

< 논문 >

## 저온도차 모형 스텔링 엔진의 작동 해석

정 평 석<sup>†</sup> · 원 민 영<sup>\*</sup>

(2004년 12월 13일 접수, 2005년 1월 28일 심사완료)

### Analysis of The Operation of a Low Temperature Differential Model Stirling Engines

Pyung Suk Jung and Min Young Won

**Key Words:** Model Stirling Engine(모형 스텔링 엔진), Low Temperature Difference(저온도차), Simple Analysis(단순해석), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

#### Abstract

The operation of a low temperature differential model stirling engine is tested and analyzed by Simple analysis model. The heat transfer coefficients are required for Simple analysis, and the coefficients are determined by coinciding the P-V diagram of analysis to the diagram of experiment. The results show a good agreement. However the heat transfer coefficients are quite high by comparison with the ordinary forced convective heat transfer cases.

#### 기호설명

- h : 엔탈피
- K : 총열전달계수
- P : 압력
- Q : 열 전달량
- t : 시간
- T : 온도
- U : 내부에너지
- V : 체적
- W : 일

#### 하첨자

- H : 고온부
- HH : 고온열원

- L : 저온부
- LL : 저온열원

#### 1. 서론

스털링 엔진은 작동유체가 등적-등온-등적-등온의 4 과정을 겪는 스텔링 사이클로 작동하는 열기관으로서, 1816년 영국의 Robert Stirling에 의해 처음으로 제안되었다. 그러나 실제 제작에서는 정확한 스텔링 사이클의 달성이 어려우므로 다양한 형태로 제안되고 있으며, 넓은 의미로 스텔링엔진은 '재생기를 가지는 외연기관'으로 인식되고 있다.<sup>(1)</sup>

스털링 엔진은, 이론적으로 Carnot cycle에 가까운 높은 열효율을 가질 수 있으며, 외연기관이므로 다양한 열원의 활용이 가능하고 소음, 진동이 적으며, 연료 분사장치나 밸브 등 각종 주변 장치가 생략되기 때문에 기계적 구조가 간단하고, 고장요인이 적다는 장점으로 인해, 자원절약과 환경문제가 대두되는 현대 산업사회에서 실용화 연구가 활발히 진행되고 있다. 국내에서는 90년대 초, 일부 연구소와 대학에서 스텔링 엔진에 대한 이론적 해석과 실제 엔진에 대한 작동특성

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 영남대학교 기계공학부

E-mail : psjung@yu.ac.kr

TEL : (053)810-2447 FAX : (053)810-4627

<sup>\*</sup> 회원, 영남대학교 대학원 기계공학부

연구가 추진된 바 있으나, 기초단계에 머물렀으며, 실용화 단계의 연구나 제작 모델을 제시하지는 못하였다.<sup>(2-4)</sup>

이러한 스텔링 엔진의 실용화 연구와 함께 모형 스텔링 엔진의 제작 및 연구도 세계적으로 활발히 이루어지고 있다. 이것은 스텔링 엔진의 구조가 간단하여 고도의 정밀기술이나 가공설비 없이도 독창적인 아이디어를 적용하여 다양한 크기 및 형태로 엔진을 제안 및 제작할 수 있기 때문이다. 이러한 모형 스텔링 엔진은 열에너지를 기계적 일로 변환시키는 에너지 변환장치의 작동 원리를 보여줌으로써 설계 및 제작, 작동실험 및 해석 전반에 걸쳐서 기계공학 교육재료로서 활용 가치가 높다. 최근, 인터넷의 활성화로 모형 스텔링 엔진의 개발 및 제작에 대한 정보 교류가 동호인 차원에서 세계적으로 활발히 이루어지고 있다.<sup>(5,6)</sup>

본 연구에서는 특별히, 회전속도가 수 rps로서 작동이 과격하지 않아 엔진의 작동을 관찰하기 쉽고, 온도 및 압력변화의 측정이 용이한 저온도차 모형 스텔링 엔진의 작동특성에 관하여 알아보았다. 저온도차 모형 스텔링 엔진은 에너지 변환 측면에서 실용성은 없으므로 내부마찰을 최소화하여 낮은 온도차의 열원을 이용하여 자체적인 연속 회전운동의 실현을 목표로 한다. 열원으로는 커피 잔, 컴퓨터 모니터의 열, 증발 냉각, 나아가서 손바닥의 체온 등을 열원으로 하여 작동이 가능하며, 0.5K의 온도차에서 작동하는 엔진의 제작이 보고되어 있다.<sup>(7,8)</sup> 저온도차 모형 스텔링 엔진은 대부분이 감마 타입 접시 형으로 거의 정형화 되어 있으며 일명 Senft engine이라 불리기도 한다.<sup>(8,9)</sup> 몇 가지 다른 형태의 저온도차 모형도 제안되고 있으나 출력 면에서 Senft engine 만큼 만족스럽지가 못하다.

본 연구에서는 열원의 온도변화에 따른 엔진의 작동특성으로서 압력변화와 회전속도를 측정하고, 열전달을 간단히 고려하는 단순해석 모델(Simple analysis model)에 의한 계산결과를 실험결과와 비교하고 결과를 분석하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 실험대상

실험대상으로는 세계적으로 많이 보급되어 있는 저온도차 모형엔진으로서 American Stirling

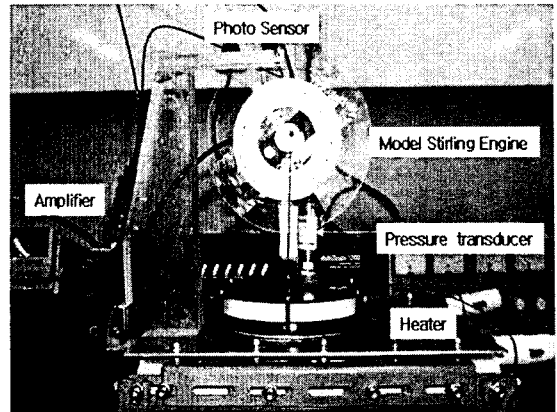


Fig. 1 MM-6 engine in experiment

Table 1 Size of engine elements

displacer crank radius	0.35cm
power piston crank radius	0.50cm
displacer connecting rod length	6.00cm
power piston connecting rod length	12.0cm
displacer radius	7.00cm
displacer cylinder radius	7.20cm
power piston radius	0.75cm
power piston cylinder radius	0.75cm
displacer upper clearance	0.15cm
displacer lower clearance	0.15cm
power piston lower clearance	0.00cm
displacer thickness	1.50cm
displacer cylinder height	2.50cm
heat plate thickness	0.20cm

사의 MM-6 모형엔진을 이용하였다.(Fig. 1) 엔진의 세부구조 및 작동원리는 참고문헌이나 인터넷 사이트를 참조하기 바란다.<sup>(5-8)</sup>

본 엔진의 변위기와 출력 피스톤 사이의 위상각 차이는 90도이고, 전체 기체체적에 대한 출력 피스톤의 배체체적의 비는 1 : 93.16이다.

본 엔진의 규격은 위 Table 1과 같다.

### 2.2 측정 장치

본 연구의 측정 장치는 크게 3 부분으로 나뉘며 압력, 플라이 휘일의 위치 및 온도이다. 측정된 값들은 측정 프로그램인 Labview를 이용하여 PC에 저장하였다.

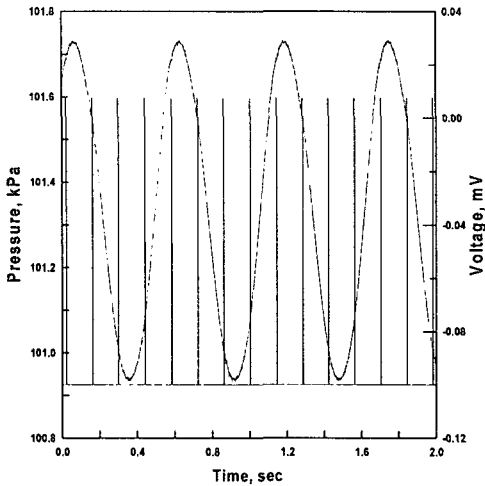


Fig. 2 Gas pressure and displacer position history w.r.t. time

엔진 내부 기체의 압력은, 측정 범위가 0~1 psig인 Sensotec사의 strain gage type 압력변환기를 모형엔진의 냉각판 상면에 설치하고, DC 10V 전기를 공급하여 mV 단위의 출력전압을 보정하여 측정하였다.

모형 엔진의 구동 시험시, P-V선도를 작성하기 위하여서는, 회전 각속도와 매 순간 출력 피스톤의 위치를 알아야 하고, 이를 위하여 플라이휠 가장자리에 90° 지점마다 직경 1mm의 구멍을 뚫고 광센서를 이용하여 통과시점을 측정하고, 압력 측정과 함께 Labview 프로그램을 이용하여 PC에 저장하였다. 또한 이것을 이용하여 회전속도도 측정하였다.

Fig. 2는 4회전동안 엔진 내부 압력변화와 90°마다 출력 피스톤의 위치를 기록한 결과로서, 최고압이나 최저압은 출력 피스톤의 위치가 하사점이나 상사점을 지난 후 40° 근처에 나타나는 것을 알 수 있다.

온도의 측정은 모형엔진의 출력이나 P-V선도 작성에 직접적인 연관이 적고, 해석에 필요한 실험 조건인 온도차를 관찰하기 위해 측정하는 것이므로 데이터를 PC에 따로 저장하지 않고, 모니터를 통해 관찰하고 기록하였다. T-type 열전대와 IO-tech사의 Multiscan/1200을 사용하였으며, 열전대는 가열판 및 냉각판의 외부 중앙지점 근처에 알루미늄 테이프를 부착하였다.

Table 2 Experimental temperature conditions

$\Delta T(K)$	$T_{HH} (K)$	$T_{LL} (K)$
6.5	294.65	288.15
8.5	297.15	288.65
10.0	399.65	289.65
11.0	300.15	289.15
12.0	301.15	289.15
13.5	305.65	292.15
16.0	309.15	293.15
19.0	312.65	293.65

### 2.3 실험 방법

실험은 기본적으로 모형 엔진의 내부 압력과 출력 피스톤의 위치를 측정하여 실험 변수인 지정된 온도차에 대해서 실험 모델의 P-V선도를 작성할 데이터를 얻는 것이다. 이를 위해서는 여러 가지 가정을 전제하고, 실험변수를 한 가지로 정리하여야 하는데, 실험 조건은 Table 2와 같다.

먼저 온도차를 실험 변수로 두기 위하여 가열판의 온도를 조절하였다. 가열 온도는 전압변환장치를 수동 조절하여, 엔진 하부에 설치한 가열기에 공급되는 전압을 변화시킨 후, 모형 엔진의 작동이 정상 상태가 될 때까지 약 1시간 정도의 시간 간격을 둔 후에 온도와 압력 등을 기록하였다.

### 2.4 실험결과 및 고찰

온도차에 따른 작동실험은, 상하 열판의 외부 표면 온도차를 6.5K, 8.5K, 10K, 11K, 12K, 13.5K, 16K, 19K의 8단계로 조절하며 측정하였다. Fig. 3은 이상의 여러 가지 온도차에 대한 측정결과를 이용하여 작성한 P-V 선도이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 온도가 높은 상태에서 팽창하고 온도가 낮은 상태에서 압축하므로 위치에 따른 압력변화가 잘 나타나고 있다. 가열판 온도가 증가하면 냉각판 온도도 따라서 조금 증가하므로 작동유체의 평균온도가 증가하게 되는데, 엔진 내부의 체적이 일정하므로 가열 초기에는 평균압력도 증가하나 시간이 지남에 따라 출력 피스톤을 통한 엔진 내부 공기의 유출로 평균압력이 대기압으로 유지된다. P-V선도 상의 폐곡선의 면적은 한 사이클 동안에 나오는 출력이며, Fig. 4에서 보는바와 같이 온도차 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하는데 이것은 실험 온도의 범위가 작기 때문일 것이다.

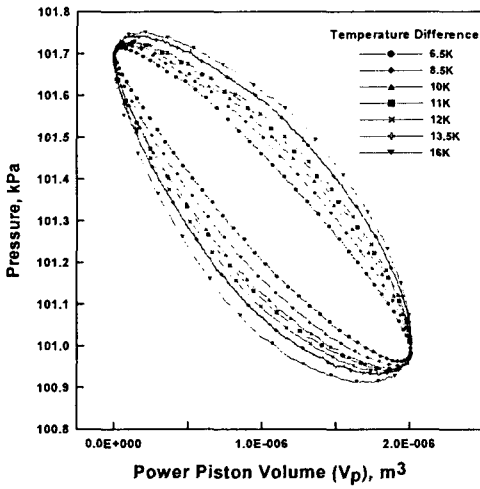


Fig. 3 P-V diagram with various temperature differences

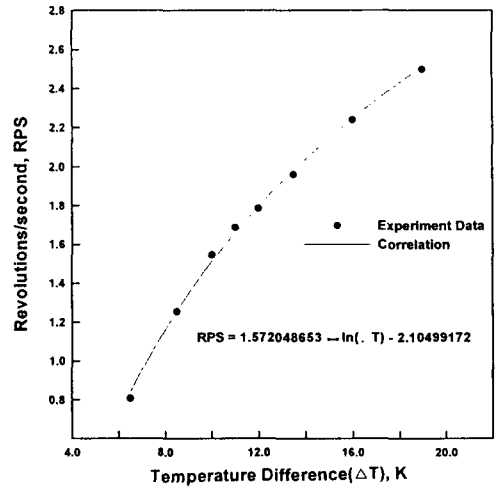


Fig. 5 RPS-temperature difference relation

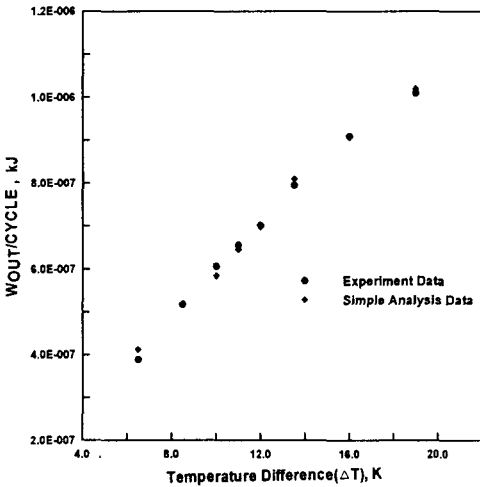


Fig. 4 Power output per cycle w.r.t. temperature difference

단위 시간당 출력 등을 계산하기 위하여서는 회전속도를 알아야 한다. 두 열원의 온도차 증가에 따른 회전수는, Fig. 5와 같이 온도차가 증가할수록 증가하나 증가율은 감소한다. 이것은 1회전당 마찰 손실이 일정하다면, 출력이 증가함에 따라 회전수도 같은 비율로 증가하여야 하나 속도가 증가함에 따라 증가하는 마찰요인이 존재한다는 것을 의미하며, 플라이휠이나 변위기 주위의 유체 마찰 등으로 추정된다.

해석시 회전속도에 대하여 일관된 값을 주기위하여 온도차에 대한 회전속도의 상관식을 구하여 사용하였으며, 아래와 같은 로그함수 형태가 된다.

$$RPS = 1.5720 \times \ln(\Delta T) - 2.1050 \quad (1)$$

### 3. 이론적 해석

이론적 해석의 목적은, 실험대상의 작동에 대한 적절한 해석 모델을 제시함으로써, 내부압력, 온도, 회전수 등 실험대상의 작동특성을 이해하고, 일반적인 최적조건 등을 탐색함으로써 모형뿐만 아니라 실제 엔진의 설계시 유용한 기초 자료를 제공하는데 있다.

해석의 내용으로는 엔진의 기하학적 형상과 주어진 외부조건으로부터 작동시의 압력변화와 회전속도, 출력 등을 예측해 내는 것이다. 여기서는 우선 압력변화만 예측해 보기로 한다.

본 실험에서 직접 측정하는 온도는 내부 기체의 온도가 아니라 엔진 외부의 열원의 온도이므로, 열원과 작동유체 사이의 열전달을 고려하여 작동상태를 예측하여야 하며, 이를 위한 가장 간단한 해석 모델로서 단순해석 모델을 이용하였다. 단순해석 모델은 다음과 같은 몇 가지 가정 위에 매 순간 기체의 상태를 계산하게 된다.<sup>(1,2)</sup>

- (1) 작동유체 전체의 질량은 일정하다.
- (2) 작동유체는 공기로서 이상기체이다.
- (3) 엔진 내부의 압력은 전체가 균일하다.
- (4) 엔진 내부는 변위기를 중심으로 고온영역과 저온영역의 두 영역으로 나누며 각각의 온도는 균일하다.
- (5) 가열판이나 냉각판과 작동유체 사이의 열전달은 온도차에 비례하며, 열전달계수는 일정하다.
- (6) 작동유체의 비열은 일정한 상수이다.
- (7) 작동유체의 운동 에너지는 무시한다.
- (8) 열의 재생효과는 무시한다.

이들을 이용한 기본 방정식들은 다음과 같다.

질량보존식:

$$m_H + m_L = m \tag{2}$$

에너지 보존식:

$$\delta Q_H - \delta W_H + \delta m_{Hi} h_{Hi} - \delta m_{He} h_{He} = dU_H \tag{3}$$

$$\delta Q_L - \delta W_L + \delta m_{Li} h_{Li} - \delta m_{Le} h_{Le} = dU_L \tag{4}$$

상태방정식:

$$m_H = \frac{PV_H}{RT_H}, \quad m_L = \frac{PV_L}{RT_L} \tag{5}$$

작동유체가 한 일:

$$\delta W = PdV \tag{6}$$

열전달 식:

$$\delta Q_L = K_L(T_{LL} - T_L)dt \tag{7}$$

$$\delta Q_H = K_H(T_{HH} - T_H)dt \tag{8}$$

위 식들은 미지변수가 P, TH, TL, mH, mL, QH, QL, W로서 8개이며, 수식이 8개이므로 수치적으로 연립해서 풀면 주어진 시각에 엔진 내부의 모든 상태가 결정되게 된다. 다만 열전달 계수를 이론적으로 구하지 못하므로 여기서는, P-V 선도의 계산결과를 실험결과와 일치하도록 열전달 계수를 조정하여, 역으로 열전달 계수를 찾는 작업을 수행하였다. 즉, 단순해석 모델에서는, 변위기를 중심으로 상부는 저온영역, 하부는 고온영역으로서 각각의 온도는 균일하나 시간에 따라

변화한다고 가정한다. 그런데 열원과 작동유체 사이의 열전달계수는 평판의 상부 또는 하부의 대류열전달이 주가 되므로 두 가지 부위에 따라 다른 값을 주기로 한다. 또한 유체의 유동방향이 열전달에 큰 영향을 미칠 것으로 예상되며, 변위기가 위쪽으로 운동할 때는 상부 기체는 압착되어 열전달이 억제되는 반면, 하부 공간에서는 변위기 피스톤과 변위기 실린더 사이의 간극을 통하여 분출된 기체가 하부 가열판에 충돌하므로 활발한 열전달이 예상된다. 반대로 변위기가 아래쪽으로 운동할 때에는 유동이 반대가 된다. 따라서 열전달 계수를 위치상으로 가열부와 냉각부로 나누고, 또 작동유체의 유동방향에 따라 상향 유동과 하향유동으로 나누어 4가지 열전달 계수를 변화시키면서 해석 결과의 P-V 선도가 실험결과와 최대한 가까워지도록 시행착오를 통하여 조정하였다.<sup>(10)</sup>

#### 4. 결과 및 고찰

실험을 통하여 측정된 결과와, 열전달계수를 조정, 선택하여 계산한 결과의 P-V 선도가 Fig. 7, 8, 9, 10에 나타나 있으며 상당히 잘 일치함을 알 수 있다. 이것은 열전달 계수 4개를 인위적으로 조절하였으므로 당연한 결과이기도 하다. 그러나 그 때 선정된 열전달 계수가 중요한 의미를 가진다. 그림에서 출력 피스톤이 상사점과 하사점의 사이의 중간지점에 와 있을 때 해석 결과의 기울기가 불연속을 보이고 있는데 이것은 변위기가 하사점 또는 상사점에 있을 때이며 이 때 열전달 계수를 변화시켰기 때문이다.

해석 결과를 실험결과에 맞추기 위하여 선정된 열전달 계수 값들이 Fig. 11에 나타나 있다. 여기서의 총열전달계수들은 알루미늄으로 된 가열 또는 냉각판을 통한 열전도와 열판과 작동유체 사이의 대류 열전달이 직렬로 연결된 것에 해당하나 알루미늄의 열저항이 작아 전체의 열저항에 거의 영향을 미치지 않음으로서 가열판 또는 냉각판과 작동유체 사이의 대류 열전달의 저항이 곧 전체의 열저항이 된다. 대류 열전달계수는 총 열전달계수를 면적으로 나눈 값으로서 K 값이 0.0005~0.001[kW/K]일 때 대류 열전달 계수는 전 열면적으로 나눈 30.70~61.40[W/m<sup>2</sup>K]로서 일반적인 강제대류 열전달 경우의 10~20[W/m<sup>2</sup>K]보다

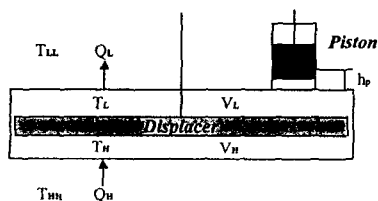


Fig. 6 Schematic diagram of Simple analysis model

상당히 큰 값이 됨을 보여준다. 이것은, 본 단순 해석 모델이 실제의 현상을 정확하게 묘사하지 않는다는 것을 의미하며, 다음과 같은 이유들을 생각해 볼 수 있다.

첫째, 본 해석에서는 열의 재생을 고려하지 않았는데 실제로는 변위기 주위의 표면이 어느 정도 열을 재생할 것으로 생각되며 이것은 열전달이 촉진되는 실험결과를 가져와서 해석시 총열전달계수가 증가하는 효과로 나타나게 될 것이다.

둘째, 본 해석에서 엔진 내부의 기체가 변위기를 통과하는 순간 다른 영역의 기체와 완전히 혼합된다고 가정하였는데, 실제로는 상당량의 기체는 변위기를 통과하더라도 가열판 또는 냉각판에 부딪치기 전까지는 원래 출발공간의 온도를 유지할 것으로 생각된다. 그러다가 상사점이나 하사점에서 변위기 이동방향이 바뀌게 되면 유입된 기체가 열전달에 참가하지 못하고 원래의 공간으로 되돌아갈 것이 예상되며, 이 또한 열을 재생

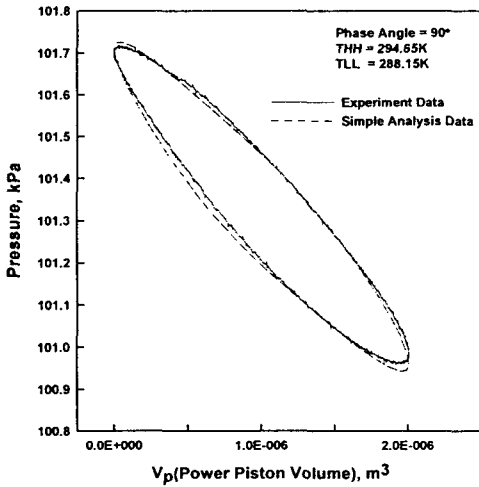


Fig. 7 Comparison of P-V diagram between experiment and simple analysis( $\Delta T=6.5K$ )

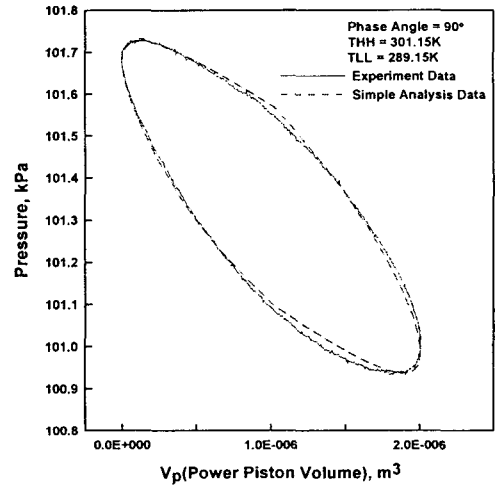


Fig. 9 Comparison of P-V diagram between experiment and simple analysis( $\Delta T=12K$ )

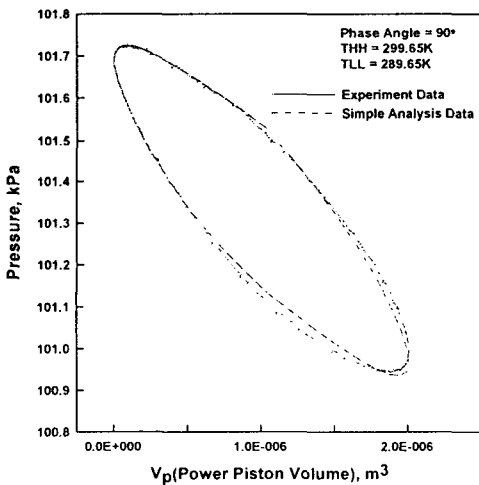


Fig. 8 Comparison of P-V diagram between experiment and simple analysis( $\Delta T=10K$ )

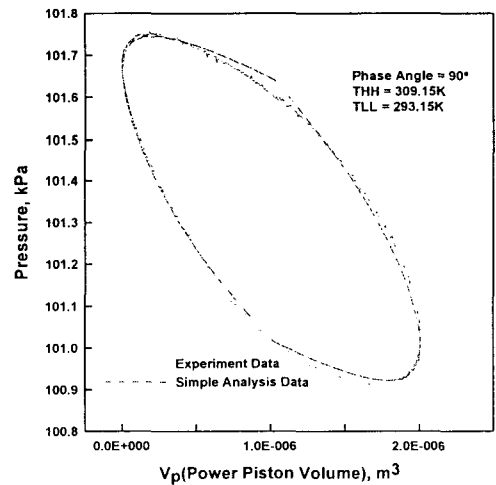


Fig. 10 Comparison of P-V diagram between experiment and simple analysis( $\Delta T=16K$ )

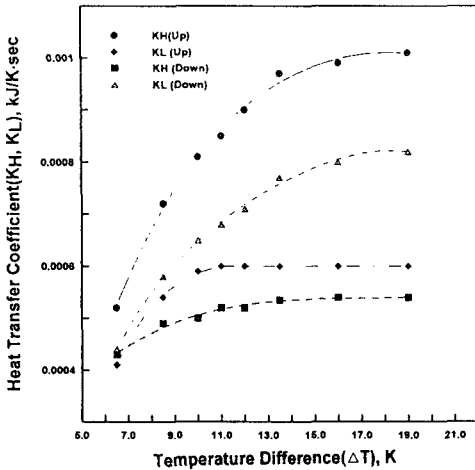


Fig. 11 Total heat transfer coefficients

하는 것과 유사한 결과로 나타날 것으로 생각된다. 이와 같은 현상을 좀 더 정밀하게 묘사하기 위하여서는 엔진 내부의 기체를 두 가지 보다 더 많은 영역으로 나누어 해석하여야 하며 이는 해석이 복잡하게 되고 극한적인 경우 유한요소나 유한차분법에 의한 수치해석이 될 것이다. 이상의 결과로 볼 때, 본 연구의 결과는 기존의 단순 해석 모델로서는 엄밀한 해석에 한계가 있으며, 이와 같은 간단한 계산으로서 정량적 해석이 가능하기 위하여서는 반복적인 실험과, 해석 모델을 수정하는 등 추가의 연구가 필요함을 보여준다.

## 5. 결론

저온도차 모형 스티어링 엔진의 작동상태에 대한 실험을 수행하고, 단순해석 모델에 의한 해석을 수행하였다. 단순해석에는 열원과 작동유체 사이의 열전달 계수가 필요한데 이것을 이론적으로 구하는 것은 불가능하다. 본 연구에서는 단순해석에 사용되는 이 열전달 계수를 적절히 조정하여, 해석 결과를 실험 결과에 맞추므로써, 해석 모델에 사용되는 열전달계수를 역으로 구하였다. 그러나 이렇게 하여 구한 열전달 계수는 예상 값보다 훨씬 크게 나타났으며 단순해석 모델의 수

정 및 추가의 실험이 필요함을 알 수 있다. 장차 좀 더 정교한 해석 모델이 개발되면 최적설계를 위한 수단으로 사용될 수 있을 것이다.

## 후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Urieli, I. and Berchowitz, D. M., 1984, *Stirling Cycle Engine Analysis*, Adam Hilger Ltd., Bristol.
- (2) Hoseon Yoo, 1990, "An Approximate Analytical Solution to the Ideal Adiabatic Model of Stirling Engines," *Transaction of the KSME*, Vol. 14, No. 1, pp. 179~188.
- (3) Hoseon Yoo and Sung Tack Ro, 1990, "The Preliminary Design of Stirling Engines Considering the Regenerator Effectiveness," *Transaction of the KSME*, Vol. 14, No. 5, pp. 1356~1364.
- (4) Gapsuk Choi, Taemin Park, Junbyun Choi, Janghee Lee and Uiseon Hwang, 1990, "Development of a Stirling Engine," *Annual Report of Development of a Marine Stirling Engine*, Science and Technology Department.
- (5) <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/>.
- (6) <http://www.stirlingengine.com/>.
- (7) James R. Senft, 1996, *An Introduction to Stirling Engines*, Moria Press.
- (8) James R. Senft, 1993, *An Introduction to Low Temperature Differential Stirling Engines*, Moria Press, p. 37.
- (9) <http://www.baileycraft.com/senft.htm>, "A Special Note on Low Temperature Stirling Engines."
- (10) Costea, M. and Feidt, M., 1998, "The Effect of the Overall Heat Transfer Coefficient Variation on the Optimal Distribution of the Heat Transfer Surface Conductance of Area in a Stirling Engine," *Energy Conversion & Management*, Vol. 39, No. 16, pp. 1753~1761.