

스파크점화 기관의 성능향상을 위한 회전형 흡배기장치의 개발에 관한 연구

A Study on Development of Rotary Valve for Performance Enhancement in SI Engine

김치원*·윤창식*·김유식**
C. W. Kim·C. S. Yoon·Y. S. Kim

ABSTRACT

In recent years, the study on the high efficiency of the internal combustion engine has been mainly proceeding. In this study, we developed rotary valve to achieve the improvement of volumetric efficiency and to be simple construction. And then made a comparative analysis between rotary and poppet valve.

In this experiment, rotary valve enlarged the flow area of valve port to minimize the resistance of the fluid flow and to flow smoothly in intake and exhaust process.

Indeed, valve timing was controlled properly lest positive pressure in exhaust process should affect intake process. Motoring and firing experiments were using engine speed and air-fuel ratio as the principle parameter and the full opening of throttle valve and minimum spark advance for best torque (MBT) as engine operating variables.

1. 서론

최근 자동차용기관의 개발은 고출력, 저연비 및 저공해를 목표로 기관의 성능향상을 기하고자 노력해 왔으나 점차적으로 고속화, 고압축비화 및 희박화가 요구되는 실정이다. 근래 기관에 대한 기술발전은 고출력 및 효율적인 에너지 사용방법

이 추구되어지고 있는데 기관흡배기계의 최적설계에 의한 체적효율의 증대가 그 중의 하나이다^{1,2)}. 그래서 최근 널리 사용하고 있는 4-밸브기관은 흡배기밸브의 개구면적을 넓게 함으로써 고회전수 영역에서의 체적 효율을 더욱 증대시키고 있다³⁾. 그런데 기존의 밸브조작기구는 매우 복잡한 구조로서 밸브의 구동에 있어서 상당한 동력의 소모와 작동시 소음의 발생 및 밸브작동의 장애 등 불안정

* 경남대학교 기계공학과

** 진주전문대학 소방안전관리과

현상이 일어나게 된다. 또한 흡배기관 내의 형상, 치수에 따라 달라지는 동적효과는 체적효율에 미치는 영향이 커서 이러한 동적효과를 고려한 최적의 흡배기계 체원의 결정은 기존의 밸브에 있어서 중요한 과제라 할 수 있다^{4,5,6}. 기관 작동시 상기의 장애를 없애고 흡배기계의 유동을 원활하게 하기 위해서 보다 좋은 방법을 구상한 결과 밸브기구를 기존의 푸쉬형 (poppet type)에서 회전형 (rotary type)으로 새로운 구조의 밸브기구를 개발하게 되었다. 따라서 고속으로 흡배기계에 요하는 시간과 회박으로 연소완료에 요하는 시간으로는 기존의 포핏밸브식 흡배기장치로는 어려움이 많기 때문에 회전로터식 흡배기장치로 체적효율을 향상시켜 충분한 흡입공기량으로 높은 에너지밀도를 달성함으로써 연소과정을 개선시킬 수 있었다. 아울러 인체에 유해한 배출가스 (emission)의 공해 성분 저감을 달성함으로써 산업안전 및 환경개선을 기대할 수 있다.

2. 관련이론 및 회전밸브장치 설계

2.1 관련이론

2.1.1 체적효율

체적효율에 영향을 미치는 인자에는 정적인자와 동적인자 두가지로 분류하면, 먼저 흡배기계 길이가 충분히 짧은 경우를 생각하여 체적효율에 영향을 주는 인자로 흡배기포트와 밸브의 형상, 치수 (밸브지름, 밸브시트각) 및 밸브양정이 포함되어지는 정적인자와 흡배기계의 관성과 맥동효과를 지배하는 동적인자가 있으며, 이 두 인자가 체적효율에 미치는 영향은 아주 크다 할 수 있다. 실제의 운전에서 과급기를 사용하는 기관에서는 충분한 체적효율(100% 이상)을 얻을 수 있지만 자연흡입(naturally aspirated)방법을 사용하는 기관에서의 체적효율은 100%이하가 된다. 체적효율(η_v)은 실린더내의 최고압력과 평균유효압력에 직접적인 영향을 미치는 인자로 체적효율이 높은 기관이 큰 출력을 얻을 수 있다.

본 연구에서 체적효율은 행정체적당 공기의 질량유량에 대한 실제 흡입공기의 비로써 다음과 같이 표시된다⁷.

$$\eta_v = \frac{120 \cdot G_s}{N \cdot V_d \cdot \gamma_a} \dots\dots\dots (1)$$

여기서, G_s 는 흡입공기량(kg/sec), V_d 는 행정체적(m^3), N 은 기관의 회전수(rpm), γ_a 는 흡입공기의 비중량(kg/m^3)이다.

2.1.2 공기흡입의 유동량 해석

공기흡입 노즐의 유동량 해석은 Fig. 2-1과 같다. 흡입노즐은 유동노즐로 간주하고 유동 목부분에서의 유동면적이 최소가 되고 유선은 직선이 되며 압력은 단면을 가로질러 일정하다. 실제 유량의 측정시에는 A와 B부분의 압력차로써 구하게 되므로 기관 운전시 실린더 내부로 흡입되는 공기의 양을 측정하기 위하여, 흡입공기의 난류유동방지를 위한 서지탱크(surge tank)와 기화기 사이에 마이크로 마노미터(micro manometer)를 설치하여, 서지탱크의 공기 흡입구의 노즐(nozzle)로부터 노즐입구와 출구의 압력차($\Delta P = P_A - P_B$)를 측정하여 계산하였다. 노즐의 흐름에서 유동손실을 고려하기 위해서 유동계수 α 를 구한다.

$$\alpha = \frac{(\rho \cdot A_2 \cdot V_2)}{\epsilon \cdot (\pi/4) d^2 \sqrt{2g \gamma_a (P_1 - P_2)}} \dots\dots\dots (3)$$

α 를 고려한 유동량 계산식은 다음과 같다.

$$G = \alpha \cdot \epsilon \cdot A_2 \sqrt{2g \gamma_a (P_A - P_B)} \dots\dots\dots (4)$$

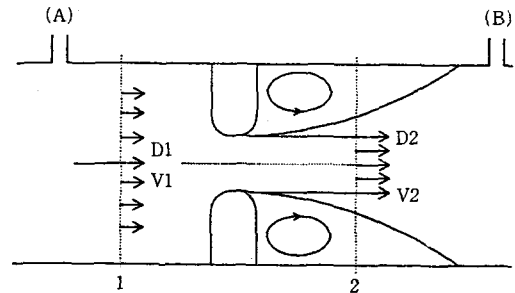


Fig. 2-1 Schematic of air flow through nozzle

2.2 회전밸브장치 설계

2.2.1 기관헤드(engine head)의 설계

Fig. 2-2는 실험에 사용되어지는 기관헤드부의 도면을 나타낸 것이다. A, B부분은 흡배기 통로로써 C부분에 설치되어질 밸브의 회전위치에 따라 흡배기 과정을 수행하게 된다. 통로의 형상은 사각형으로 최대의 흡배기 유동의 효과를 얻을 수 있게 하였다. D부분에는 플레이트 시일을 설치하

여 연소실에서 압축가스가 누설과 역류하는 것을 방지하도록 하였다.

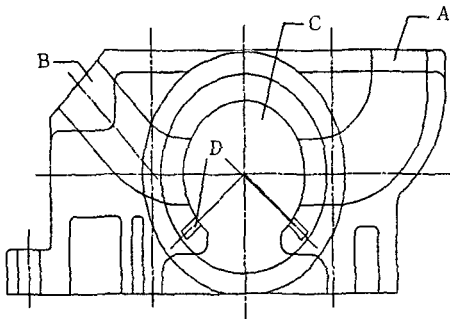


Fig. 2-2 Design drawing of rotary valve head

Fig. 2-3은 기관헤드부의 단면도를 나타낸다. E부분은 연소실로 기존의 헤드와 체적이 같게 제작하였고, F부분은 밸브에서 연소실로 혼합기가 유입되는 통로이다. H부분은 오일통로이고, J부분에는 2개의 베어링을 설치하여 라이너와 로터의 고체마찰을 방지함으로써 밸브의 회전을 더욱 원활하게 하였고, 밸브의 회전으로 인한 외부로의 오일누설을 방지하기 위하여 오일시일을 로터축(Roter shaft)의 뒷부분과 구동 폴리쪽에 각각 2단으로 설치하였다. K부분은 오일흡으로 로터와 라이너 사이에 크랭크기구로 작동되는 펌프에 의한 강압방식으로 윤활유가 공급되도록 하였다.

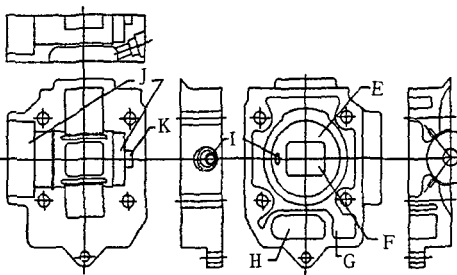


Fig. 2-3 A cross section of rotary valve engine head

2.2.2 회전밸브의 설계

Fig. 2-4는 회전밸브의 도면이며, 실험을 위하여 제작한 것으로 다음과 같이 세가지의 요소로 이

루어진다. 헤드의 라이너 내부에서 회전운동을 하며 밸브역할을 하는 로터(rotor), 헤드에 고정되어 두 부분의 부재관계를 일정하게 유지하고 그 조정을 용이하게 하기 위하여 장착하는 라이너(liner) 및 로터와 연결되어 풀리를 부착하여 크랭크축의 풀리와 타이밍벨트로 연결되어 로터를 회전시키는 역할을 하는 확장축으로 이루어진다. I부분에는 링시일을 두개씩 설치하여 밸브의 축방향으로의 가스의 누설을 방지하도록 하였다. SECTION B-B는 로터의 밸브개구 형상을 나타낸 것이다. 본 밸브에 있어서 유동통로의 형상은 혼합기와 배기가스의 원활한 유동과 체적효율의 증감에 영향을 준다. 본 밸브기구는 밸브의 회전방향과 평행한 방향으로 흡배기통로가 형성되어 유체의 원활한 흐름을 유도하며, 개폐구의 개구면적을 크게 형성할 수 있고, 혼합기의 유입관성을 최대한 이용할 수 있도록 설계하였다.

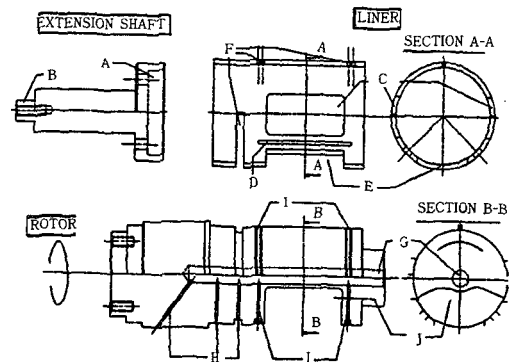


Fig. 2-4 A design drawing of rotary valve

2.2.3 밸브개폐시의 결정

체적효율의 향상을⁸⁾ 위해 본 회전밸브의 밸브개폐시는 흡배기구를 같게 하였다. 흡기구의 열림시기를 상사점(TDC)으로 하였는데, 이는 배기과정의 정압이 흡기구의 열림에 의해 흡기관으로 역류하는 것을 방지하기 위함이다. 포핏밸브의 밸브개폐시기 보다 회전밸브의 흡배기구 개폐시기가 짧게 설정된 것은 밸브의 개구면적을 회전밸브에서는 충분히 크게 할 수 있으며 흡배기에 있어서 피스톤의 운동에 따라 예측되는 흡기역류를 방지하기 위해서이다. 또한 흡기구의 닫힘시기를 하사

Table 2-1 Relationship of valve timing on poppet & rotary valve

Valve type		Poppet valve	Rotary valve
Valve Timing	Intake open	BTDC 30°	TDC
	Intake close	ABDC 50°	ABDC 20°
	Exhaust open	BBDC 60°	BBDC 10°
	Exhaust close	ATDC 30°	ATDC 10°
Valve overlap		60°	10°

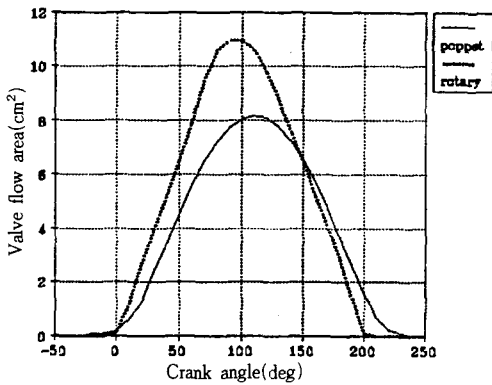


Fig. 2-5 Relationship of valve flow area between poppet & rotary valve

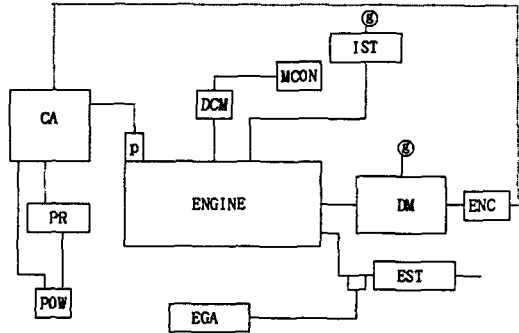
점 후(ABDC) 20°로 하여 흡기구의 열림시간을 200°로 하였고, 배기구의 열림시기는 하사점전(BBDC) 10°로 하고 닫힘시기를 상사점후(ATDC) 10°로 하여 배기구의 열림시간이 200°로 흡기구와 같다. 따라서 밸브의 오버랩(overlap)은 10°로 설정하였다. 이와 같은 밸브개폐시기는 3단계의 각각의 시기를 변경하면서 예비실험을 통해 최적의 조건으로 설정하였다. Table 2-1에는 포핏밸브와 회전밸브의 밸브개폐를 비교하여 나타내었다. Fig. 2-5는 포핏밸브와 회전밸브의 크랭크각도에 대한 개구면적을 나타낸 것이다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 3-1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 단기통 수냉식 스파크점화 기관(NK-80), 동력계(EW-100PS), 연소분석기

(CB-366), 디지털 연료 소비계(FC-244) 및 배출가스 분석기(RX-777A)로 구성되어 있다.



- CA : Combustion Analyzer
- DCM : D.C Motor
- ENC : Encoder
- FCM : Fuel Consumption Meter
- MCON : DC Motor controller
- POW : Power Supply
- DM : Dynamometer
- EGA : Exhaust Gas Analyzer
- EST : Exhaust Surge Tank
- IST : Inlet Surge Tank
- P : Pressure Transducer
- PR : Printer

Fig. 3-1 Arrangement diagram of experimental apparatus

3.1.1 실험기관

실험기관은 단기통 4행정 스파크점화기관이며, 실험을 위해서 헤드의 일부를 변경하였으며 압축비도 높였다. 주요제원은 Table 3-1과 같다.

Table 3-1 Specifications of engine used

Item	Specifications
Model & maker	NK-80 Type, DAEDONG
Type	Single cylinder four stroke cycle water cooling vertical I-head type
Displacement	667cc
Compression ratio	6.0 : 1
Bore × stroke	90 × 105mm
Max. output	11/2200(PS/rpm)
Method of ignition	Magneto ignition
Used Fuel	Unlead gasoline

3.1.2 동력계 및 측정기기

기관의 동력계와 데이터를 얻기 위해 사용된 측정기기의 제원은 각각 Table 3-2, 3-3과 같다.

3.2 실험방법

3.2.1 회전밸브의 구동

본 실험에서 회전밸브의 실험을 위해 기존의 헤드를 탈거하고 제작한 실린더헤드를 설치하였다. 밸브의 구동은 타이밍기어와 타이밍벨트를 사용하였다. 기관의 크랭크축에 타이밍기어를 부착하여 크랭크축의 회전운동을 타이밍벨트를 사용하여 회전밸브의 로터에 부착된 타이밍기어를 구동시켰다. 크랭크축의 타이밍기어와 회전밸브의 타이밍기어의 잇수비는 본 연구의 실험기관이 4행정기관이므로 2:1로 하여 크랭크축 2회전에 대해 회전밸브는 1회전으로 1사이클이 수행되게 하였다.

3.2.2 기관 운전조건

본 실험에서는 기관 운전조건으로 드로틀밸브를 전개(WOT)시킨 부하조건으로 하였으며, 점화시

Table 3-2 Specifications of engine dynamometer

Item	Specifications
Model & maker	EW-100 PS, TOKYO METER
Type	Water cooling eddy current type
Revolution	7000rpm
Max. absorption	100ps
Brake arm length	0.3581m

Table 3-3 Specifications of measurement apparatus

Apparatus	Item	Specifications
Combustion analyzer	Model & maker	CB-366, ONOSOKKI
	Kind of measurement	$P-\theta$, $P-V$, $dP/d\theta-\theta$, PMI , P_{max} , P_{loss} , $P_{max}-\theta$, $P_{max}-P(dP/d\theta)_{max}-\theta$, $P(\theta)-P$, $P_{max}-CYCLE$
	Graphic printer	Model: RQ-411
Digital fuel consumption meter	Model & maker	FC-244, ONOSOKKI
	Count timer range	0.1-999.9(sec)
	Measurement unit	5, 10, 25, 50, 100, 200(sec)
Emission analyzer	Model & maker	RX-777A, RIKEN KEIKI
	Measuring gas and range	HC : 0~1000ppm vol CO : 0~5.00% vol CO ₂ : 0~18.0% vol O ₂ : 0~25.0% vol
	Indication method	LED and LCD
Encoder	Model & maker	ENB, AUTONICS
	Pulse/rpm	1,360
	Output wave	pulse

기를 MBT상태에서 기관회전속도(engine speed), 공기연료비(air-fuel ratio)를 Table 3-4와 같이 변화시켰다.

Table 3-4 Engine operation variables for experiment

Engine speed(rpm)	Motoring	450, 690, 1080, 1320, 1540
	Firing	1200, 1400, 1600, 1800, 2000
Air-fuel ratio		11:1, 13:1, 15:1, 17:1
Spark timing		MBT

실험기관의 기동은 직류모터를 사용하였다. 이 직류모터의 축에는 회전력전달을 위해 기어를 부착하여 시동시에는 직류모터의 회전운동이 실험기관의 크랭크축에 설치한 기어와 맞물려 회전력이 전달되어 시동이 되고, 기관의 시동후에는 맞물린 기어의 이탈이 가능하도록 제작하여 설치하였다. 직류모터의 최대 회전수는 1750rpm이며, 최대출력은 3HP으로 회전속도(rpm)의 조절은 3KVA의 슬라이더스를 사용하여 정류기로 정류시켜 회전속도를 변경시켰다.

4. 결과 및 고찰

4.1 모터링 상태에서의 흡입압력과 체적효율

Fig. 4-1은 모터링 상태에서 Table 3-4에서와 같은 기관회전수로 하여 회전밸브와 기존밸브간의 흡입구 노출의 압력차를 비교한 것이다. 이 압력차는 각 기관회전수 마다의 체적효율을 구하기 위하여 흡입서지탱크의 입구에 설치한 노즐을 통해 측정하였으며, 그림에서 보여주는 바와 같이 회전밸브가 포핏밸브에 비하여 상당히 높은 값을 나타내고 있다. 이것은 흡입과정의 공기의 유동이 밸브의 구조에 의해서 유동저항의 차이에서 오는 것으로 판단된다. 즉 기존의 포핏밸브에서는 흡입포트와 실린더 사이의 밸브페이스(valve face)와 같은 장애물에 의해 유동저항이 증가하게 되나 회전밸브에서는 흡입포트와 실린더를 잇는 유동통로가 로터에 의하여 개폐되는 포트를 형성하는 구조로 되어 있기 때문에 포핏밸브에 비해서 유동저항이 비교적 적게 된다. Fig. 4-2에서는 회전밸브와 포핏밸브의 각 회전수에 대한 체적효율을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 450rpm일때, 회전밸브에서는 체적효율이 98%로 나타났고, 포핏밸브에서는 87.2%로 나타

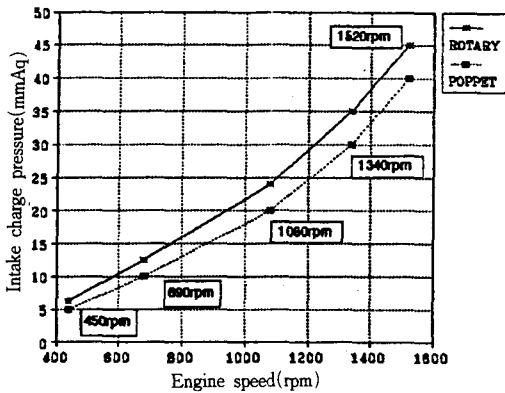


Fig. 4-1 Relationship between intake charge pressure and engine speed at motoring

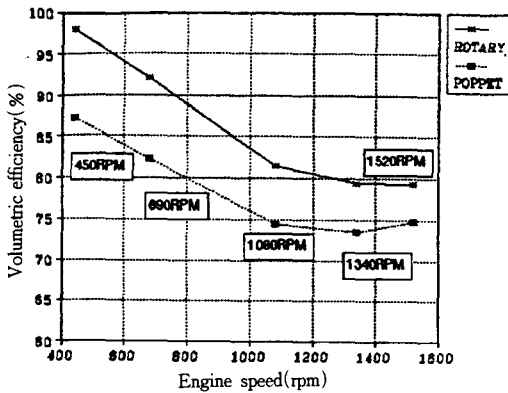


Fig. 4-2 Relationship between volumetric efficiency and engine speed at motoring

났는데, 이는 밸브를 통과하는 공기의 유동저항의 감소로 인한 유동율의 증가로 흡입공기량이 증가하여 체적효율이 높게 나타난 것으로 사료된다. 체적효율의 증가율을 비교해 보면 회전밸브의 체적효율이 포핏밸브의 체적효율 보다 높게는 약 12%에서 낮게는 6%정도 높게 나타났다. Table 4-1에 기관의 회전수에 따라 포핏밸브의 사용에 비해 회전밸브의 사용시 체적효율의 증가율을 보여준다.

Table 4-1 The difference of volumetric efficiency between poppet & rotary valve

Engine RPM	450	690	1080	1340	1520
Rate of volumetric efficiency increase	13.7%	11.4%	9.5%	7.9%	6%

4.2 기관의 동력성능

4.2.1 흡입압력과 체적효율

앞 절에서 모터링 상태에서의 압력차와 체적효율을 비교한 것으로 이들과 연관되어 점화상태의 기관회전수에 대한 흡입압력과 체적효율을 비교 고찰하였다. Fig. 4-3과 Fig. 4-4는 공연비 13:1, 점화시기 MBT의 운전조건하에서 회전밸브와 포핏밸브를 비교한 것이다. 그림에서 보는바와 같이 회전밸브가 포핏밸브에 비해 비교적 높은 압력차에 의해서 체적효율이 향상된 것을 보여주고 있으며, 특히 회전수가 1400rpm에서 가장 높은 값을 보였다. 이러한 현상은 공기의 유동통로가 포트를 형성하는 구조로 되어 있기 때문에 포핏밸브에 비

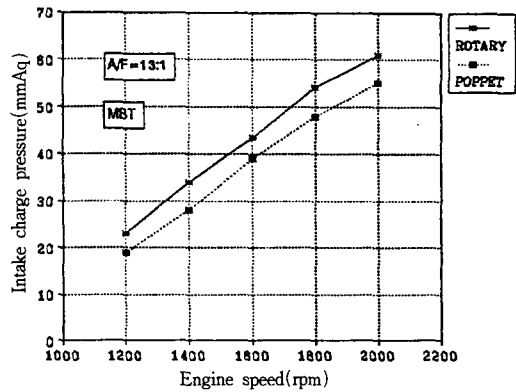


Fig. 4-3 Relationship between intake charge pressure and engine speed at firing

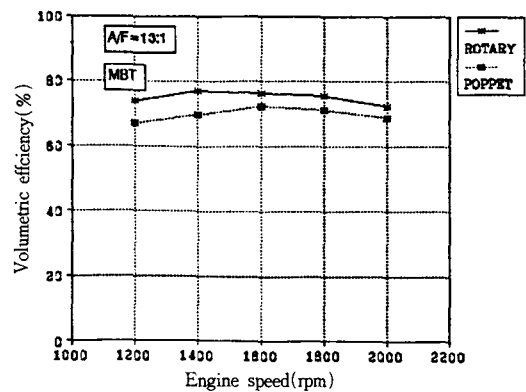


Fig. 4-4 Relationship between volumetric efficiency and engine speed at firing

해서 유동저항이 비교적 적음에 기인한 것으로 사료된다.

4.2.2 실린더내의 압력변화

압력변화는 1사이클을 수행하는 동안 압축과 동력행정에서의 압력선도로 부터 크랭크각도에 대한 압력변화($dp/d\theta$)로써 나타내었다. 피스톤이 상사점 위치에 있을때 실린더체적이 최소가 되어 압력이 높은 상태이며 압력변화율은 실린더내에서의 연소에 의한 열발생율과 피스톤운동에 의한 실린더체적의 변화와 관련된다. 실린더 압력상승율의 크기와 최대 압력변화율이 발생하는 크랭크각도에 따라서 지시평균유효압력의 크기도 달라진다. Fig. 4-5와 Fig. 4-6은 공연비의 변화에 따른 크랭크각도와 압력경과 및 압력변화율과의 관계를 나타낸 것이다.

두 그림을 비교해 보면 전혼합비 영역에서 최고 압력의 크기가 회전밸브에서 높게 나타났으며, 또

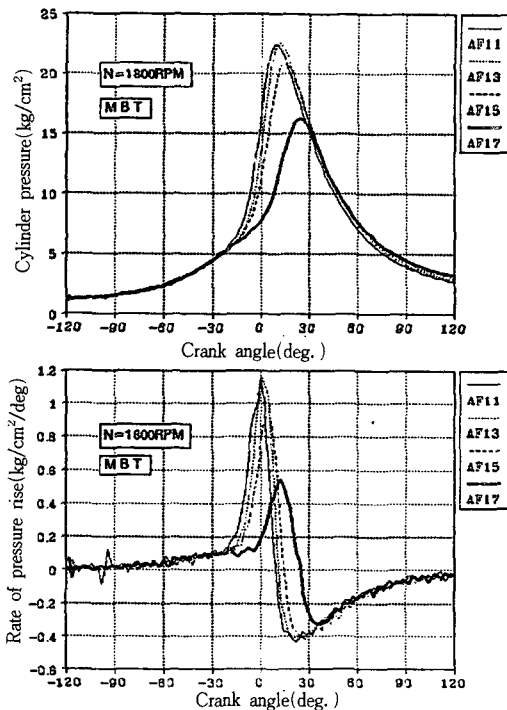


Fig. 4-5 Relationship of rate of pressure rise & crank angle with the variation of air fuel ratio at poppet valve

한 발생시기도 포핏밸브에 비해서 회전밸브가 상사점 가까이로 이동하여 발생되었다.

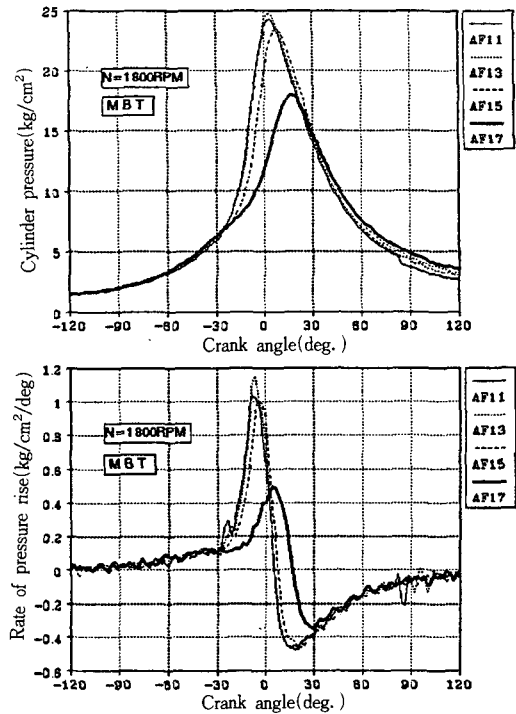


Fig. 4-6 Relationship of rate of pressure rise & crank angle with the variation of air fuel ratio at rotary valve

4.2.3 지시마력과 제동연료소비율

Fig. 4-7과 Fig. 4-8은 포핏밸브와 회전밸브에 대해서 각 회전수 별로 공연비와 지시마력과 관계를 나타내었다. 두 그림을 비교해 보면 회전밸브가 포핏밸브에 비해 성능이 향상된 것을 알 수 있는데, 이는 회전밸브의 체적효율이 향상되었기 때문이다. Fig. 4-9와 Fig. 4-10은 기관회전수 변화에 따른 공연비와 제동연료소비율의 관계를 나타낸 것이다. 두 그림을 비교해 볼 때 제동연료소비율은 포핏밸브와 회전밸브가 비슷한 경향을 보이고 있으며 혼합비가 희박할수록 낮은 값을 나타내는데 회전밸브에서 뚜렷한 경향을 보이고 있다. 이 현상은 기관의 왕복 및 회전운동의 마찰손실을 고려한 제동출력의 변동에 관련되어 영향을 받은 것으로 판단된다.

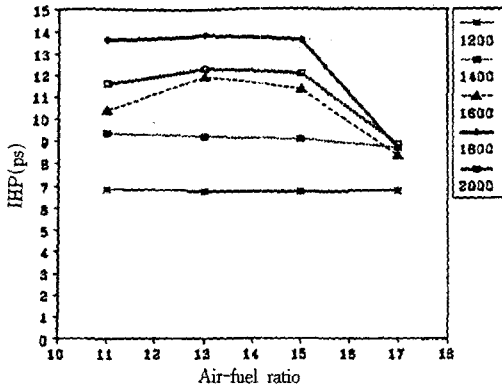


Fig. 4-7 Relationship between IHP & Air fuel ratio on poppet valve

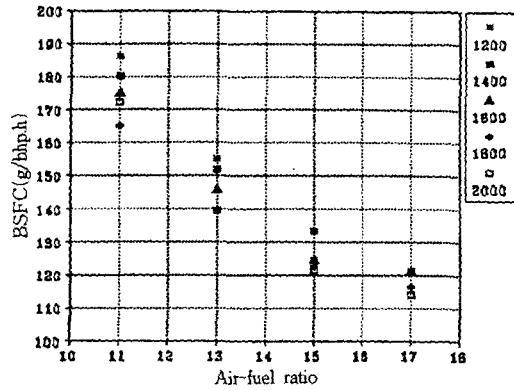


Fig. 4-10 Relationship between Air fuel ratio & BSFC on rotary valve

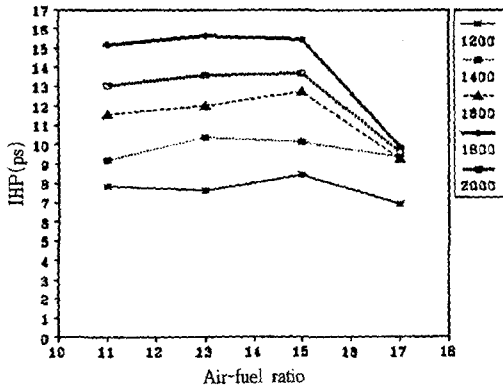


Fig. 4-8 Relationship between IHP & Air fuel ratio on rotary valve

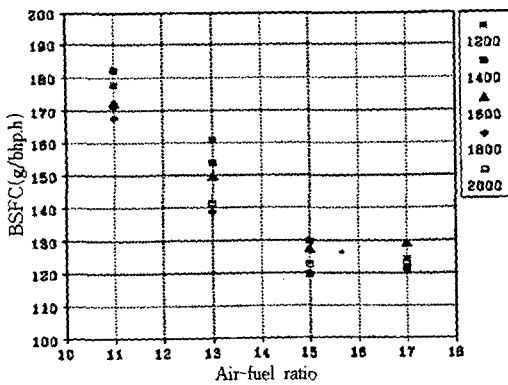


Fig. 4-9 Relationship between Air fuel ratio & BSFC on poppet valve

4.3 배기성능

Fig. 4-11과 Fig. 4-12는 기관회전수 1800rpm에서 공연비에 대한 미연탄화수소(HC)와 일산화 탄소(CO)의 배출량을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 포핏밸브에 비해 회전밸브를 사용하여 운전할 때가 비교적 낮은 값을 나타내고 있다. 그 이유는 회전밸브를 사용함에 따라 체적효율의 향상으로 인해 연소효율이 높게 되어 불완전연소에 의한 미연탄화수소와 산소부족에 의한 일산화탄소의 발생율이 낮아진 것으로 사료된다.

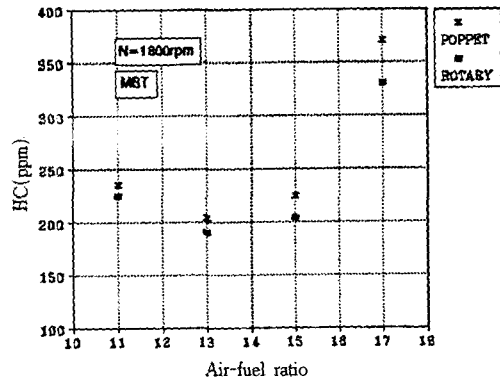


Fig. 4-11 Variation of HC emission with air fuel ratio at 1800rpm

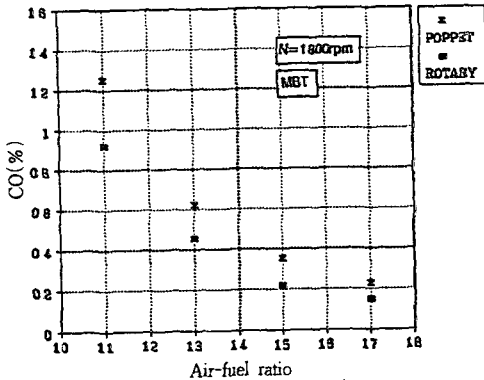


Fig. 4-12 Variation of CO emission with air fuel ratio at 1800rpm

5. 결 론

기관의 성능향상을 목적으로 체적효율의 향상 및 구조의 간단화를 위해 회전밸브를 개발하여 기존의 포핏밸브와 비교 분석해 보았다.

기관운전조건으로 모터링과 연소실험으로는 드로틀밸브를 전개시키고, 점화시기는 MBT로하여 기관회전수와 공연비를 운전변수로 실험한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 회전밸브의 사용으로 흡입공기량의 증가를 가져왔으며, 따라서 체적효율이 회전수에 따라 6%에서 14% 정도의 향상이 있었다.
- 2) 출력성능에 관하여 해석해 본 결과 지시평균유효압력과 지시마력은 회전밸브가 포핏밸브에 비해서 약 12%의 증가를 보였으며, 제동연료소비율은 거의 같은 값으로 나타났으나 혼합비가 희박할수록 낮은 값을 나타내는데 회전밸브에서 뚜렷한 경향을 보였다.
- 3) 실린더내의 압력선도로 부터 고찰한 결과 포핏밸브에 비하여 회전밸브의 사용시 최고압력이 높게 나타났으며, 그의 발생시기가 상사점 가까이에서 발생하였다.
- 4) 배출가스의 경우 연소과정의 개선으로 HC와 CO의 배출량이 포핏밸브에 비해 회전밸브를 사용할 때가 전체적으로 감소하는 경향을 보였다.
- 5) 이상의 연구는 상기의 회전밸브를 본 실험실에서 설계제작하여 실험하였으며, 실험과정에서

압축행정과 연소과정에서 생성된 고온고압가스의 기밀과 윤활 등의 보완이 필요하였으며, 또한 본 논문에서는 연소생성물 중에서 질소산화물(NO_x)의 분석은 행하지 않았으나 앞으로의 과제로 질소산화물의 예측과 실험적 분석을 통하여 저감책을 제시하고, 흡배기 유동의 시뮬레이션을 통한 해석과 실험적 방법으로 추후 계속 연구할 계획이다.

기 호 설 명

- A₁ : Area of flow pipe(m²)
- A₂ : Area of nozzle(m²)
- d : Diameter of inlet nozzle(m)
- g : Gravity acceleration(9.8m/sec²)
- G : Mass rate of intake air(=G_s) (kg/sec)
- IHP : Indicated horse power(ps)
- IMEP : Indicated mean effective pressure (kg/cm²)
- N : Engine speed(rpm)
- V₁, V₂ : Flow velocity(m/sec)
- V_d : Stroke volume(m³)
- α : Flow coefficient of inlet nozzle
- ρ : Density of intake air(kg/m³) compressible fluid
- γ_a : Specific weight of intake air(kg/m³)
- ΔP : Difference of pressure at air orifice (mmAq)

참 고 문 헌

- 1) E. F. Obert, Internal Combustion Engines & Air pollution, International textbook co., Scrantom, pp. 2~25, 1987.
- 2) S. Takeyama, S. Ishizawa, Y. Yoshikawa and Y. Takagi, Gas Exchange Simulation Model for Improving Charging Efficiency of Four-Valve Internal Combustion Engine, I. Mech. E, Vol. 21, No. 177, C28/87, pp. 2~5, 1987.
- 3) I. Matsumoto and A. Ohata, Variable Induc-

- tion System to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds, SAE 860100, pp. 345~346, 1986.
- 4) Y. Shimamoto, 흡배기관 효과의 이용(상), 내연기관(일본), Vol. 10, No. 108, pp. 22~24, 1971.
 - 5) A. Ohata, Y. Ishida, Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cylinder Engine, SAE 820407, pp. 142~143, 1982.
 - 6) Y. Shimamoto, Unsteady Gas Flow in Intake and Exhaust System, 내연기관(일본), Vol. 31, No. 260, pp. 112~114, 1984.
 - 7) C. Arcoumainis, Internal Combustion Engine, Academic press, London, UK, pp. 154~174, 1988.
 - 8) 模山文宣, 4행정 사이클기관의 흡기밸브 개폐 시기와 체적효율의 관계, 내연기관(일본), Vol. 34, No. 268, pp. 2211~2217, 1985.
-