 출력에 적합한 값이 된다. 한편 식(4)와 (5)는 피스톤의 위상각  $\phi$ 에 따른 질량 유동률을 표시하는 것으로 주어진 스테어링 엔진 제원에 대한 질량 유동량을 Fig.2에 나타내었다. 이때 사체적을 흐르는 질량  $\dot{M}_D$ 는 열교환기 설계에 적용하기 위하여 다음과 같이  $M_D$ 로 환산하여야 된다.

$$\bar{M}_D = \frac{\sum_{\phi=0}^{360} |\dot{M}_D|}{360} \dots\dots\dots(8)$$

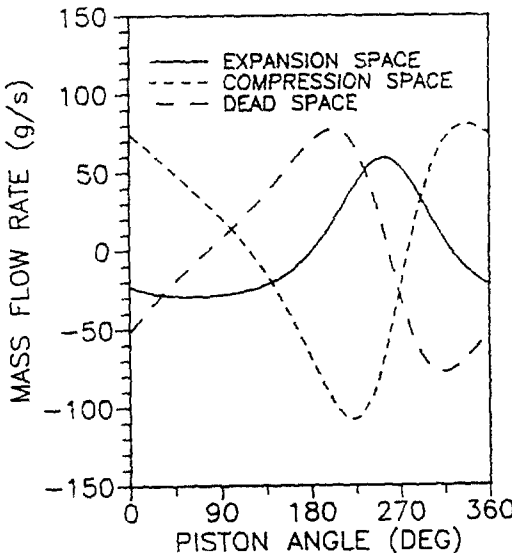


Fig.2 Variation of mass flow rate for working spaces at the nominal design condition

본 연구에서는 수치 적분을 수행하여  $\bar{M}_D$ 를 구하는데 헬륨을 작동유체로 하는 경우 0.044 kg/s가 된다. 그리고 작동유체인 헬륨의 전체 봉입량은 스테어링 엔진의 평균작동 압력에 의해 결정된다.

2.2.3 가열기와 냉각기 설계

스테어링 엔진에서의 열전달 현상은 서로 비슷하다. 그러나 이들을 모델링하고 해석하여 설계에 적용하는 데는 상당히 어려운 일이다. 이는 가열기와 냉각기 튜브의 외벽은 저압의 정상 유동상태이고 내벽은 고압의 비정상류 상태로서 내벽과 외벽에서의 열전달 조건이 틀리기 때문이다. 또 내부 유동은 짧은 시간의 주기로 유동 방향이 바뀌는 왕복유동을 하기 때문에 현재까지 이에 대한 명확한 해석과 실험 결과가 알려지지 않았다. 그러나 이에 대한 연구가 점차로 진행되고 있기 때문에 조만간 이들의 결과를 적용할 수가 있을 것이다. 초기 설계 단계에서는 내부 유동만을 고려하여 주기적인 왕복유동을 반 주기씩으로 평균하여 정상 상태로 환산하여 기존의 난류유동 결과를 열전달식에 적용하여 다음과 같이 가열기와 냉각기의 대체적인 치수를 정한다.

$$Q = nh_i A_i \Delta T \dots\dots\dots(9)$$

위 식(9)에서  $n$ 은 튜브의 갯수이고  $h_i$ 는 단위 튜브 내벽에서의 난류유동에 대한 열전달 계수이고  $A_i$ 는 튜브 내벽의 열전달 면적이고  $\Delta T$ 는 튜브 내벽 온도와 내부 유동의 평균 온도와의 차이이다. 이 때의 열전달 계수  $h_i$ 는 다음의 식으로 나타낸다.<sup>11)</sup>

$$h_i = 0.023 \frac{k_f}{d_i} R^{0.8} P^m \dots\dots\dots(10)$$

여기서  $R$ 와  $P$ 은 각각 Reynolds수와 Prandtl 수이고  $m$ 은 계수로써 가열기일때는 0.4, 냉각기일때는 0.3이다. 식(10)을 식(9)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 식(11)을 유도할 수 있다.

$$Q = 0.023 n \frac{k_f}{d_i} \left( \frac{4\bar{M}_D}{\pi \mu n d_i} \right)^{0.8} Pr^m \pi d_i C_1 \Delta T \dots\dots\dots(11)$$

여기서  $4M_D/\pi \mu n d_i$ 는 Reynolds 수이고  $C_1$ 은 가열기에서는 0.7, 냉각기에서는 0.8정도의 값을 가지는 유효 열전달 면적 계수이다.  $\Delta T$ 는 보통 Urielli<sup>12)</sup>에 의해 가열기에서는 50 °C, 냉각기에서는 25 °C 정도로 가정한다. 또 1은 가열기와 냉각기의 전체 길이인데  $d_i$ 와 함께 고려하여 가열기, 냉각기의 사체적을 고려하여 정해지는 값이다. 따라서 식(11)을 다음과 같이 변형시키는 것이 편리하다.

$$Q = 0.023 k_f \left( \frac{4\bar{M}_D}{\pi \mu} \right)^{0.8} Pr^m 4 C_1 V_i \Delta T d_i^{-2.8} n^{-0.8} \dots\dots\dots(12)$$

여기서  $V_i$ 는 가열기 혹은 냉각기의 전체 체적이다. 이때 식(12)의 각각의 열역학 성질들은 가열기에서는  $T_E$ , 냉각기에서는  $T_C$ 에서 환산되는 값들로 입력시킨다. 그러나  $T_E, T_C, V_{heater}, V_{cooler}, Q_E, Q_C$ 에 주어진 값을 입력시키면 튜브의 수, 튜브의 길이에 대한 설계 값들의 조합이 산출되는데, 이들 조합들 중에서 난류 영역의 값들을 선택하면 된다. 이들 설계조합들을 설계치로 택할 때는 튜브의 수와 튜브의 전체 길이 등을 고려하여 적절하게 선택하여야 한다. 튜브의 수가 너무 작으면 튜브의 길이가 커지므로 이 경우 스테링 엔진의 크기가 커지게 된다. 본 연구에서는 가열기 튜브 갯수는 40, 냉각기 튜브 갯수는 100으로 정했으며, 이는 가열기 튜브의 내경이 3 mm, 냉각기 튜브의 내경이 2.6 mm 정도임을 고려할 때 소형 가정용 열펌프의 크기에 적절하다고 본다.

2.2.4 재생기 설계

스테링 엔진은 재생기가 제공하는 재생 사이클로 작동하는 엔진이다. 따라서 스테링 엔진의 성능은 이 재생기의 특성에 민감하게 의존한다. 본 연구에서는 Tanaka 등<sup>12)</sup>의 Wire screen에서의 열전달과 유체유동 실험결과를 이용하여 설계한다. 보통의 스테링 엔진용 재생기 재료인 100~200 메쉬 정도의 Wire screen에서는 유체 마찰계수  $f_h$ 와 Nusselt 수는 다음과 같이 Tanaka 등이 실험적으로 제시하였다.

$$f_h = \frac{175}{Re_h} + 1.6 \dots\dots\dots(13)$$

$$Nu_h = 0.33 Re_h^{0.67} \dots\dots\dots(14)$$

여기서  $Re_h$ 는  $d_h = d_w \varepsilon / (1 - \varepsilon)$ 의 수력 직경을 갖는 Reynolds 수이다. 식(13)와 식(14)에 의하면 재생기 한개당 마찰손실  $W_{loss}$ 와 열전달 손실  $Q_{loss}$ 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$W_{loss} = \frac{\pi}{4} \varepsilon D_R^2 u \frac{1}{2} \rho u L_R \frac{f_h}{d_h} \dots\dots\dots(15)$$

$$Q_{loss} = \frac{Pr Re_h d_h}{2 Nu_h L_R} C_P \frac{\bar{M}_D}{n_R} (T_h - T_C) \dots\dots\dots(16)$$

따라서 재생기만의 마찰 손실과 열전달 손실을 전체 스테링 엔진의 손실로 가정하면 전체 효율은 다음의 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{(Q_E - Q_C) / n_R - W_{loss}}{Q_E / n_R + Q_{loss}} \dots\dots\dots(17)$$

식(17)에 의해 구해지는 효율은 재생기에서의 손실만을 고려한 것으로, 기타 구성요소에서의 모든 손실을 무시한 상태로 얻어졌기 때문에 효율의 정량적인 값 자체는 의미가 없다. 하지만 이 식에서 재생기의 기하학적 요소가 시스템 전체 효율에 미치는 영향을 고려함으로써 재생기의 최적 설계가 가능하다. 스테링 엔진에서의 재생기 설계는 주어진 재생기 체적에 대하여 재생기 튜브의 수,  $n_R$ , 재생기

Table 2 Geometric specification of the present Stirling engine heat exchangers

|                                   |              |
|-----------------------------------|--------------|
| Cooler                            | Tubular type |
| I.D. of cooler tubes              | 0.265 cm     |
| Length of cooler tubes            | 11.400 cm    |
| Heat transfer length              | 9.420 cm     |
| Number of cooler tubes / cylinder | 100          |
| Regenerator                       | Wire mesh    |
| O.D. of regenerator               | 3.480 cm     |
| I.D. of regenerator               | 0.000 cm     |
| Length of regenerator             | 3.000 cm     |
| Number of regenerators / cylinder | 6            |
| Screen wire diameter              | 0.004 cm     |
| Fill factor                       | 30.000 %     |
| Surface area / volume             | 435.000 cm   |
| Mesh density (strands per cm)     | 95.493       |
| Heater                            | Tubular      |
| I.D. of heater tubes              | 0.307 cm     |
| Length of heater tubes            | 40.500 cm    |
| Heat transfer length              | 28.300 cm    |
| Number of heater tubes / cylinder | 40           |

직경  $D_R$ 은 열교환기 연결 부분의 사체적을 줄이고 유로의 급작스런 팽창과 수축을 방지하기 위하여 재생기의 총 단면적을 작동공간의 실린더의 단면적과 비슷하게 정한 다음, 주어진 재생기 사체적을 고려하여 식(17)에서 재생기 길이의 최적 값을 정한다. 이상의 설계 방법에 의해 얻어진 3kw급 스테링 엔진의 가열기, 냉각기, 재생기의 재원이 Table 2에 나타나 있다.

### 3. Martini-Weiss 성능 해석 프로그램에 의한 해석 결과

앞에서 언급한대로 3kw급의 가정용 열펌프 구동 스테링 엔진의 각 주요부의 설계 값이 정해지면 이 엔진의 성능을 예측하여야 한다. 이 성능을 예측하기 위하여 본 연구에서는 University of Calgary에서 개발된 Martini-Weiss 성능 해석 프로그램<sup>5)</sup>을 이용하였다. 이 성능 해석 프로그램은 2차 해석 프로그램의 일종으로 전 세계적으로 널리 사용되고 있으며 구성은 등은 해석에 의한 이론적인 해석 결과에 각 엔진 주요부의 손실을 고려하여 최종 출력을 결정하는데 PC에서 수행될 수 있을 정도의 간편한 프로그램으로 엔진의 기초 설계단계에서는 매우 편리하게 쓸 수 있다.

Table 3은 본 모델 스테링 엔진이 해석 결과를 나타낸 것으로 엔진 회전수 1500rpm, 평균압력 5.0MPa, 헬륨 가스를 작동유체로 사용하였을 때의 성능 해석 결과이다. 해석 결과는 이론 열입력량과 이론 출력량에서 앞의 Schmidt 해석 결과와 약간의 차이를 보이고 있지만 본 연구에서 목표를 하고 있는 1500rpm의 엔진속도에서 출력 3kw, 전체 효율 30% 많은 4.47kw의 출력과 30.48%의 효율을 내주고 있다. 이런 원인은 이 Table에서 보여주듯이 여러가지 열손실과 출력손실들이 기본적인 열입력과 기본 출력에 비해 매우 작게 나왔기 때문이다.

Fig.3은 크랭크의 회전각에 따른 팽창공간과 압축 공간의 체적 변화와 전체 엔진의 압

Table 3 Performance of the present-Stirling engine at engine speed 1500 rpm and average gas pressure 5 MPa

|                            |          |
|----------------------------|----------|
| Power                      | (Watts)  |
| Basic power                | 5942.10  |
| Heater friction loss       | 301.67   |
| Regenerator friction loss  | 361.55   |
| Cooler friction loss       | 14.05    |
| Net power                  | 5261.83  |
| Mechanical friction loss   | 789.28   |
| Brake power                | 4472.56  |
| Heater Requirements        | (Watts)  |
| Basic heat                 | 10732.22 |
| Reheat loss                | 137.05   |
| Shuttle loss               | 118.68   |
| Pumping loss               | 72.98    |
| Temperature swing loss     | 59.20    |
| Conduction loss            | 369.66   |
| Flow friction              | - 483.95 |
| Heat to engine             | 11005.85 |
| Indicated Efficiency (%)   | 47.81    |
| Overall Efficiency (%)     | 30.48    |
| Heater wall temp. (K)      | 1020.00  |
| Effic. hot space temp. (K) | 919.00   |
| Hot temp. diff. (K)        | 101.00   |
| Cooler wall temp. (K)      | 310.80   |
| Effic. cold temp. (K)      | 408.70   |
| Cold temp. diff. (K)       | - 98.00  |

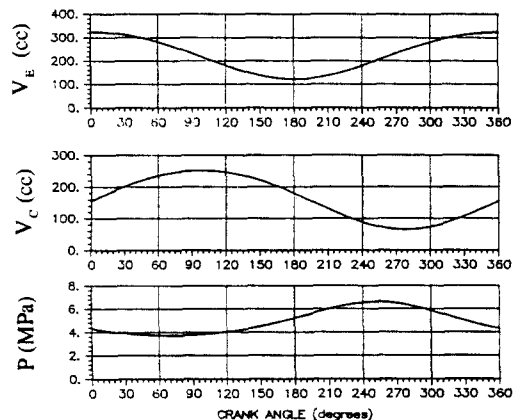


Fig. 3 Volume and pressure variation at the nominal design condition

력변화를 나타내준다. 또 Fig.4는 평균 작동 압력 5.0 MPa, 엔진회전수 1,500rpm 일때 Fig.3의 결과를 P-V선도로 표시한 것이다. 이때 팽창공간 체적은 가열기의 체적이, 압축 공간 체적은 냉각기의 체적이 각각 사체적으로 포함되어 있다. Fig.4의 총 체적에는 Fig. 3의 팽창공간 체적과 압축공간 체적에 재생기의 사체적이 포함된 것이다. 그림에서 보면 최대 체적은 333cm<sup>3</sup>, 최소 체적은 76.5 cm<sup>3</sup>가 되어 냉각기, 가열기, 재생기의 전체 사체적 322.1cm<sup>3</sup>를 고려하면 압축비가 1.64 정도임을 알 수 있고 최대 압력은 6.7MPa, 최소 압력은 3.8MPa정도가 되어 압력비가 1.76정도임을 알 수 있다. 이들 압축비와 압력비는 기존의 스테링 엔진에서의 허용치 범위안에 드는 값이다.

Fig.5는 엔진의 회전수와 작동압력에 대한 축출력의 변화를 보여준다. 역시 동일한 회전수에서는 작동압력이 커지면 축출력이 커지고, 같은 압력에서는 회전수가 클 수록 축출력이 커짐을 알 수 있다. 따라서 보다 큰 축출력을 얻기 위해서는 작동 압력과 회전수를 크게 할 필요가 있게 된다. 그러나 작동압력은 누설의 문제에, 또 엔진 회전수는 손실 등의 이유로 스테링 엔진에서는 이들을 무한히 크게 할 수는 없다.

Fig.6은 엔진 회전수 변화가 엔진의 효율과 압력 손실에 미치는 영향을 보여준다. 이 그림에서 엔진 회전수 1,000rpm에서 2,000 rpm까지의 범위에서 최고 효율을 나타내고 있

음을 알 수 있다. 또 그림에서 보면 엔진의 회전수가 커질수록 엔진의 압력 손실의 증가 속도가 커짐을 알 수 있는데 이는 스테링 엔진 내부에서의 주요 유동 손실이 속도의 제곱에 비례하여 커지기 때문이다. 일반적으로 스테링 엔진의 효율은 낮은 회전수에서는 엔진의

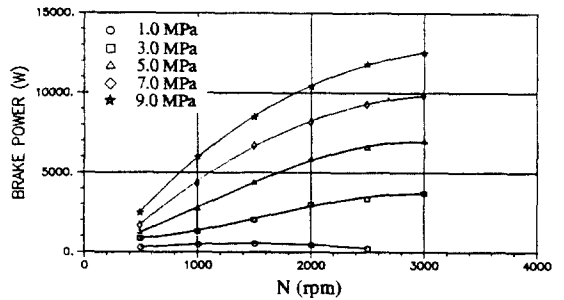


Fig. 5 Effect of engine speed on the power of a Stirling engine at the nominal design condition

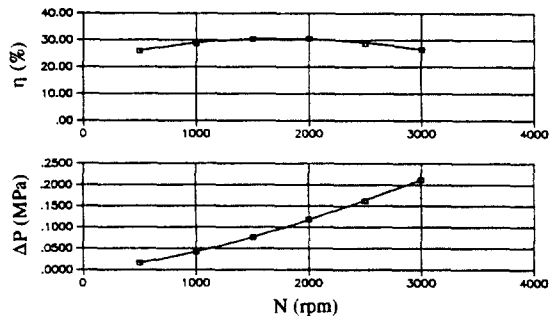


Fig. 6 Effect of engine speed on the efficiency and the pressure drop of a Stirling engine at the nominal design condition

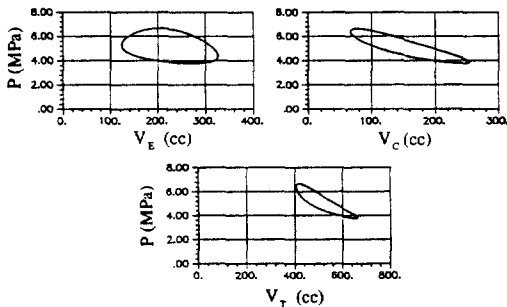


Fig. 4 P-V diagram at the nominal design condition: engine mean pressure 5.0 MPa and engine speed 1500rpm

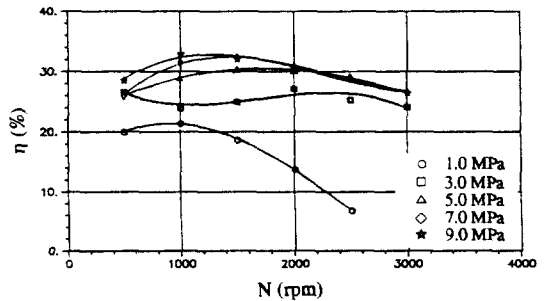


Fig. 7 Effect of the average working pressure on the efficiency of a Stirling engine at the nominal design condition



출력의 회전수의 증가에 따라 증가하기 때문에 효율이 증가하다가 엔진의 회전수가 어느 정도 이상 증가하면 제반 손실이 속도의 제곱에 비례하여 급격히 증가하기 때문에 효율이 점차로 감소하게 된다. 따라서 최적의 효율을 갖는 엔진 회전수가 존재함을 알 수 있으며 이 회전수는 엔진의 작동압력에 따라 달라진다.

Fig.7은 시스템의 작동 평균 압력이 엔진 효율에 미치는 영향을 보여주고 있다. 시스템의 작동 평균 압력이 증가할 수록 대체로 엔진의 효율이 증가하지만 엔진회전수 2,000rpm 이상에선 평균 압력이 5MPa 보다 큰 경우에도 엔진의 효율에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 또한 엔진 회전수 1,000~2,000rpm에서 엔진의 효율이 최대임을 보여주고 있다.

본 연구에서 수행된 스테어링 엔진의 설계 방법에 의해 얻어진 제원을 사용한 성능해석 결과와 미국 GM사에서 개발된 GPU-3 엔진의 제원을 사용한 해석 결과를 비교하기 위해 먼저 GPU-3 엔진의 제원을 Table 4에 나타내었다. GPU-3 엔진은 비교적 그 제원과 설치계수, 성능 등이 상세히 발표되어 있어 스테어링 엔진을 개발할 때 비교 대상이 되는 엔진이다. 이 엔진은  $\beta$ 형식으로 Rhombic 구동 장치를 채택한 엔진이다. 따라서 본 모델 엔진과는 형식과 재원이 다르지만 회전수 1,500rpm에서 설계 축출력이 3.0kw 이고 30%의 효율을 목표로 설계된 것이므로 어느정도 비교 대상이 된다. Table 2와 Table 4를 비교하면 GPU-3 엔진의 크기가 본 모델 엔진의 크기에 비해서 작은 것을 알 수 있다.

Table 5에는 같은 운전조건인 작동압력 5.0MPa, 회전속도 1,500rpm에서 헬륨을 작동 유체로 하였을 때, GPU-3 엔진의 제원과 본 모델 스테어링 엔진의 제원을 Martini-Weiss 성능 프로그램의 입력 data로 사용했을 때의 성능해석 결과를 비교하였다. Martini-Weiss 프로그램에 의한 성능해석 결과를 보면 GPU-3 엔진의 축출력과 효율은 본 모델 엔진보다 떨어지고 설계 목표에 약간 미달함을 알 수

있다. 이는 GPU-3 엔진의 구동방식이 Rhombic 구동장치로 본 모델 엔진에서 사용한 Slide-Crank 구동장치 보다 효율면에서 근본적으로 낮게 나타나는데 그 원인이 있다 하겠다. 이상의 결과로부터 본 논문에서 제시한 설계 방법이 초기 모델링을 위해 적절한 가정이 있었지만 가정용 열펌프 구동을 위한  $\alpha$ 형 스테어링 엔진의 개념설계에 타당하게 적용될 수 있음을 알 수 있다.

Table 4 Geometric specification of the GPU-3 engine

| ENGINE TYPE                       | PISTON-DISPLACER<br>(SAME CYL.)          |
|-----------------------------------|--|
| Cylinder diameter:                | 6.990 cm                                 |
| Displacer rod diameter:           | 0.952 cm                                 |
| Piston end clearance:             | 0.030 cm                                 |
| Displacer end clearance:          | 0.163 cm                                 |
| Hot cap gap:                      | 0.025 cm                                 |
| Hot cap length:                   | 8.500 cm                                 |
| Number of piston/displacer pairs: | 1.                                       |
| COOLER                            | TUBULAR TYPE                             |
| I.D. of cooler tubes:             | 0.108 cm                                 |
| Length of cooler tubes:           | 4.610 cm                                 |
| Heat transfer length:             | 3.550 cm                                 |
| Number of cooler tubes / cyl.:    | 312.                                     |
| CONNECTING DUCTS                  |  |
| Hydraulic diameter (conn. duct):  | 0.597 cm                                 |
| Length of conn. duct:             | 1.590 cm                                 |
| Number of conn. ducts / cyl.:     | 8.                                       |
| Dead volume / cyl. :              | 3.561 cc                                 |
| REGENERATOR                       | WIRE MESH                                |
| O.D. of regenerator:              | 2.260 cm                                 |
| I.D. of regenerator:              | 0.000 cm                                 |
| Length of regenerator:            | 2.260 cm                                 |
| Number of regenerators / cyl.:    | 8.                                       |
| Screen wire diameter:             | 0.004 cm                                 |
| Fill factor (fraction):           | 0.303                                    |
| Surface area / volume:            | 179.000 cm <sup>2</sup> /cm <sup>3</sup> |
| HEATER                            | TUBULAR                                  |
| I.D. of heater tubes:             | 0.302 cm                                 |
| Length of heater tubes:           | 24.530 cm                                |
| Heat transfer length:             | 15.540 cm                                |
| Number of heater tubes / cyl.:    | 40.                                      |
| DRIVE SYSTEM                      | CRANK                                    |
| Phase angle (degrees):            | 60.                                      |
| Exp. Cyl. Connecting rod length:  | 30.000 cm                                |
| Exp. Cyl. Crank length:           | 1.570 cm                                 |
| Comp. Cyl. Connecting rod length: | 30.000 cm                                |
| Comp. Cyl. Crank length:          | 1.570 cm                                 |

**Table 5** Comparison of the performance between the present model engine and the GPU-3 engine

| Engine                   | GPU-3  | Present Model Engine |
|--------------------------|--------|----------------------|
| Basic Power (Watts)      | 2984.3 | 5942.1               |
| Net Power (Watts)        | 2855.7 | 5261.8               |
| Brake Power (Watts)      | 2427.4 | 4472.6               |
| Basic Heat (Watts)       | 6441.4 | 10732.2              |
| Heat to Engine (Watts)   | 7099.3 | 11005.9              |
| Indicated Efficiency (%) | 40.2   | 47.8                 |
| Overall Efficiency (%)   | 25.6   | 30.5                 |

#### 4. 결 론

3kw의 축출력과 30%의 효율을 가진 가정용 열펌프 구동을 스테링 엔진에 대한 기초 설계 방법을 제시하였고, 여기서 얻어진 스테링 엔진의 제원을 이용하여 Marting-Weiss 성능해석 프로그램으로 그 성능을 해석하였다. 성능해석 결과에 따르면 제시된 설계 방법에 의한 설계가 처음 예측한 결과와 잘 일치하고 일반적인 스테링 엔진의 작동 결과와 비슷한 경향을 나타내 주었다. 즉 작동압력 5.0MPa, 회전수 1,500rpm, 작동 유체가 헬륨인 경우 엔진의 축출력과 효율은 Martini-Weiss 해석에 의하면 각각 4.4kw와 30.48%로 설계 기준을 초과하고 있고 또 엔진의 작동 조건이 기존의 개발된 스테링 엔진의 범위에 있어 본 논문에서 제시한 설계 방법이 타당함을 알 수 있다.

#### 참 고 문 헌

1. West, C.D., 1986, "Principles and Applications of Stirling Engines", VNR Company, New York, pp. 9-24.
2. Lundqvist, P.G., "Stirling Cycle Heat Pump - An Optimization Study", ASME, WAM.
3. G.E. Technical Report, "Preliminary and Conceptual Design of a Stirling General Purpose Test Engine", GE Document No. 78SDS4244.

4. Martini, W.R., 1983, "Stirling Engine Design Manual", 2nd Ed., NASA CR-168088, Cleveland.
5. Weiss, M.H. and Walker, G., 1988, "A Microcomputer Design Aid for Stirling Engines: User's Manual", University of Calgary, Calgary.
6. Schock, A., 1978, "Nodal Analysis of Stirling Cycle Devices", SAE paper 789191, pp. 1771-1779.
7. Sekiya, H. and Terada, F., 1990, "Numerical Analysis of Stirling Engine", 일본기계학회논문집(B편) Vol. 56, No. 527, pp. 257-264.
8. Walker, G., 1980, "Stirling Engines", Clarendon Press, Oxford.
9. Reader, G.T. and Hooper, C., 1983, "Stirling Engines", E. & F.N., Spon, London.
10. KIST 연구보고서, 1990, "스테링 엔진 개발연구-범용 스테링 엔진", N626-4004-2. 과학기술처
11. Incropera, F.P., 1981, "Fundamentals of Heat Transfer", John Wiley & Sons, New York, pp. 406-407.
12. Urieli, I., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd., Bristol, p. 120.
13. Tanaka, M., 1990, "Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow", JSME International Journal, Vol. 33, No. 2, pp. 283-289.