

농용 스텔링기관의 설계 제작 및 실험⁺

A Stirling Engine for Agriculture Designing, Manufacturing and Performance Test

徐 相 龍*, 金 在 煥**, 金 福 錫**
S. R. Suh, J. Y. Kim, B. S. Kim

Summary

This study was carried out to develop a process to design a stirling engine utilizing agricultural energy resources and to understand problems confronted in manufacturing the engine in domestic environments, and to suggest methods to improve performance of the engine.

A small prototype of the engine was designed, manufactured and tested for its performance. The study proved that more work would be needed to develop a method to seal the engine and to make the engine cooler. Performance of the engine was a little inferior to that of the GPU-3 engine and was expected to be enhanced by improvement of heat transfer and power transmission mechanisms.

1. 緒 論

최근 농업 개발에 있어 에너지 문제는 타산업과 마찬가지로 농업의 생산성 향상과 직결된 문제로서 이를 해결하기 위하여 대체 에너지의 개발, 그리고 기존 에너지의 효율적 이용을 위하여 많은 노력이 집중되고 있다. 농업에 있어 대체 에너지원은 농업 부산물 등의 바이오매스(bio-mass)와 태양열을 들 수가 있다. 이러한 에너지원으로부터 공급되는 열 에너지를 기계적 에너지로 전환하기 위해서는 외연 기관이 사용되고 있다. 기존의 외연기관은 대부분 랭킨(Rankine) 사이클에 의해 작동되며 이의 전환 효율은 비교적 낮은 실정이다.

따라서 이를 개선하기 위하여 여러가지 방법이 모색되어 왔으며 이를 위해 스텔링(Stirling) 사이클 기관에 대한 관심이 최근 집중되고 있다.

근래에 이르러 많은 연구가에 의해 스텔링 기관의 여러면을 대상으로 연구가 추진되어 왔으며 그 중 스텔링 기관의 성능향상과 구조개선에 기여한 것으로는 Hoehn(1978), Isshiki 등(1983), Schneider 등 (1984), Kagawa 등(1986), Beale (1986), West(1986)의 연구결과를 들 수 있다. Walker(1980), Reader 등(1983), West (1986), Beale(1986)은 스텔링 기관이 다양한 에너지원 (태양열, 바이오매스, 석탄 등)을 사용할 수 있을 뿐만 아니라, 높은 열효율, 엔진 구조상의 단순성, 저소음, 저진동, 낮은 공해수준 등의 이유로 가까운 장래에 보편화 될 것으로 예상하였다.

본 연구는 스텔링 기관의 설계와 실험결과에 관한 기존의 연구결과를 종합하고, 이를 기초로 하여 연구목적 기관을 설계 제작하여, 제작된 기관을 대상으로 하여 성능실험을 하므로써 첫째 본 기관 설

+ 본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원으로 수행되었음.

* 전남대학교 농과대학 농공학과

** 순천대학 농업기계공학과

계의 기초자료를 제공하고, 둘째 기관 제작과정에서 본 기관의 국내제작상 문제점을 파악하고 그 해결책을 제시하며, 셋째 제작 기관의 시험을 통하여 그 성능을 파악한 후 성능향상 방안을 제시하고자 수행되었다.

2. 기관 설계 및 제작

가. 개념설계

지금까지 개발된 스티어링 기관은 구조상 기구학적 스티어링 기관(kinematic stirling engine)과 자유 피

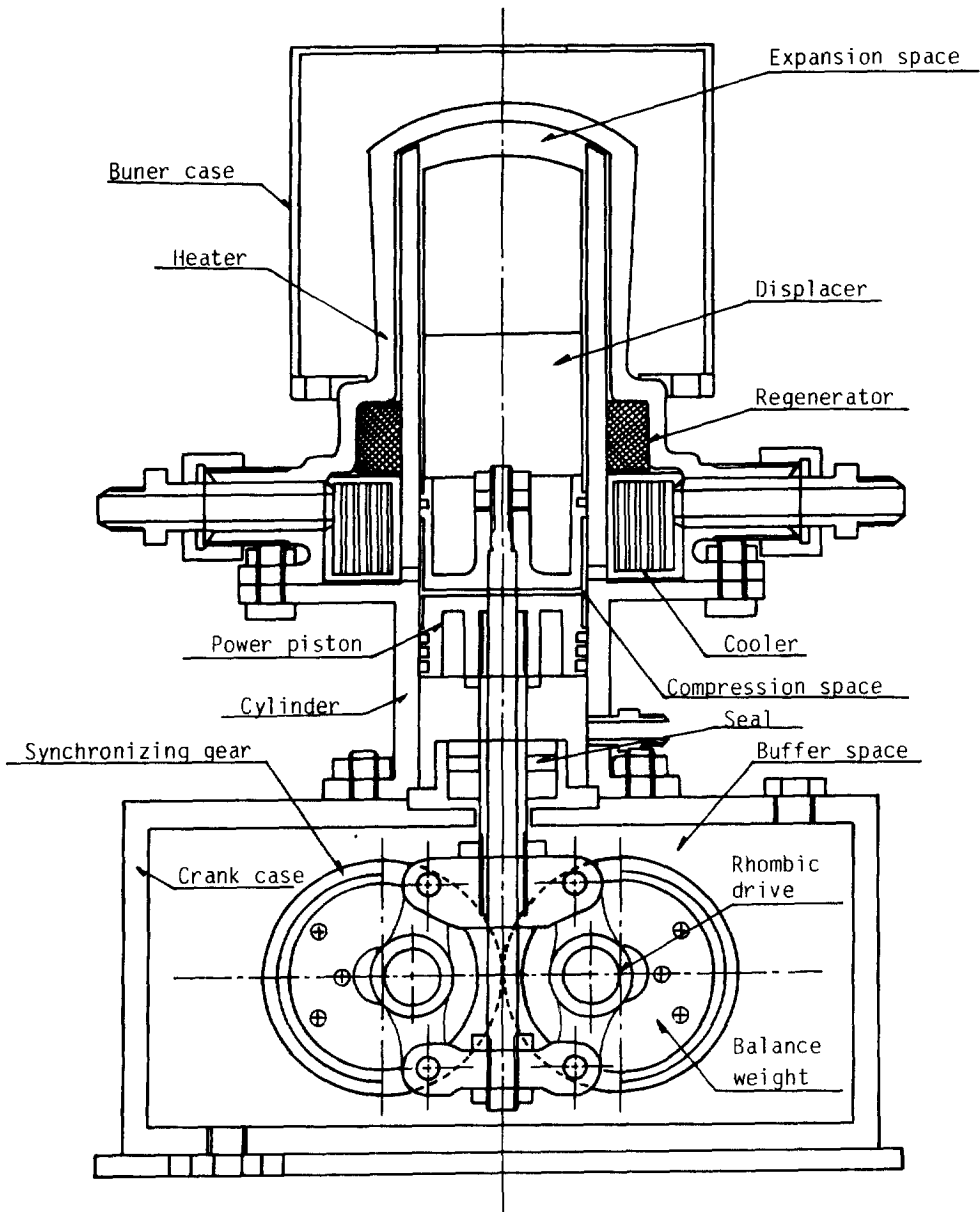


Fig. 1. Cross section of the conceptualized engine

스톤 기관(free piston stirling engine)으로 분류할 수 있다 (Walker, 1980). 본 연구에서는 이상 두가지 기관중 롬빅 구동기구(rhombic drive)를 갖는 베타형 기구학적 기관이 농업목적에 사용가능성이 조금 더 높을 것으로 판단하여 이의 시작기를 제작하고자 하였다.

스털링 기관의 가열기(heater)는 연소 생성물과 연소열을 접하는 요소로서 연료의 연소 효율과 연소열이 작동기체(working gas)에 전달되는 열전달률에 직접 영향을 주는 부분이다. 제작하고자 하는 기관은 농업 부산물의 연소열을 이용하는 것을 구상하였으며, 따라서 제작기관 가열기 설계를 위해서는 농업 부산물이 갖는 연료의 특성을 고려하여야 할 것이다. 이러한 연료의 연소를 위해서는 무엇보다도 연소실의 구조가 단순해야 할 것이다. 그리고 연료의 연소열이 작동기체에 일정비율로 전달되기 위해서는 기관의 가열기 구조 또한 단순한 것이 바람직하다. 본 연구에서는 이 점에 착안하여 수종의 기관가열기의 형태중 보통 스텔링 기관에 사용되는 작은 직경의 파이프 가열기 보다는 돔형(doem type) 가열기가 농업 부산물의 연소열 이용에 적합한 것으로 판단하였다. 그림 1은 이상의 내용을 기초로 하여 구상한 스텔링 기관의 단면을 보인 것이다.

스털링기관의 작동기체로서 갖추어야 할 조건을 만족하는 기체로는 일반적으로 수소, 헬륨, 공기(또는 질소)를 들 수 있다 (Walker, 1980 : Reader와 Hooper, 1983 : West, 1986). 본 연구에서 제작한 기관의 성능을 다른 기관의 것파 비교하기 위하여 많은 실험결과가 보고되고 있는 작동기체인 수소로 결정하였다.

나. 세부설계

피스톤 행정 체적결정 : Senft(1982)는 Beale이 제안한 스텔링기관 출력역상 수식으로부터 다음과 같은 Beale수를 정의한 바 있다.

$$B_n = L_b (V_p \times n \times p_m) \dots\dots\dots (1)$$

- 여기서, B_n = Beale 수(무차원)
- L_b = 기관제출출력(W)
- V_p = 출력 피스톤의 행정체적 (cc)
- n = 회전속도 (rpm)

$$p_m = \text{작동공간 평균압력(MPa)}$$

Beale수의 값은 스텔링 기관의 실제 실험자료로부터 여러 연구가(Senft, 1982 : Reader와 Hooper, 1983 : Urieli와 Berchowit, 1984 : West, 1986)에 의해 구해졌으며 그 값은 약 0.15로 알려져 있다.

본 연구에서는 제작코자 하는 기관의 작동조건으로 가열기의 가열온도를 약 650°C, 기관의 회전속도를 보통 내연기관 정격 출력시 회전속도와 같은 2000rpm으로 예상하였다. 그리고 작동기체의 평균압력은 기관 운전상 안전과 밀폐의 어려움을 고려하여 그 최고압력을 3MPa정도로 고려하였으며 이러한 자료를 기초로 하여 식 1로부터 예상출력 1KW 기관의 피스톤 행정체적을 구하였다.

출력 피스톤, 디스플레이서, 실린더 및 밀폐장치 설계 : 일반적으로 스텔링 기관의 직경-행정비는 2인 것으로 알려져 있는데 이는 기관의 열손실 항목중 열전도 손실과 밀폐장치 동력손실을 적절하게 절충할 수 있는 값으로 알려져 있다(Reader와 Hooper, 1983). 본 연구에서는 이상의 직경-행정비와 사용 재료의 제품 길이 등을 고려하여 출력 피스톤의 직경과 그 행정길이를 결정하였으며 그 결과 직경-행정비는 2.36이었다. 디스플레이서는 1.5mm두께의 스테인리스 철판(SUS)을 사용하여 제작하였으며 그 내부에 열차단벽(baffle)을 설치하여 디스플레이서 내부에서 기체를 통한 대류 또는 복사 열전달을 막도록 하였다.

출력 피스톤과 디스플레이서는 실린더와 밀폐를 위하여 피스톤링을 설치하였다. 출력 피스톤에는 링의 밀폐도가 출력에 미치는 영향을 고려하여 3조의 링을 설치하였고 디스플레이서에는 가능한 기계적 마찰손실을 줄이기 위하여 1개의 링만을 설치하였다. 출력 피스톤과 디스플레이서 링의 재료는 테프론(Teflon)을 사용하였다.

크랭크 케이스와 작동공간을 분리하기 위해서는 밀폐장치가 요구되는데 그림 1과 같이 이 밀폐의 경계선을 출력 피스톤의 연결봉과 디스플레이서 피스톤의 연결봉이 넘나들며 왕복운동을 하므로 이 부분의 밀폐를 위하여 1차로 3개의 테프론 재료의 밀폐링과 3개의 O-링, 그리고 이들파 연결봉과의 압착을 위한 1개의 스프링으로 구성된 밀폐장치를 구상하여 제작하였다. 그리고 이 밀폐장치의 실패에

대비하여 본 연구에서는 작동공간과 크랭크 케이스 내부의 압력을 같게 하므로서 기관의 밀폐를 용이하게 해결하도록 하는 2차적인 방법을 구상하였다. 이를 위하여 기관 출력축의 회전운동에 대한 밀폐는 메커니컬 실(mechanical seal)을 사용하였으며 사용한 메커니컬 실은 전문업체에 주문하여 제작하였다.

열교환기 설계 : 스텔링 기관에 사용되는 3가지의 열교환기인 가열기(heater), 재열기(regenerator), 냉각기(cooler)의 적정 용량 결정은 기관 설계의 핵심적인 내용이다. 본 연구에서 제작코자 하는 기관의 가열기는 앞에서 설명한 바와 같이 동형으로 제작하고 그 재료는 고온에 있어 내열성이 비교적 우수한 스테인리스 철(SUS 304)을 사용하였다. 재열기는 스텔링 기관의 재열기로서 적합한 것으로 알려진(Reader 등, 1983 : Urieli와 Berchowitz, 1984 : West, 1986) 스테인리스 철(SUS)의 가는 철망 (직경 0.04mm의 철사를 25.4mm당 200개 배치한 철망)을 사용하였다. 제작기관의 냉각기는 일종의 각관형(shell and tube type) 열교환기로서 사용하는 재료는 구리를 선택하였다.

열교환기의 구조나 재료 그리고 기관의 작동온도가 결정되고 기관의 출력에 따른 열전달률이 결정되면 열교환기의 전열면적을 구할 수 있다. 본 연구에서는 제작코자 하는 기관과 비슷한 구조와 출력을 갖고 있고 그 사양이 구체적으로 알려진 GPU-3 기관(Martini, 1982 : Urieli와 Berchowitz, 1984)의 전열면적에 대하여 제작기관의 예상출력과 GPU-3기관의 출력비를 적용하여 제작기관 열교환기의 전열면적을 구하였다.

다. 제 작

설계한 기관의 모든 부품에 대해서는 부품별로 필요한 재료를 직접 구입하고 제작업체를 찾아가 공을 의뢰하였다. 제작한 부품중 제작이 어려웠던 부품은 냉각기였다. 냉각기의 구조는 외경 2.7mm의 가는 동관 150여개를 용접해야 하는 것으로서 많은 시행착오를 필요로 하였다. 이러한 냉각기 제작의 문제점을 제외하면 설계기관의 제작에 있어 사용재료의 구득이나 각 부품의 가공에 있어서 별다른 문제점은 없었다.

3. 실험장치 및 방법

가. 실험장치

제작한 기관을 가동하기 위해서는 작동기체 충전장치, 기관 가열장치, 냉각수 공급장치가 필요하며 이러한 3가지 기관 운전장치를 나타낸 것은 그림 2와 같다. 기관 가열장치는 수종의 연소기를 고려한 결과 제작기관의 가열방법은 단순하면서도 확실한 방법인 프로판 가스연료를 사용하는 토치 가열기로 결정하였다. 기관의 냉각수 공급장치는 그림 2와 같이 물탱크와 소형 양수기 및 유량 조절 밸브로 구성하였다.

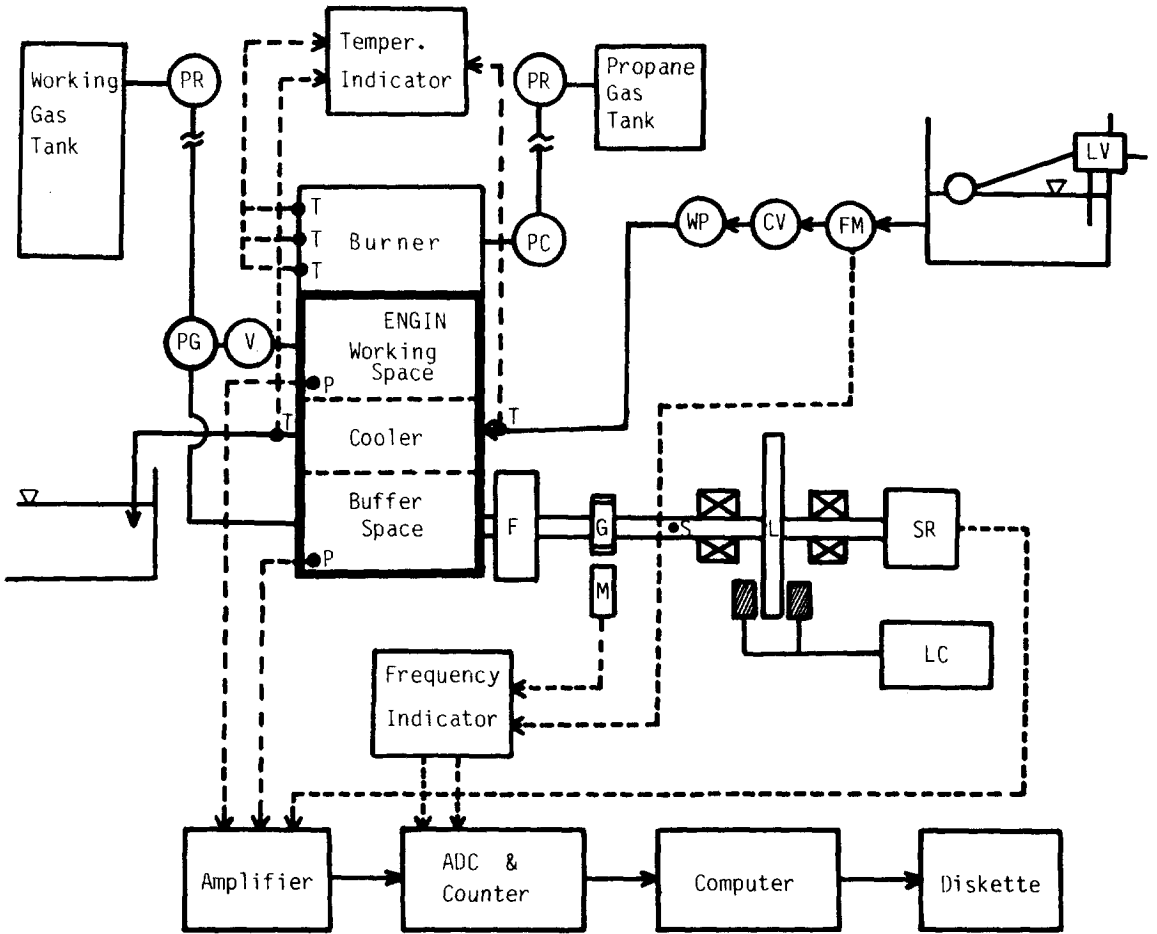
제작기관의 성능실험을 위하여 그림 2와 같이 기관 부하장치와 계측장치를 설치하였다. 기관 부하장치는 출력축의 토크를 조절하기 위한 것으로서 이는 기관 출력축에 디스크형 제동장치를 설치하여 기관의 토크 부하를 조절하도록 하였다.

제작기관의 제동출력을 구하기 위하여 출력축의 토크와 회전속도를 측정하였다. 출력축 토크는 출력축 상에 스트레인 게이지를 부착하여 측정하였고 출력축의 회전속도는 일정한 이수를 갖는 치차와 마크네틱 픽업을 사용하여 측정하였다.

제작기관의 지시출력을 구하기 위하여 기관의 작동공간 압력을 측정하도록 고온용 압력변환기(Kyowa사의 PE-50KP)를 설치하였으며, 기관의 완충공간(buffer space) 압력변동도 관찰하기 위하여 완충공간 압력 측정목적의 압력변환기(HBM사의 P8A)를 설치하였다. 기관의 작동온도는 K형 열전쌍(thermocouple)을 사용하여 기관 가열기의 표면온도와 냉각수 입출구 온도를 측정하였다.

출력축 토크 측정을 위한 스트레인 게이지 출력 신호와 두개 압력변환기의 출력신호는 그림 2와 같이 스트레인 증폭기(Thorn-EMI사의 SE 1050, 1051, 1054)와 A/D변환기(분해능 12bit, 0.6ms/data)를 거쳐 컴퓨터(Apple 계열 8bit)에 입력되도록 하였으며 컴퓨터에 입력된 실험자료는 컴퓨터의 디스켓에 기록되도록 하였다. A/D 변환기 자료 수집 시간간격은 기체어로 작성한 프로그램내에서 조정하여 약 1.8ms로 결정하였다.

나. 실험방법



- | | |
|---------------------------|----------------------------------|
| CV : Flow Control Value | P : Pressure Gage |
| F : Flywheel | PC : Pressure Controller |
| FM : Flowmeter | PG : Pressure Gage |
| G : Gear for Speed Sensor | PR : Pressure Regulator |
| L : Loader | S : Strain Gage for Torque Meas. |
| LC : Load Controller | SR : Slip Ring |
| LV : Level Control Valve | T : Thermocouple |
| M : Magnetic Pickup | V : Valve |
| | WP : Water Pump |

Fig. 2. Instrumentation for the engine performance test

밀폐장치 실험: 제작한 출력 피스톤 연결봉 밀폐장치에 대하여 그 기능을 실험하였다. 실험은 제작한 밀폐장치와 기관 부품을 조립한 후 작동공간을 고압기체로 충전하여 가압한 다음 실제 기관 운전과 같이 출력축을 입력에 의해 회전시키면서 압

력의 누설여부를 확인한 것으로 하였다. 시험시 작동공간에 부과한 압력은 밀폐장치를 통한 누설없음이 확인되면 점차 증가하여 밀폐장치의 최고 사용 가능 압력을 조사하였다.

기관성능 실험: 제작기관의 성능실험은 작동기

체의 압력과 가열기 가열온도, 그리고 부하 토크를 변화하여 수행하였다. 작동기체의 압력은 0.8, 1.2, 2.0MPa의 3가지 수준으로 설정하였고, 가열기의 가열온도는 400°C, 500°C, 600°C 3가지 수준으로 변화하여 실험하였다.

부하 토크의 변화방법은 주어진 작동기체 압력과 가열기 가열온도에 있어 먼저 최저 부하 토크 상태에서 실험하고, 다음은 기관이 운전될 수 있는 최대 토크를 부과하여 실험하였으며, 다음은 그 중간 두 수준의 토크 부하상태에서 실험하므로써 결과적으로 4수준의 토크 부하에서 시험하였다.

4. 결과 및 고찰

가. 밀폐장치 실험

제작한 피스톤 연결봉 밀폐장치의 성능을 조사하기 위하여 밀폐실험을 수행한 결과 제작한 밀폐장치는 밀폐유지 최고 압력이 약 1MPa 정도이고, 이 압력 하에서 밀폐유지 시간은 3~4분 정도였다. 따라서 이러한 밀폐의 성능은 본 제작 기관에 사용할 수 없는 것으로 판단되었다.

본 실험 결과 스텔링 기관의 밀폐장치에 대해서는 좀더 체계적인 연구가 절대로 요구됨을 확인하였고, 본 연구에서 제작한 기관의 성능실험에서는 2차적으로 준비한 기관 출력측 밀폐장치인 메커니컬 실을 사용하였다.

나. 기관 성능실험

1) 기관 운전조건

기관성능실험시 변수로 택한 작동기체의 압력과 가열기 가열온도는 실험 방법에서 설명한 바와 같이 일정한 값으로 설정하려고 시도하였다. 각 실험의 입력은 1개의 열역학적 사이클 동안의 측정치를 평균한 평균압력을 대표값으로 사용하였는데 실험 결과를 분석한 결과 이러한 작동기체의 평균압력은 그 평균값이 0.83, 12.8, 20.9MPa로 나타났다.

가열기의 가열온도는 실험시 관측값을 바로 알 수 있었으므로 프로판 가스 토치 조절장치를 사용하여 설정하려고 했던 온도 $\pm 2^\circ\text{C}$ 크기의 오차 범위로 조절할 수 있었다.

2) 기관의 출력

지시출력 : 제작기관의 지시출력(indicated power output)은 일반적인 열기관 성능분석 방법과 같이 작동공간의 압력과 출력 피스톤의 행정체적으로부터 구하였다. 작동공간의 압력은 기관의 열역학적 사이클의 특성을 나타내는 동적인 양으로서 실험의 측정값을 사용하여 매 열역학적 사이클의 평균압력, 그리고 최저 압력을 구하였다.

기관의 지시일은 위에서 구한 작동공간의 평균압력과 최저압력, 그리고 출력 피스톤 행정체적으로부터 다음의 방법에 의해 구하였다.

$$W_i = \int p \, dV = (P_m - P_b) V_s \dots\dots\dots (2)$$

여기서, W_i = 지시일

P_m = 작동공간 평균압력

P_b = 작동공간 최저압력

V_s = 출력 피스톤 행정체적

기관의 지시출력은 위에서 구한 지시일로부터 다음의 식에 의해 구하였다.

$$L_i = W_i \times n \dots\dots\dots (3)$$

여기서, L_i = 지시출력

제작기관의 지시출력을 나타낸 것은 그림 3과 같다. 그림에서와 같이 기관의 지시출력은 기관 회전속도 증가에 따라 증가하였으며, 기관의 회전속도는 기관 작동압력과 가열기 가열온도 증가에 따라 증가하므로써 결과적으로 지시출력은 기관작동압력 증가와 가열온도 증가에 따라 증가하였다. 그리고 동일한 기관의 회전속도에 있어서도 기관의 지시출력은 기관 작동압력과 가열 온도 증가에 따라 증가하였다.

제작기관의 최고 지시출력은 위의 설명과 같이 실험한 최고 압력과 최고 온도인 작동기체 압력 2.1 MPa와 가열기 온도 600°C에서 나타났으며 그 크기는 약 670W(기관 회전속도 1442rpm)이었다.

제동출력 : 기관의 제동출력(brake power output)은 측정된 기관 출력 토크와 회전속도로부터 다음의 식에 의해 구하였다. 식에서 출력 토크의 평균치는 기관의 평균 작동압력을 구하는 방법과 동일한 방법으로 매 열역학적 사이클에 대해서 구한 평균치이다.

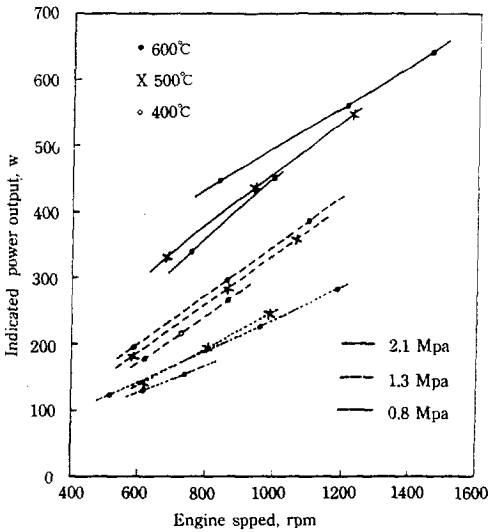


Fig. 3. Indicated power outputs of the engine charged with hydrogen as working gas

$$L_b = 2\pi Tn \dots\dots\dots (4)$$

여기서, L_b = 제동출력

T = 평균 출력 토크

제작기관의 제동출력을 작동기체별로 나타낸 것은 그림 4이다. 기관의 제동출력은 그림에서와 같이 대체로 기관 회전속도 약 1000rpm 이상일 경우 급격히 감소하였으며, 1000rpm 미만에는 작동압력과 가열기 가열온도에 따라 약간씩 다른 양상을 보였으나 대체로 기관 회전속도 증가에 따라 서서히 감소하는 경향을 나타냈다. 이러한 실험결과는 Isshiki 등(1983)이 수행한 스텔링 기관의 실험결과와 매우 비슷한 결과였다.

기관의 작동조건에 따른 제동출력은 지시출력에서와 마찬가지로 기관 작동압력과 가열기 가열온도 증가에 따라 증가하였다. 기관 작동조건에 따른 제동출력과 지시출력의 차이점은 제동출력의 경우 지시출력에 비하여 가열기 가열온도의 영향이 크게 나타난 점이다. 출력 최고값에 있어 지시출력과 제동출력의 차이점은 지시출력의 최고값이 기관 회전속도가 높을수록 높았으나, 제동출력의 최고값은 관측된 기관의 최고 회전속도보다 훨씬 낮은 속도에서 관측되었다.

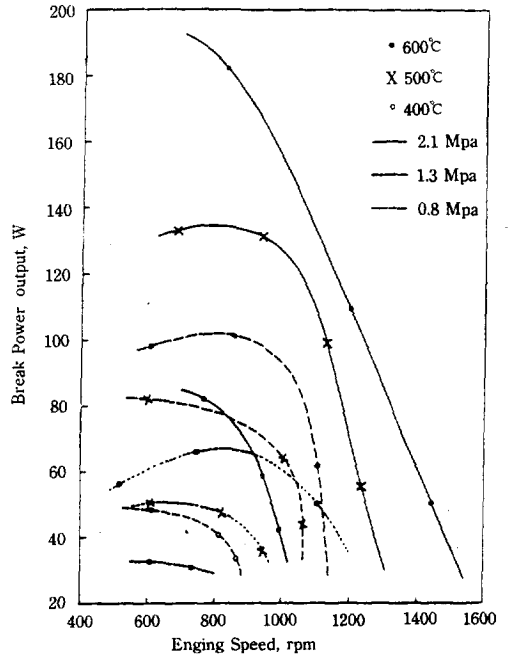


Fig. 4. Brake power outputs of the engine charged with hydrogen as working gas

이상과 같은 기관 운전조건에 따른 제동출력의 영향은 열기관의 일반적 특성으로서 이는 기관 회전속도 증가에 따라 기관출력은 증가하나 동시에 기관의 기계적 마찰손실 또한 증가한 결과이다. 즉 기관 회전속도 증가에 따른 기관출력 증가량보다 기관 마찰손실 증가량이 많아지게 되면 기관 회전속도 증가에도 불구하고 기관의 제동출력은 감소하며, 기관의 최대 제동출력이 관측된 기관의 최대 회전속도보다 낮은 점에서 나타나게 된다. 관측된 최대 제동 출력은 지시출력과 같이 실험한 작동기체 최고 압력, 그리고 가열기 가열 최고 온도인 2.1 MPa, 600°C에서 나타났으며 그 크기는 184W(기관 회전속도 841rpm)로서 지시출력 최고값의 약 30% 정도의 낮은 값이었다.

제작기관은 기관 설계과정에서 설명한 바와 같이 예상출력 1KW의 것으로 설계된 것이나 기관의 실제 제동출력은 184W로서 예상출력에 훨씬 못 미치는 결과였다. 이러한 결과는 기관 설계시 기관의 운전조건을 실제 운전조건보다 높은 수준인 작동공간 평균압력 3.0MPa, 가열기 가열온도 650°C, 그리고

기관의 예상 회전속도 2000rpm으로 가정하고 설계하였기 때문이다. 위에서 설명한 최대출력시 기관의 실제 작동조건을 Beale수를 정의한 식 1에 대입하여 기관의 출력을 구한 결과 기관의 제동출력은 296W로 예측되었으며 이는 실제 기관의 출력의 1.6배의 크기이다. 이러한 예측치의 오차는 본 연구에서 제작한 기관의 크기가 매우 작은 점과 예측 수식의 단순함을 고려하면 용인할 만한 크기의 것으로 판단되었다.

3) 기관의 열효율

지시열효율 : 기관의 지시열효율(indicated thermal efficiency)은 기관의 성능을 나타내는 주요 수단이며 이는 앞에서 구한 기관 흡입열 전달율과 지시출력으로부터 다음의 식에 의하여 구하였다.

$$\eta_i = L_i / Q_i \dots\dots\dots (5)$$

여기서, η_i = 지시 열효율

성능실험 결과로부터 구한 지시 열효율을 작동조건별로 나타낸 것은 그림 5와 같다. 그림에서와 같이 제작기관의 지시 열효율은 작동압력 증가에 따라 증가하였고 동일한 압력의 경우는 기관 회전속도 증가에 따라 증가하였다. 그리고 지시 열효율은 가열기 가열 온도 증가에 따라 감소하였는데 이러한 결과를 가열온도 증가에 따라 증가하는 Carnot 효율과 비교하여 생각하면 제작기관의 지시 열효율은 Carnot 효율과 반대되는 결과를 나타낸 것이다. 이러한 결과는 기관의 외각을 통하여 기관 가열부로부터 냉각기에의 열전도 손실이 많았기 때문인 것으로 판단되었다. 즉 가열온도 증가시 기관의 흡입열 전달율은 증가하지만 기관 외각을 통해 냉각기에 직접 전도되는 열전달율도 증가하여 결과적으로 가열기 가열온도 증가에 따라 냉각기 냉각열량은 급증하고, 기관흡입열량 증가율은 상대적으로 낮으므로 기관의 지시 열효율은 가열온도 증가에 따라 감소한 것으로 판단된다. 이러한 결과로 볼때 스텔링 기관의 설계시 가열기와 냉각기 사이의 열전도는 가능한 줄일 수 있도록 주의하여야 할 것으로 판단되었다.

수소를 작동기체로 한 스텔링 기관의 지시 열효율에 대해서는 Martini(1982)와 Crowley(1984)가

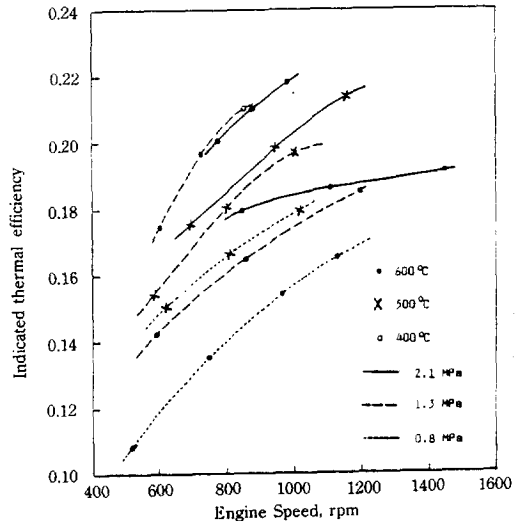


Fig. 5. Indicated thermal efficiencies of the engine charged with hydrogen as working gas

여러가지 종류의 기관에 대해서 종합하여 발표한 바 있다. 보고된 지시 열효율에 관한 내용중 본 연구에서 제작한 기관과 구조와 크기가 비슷한 것이면서도 성능이 우수하고 또한 많은 실험결과가 보고된 것은 GPU-3 기관으로서 본 연구에서는 제작기관의 성능을 GPU-3기관의 것과 비교하여 그 수준을 판단코자 하였다. GPU-3기관의 지시열효율은 기관 작동조건 1.4 MPa와 660°C일때 16%, 2.8 MPa와 700°C인 경우 30~34%로 알려져 있다. 이러한 실험결과를 본 연구결과와 비교하면 제작기관의 실험조건이 GPU-3 기관의 실험조건과 같지 않아 직접 비교는 불가능하였다. 그러나 본 연구에 있어 기관 작동조건 1.3MPa와 600°C인 경우 18%, 2.1 MPa와 600°C인 경우 19%인 것을 위의 GPU-3기관의 것과 개략적으로 비교하면 기관작동 조건 1.3 MPa일때 제작기관의 지시 열효율은 GPU-3기관의 것보다 약간 높으나 2.1MPa인 경우는 약간 낮은 것으로 판단되었다. 따라서 제작기관의 지시 열효율은 좀더 증가시킬 수 있으나 그 크기는 크지 않을 것으로 판단되었다.

제동열효율 : 기관의 제동 열효율(brake thermal efficiency)을 앞에서 구한 기관 흡입열 전달율과 기관의 제동출력으로 다음의 식에 의해 구하였으며 그 결과는 그림 6과 같다.

$$\eta_b = L_b / Q_1 \dots\dots\dots (6)$$

여기서, η_b = 제동 열효율

그림에서와 같이 제작기관의 제동 열효율은 가열기 가열온도의 증가와 작동압력 증가에 따라 제동 열효율도 증가하는 결과로서 이러한 시험결과는 GPU-3기관 실험결과(Martini, 1982)와 비슷한 것이었다.

제동 열효율의 최고치는 7.5% (2.1 MPa, 600°C)로서 대체로 열기관의 제동 열효율로서는 상당히 낮은 값으로 나타났다. Martini(1982)는 GPU-3기관에 있어 작동기체가 수소인 경우 기관의 제동 출력 400-600W의 범위에 있어 기계적 손실의 크기가 약 400W이고, 제동출력 1100-1500W의 범위에 있어서는 그 손실이 약 500W로서 제작기관과 같은 소형 스텔링 기관의 경우 기계적 손실은 최소한 400W 정도를 예상해야 되는 것으로 보고한 바 있다. Reader와 Hooper(1983)도 소형 기구학적 스텔링 기관의 경우 슬라이딩 실(sliding seal)만의 기계적 손실의 크기를 최소한 700~1000W로 고려해야 한다고 하였다.

따라서 이러한 크기의 기본적 기계적 손실을 고려한다면 본 연구에서 제작된 기관의 제동 열효율이 위에서 지적한 바와 같이 낮은 수준인 것은 당

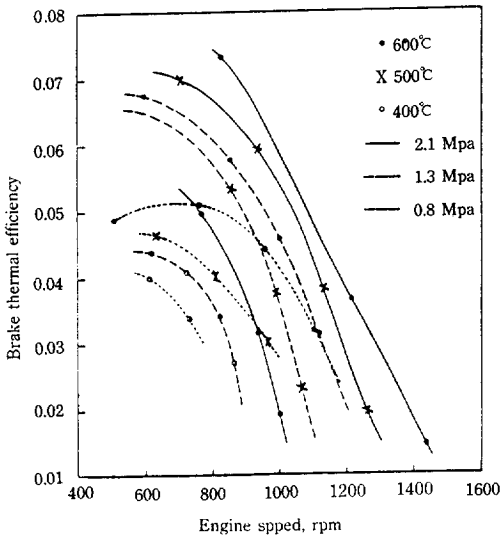


Fig. 6. Brake thermal efficiencies of the engine charged with hydrogen as working gas

연한 결과이며 이는 Crowley(1984)가 보고한 GPU-3기관의 제동 열효율 9%(지시출력 999W인 경우)인 것과 비슷한 결과였다.

5. 결론

1. 스텔링 기관 제작시 가장 큰 어려움은 왕복운동하는 출력 피스톤 연결봉의 밀폐장치로서 이에 대해서는 체계적인 연구가 필요하다. 기관 제작상 또 하나의 문제점은 150개 이상의 소형 동관을 용접해야 하는 냉각기 제작에 있으며, 이는 냉각기 전용기계를 사용하면 해결될 것으로 예상되었다.
2. 제작기관의 성능을 제작기관과 비슷한 구조이면서 성능이 우수한 기관으로 알려진 GPU-3기관의 실험결과와 비교한 결과 제작기관의 지시열효율은 GPU-3 기관의 것에 비하여 약간 낮은 것으로 판단되며 이는 제작기관의 열전도 손실을 줄이므로서 높일 수 있을 것으로 판단되었다.
3. 제작기관의 제동열효율은 전반적으로 낮은 수준이었는데, 그 이유는 첫째 제작 기관의 운전시 기본적으로 요구되는 기계적 손실의 기관 지시출력에 대한 비율이 높기 때문이고, 둘째는 제작기관의 동력전달 효율이 낮았기 때문이다. 따라서 제작기관의 동력전달 기구는 개선의 여지가 있으며 그에 의해서도 기관의 열효율은 높일 수 있을 것으로 예상되었다.

참고 문헌

1. Beale, W. T. 1986. Applications of Simple Stirling Engines. Third International of Stirling Engine Conference. Rome, Italy. June. 23-26. pp. 49
2. Crowley, J. L. 1984. Standardized Efficiency Terms : Comparison of Some Stirling Engine Performance Figures. IECEC Proc., Paper No. 849064. ACS.
3. Hoehn, F. W. and A. R. McDougal. 1978. Design of a Prototype Stirling Laboratory Research Engine. IECEC Proc., Paper No. 789271. SAE.

4. Isshiki, N., F. Terada, K. Yoshikawa, H. Kojima and K. Hashimoto. 1983. Experimental Studies on Small Stirling Engines of Different Types. IECEC Proc., Paper No. 839137. AICE.
5. Kagawa, N., S. Nagatomo, M. Sakamoto, T. Tomakine, T. Sakama and I. Hango. 1986. Performance Analysis and Improvement of a 3 KW Stirling Engine. IECEC. Proc., Paper No. 869109. ACS.
6. Martini, W. R. 1982. Stirling Engine Design Manual. 2nd Ed. U. S. Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications. pp. 1-153.
7. Reader, G. T. and C. Hooper. 1983. Stirling Engines. E. & F. N. Spon.
8. Schneider, J. A., S. L. Holl, and C. P. Schalan-sky, 1984. A Miniature Test Powered Stirling-Cycle Engine. IECEC Proc., Paper No. 849118. ANS.
9. Senft, J. R. 1982. A Simple Derivation of the Generalized Beale Number. IECEC Proc., Paper No. 829273. IEEE.
10. Urieli, I. and D. M. Berchowitz. 1984. Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger Ltd, Bristol.
11. Walker, G. 1980. Stirling Engines. Clarendon Press. Oxford.
12. West, C. D. 1986. Principles and Applications of Stirling Engines. Van Nostrand Reinhold Co. New York.

◆ 학회 광고 ◆

◎ 국제 농업기계화 학술대회 안내

International Agricultural
Mechanization Conference
October 16~20, 1991
Beijing, China

개 최 일 : 1991년 10월 16일 ~20일
장 소 : 중국, 북경

논문요약제출마감 : 1990년 11월 30일

논문발표수락통보 : 1990년 12월 31일

논문제출마감 : 1991년 3월 31일

연 락 처 : Ms. He Zhongling

Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences

No. 1 Beishatan, Deshengmen Wai

Beijing 10083, china

Tel : 2017131-2231, 2233 Cable : 7651 Beijing

Telex : 222483 CAAMS CN.

Fax : 86-1-2017326

* 자세한 내용은 학회 사무실로 문의하여 주십시오.