

## 신개념 로터리 엔진의 개발(Ⅱ) - 실제 사이클의 성능 분석 -

### Development of a New Concept Rotary Engine (Ⅱ) - Performance Analysis of Real Cycle -

오문근          박원엽          이규승  
정회원          정회원          정회원  
M. K. Oh      W. Y. Park      K. S. Lee

#### ABSTRACT

This study was carried out to propose a new-concept internal combustion engine which has great potential advantages to the conventional engines.

Proposed new-concept engine is a kind of rotary engine. A rotor is rotating concentrically in a cylinder which is divided into two partitioning valves, and it makes four compartments in the cylinder. The volumes of each of four compartments are changing continuously with the rotor movement, and performs the functions of intake, compression, expansion and exhaust simultaneously. Expected thermal efficiency for the real cycle is 26 percent at conditions of 1,000 rpm and compression ratio of 8.0, which is 3 to 4 percent higher than that of the conventional engines such as the piston engine, gas turbine and Wankel rotary engine. A simulation procedure proved that the new concept engine is functional, and has many potential advantages compared to the existing conventional engines.

**Keywords** : Combustion engines, New concept rotary engine, Piston engine, Wankel rotary engine.

#### 1. 서      론

현재까지 다양한 종류의 엔진들이 각각의 장점과 단점을 가지고 자동차 및 농업기계, 항공기, 선박, 산업용 등 다방면에 걸쳐 널리 활용되고 있다. 이와 같은 기계들에 사용되고 있는 내연기관은 피스톤 엔진과 반켈형(Wankel) 로터리 엔진, 그리고 가스터빈 엔진 등이 있다(Richard, 1993).

왕복동 피스톤 엔진은 밀봉 기능이 뛰어나 비교적 열효율이 높다. 그러나 피스톤 엔진은 왕복 운동에 수반되는 진동과 소음이 크며 크랭크기구를 사용하는 특성 때문에 높은 팽창압이 발생하여 팽창 행정 초기의 힘이 제대로 회전력(torque)으로 전환되지 못하는 단점이 있다(고등기술연구원, 1997).

반켈형 로터리 엔진은 로터가 편심 운동을 하지만 왕복 운동보다는 진동과 소음이 적고 피스톤 엔진에 비해 원활한 고속 회전이 용이하다. 그러나 밀봉 기능이 떨어져서 열효율이 비교적 낮고 흡기구와 배기구 가 함께 열려 있는 오버랩(over-lap)이 길어서 공기 교환율이 떨어지고 윤활성이 나빠서 내구 년수가 짧다(Ramos, 1992). 가스터빈은 마력당 중량이 작고 원활한 고속회전이 가능하며 폐열 회수가 용이하나 제작비가 비싸고 저속 소형 엔진을 만들기 곤란하다는 점과 소형의 경우 열효율이 매우 낮아진다.

위에서 언급된 엔진들이 오랫동안 기본적 시스템의 발전없이 부분품의 개량과 전자제어 채택 등에 국한되어 발전해 왔으나 이것은 저연비, 저공해, 저소음, 저진동, 저중량, 소체적과 적은 제작비를 추구

The article was submitted for publication in May 2003, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in August 2003. The authors are Moon Keun Oh, Professor, Agricultural Cooperative College, Goyang, Gyonggi, Korea, Won Yeop Park, Research Assistant Professor and Kyou Seung Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. The corresponding author is K. S. Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, 440-746, Korea. Fax:+82-31-290-7830. E-mail:<seung@skku.ac.kr>.

해야하는 미래 엔진의 과제를 생각할 때 한계에 달한 것으로 판단되며, 이들 엔진의 장점을 최대한 조합시키는 새로운 형태의 엔진을 모색해야 할 시점이 아닌가 생각한다.

이에 따라 왕복동 피스톤 엔진의 장점인 우수한 밀봉기능과 반켈형 로터리 엔진의 장점인 크랭크 기구의 생략을 통한 경량화, 소체적화, 그리고 가스터빈의 장점인 원활한 원운동을 결합시키는 시도로써 새로운 개념의 로타리 엔진을 설계하고 실제 사이클의 성능분석을 통해 실용가능성을 제시하고자 본 연구가 수행되었다.

## 2. 구조와 행정

### 가. 설계방침

새로운 개념의 엔진은 기존의 엔진에 비해 개념적으로 유리한 것보다 실용적인 면이 강조되어야 하므로 다음과 같은 설계 방침을 설정하였다.

- 1) 왕복 운동부위를 최소화하여 로터리 엔진의 장점을 최대한 유지해야 한다.
- 2) 기존의 피스톤 엔진보다 소형이고, 고출력을 발휘해야 한다.
- 3) 기존의 엔진보다 배기가스에 의한 대기 오염의 방지 측면에서 유리해야 한다.
- 4) 대량 생산시의 제조 원가는 현재의 피스톤 엔진에 비해 같거나 싸야 한다.
- 5) 현재 농업기계에 사용되고 있는 가솔린 엔진보다 열효율 면에서 유리하게 하기 위해 압축비를 8.0 이상으로 한다.

### 나. 기본 구조

신개념 로터리 엔진의 자세한 구조는 제 1보(Oh 등, 2003)에서 보고한 바와 같으며 기본 구조는 원형으로 생긴 실린더 내에 두 개의 곡선형 로터가 마주 보고 설치되며, 두 로터는 회전하는 원판에 고정되어 실린더 내에서 로터가 단순 원운동을 하는 형태이다. 두 개의 연소실은 대칭으로 설치되고, 이 연소실과 실린더간의 통로는 로터리형 밸브로 개폐되며 각 연소실 밑 부분에는 실린더의 공간을 두 개로 나누어 작동할 수 있도록 하는 칸막이 밸브가 설치된다.

### 다. 작동 행정

신개념 로터리 엔진의 작동은 다음과 같이 진행된다.

#### (1) 흡입행정(intake)

Fig. 1의 (I)에서 연소실 B와 실린더를 연결하는 연소 가스 출입구는 밸브에 의해 닫히고, 이 밸브와 같은 축을 갖는 흡기 밸브가 열려 로터 a의 회전에 의해 확장되는 공간(intake)에 공기를 흡입한다. 이 행정은 로터 a가 5°에서 175°까지 회전하는 동안 진행된다.

#### (2) 압축행정(compression)

Fig. 1의 (I)에서 연소실 B와 실린더를 연결하는 압축공기 출입구는 밸브에 의해 열려지고, 이 밸브와 같은 축을 갖는 배기 밸브는 닫혀진 상태이며 로터 b의 회전에 의해 축소되는 공간(compression)에서 공기를 압축하여 연소실 B로 유입시키고 동시에 연료를 분사한다. 이 행정은 로터 b가 185°에서 355°까지 회전하는 동안 진행된다.

#### (3) 팽창행정(expansion)

Fig. 1의 (I)에서 연소실 A에 충전된 혼합가스(직전의 행정에서 로터 b가 압축하여 연소실 A에 충전한 공기와 연료의 혼합가스)에 전기 점화플러그를 이용하여 점화하고, 연소 진행 도중 연소실 A와 실린더의 공간(expansion)을 연결하는 연소가스 출입구는 밸브에 의해 열리며 이 공간에서 연소된 가스의 팽창압으로 로터 b를 밀어 동력을 발생시킨다. 이 행정은 로터 b가 185°에서 355°까지 회전하는 동안 진행된다.

#### (4) 배기행정(exhaust)

Fig. 1의 (I)에서 실린더와 연소실 A를 연결하는 압축 공기 출입구는 밸브에 의해 닫혀지고, 실린더와 외부를 연결하는 배기 밸브를 열어 직전의 행정에서 연소시킨 가스를 로터 a의 이동에 의해 공간(exhaust)에서 밖으로 배출한다. 이 행정은 로터 a가 5°에서 175°까지 회전하는 동안 진행된다.

로터가 칸막이 밸브를 통과할 때는 Fig. 1의 우측 그림과 같이 칸막이 밸브가 로터 곡면에 밀착하여 상승 및 하강하게 되며, 로터 링의 중심을 전후하여 5°씩 사행정(死行程)이 있는데 이 때는 연소실과 실린더를 연결하는 밸브가 모두 닫혀 있는 상태이다. 그 이후는 Fig. 1의 (II)-(IV)와 같이 180°의 위상차를 가지고 같은 행정이 반복됨으로써 연속적으로 작동하게 된다.

따라서 로터 1회전(360°)마다 모든 행정이 2회씩 진행되고, 흡입된 공기는 180°의 위상차를 가진 로터의 다른 돌기에 의해 압축되고 연소 후 팽창된 가스는

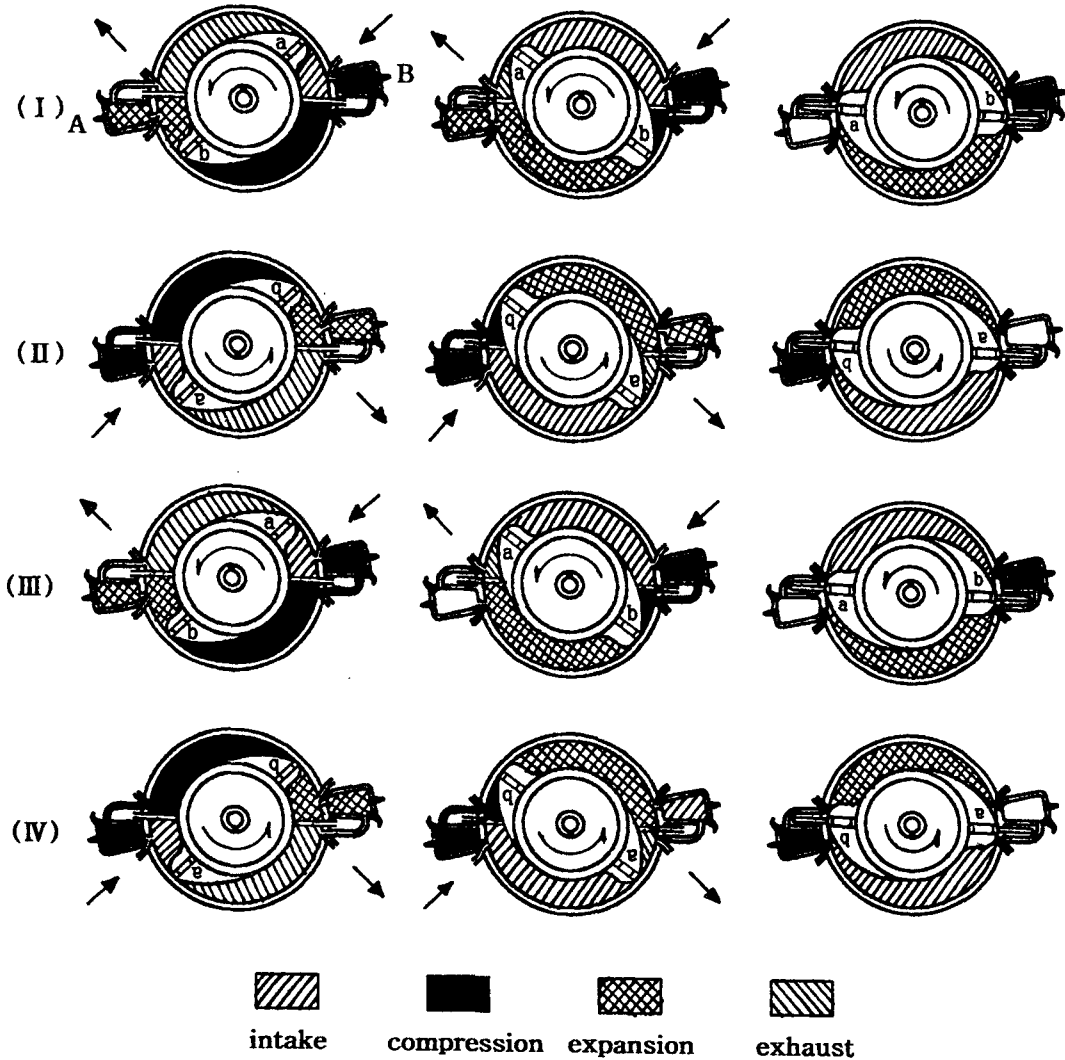


Fig. 1 Operation process of a new concept rotary engine.

180°의 위상차를 가진 또 다른 돌기에 의해 배기되므로, 1회의 흡입 공기가 모든 행정을 마치고 배출되는 데까지 로터는 2회전(720°)을 하게 된다.

### 3. 실제 사이클의 성능 분석

#### 가. 조건 설정

설계방침에서 결정한 바와 같이 기존의 엔진에 비해 열효율 면에서 유리해야 하며 배기가스의 오염도 줄여야 한다는 전제 하에서 우리나라 영농철의 기온을 고려하고 시작기의 배기량을 기준으로 기본 사이

클을 해석하기 위해 Table 1과 같은 조건을 설정하였다. 여기에서 압축비의 선택은 현재 보급중인 승용이앙기(엔진 압축비 7.0) 및 스피드 스프레이어(엔진 압축비 9.0) 등과 대비하기 위해 유사한 수준인 8.0으로 설정하였다.

#### 나. 실제 사이클 성능 분석

신개념 로터리 엔진의 이론적 성능 분석은 1보에서 보고하였다. 상기 1보에서 분석한 수치는 이상적인 오토 사이클 즉, 연료 공기 사이클(fuel-air cycle)로 분석한 수치이며, 실제의 수치는 열전달 손실, 흡기

Table 1 Conditions of a new concept rotary engine for performance analysis

Item	Condition	Remarks
Compression ratio ( $V_1/V_2 = \lambda$ )	8.0	Transplanter : 7.0, SS: 9.0
Equivalence ratio ( $\phi$ )	1.0	Low emissions term : 0.8~1.2
Induction temperature (K)	298.15	Standard-driving temperature : 25 °C
Displacement (cc)	1,200	600 cc × 2 = 1,200 cc

※ The conditions of lubrication and cooling are the same as those of piston engine.

및 배기 과정의 펌핑 손실, 그리고 타이밍 손실 등이 발생하여 실제로는 이보다 적은 값으로 표시된다. 신 개념 로터리 엔진의 실제 사이클은 앞에서 구한 연료 공기 사이클에 각 행정에서 발생하는 손실을 고려하여 구하였다.

시간과 관련된 각종 손실은 로터각에 따라 변화하는데 이를 P-V선도 상에 표시하기 위해서는 먼저 체적(V)과 로터 회전각( $\theta$ )의 관계식이 필요하므로 이 엔진의 구조적 특성으로부터 구해지는 다음과 같은 관계식을 적용하여 로터각 별로 체적을 구하였다.

- $\theta_o = 5^\circ \sim 20^\circ (\frac{\pi}{36} \sim \frac{\pi}{9})$  일 때 :

$$V = V_c + \int_0^{\theta_o - \frac{\pi}{36}} \frac{W}{2} \left[ r_2^2 - \left( r_2 - \frac{1}{2} \alpha_1 \theta^2 \right)^2 \right] d\theta$$

- $\theta_o = 20^\circ \sim 30^\circ (\frac{\pi}{9} \sim \frac{\pi}{6})$  일 때 :

$$V = V_{20^\circ} + \int_0^{\theta_o - \frac{\pi}{9}} \frac{W}{2} \left[ r_2^2 - \left( r_2 - \frac{1}{2} \alpha_1 \left( \frac{\pi}{9} - \frac{\pi}{36} \right)^2 + \frac{1}{2} \alpha_2 \theta^2 \right)^2 \right] d\theta$$

- $\theta_o = 30^\circ \sim 120^\circ (\frac{\pi}{6} \sim \frac{2\pi}{3})$  일 때 :

$$V = V_{30^\circ} + \int_0^{\theta_o - \frac{\pi}{6}} \frac{W}{2} ( r_2^2 - r_1^2 ) d\theta$$

- $\theta_o = 120^\circ \sim 150^\circ (\frac{2\pi}{3} \sim \frac{5\pi}{6})$  일 때 :

$$V = V_{120^\circ} + \int_0^{\theta_o - \frac{2\pi}{3}} \frac{W}{2} \left[ r_2^2 - \left( r_1 + \frac{1}{2} \alpha_3 \theta^2 \right)^2 \right] d\theta$$

- $\theta_o = 150^\circ \sim 175^\circ (\frac{5\pi}{6} \sim \frac{35\pi}{36})$  일 때 :

$$V = V_{150^\circ} + \int_0^{\theta_o - \frac{5\pi}{6}} \frac{W}{2} \left[ r_2^2 - \left( r_1 + \frac{1}{2} \alpha_3 \left( \frac{5\pi}{6} - \frac{2\pi}{3} \right)^2 - \frac{1}{2} \alpha_4 \theta^2 \right)^2 \right] d\theta$$

여기서,  $\alpha_1 = 0.1778 / \left( \frac{\pi}{180} \right)^2$   
 $\alpha_2 = -0.3334 / \left( \frac{\pi}{180} \right)^2$   
 $\alpha_3 = 0.0333 / \left( \frac{\pi}{180} \right)^2$   
 $\alpha_4 = -0.0319 / \left( \frac{\pi}{180} \right)^2$

$r_1$  : 플라이휠의 내부 반경,  $r_2$  : 플라이 휠의 외부 반경

(1) 열전달 손실

실린더 내의 가스가 열을 빼앗기는 것은 전도, 대류, 복사의 세 가지 경로에 의한 것이다. 따라서 전체 열전달 손실은 식 (1)에 의해 계산할 수 있다. 그러나 열전달 손실율은 냉각계통 설비의 성능해석에서는 중요한 요소이지만 가스상태의 해석에서는 가스의 열전도 계수가 매우 낮기 때문에 무시하는 것이 일반적이므로, 대류 열손실율( $\dot{q}_{cv}$ )과 복사 열손실율( $\dot{q}_R$ )만 계산하였다.

$$\dot{q}_t = \dot{q}_{cd} + \dot{q}_{cv} + \dot{q}_R \tag{1}$$

여기서,  $\dot{q}_t$  : 전체 열전달 손실율 ( $W/m^2 \cdot K$ )

$\dot{q}_{cd}$  : 전도 열손실율 ( $W/m^2 \cdot K$ )

$\dot{q}_{cv}$  : 대류 열손실율 ( $W/m^2 \cdot K$ )

$\dot{q}_R$  : 복사 열손실율 ( $W/m^2 \cdot K$ )

따라서 전체 열전달 손실율은 다음의 식 (2)에 의해 계산할 수 있다(Heywood, 1988).

$$\dot{q}_t = \dot{q}_{cv} + \dot{q}_R = h_{c,g} (T_g - T_{w,g}) + \sigma \epsilon ( T_g^4 - T_{w,g}^4 ) \tag{2}$$

여기서,  $h_{c,g}$  : 가스의 대류 열전달 계수

$\sigma$  : 스테판 볼쯔만 상수 ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ )

$\epsilon$  : 방사율(emissivity)

위 식에서  $h_{c,g}$ 의 산출은 매 순간마다 실린더 직

경, 순간압력, 가스유속 등 다양한 변수들을 입력해야 하기 때문에 부정확한 결과가 우려되므로, Annand 등(1971)이 실험에 의해 제시한 다음 식을 선택하였다.

$$\frac{Q_s}{A_s} = c \frac{k}{B} R_e^b (T - T_s) + d (T^4 - T_s^4) \quad (3)$$

여기서,  $Q_s$  : 열전달율(heat flow rate, W)

$A_s$  : 표면적 ( $m^2$ )

$T$  : 가스 평균 온도(팽창초기 1700 K 기준)

$T_s$  : 평균 실린더 내벽 온도(400 K 기준)

$k$  : 열전달 계수 ( $J/m^2 K$ ),  $k = ((9k-5)/4)\mu C_v$

$B$  : 실린더 직경(신개념 로터리 엔진의 단면 둘레와 같은 원통 직경으로 환산,  $B = 70 \text{ mm}$ )

Watson 등(1982)은 가솔린 엔진에 맞는 상수들을 제시하였는데, 여기서 그는  $b = 0.7$ ,  $0.25 < c < 0.8$  (신개념 로터리 엔진에서는 연소실의 온도가 600 K 이상이므로 최저값  $c = 0.25$  적용),  $d = 0.5760$ 로 나타내었다.

한편, 레이놀드 수( $Re$ )는 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$R_e = \frac{\rho v B}{\mu} \quad (4)$$

여기서,  $\rho$  : 가스 밀도 ( $8.0 \text{ kg/m}^3$ 에서  $1.0 \text{ kg/m}^3$ 까지 로터 회전각에 비례하여 강하)

$v$  : 가스 유속 (로터 속도 기준,  $9.94 \text{ m/s}$ )

$\mu$  : 가스의 동점성계수

$$(3.3 \times 10^{-7} \times T^{(k)})^{0.7} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

한편, 열전달 계수( $k$ )를 구하려면  $c_v$  값이 있어야 하는데, 이 값은 온도에 따라 변하므로 정압비열( $c_p$ ) 및 비열비( $k$ ) 그래프에 의해 식을 만들어 온도 구간별로 대입하였다(Table 2).

Table 2 Regression equations of  $c_p$  and  $k$  for the various temperature range

Item	Temperature sector	Regression equation
$c_p$	500 ~ 1500 K	$0.33 \cdot (T-2000) + 1500$
	1500 ~ 2500 K	$0.69 \cdot (T-2000) + 1500$
	2500 ~ 3500 K	$1.29 \cdot (T-2500) + 1825$
$k$	2000 K below	$1.2435 - 8.1660 \times 10^{-5} \cdot (T-2000)$
	2000 K over	$1.2435 - 4.6377 \times 10^{-5} \cdot (T-2000)$

표면적( $A_s$ )는 식 (5)로부터 산출하였다.  $c_p$

$$A_s = A_{cy} + A_c \quad (5)$$

여기서,  $A_s$  : 표면적

$A_c$  : 연소실 내부 표면적 ( $m^2$ )

$A_{cy}$  : 실린더 내부 표면적 ( $m^2$ )

$$A_{cy} = \frac{2 a r_1 \pi}{2} + \frac{2 a r_2 \pi}{2} + \frac{2 (\pi r_1^2 - \pi r_2^2)}{2}$$

$$a = 0.08 \text{ m}, \quad r_1 = 0.11 \text{ m}, \quad r_2 = 0.08 \text{ m}$$

위 식을 정리하면,

$$A_{c,y} = \pi r_1 (a + r_1)$$

한편,

$$A_c = D_c \pi h = 0.0086 \text{ (m}^2\text{)}$$

여기서,  $D_c$  : 연소실 내부 직경,  $h$  : 연소실 높이

가 되고, 로터 회전각  $\theta$ 에 관하여는

$$A_s(\theta) = 0.0656 \times \frac{\theta + 5^\circ}{175^\circ} + 0.0086 \text{ (m}^2\text{)}$$

가 된다.

열전달 손실을 로터 회전각에 따라 표시하면, Fig. 3과 같이 나타나고, 열손실 합계( $W_h$ )는  $236.00 \text{ J}$  이 된다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 팽창행정 초기에 가스의 온도가 높기 때문에 열전달 속도( $W/m^2$ )가 높지만 이때는 가스가 접하는 실린더 내벽의 면적이 매우 작아 실제 열전달율( $W$ )은 작게 나타나고 로터가 회전함에 따라 그 면적이 급속도로 커지면서 열전달율이 높아짐을 Fig. 3에서 알 수 있다.

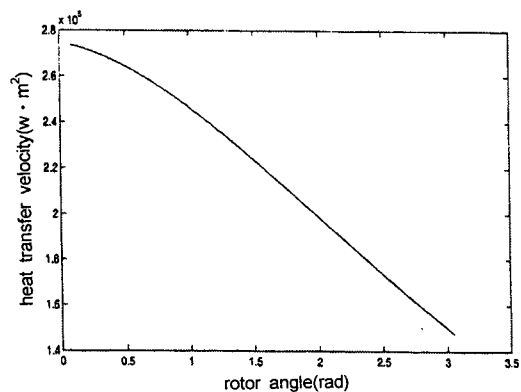


Fig. 2 Relationships between rotor angle and heat transfer velocity.

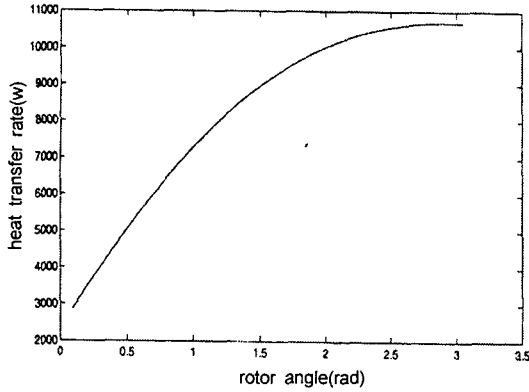


Fig. 3 Relationships between rotor angle and heat transfer rate.

(2) 연소기간 손실(Timing loss)

피스톤 엔진의 경우, 동일한 실린더 내에서 압축행정과 연소행정이 이루어지므로 보통 BTC(before top center) 15~30°에서 점화한 후 ATC(after top center) 15~55°까지 연소가 진행되는데, 압축행정 말의 연소는 불필요한 압축 압력을 높여 손실을 발생시키고, ATC 이후의 연소지역은 팽창 최고압력을 낮추게 되어 손실을 발생시키게 된다.

신개념 로터리 엔진의 연소 기간을 검토해 보면 다음과 같은 과정에 의해 계산할 수 있다.

시간당 연소량 ( $dm_b/dt$ )은 식 (6)에 의해 구할 수 있고(Richard, 1993),

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f V_t \tag{6}$$

- 여기서,  $m_b$  : 연소량(mass of burnt)
- $A_f$  : 화염의 앞방향 면적 ( $m^2$ )
- $V_t$  : 와류의 화염 방향 속도 (m/sec)
- $\rho_u$  : 미연소 혼합기의 밀도 ( $kg/m^3$ )

위 식에서 기본 사이클 해석에서 팽창초의 혼합기 비체적이 0.125  $m^3/kg$  이므로  $\rho_u$  는 8  $kg/m^3$ 이고,  $A_f$  는 연소실의 단면적을 적용하면 0.001256  $m^2$ (직경 = 0.04 m, 높이 = 0.0682 m),  $V_t$  는 연소실로 진입하는 공기의 유속이 157 m/s에 달하므로 연소실 직경과 공기 이동 파이프의 직경의 비를 고려하여 40 m/s로 하였다. 따라서 각각의 수치를 식 (6)에 대입하면, 1 초당 연소량 ( $dm_b/dt$ )은 401.92 g/sec가 된다.

한편, 신개념 로터리 엔진은 1,000 rpm을 기준으로 하므로 로터 회전각( $\theta$ ) 1°를 회전하는데 소요되는

시간( $t$ )은  $t=60 \text{ sec}/(1,000 \text{ rpm} \times 360^\circ)$ 로부터 0.0001666 sec/ $\theta^\circ$ 가 구해진다.

연소실내 충전된 혼합기 질량 ( $m_c=0.6857g$ )을 완전 연소시키는데 소요되는 로터 회전각( $\theta_c$ )을 식 (7)로부터 구하면 10.24°가 된다.

$$\theta_c = \frac{m_c}{\frac{dm_b}{dt} \times t} \tag{7}$$

신개념 로터리 엔진의 로터는 로터 링 중심을 전·후하여 5°씩, 합계 10°의 사행정(死行程)이 있는데 이 때는 혼합기가 연소실 내에 갇혀 있어 실린더와 격리된 시간이 된다. 연소에 소요되는 로터 각 ( $\theta_c$ )이 사행정각과 유사하므로 연소 기간 손실(timing loss)은 발생하지 않는다고 볼 수 있다.

(3) 압축공기의 이동 손실

압축행정시에 실린더에서 연소실로 공기가 이동하는데, 이 과정에서 발생하는 운동에너지 손실과 마찰 손실을 계산하였다. 실린더에서 연소실로 파이프를 통해 공기가 충전되는 과정의 일( $W_c \cdot p$ )은 다음과 같이 식 (8)로 표시할 수 있다.

$$W_{c,p} = \int_{V_1}^{V_2} PdV + \int_{V_1}^{V_2} \frac{\rho v^2}{2} dV + \int_{V_1}^{V_2} \Delta PdV \tag{8}$$

식 (8)에서 우변의 첫 번째 항  $\int_{V_1}^{V_2} PdV$  는 로터의 압축행정에 기본적으로 소요되는 일로서 연료 공기 사이클에서 압축일 손실로 계산되었으므로 운동에너지( $\int_{V_1}^{V_2} \frac{\rho v^2}{2} dV$ ) 항과 마찰력 손실( $\int_{V_1}^{V_2} \Delta PdV$ ) 항만 압축일 손실로 추가 계산하였다.

또한, 밀도( $\rho$ )는 선형적으로 변동되므로, 순수한 압축 공기의 이동에 따른 손실일( $W_{c,p}$ )은 아래와 같이 식 (9)에 의해 나타낼 수 있다.

$$W_{c,p} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{\rho v^2}{2} dV + \int_{V_1}^{V_2} \Delta PdV \tag{9}$$

- 여기서,  $\rho$  : 공기 밀도 (1.0  $kg/m^3$ 에서 8.0  $kg/m^3$ 까지 로터각에 따라 변화)
- $v$  : 파이프내 공기의 유속 (m/sec)
- $V_1$  : 0.0006 + 0.000086 ( $m^3$ )
- $V_2$  : 0.000086 ( $m^3$ )
- $dV$  : 파이프내의 공기체적

식 (9)에서 우변의 첫 번째 항 즉, 운동에너지 손실일은

$$W_{kp} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{\rho V^2}{2} dV = 7.35 \text{ J}$$

이 된다.

한편, 마찰에 의한 정체압( $\Delta P$ )은 식 (10)에 의해 구할 수 있는데,

$$\Delta P = \rho g h \quad (10)$$

여기서,  $\rho$  : 밀도 (1.0 kg/m<sup>3</sup>에서 8.0 kg/m<sup>3</sup>까지 로터 각에 따라 변화)

$g$  : 중력가속도 (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$h$  : 손실 수두(head loss),  $h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$  (m)

$l$  : 파이프의 길이 ( $l = 0.08$  m)

$d$  : 파이프의 직경 ( $d = 0.009$  m)

$v$  : 공기 평균 유속 (157.23 m/s)

$$\lambda = 0.001375 \left[ 1 + (20000 \frac{\epsilon}{d}) + \frac{10^6}{R_e} \right]^{1/3},$$

Moody의 실험식

$$R_e = \frac{\rho v d}{\mu}$$

$\epsilon$  : 절대 조도  $0.1 \times 10^{-8}$  (m) (금속제 파이프 기준)

밀도( $\rho$ )는 1.0 kg/m<sup>3</sup>에서 8.0 kg/m<sup>3</sup>까지 선형적으로 증가하므로 이를 대입하여 계산하면, 두 번째 항 마찰 일손실( $W_{f,p}$ )은  $W_{f,p} = 0.01$  J 이 된다.

따라서 운동에너지에 의한 손실일과 마찰에 의한 손실일의 합계는

$$W_{c,p} = W_{k,p} + W_{f,p} = 7.35 + 0.01 = 7.36 \text{ J}$$

이 되고, 이를 로터 각에 따라 나타내면 Fig. 4에서 보는 바와 같이 독특한 곡선을 나타내고 있는데 이것은 로터형상의 특성과 유속 그리고 밀도와 관계되는 산출식에 기인한 것으로 보인다.

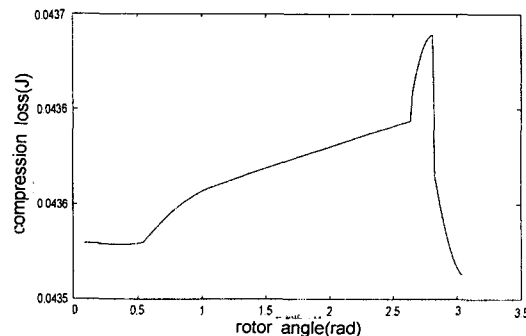


Fig. 4 Relationships between rotor angle and throttling loss of compressed air.

#### (4) 펌핑 손실(Pumping loss)

펌핑 손실은 흡입행정시의 부압 손실과 배기 행정시의 정체압에 의한 손실을 말하며, 부압과 정체압은 식 (11)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = \xi \rho v^2 \quad (11)$$

여기서,  $\Delta P$  : 대기압과의 차 (kPa)

$\xi$  : 손실 계수 (0.014~0.042)

$\rho$  : 공기 밀도 (1.016 kg/m<sup>3</sup>)

$v$  : 유속,  $v = \frac{d(V_\theta/A_\theta)}{d\theta}$

$A_\theta$  : 밸브의 공기 통과 면적

$$(5^\circ \sim 85^\circ \text{까지 } \frac{3.84 \text{ cm}^2 \times \theta^\circ}{85^\circ}$$

$85^\circ \sim 175^\circ \text{까지}$

$$3.84 \text{ cm}^2 - \frac{3.84 \text{ cm}^2 \times (\theta^\circ - 85^\circ)}{85^\circ})$$

신개념 로터리 엔진에서는 로터리형 밸브를 사용하고 있으며, 각 실린더마다 가로 2.4 cm, 세로 0.9 cm의 흡기구멍(최대 개구 면적: 3.84 cm<sup>2</sup>) 2개와 배기구멍(최대 개구 면적: 3.84 cm<sup>2</sup>) 2개가 설치되어 있으며, 개구 면적은 로터 회전각의 1/2 만큼 회전하여 선형적으로 증가한 후 축소된다.

또한, 로터리형 밸브의 개구 면적을 늘리는 것은 밸브의 직경을 키워서 제작하면 되므로 설계상 제한 요인은 없다고 할 수 있다.

흡기시 손실계수( $\xi$ )를 피스톤 엔진의 중간 값으로 할 때 흡기 손실일( $W_{p,i}$ )을 구하면,

$$\Delta P_{i(\theta)} = 0.028 \times 1.016 \times \left( \frac{V_\theta/d\theta}{A_\theta} \right)^2$$

$$W_{p,i} = \int_{V_1}^{V_2} \Delta P_i dV = 10.27 \text{ J}$$

가 되고, 이를 로터각에 따라 그래프로 나타내면 Fig. 5와 같다.

Fig. 5에서 보는 바와 같이 로터리 밸브를 사용하고 있는 이 엔진의 특성상 흡기행정 초기와 말기에 공기의 통로가 좁아져 손실일이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

배기 시에는 에어휠터나 스톱틀이 없으므로 손실 계수를 최소 값으로 정하여, 초기 압력( $P_3 = 303$  kPa)이  $\theta = 90^\circ$ 까지 선형적으로 감소하여 1기압( $P_6 = 101.3$  kPa)으로 강하한다고 가정하고 배기 손실일( $W_{p,e}$ )을 구하면,

$$W_{p,e} = \int_{V_1}^{V_2} \Delta P_e dV = 31.5 \text{ J}$$

가 산출되며 이를 그래프로 나타내면 Fig. 6과 같다.

Fig. 6에서 보는 바와 같이 배기가스의 배출압력과 가스의 속도가 높은 배기행정 초기에 손실일이 크게 나타난 후 급격히 감소하다가 로터 형상의 특성상 배기 체적이 급속히 많아지는 회전각 0.5 rad에서 일시적으로 배기 손실이 다시 증가한 후 빠르게 하강함을 알 수 있다.

따라서 전체 펌핑 손실( $W_p$ )은 아래와 같이 계산된다.

$$W_p = W_{P,i} + W_{P,e} = 10.27 \text{ J} + 31.5 \text{ J} = 41.77 \text{ J}$$

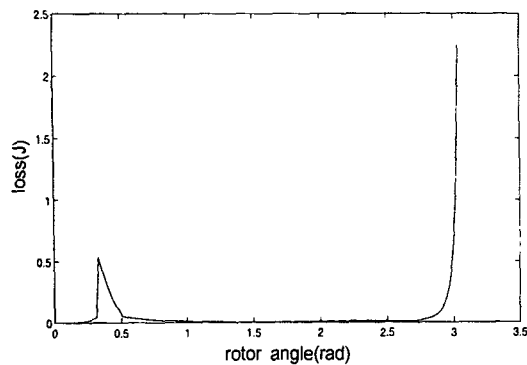


Fig. 5 Relationship between rotor angle and induction pumping loss.

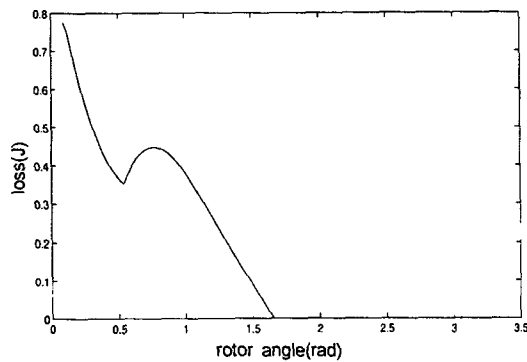


Fig. 6 Relationship between rotor angle and exhaust pumping loss.

(5) 마찰손실(Friction loss)

마찰손실( $W_f$ )은 다음과 같이 식 (12)로 나타낼 수 있다.

$$W_f = \int_{V_1}^{V_2} f_{mep} dV \quad (12)$$

여기서,  $f_{mep}$  : 마찰 평균 유효 압력 (def.

$$f_{mep} = \frac{W_f}{V_d}$$

$W_f$  : 마찰 일

$V_d$  : 배기량 ( $V_2 - V_1$ )

주요 마찰손실 발생 부위는 피스톤조합, 밸브조합, 크랭크축 베어링, 기타 부대기기 등이다. 예측 모델링에서는 순간마찰력을 결정하기 곤란한 난점이 있으므로 다음과 같이 식 (13)에 의해 전체 마찰력(total friction mean effective pressure,  $tf_{mep}$ )을 구하였다 (Heywood, 1988).

$$tf_{mep}(\text{bar}) = 97 + 15 \left( \frac{N}{1000} \right) + 5 \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \quad (13)$$

여기서,  $N$ 은 회전수(rpm)이다. 식 (13)을 이용하여 1000 rpm을 대입하면 전체 마찰력은 다음과 같이 산출된다.

$$tf_{mep} = 97 + 15 \left( \frac{1000}{1000} \right) + 5 \left( \frac{1000}{1000} \right)^2 = 117 \text{ kPa}$$

크랭크 장치를 사용하지 않는 신개념 로터리 엔진의 경우에는 커넥팅 로드의 상단부(피스톤핀 베어링 부위)와 하단부(크랭크 샤프트 베어링 부위)의 마찰손실이 없으므로 위에서 산출된 값에서 크랭크 장치 해당값을 제외하여야 할 것이다.

일반적으로 1,000 rpm에서 피스톤 엔진의 경우 크랭크축 베어링 부위의 마찰손실을 전체 마찰손실의 13%, 피스톤핀 베어링 부위의 마찰손실을 전체 마찰손실의 8.5% 내외로 볼 수 있는데(고등기술연구원, 1997), 이를 적용하여 산출하면 크랭크축 베어링 부위 마찰 평균유효압력 15 kPa, 피스톤핀 베어링 부위 마찰 평균유효압력 10 kPa이 된다.

$$f_{mepc} + f_{mepf} = 15 + 10 = 25 \text{ kPa}$$

여기서,  $f_{mepc}$  : 크랭크축 베어링의 마찰 평균 유효 압력

$f_{mepf}$  : 피스톤핀 베어링의 마찰 평균 유효 압력

따라서 다른 부분의 마찰이 같다고 가정하고, 생략되는 크랭크 기구의 마찰력만 제외하여 산출한 신개념 로터리 엔진의 전체 마찰력은 다음과 같이 계산된다.

$$tf_{mep} = 117 - 25 = 92 \text{ kPa}$$



따라서 손실일을 계산하면, 한 행정의 실린더 체적이 0.0006 m<sup>3</sup>이므로 손실 일은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_f = \int_{V_1}^{V_2} 92000 dV = 55.2 \text{ J}$$

(6) 열 효율

유효한 일( W<sub>e</sub> )은 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$W_e = W_g - (W_h + W_c + W_p + W_f) \quad (14)$$

여기서, W<sub>g</sub> : 가스가 한 일 [(연료투입량=0.0406 g)×(저위발열량=44.4 kJ/g)×(연료효율=0.449) = 810.17 J ]

W<sub>h</sub> : 열전달 손실 (= 236.0 J)

W<sub>c</sub> : 압축공기 이동 손실 (= 7.36 J)

W<sub>p</sub> : 흡기 및 배기 펌핑 손실 (흡기 = 10.27 J, 배기 = 31.5 J)

W<sub>f</sub> : 엔진 내부 마찰 손실 (= 55.2 J)

계산된 각종 손실을 P-V선도에 표시하면 Fig. 7과 같고, 유효일( W<sub>e</sub> )을 계산하면 다음과 같다.

$$W_e = 810.17 - (236.00 + 7.36 + 41.77 + 55.20) = 469.84 \text{ J}$$

열효율(η<sub>e</sub>)을 구하면, 1회의 팽창 행정에 투입되는 열량(Q=배기량(0.0006 m<sup>3</sup>)×공기밀도(1.016 kg/m<sup>3</sup>)×연료공기혼합비(1/15)×연료의 저위발열량(44400 J/kg))은 1804.4 J 이므로 다음과 같이 계산된다.

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{LHV}} = \frac{469.84 \text{ J}}{1804.4 \text{ J}} = 0.2604 \text{ (26.04 \%)}$$

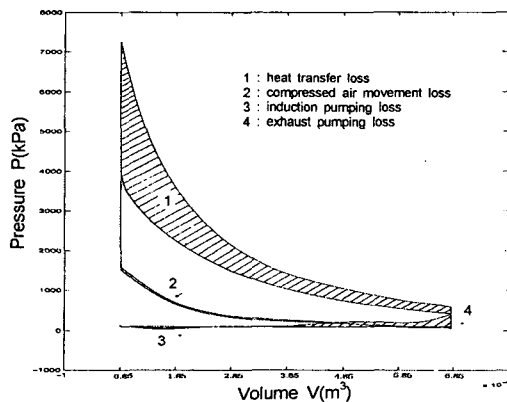


Fig. 7 P-V diagram with various losses for new concept rotary engine.

4. 요약 및 결론

본 논문은 현재 사용되고 있는 피스톤 엔진들의 구조적 한계를 극복할 수 있는 신개념 로터리 엔진의 개발을 위해 수행되었다.

신개념 로터리 엔진은 원형으로 된 실린더 내에서 두 개의 돌기를 갖고 있는 로터가 단순 원 운동으로 회전하는 형태로서 원형의 실린더는 두 개의 칸막이 밸브에 의해 두 개의 실린더로 나누어지고 로터에 있는 돌기와 칸막이 밸브 사이에 형성되는 4개의 공간은 로터의 회전에 따라 체적이 변화하면서 흡입, 압축, 팽창, 배기의 4 행정의 동시 수행되며 칸막이 밸브는 로터의 표면을 따라 밀착하여 상승 및 하강함으로써 동력을 발생시키도록 구성되어 있다.

신개념 로터리 엔진의 이론적 성능 해석은 1보에서 보고하였으며, 1보에서 분석한 수치는 이상적인 오토 사이클 즉, 연료 공기 사이클(fuel-air cycle)로 해석한 수치이며, 실제의 수치는 열전달 손실, 흡기 및 배기 과정의 펌핑 손실, 타이밍 손실 등이 발생하여 실제로는 이 보다 적은 값으로 표시된다. 따라서 본 논문에서는 앞에서 구한 연료 공기 사이클에 각 행정에서 발생하는 손실을 고려하여 실제 사이클을 구하였다.

신개념 엔진은 압축비 8.0, 회전수 1,000 rpm에서 26.0%의 열효율이 기대되며, 이는 유사한 조건의 피스톤 엔진이나 반켈형 로터리 엔진보다 3~4% 높은 수준이다. 또한 크랭크 기구가 사용되지 않으므로 피스톤 엔진에 비해 기계적 손실을 최소 21% 이상 축소할 수 있을 것으로 기대된다. 따라서 이 엔진을 실용화 할 경우 작은 체적과 중량으로 큰 힘을 낼 수 있고 열효율도 좋으며 진동과 소음도 적으므로 현재 기술된 엔진을 탑재한 모든 농업기계에 적절하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

참고 문헌

1. Annand W. J. D. and T. Ma. 1971. Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression ignition engine. Proc. I. Mech. E. 185(72):976-987.
2. Heywood, J. B. 1988. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill International Edition.
3. Oh, M. K., W. Y. Park and K. S. Lee. 2003. Development of A New Concept Rotary Engine( I ) : Concept and theoretical performance analysis. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 28

- (1):27-34. Society of Automotive Engineers Inc.
4. Ramos, J. I., H. J. Schock and T. I-P. Shih. 1992. WANKEL engine modeling. SAE Paper.
5. Richard Stone. 1993. Internal combustion engines.
6. Watson, N. and M. S. Janota. 1982. Turbocharging the Internal Combustion Engine. Macmillan, London.
7. 고등기술연구원 발행. 1997. 엔진의 설계와 개발.