

## 경승용차용 5밸브(흡기3밸브) 가솔린 엔진의 연소실 형상 설계 기술에 관한 연구

이기형\* · 성백규\* · 정용호\*\*  
(2001년 2월 5일 접수, 2001년 5월 31일 심사완료)

### A Study on the Design Technique of a 5-valve Combustion Chamber for Subcompact Vehicles

Kihyung Lee, Baikkyu Seong and Yongho Chung

**Key Words:** Gasoline 5-valve Engine(가솔린 5밸브), Inertia Mass(관성질량), Subcompact Vehicle (경승용차), Effective Area(유효 개구 면적), Steady Flow Test(정상유동실험),

#### Abstract

For the purpose of development of high performance gasoline engine, the design technique of the 5-valve(3 intake valves) combustion chamber for a subcompact vehicle has been studied. 3 intake valves cylinder heads were designed by using a 3-dimension CAD program, and steady state flow experiments have been performed with these model. The 5-valve engines, which have larger valve opening areas, have larger intake flow rates and higher flow coefficient than the 4-valve engines. The effects of intake port design parameters of a 5-valve engine on the intake flow rate and bore size were studied, and the design guidelines for the 5-valve engine were established.

#### 기호설명

$\alpha$  : 오리피스 유량 계수  
 $d_v$  : 흡기 밸브 직경 (mm)  
 $D$  : 오리피스 직경 (mm)  
 $D_2$  : 흡기 2밸브 엔진 밸브직경 (mm)  
 $D_3$  : 흡기 3밸브 엔진 밸브직경 (mm)  
 $F_v$  :  $\frac{\pi}{4} d_v^2$   
 $G_a$  : 실제 흡입 공기 유량 (kg/s)  
 $G_{th(valve)}$  : 이론 흡입 공기 유량 (kg/s)

$L$  : 밸브 리프트 (mm)  
 $n$  : 흡기 밸브 개수  
 $P_1$  : 대기압 (mmHg)  
 $t_1$  : 대기 온도 (°C)  
 $t_2$  : 오리피스 통과 공기 온도 (°C)  
 $\Delta P_1$  : 밸브 전후 차압 (mmH<sub>2</sub>O)  
 $\Delta P_2$  : 오리피스 전후 차압 (mmH<sub>2</sub>O)  
 $\gamma_1$  : 오리피스 통과 공기 비중량 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\gamma_2$  : 오리피스 통과 공기 비중량 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\epsilon$  : 공기 압축 계수

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학과  
 E-mail : hylee@email.hanyang.ac.kr  
 TEL : (031)400-5251 FAX : (031)406-5550

\* 회원, 주성대학 자동차학과

\*\* 한양대학교 대학원 기계공학과

#### 1. 서 론

최근 정부의 조세정책과 소비자 의식의 변화로 인하여 경승용차의 수요가 꾸준히 증가되고 있는

추세이다. 이러한 경승용차는 CO<sub>2</sub> 규제 대응에 유리할 뿐만 아니라 석유 수입의 저감에도 기여할 수 있지만 품질과 성능에 대한 다양한 소비자의 욕구를 아직 충족시키지는 못하고 있는 현실이다. 이러한 경승용차의 최대 약점인 출력 저하 현상을 최소화하기 위하여 흡입 공기량의 확보와 엔진 회전수의 증대가 필요하다. 이를 위해 엔진의 5밸브(흡기 3밸브)화가 추진되고 있으며 일부 선진국에서는 이미 상용화가 이루어지고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 5밸브 엔진은 4밸브(흡기2밸브) 엔진에 비하여 흡입 유량이 증가되는 효과를 보이며 이 외에도 밸브계의 관성질량 저감으로 인하여 엔진의 한계회전수를 1500rpm 정도 상승시킬 수가 있어서 고회전에 따른 출력향상도 얻을 수 있다고 알려져 있다.<sup>(2,3)</sup> 따라서 본 연구에서는 3차원 CAD 프로그램을 이용하여 흡기 3밸브 엔진의 연소실 형상 설계기술을 확립하였고, 흡기 3밸브 모사 실린더 헤드를 제작하여 정상유동 실험을 수행하였다. 이를 통하여 경승용차용 엔진에 적합한 실린더 직경을 선정하였고, 흡기 3밸브 엔진의 흡기포트 형상이 흡입 유동 특성에 미치는 영향을 파악함으로써 경승용차용 흡기 3밸브 연소실 형상에 관한 설계지표를 구축하였다.

2. 설계 및 실험방법

2.1 설계 인자 및 설계 절차

3차원 범용 CAD 프로그램인 CATIA를 이용하여 5밸브 엔진의 연소실 형상 설계를 수행하였다. 먼저 연구대상 엔진의 범위로서 실린더 직경을 60mm부터 100mm까지 10mm 간격으로 선정하였다. 이는 상용 엔진의 3기통 약 800cc에서부터 8기통 4000cc의 경우까지 해당되는 크기로서 국내에서 시판되는 모든 엔진 배기량에 대하여 흡기 3밸브 시스템을 적용시켜 보고자 하였다. 이때 압축비를 일정하게 유지하기 위해서는 실린더 직경뿐만 아니라 스트로크 또한 결정되어야 하는데 스트로크와 직경의 비율을 1:1.038로 유지하여 이를 각각의 실린더 직경에 적용시켰으며 압축비를 8.5로 고정하였다. 또한 흡기 밸브간 간격은 2mm로 일정하게 유지시켰으며 흡·배기 밸브간 면적비는 밸브 단면적을 기준으로 1.44:1로 선정하였다. 이와 같은 설계인자를 아래의 Table 1에 정리하였으며 설계 절차는 Fig. 1과 같다.

Table 1 Design parameter of 5valve engine

|   |           |
|---|-----------|
| Compression ratio                           | 8.5       |
| Included valve angle( °)                    | 27        |
| Stroke-Bore ratio                           | 1 : 1.038 |
| Bore range(mm)                              | 60 ~ 100  |
| Number of Intake valve                      | 1 ~ 4     |
| Sectional ratio of intake and exhaust valve | 1.44 : 1  |

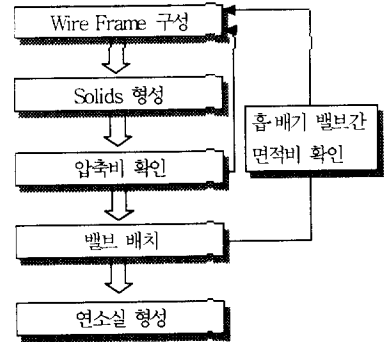


Fig. 1 Optimal design process of 5valve engine

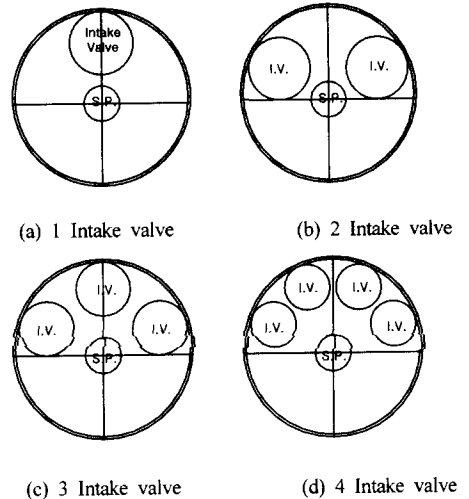


Fig. 2 The shape of combustion chamber

설계시의 연소실 형상은 점화플러그와의 위치관계에 유리한 팬트루프 형태로 동일하게 유지하였으며 밸브 개수의 변화에 따른 연소실의 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 흡기 1밸브 엔진의 경우에는 밸브 배치상 팬트루프형의 연소실 형태보다는 다구형의 연소실이 적합하지만, 다른 엔진과의 비교를 위하여 팬트루프형의 연소실로 설계하였다.

2.2 실험장치 및 방법

밸브 개수의 변화에 따른 엔진의 성능을 비교 평가하기 위하여 Fig. 3과 같은 실험장치를 이용하여 정상유동 실험을 수행하였다. 본 실험에서는 일정 차압법을 사용하였으며, 흡송 차압은 유량계수(C<sub>f</sub>)를 일정한 상태로 유지하기 위해 한계 차압(300mmH<sub>2</sub>O) 이상으로 일정하게 제어하면서 흡입 유량 및 연소실 내의 스윙 및 텀블 유동의 비교실험을 수행하였다.<sup>(4)</sup>

본 실험에서는 배기량과 무관하게 실린더 헤드 의 흡입 능력을 나타내는 성능 지표로서 다음 식 (1)~(3)과 같이 정의되는 유량계수(C<sub>f</sub>)를 사용하였다.

$$G_a = 3.474 \cdot \alpha \cdot d^2 \left(1 - 0.0394 \frac{\Delta P_2}{P_1}\right) \times \sqrt{\frac{1293}{1 + 0.00367 \cdot t_2}} \cdot \sqrt{\frac{P_1 - 22}{760}} \times \sqrt{\Delta P_2} \quad (1)$$

$$G_{th} = \epsilon \cdot \frac{\pi}{4} \times a^2 \sqrt{2g\gamma_1 \Delta P_1} \quad (2)$$

여기서,

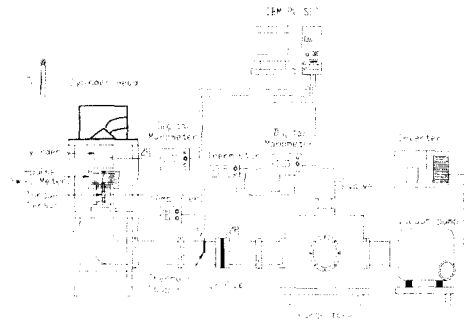
$$\epsilon = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P_1}{13.6} \times \frac{1}{P_1}$$

$$C_f = \frac{G_a}{G_{th(value)} \times n} \quad (3)$$

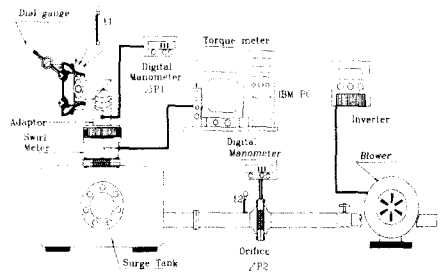
또한 본 연구에서는 흡입유량 특성 실험을 위하여 흡기 1밸브와 흡기 2밸브 엔진은 시판중인 실린더 헤드를 사용하였으나, 흡기 3밸브 실린더 헤드는 Fig. 4와 같은 작업 절차에 따라서 가공한 모사 실린더 헤드(Fig. 5참조)를 이용하였다. 본 실험에 사용된 다양한 엔진들의 제원은 Table 2와 같다.

Table 2 Specifications of cylinder head

|                          | 1 intake valve | 2 intake valve | 3 intake valve |
|--------------------------|----------------|----------------|----------------|
| Bore×stroke (mm)         | 68.5×60.4      | 69×66.7        | 68.5×60.4      |
| Inner seat diameter (mm) | 33             | 23.5           | 19.5           |
| Seat angle (°)           | 45             | 45             | 45             |
| Maximum valve lift (mm)  | 8              | 8              | 8              |
| Intake port height (mm)  | 33             | 37             | 40             |



(a) For swirl measurement



(b) For tumble measurement

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

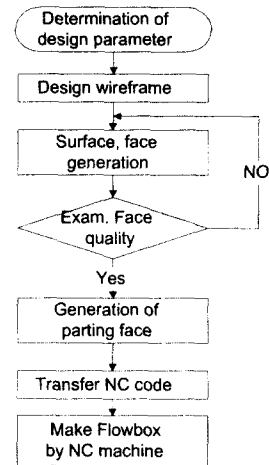


Fig. 4 Flowchart of flow box by NC machine



Fig. 5 The configuration of flow box

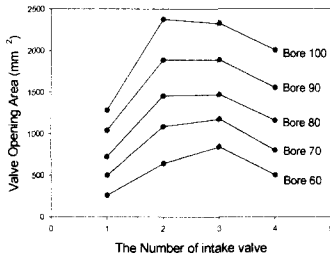


Fig. 6 Effective area with the number of intake valve

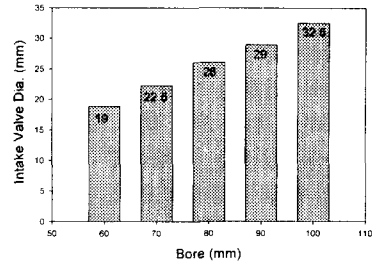


Fig. 7 Maximum valve diameter with bore

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 흡기 다밸브화에 따른 기하학적 밸브 개구 면적 증가 효과 분석

다음의 Fig. 6은 Table 1에 제시한 설계인자들을 바탕으로 설계를 수행하여 밸브개수의 변화에 대한 다음 식과 같이 정의되는 밸브 개구 면적 (Valve Opening Area)을 비교한 결과이다.

$$\text{Valve opening area} = \pi \times D_v \times L \times n \quad (4)$$

각기 다른 밸브리프트와 밸브 지름의 비로서 표현되는 무차원 밸브 리프트(L/D<sub>v</sub> = 0.255)를 적용하여 실제 밸브가 열려 있을 때의 유동면적인 밸브 주위의 원통 면적을 계산한 결과, 흡기 밸브의 개수가 증가할수록 그 면적이 증가하는 경향을 보이다가 흡기 밸브의 개수가 4개가 되면 2개의 경우보다 개구 면적이 감소하는 경향을 볼 수 있었다. 또한 실린더 직경이 증가함에 따라 흡기 밸브 3개의 개구 면적 증대효과가 감소되는 경향을 확인할 수 있었다.

#### 3.2 실린더 직경별 최대 흡기 밸브 크기 결정

다음으로 각각의 실린더 직경에 따른 최대 흡기 밸브 직경을 선정하기 위한 설계 작업을 수행하였다. 이 경우에는 흡·배기 밸브간 면적비등을 고려하여 연소실 형상을 그대로 유지한 채, 밸브의 직경과 배치만을 달리하여 설계하였다. 이 경우 흡기 밸브간의 간격은 실제 흡입 유동시의 질석현상(choking) 등을 고려하여 2mm를 한계로 설계하였으며, 점화플러그의 직경은 14mm로 고정시킨 채 설계를 수행하였다. 아래의 Fig. 7에

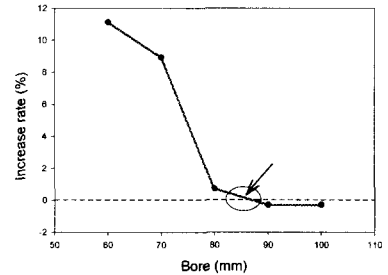


Fig. 8 Increase rate of valve opening area with bore

실린더 직경의 변화에 따른 흡기 3밸브에서 설계 가능한 최대 흡기 밸브 직경을 나타내었다. 실린더 직경이 증가함에 따라 흡기 3밸브중 1개의 직경이 선형적으로 증가됨을 보여주고 있다.

#### 3.3 5밸브 엔진의 최적 실린더 직경 선정

다음의 Fig. 8은 실린더 직경에 대한 밸브 개수의 영향을 분석한 결과이다. Fig. 6에서 실린더 직경이 증가함에 따라 흡기 2밸브와 흡기 3밸브의 유효면적 순위가 역전되는 경향을 알 수 있었으므로 밸브 개수는 2개에서 3개를 범위로 하여 설계하였으며, 실린더 직경의 범위는 60mm에서 100mm까지 10mm 간격으로 작업을 수행하였다. 이 때의 밸브 개구 면적의 증가율을 식 (6)와 같이 정의하였다.

$$\frac{\pi D_3 L \times 3 - \pi D_2 L \times 2}{\pi D_2 L \times 2} \times 100 \quad (5)$$

위의 설계 결과에서 보여지듯이 실린더 직경 85mm 정도를 경계로 하여 흡기 3밸브 엔진의 밸브 개구면적 감소 영역이 나타남을 알 수 있다. 따라서 흡입 유량만을 고려할 때 흡기 3밸브 엔

진은 85mm 이하의 직경으로 설계되는 것이 유리하며, 85mm 이상의 경우에는 흡기 2밸브 엔진이 바람직하다는 결론을 얻을 수 있었다. 또한 흡기 3밸브화에 따른 밸브 개구면적의 증가율은 실린더 직경이 작을수록 효과가 현저하게 나타나기 때문에 경승용차의 경우 흡기 3밸브화의 흡입 유량 증가 효과가 크게 나타날 것으로 기대된다.

### 3.4 밸브개수의 변화에 따른 흡입 유량의 비교

흡입 유량은 엔진의 출력을 좌우하는 지배적인 인자이다. 출력을 증가시키는 것이 흡기 3밸브화의 주된 목적이므로 정상류 실험 장치를 통하여 흡입 유량과 흡입 유량 계수( $C_f$ )를 측정하였다. Fig. 9에 Table 2에 나타낸 엔진들의 흡입 유량의 측정 결과를 나타내었다. 이 결과에서 알 수 있는 바와 같이 밸브의 개수가 늘어남에 따라 흡입 유량이 증가하고 있으며, 밸브리프트가 증가함에 따라 흡기 3밸브의 유량 증가율이 둔화되고 있음을 알 수 있다. 이는 밸브 리프트가 증가함에 따라 밸브 주위의 원통면적(valve curtain area)보다는 포트의 목면적(throat area)이 흡입 유량에 지배적인 역할을 하므로, 흡기 3밸브의 경우 2밸브보다 목면적이 작기 때문에 고밸브 리프트 영역에서 유량 증가율이 2밸브 보다 둔화된다고 판단된다.

Fig. 9에는 이론 유량에 대한 실제 흡입 유량의 비로서 표현되는 흡입 유량 계수( $C_f$ )를 나타내었다.  $C_f$ 값 역시 흡입 유량의 경향과 일치하는 것을 알 수 있었다.

아래의 Fig. 10에는 각 엔진 흡입 성능의 정량적인 비교를 위하여 무차원 밸브 리프트를 적용하여 보았다. 이 결과 흡기 1밸브와 2밸브의 유량은 저밸브리프트 영역에서 역전되는 경향도 나타나고 있으나, 흡기 3밸브 엔진의 경우는 전 영역에서 흡입 유량 특성이 우수함을 알 수 있었다.

### 3.5 5밸브 엔진의 연소실내 유동 특성 분석

각 엔진의 연소실 내의 스윙 유동 특성을 Fig. 3(a)의 장치를 이용하여 측정된 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 본 실험에 사용된 엔진의 경우 흡기 1밸브 엔진을 제외하고는 펜트 루프(pent roof)형의 연소실 형상으로서 흡기 포트가 대칭으로 배치되어 있으므로 흡기 2밸브 엔진과 흡기 3밸브

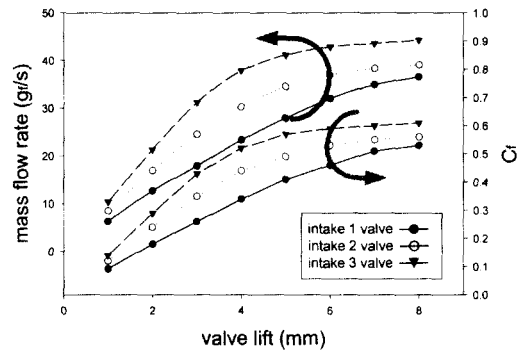


Fig. 9 Comparison of flow rate and flow coefficient

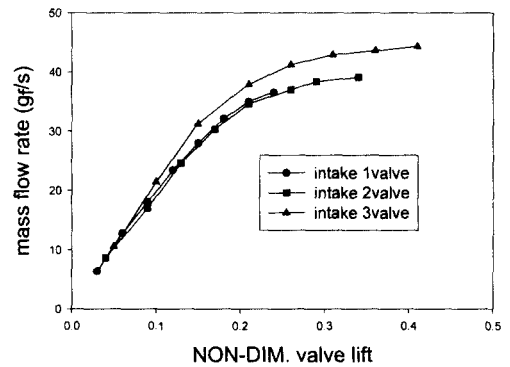


Fig. 10 Comparison of flow rate with non-dimensional valve lift

엔진의 경우에는 연소실내 횡방향 유동인 스윙 유동이 매우 미약하게 나타났다. 반면 흡기 1밸브의 경우에는 흡기 밸브의 위치가 연소실 측면에 편재되어 설치되어 있으므로 스윙 유동이 존재함을 알 수 있었다.

Fig. 3(b)의 각운동량 측정장치를 이용하여 밸브 개수의 변화에 따른 연소실내의 텀블 유동을 비교하여 Fig. 12에 나타내었다. 이 결과 흡기 2밸브 엔진의 연소실 내에는 텀블 유동이 지배적이라는 사실을 알 수 있으며,<sup>(5)</sup> 반면 흡기 1밸브와 흡기 3밸브의 경우에는 그 값이 현저히 작게 나타나는 사실을 알 수 있었다. 텀블비는 유량과 토크의 함수로서 흡기 1밸브의 경우에는 다구형의 연소실로 인하여 흡기포트의 형상이 텀블 유동에 불리한 타입이었다. 또한 흡기 3밸브의 경우에 텀블비가 작아지는 이유는 흡기포트의 형상

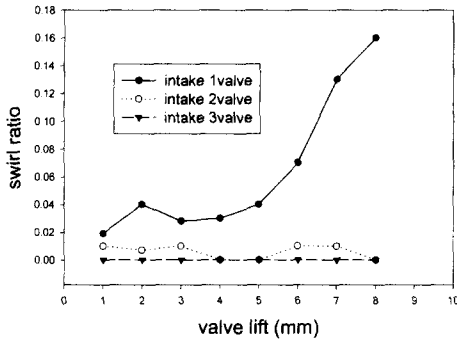


Fig. 11 Comparison of swirl ratio

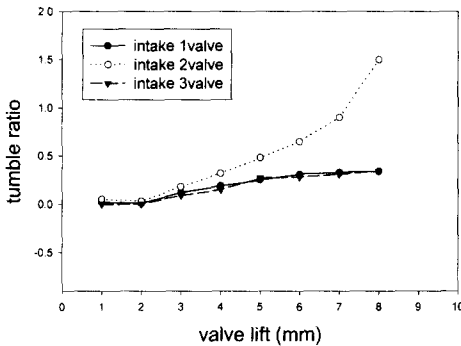


Fig. 12 Comparison of tumble ratio

으로보아 흡기 3밸브 중 가운데 밸브를 통과하는 유동이 전체 텀블 유동을 약화시키는 것으로 추측된다.

#### 4. 결 론

(1) 흡기 다밸브 엔진의 경우 흡기 밸브의 개수가 증가함에 따라 유효 개구 면적이 증대되지만 흡기 밸브의 개수가 4개 이상일 경우에는 흡기 2밸브 보다 흡기 면적이 감소하게 된다.

(2) 실린더 직경이 증가함에 따라 흡기 3밸브 엔진의 흡기 밸브 최대직경은 선형적으로 증가하게 되며, 본 연구에서 설계한 경승용차용 5밸브 엔진(실린더 직경 68.5mm)의 경우 한 개의 흡기 포트 직경은 최대 19mm 이다.

(3) 5밸브 엔진의 경우 실린더 직경이 85mm 이상에서는 4밸브 엔진에 비하여 유효 개구 면적이 작아지게 되며 실린더 직경이 작을수록 5밸브화의 효과가 커지게 된다. 따라서 실린더 직경이 작은 경승용차의 경우에는 흡기 3밸브화가 흡입 유량의 확보에 유리할 것으로 생각된다.

(4) 흡기 밸브의 개수가 증가함에 따라 흡입 유량이 증가하게 되며 유량계수 또한 유사한 경향을 나타낸다.

(5) 흡기 2밸브와 3밸브 엔진은 형상이 대칭이므로 스웰 유동이 미약하였으며, 반면 텀블 유동은 흡기 2밸브 엔진의 경우가 가장 강하게 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 에너지 학술진흥 사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 관계 기관과 실험에 도움을 주신 현대자동차의 최정수님께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Masaji Mukao, Seiichi Ohta, 1989, "輕自動車用 DOHC 5バルブエンジンの開發," 自動車技術, Vol. 43, No. 8, pp. 93~99.
- (2) Kazuo Aoi, Kazuhiko Nomura, and Hiroshi Matsuzaka, 1986, "Optimization of Multi-valve, Four Cycle Engine Design - The Benefit of Five Valve Technology," SAE Paper No. 860032.
- (3) 한국자동차공학회, 1996, "자동차기술핸드북 - 제1권"
- (4) 정재우, 이기형, 김우태, 2000, "흡기 3밸브 실린더 헤드의 흡입 정상 유동 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제24권, 제6호, pp.880~885.
- (5) Omori, S., Iwachido, K., Motomochi, M. and Hirako, O., 1991, "Effect of Intake Port Flow Pattern on the Incylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve SI Engines," SAE Paper No. 910477.