

가스 교환 시뮬레이션에 의한 5 밸브 가솔린 엔진의 성능 예측 기술

Predicting Technique of the Performance for a Five-Valve Gasoline Engine by Gas Exchange Simulation

성 백 규*, 이 기 형**
Baikkyu Seong, Kihyung Lee

ABSTRACT

A simulation model has been developed to predict the performance of 5-valve gasoline engine by gas exchange process with combustion model. In this study, we simulated the intake flow characteristics and performance of 5-valve engine with engine speed and we compared the 5-valve engine performance with that of 4-valve engine. As a result, the calculated value was in consistency with the measured value relatively. The performance of 5-valve engine was higher than that of 4-valve engine in high engine speed region.

주요기술용어 : Method of characteristics(특성곡선법), Intake 3-valve engine(흡기3밸브엔진), Intake valve opening area(흡기밸브 열림면적), Inertia mass(관성질량), Subcompact vehicle(경승용차)

Nomenclature

a : 음속 (m/s)
A : 무차원 음속
Cv : 정적비열(J/kg · K)
D : 관의 직경(m)
f : 마찰계수
F : 관의 단면적(m²)
P : 압력 (bar)
T : 온도(°K)
u : 가스 속도(m/s)
X : 무차원 거리
Z : 무차원 시간
 ρ : 밀도(kg/m³)

κ : 비열비
 λ, β : 리만 변수
 μ : 점성계수(kg/m · s)

Subscripts

ref : 기준상태

1. 서 론

고출력, 고효율 가솔린 엔진의 개발에 있어서 흡입 성능을 향상시키기 위하여 흡기 밸브의 다 밸브화는 많은 연구의 대상이 되어 왔다.^{1,2)} 최근 대부분의 엔진은 기존의 2밸브 또는 3밸브 엔진에서 4밸브 엔진으로의 적용이 확대되어 가고 있는 실정이다. 특히 모터사이클용 엔진이나 경승

* 회원, 주성대학 자동차공학과

** 회원, 한양대학교 기계공학과

용차 엔진의 경우에 소형이면서도 고출력 및 고응답성에 대한 요구가 증가하면서 5밸브(흡기 3밸브) 엔진에 대한 관심이 높아지고 있다.³⁾ 모터사이클용 가솔린 엔진의 경우에는 수년 전부터 5밸브 엔진이 채용되고 있으며, 경승용차의 경우는 소형 엔진으로 인한 출력 저하의 문제점을 개선하기 위하여 5밸브 엔진의 적용이 요구되고 있다.

일반적으로 다밸브 엔진은 흡기 밸브의 관성 질량 저감과 흡기 밸브의 유효 열림 면적의 확대에 의하여 흡입 유량의 증가 측면에서 매우 유리한 것으로 알려져 있다.⁴⁾ 이러한 다밸브화에 의한 엔진의 충전효율 향상에 대한 연구는 주로 4밸브 엔진을 대상으로 많이 수행되어 왔으며, 대부분이 흡기 및 배기 매니폴드 내의 유동 특성에 대한 실험과 수치해석에 관련된 연구들이다.^{5,6)} 흡기 및 배기 매니폴드에서의 수치해석은 1차원 압축성 유동으로 가정하여 다양한 방법들이 시도되고 있으며,^{7,8)} 파동이론(wave theory), 특성곡선법(method of characteristics ; MOC), 유한차분법(finite difference method ; FDM) 등이 대표적으로 사용되고 있다.^{9,10)} 최근에는 보다 정확하고 빠르게 수립할 수 있는 다양한 보정 방법들이 도입되고 있다.

또한 엔진의 충전효율은 엔진 속도, 압축비, 흡배기 포트의 형상, 흡배기 밸브의 직경 및 양정, 밸브 개폐시기 등 엔진 설계 인자와 엔진의 작동 변수에 많은 영향을 받는다. 따라서 충전효율을 정확히 예측하기 위해서는 연소실 내의 연소 모델링과 흡배기관 내의 유동 특성을 함께 계산하는 것이 바람직하다.

따라서 본 논문에서는 5 밸브 엔진의 충전 효율을 정확히 예측하기 위하여 기존의 특성곡선법을 적용하여 흡·배기관 내의 유동을 계산하였고, Wiebe의 열발생률 곡선을 연소 모델에 적용하였으며, 스로틀 바디 및 플레넘 챔버 내에서의 유동도 고려하였다. 계산 모델을 사용하여 엔진 속도 변화에 따른 5밸브 엔진의 충전 효율 및 연소 성능을 예측하였으며, 엔진 속도에 따른 4밸브 엔진과 5밸브 엔진의 성능 특성을 비교하였다.

2. 이론 및 수치해석 방법

2.1 흡·배기 관내의 유동 해석

2.1.1 지배방정식

흡·배기관내의 유동을 1차원, 압축성 유체, 비정상상태 흐름이라고 가정하고, 열전달 특성과 벽면과의 마찰, 관의 단면적 변화, 엔트로피 변화 등을 고려한 지배 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \cdot \frac{dF}{dx} = 0 \quad (1)$$

운동방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0 \quad (2)$$

에너지 방정식 :

$$\rho F \cdot dx = \frac{\partial}{\partial t} [(\rho F \cdot dx) \cdot (C_v T + \frac{u^2}{2})] + \frac{\partial}{\partial x} [(\rho u F \cdot (C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2})) \cdot dx] \quad (3)$$

2.1.2 특성곡선법 해석

지배 방정식(1), (2), (3)으로부터 다음과 같은 식을 유도할 수 있다.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (x-1) \rho \left(q + u \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right) = 0 \quad (4)$$

위의 방정식 (1), (2), (4)는 쌍곡선형 편미분 방정식(hyperbolic partial differential equation)이며, 이 방정식들의 해는 리만변수(Riemann variables), 즉 음속과 속도항을 무차원화시킨 λ , β 를 도입하여 특성곡선법에 의해 구하였다.¹¹⁾

속도(u), 압력(P), 밀도(ρ)는 시간과 변위의 함수이므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$du = \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial t} dt \quad (5)$$

$$dP = \frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial t} dt \quad (6)$$

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial x} dx + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt \quad (7)$$

위의 식 (1), (2), (4), (5), (6), (7) 로부터 $\partial u/\partial x$, $\partial u/\partial t$, $\partial P/\partial x$, $\partial P/\partial t$, $\partial \rho/\partial x$, $\partial \rho/\partial t$ 의 6개의 미분항에 대한 다음과 같은 연립 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} dx & dt & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & dx & dt & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & dx & dt \\ \rho & 0 & 0 & 0 & u & 1 \\ \rho u & \rho & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -u & -1 & ua^2 & a^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \partial u/\partial x \\ \partial u/\partial t \\ \partial P/\partial x \\ \partial P/\partial t \\ \partial \rho/\partial x \\ \partial \rho/\partial t \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} du \\ dP \\ d\rho \\ -\rho u/F \cdot dF/dx \\ -G \\ \rho(x-1)(uG+q) \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서, $G = \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|}$ 이다.

식(8)의 계수 행렬의 행렬식이 0 일 때, 특성 방정식을 얻을 수 있다.

유적선 특성곡선:

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (9)$$

$$(x-1)\rho(q + u \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|}) - \frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} = 0 \quad (10)$$

압력과 특성 곡선:

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (11)$$

$$(x-1)\rho(q + u \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|}) + \frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dX} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (12)$$

식(9)는 유체 입자의 궤적을 나타내는 유적선(pathline) 특성이고, 식(11)은 물리적 특성을 나타낸다. 식(10)과 식(12)는 각각의 적합 조건식이다.

위의 특성 방정식을 무차원화 하기 위하여 다음과 같은 무차원수를 도입하였다.

$$A = \frac{a}{a_{ref}}, U = \frac{u}{a_{ref}}, A_A = \frac{a_A}{a_{ref}}, \quad (13)$$

$$Z = \frac{a_{ref} \cdot t}{X_{ref}}, X = \frac{x}{X_{ref}}$$

또한, 리만 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = A + \frac{x-1}{2} U, \beta = A - \frac{x-1}{2} U \quad (14)$$

식(13), (14)의 무차원수와 리만 변수를 이용하여 식(9), (10), (11), (12)를 무차원화 하여 α, β 특성곡선과 유적선 특성 곡선을 구하였다.

2.2 연소 및 흡·배기 과정

연소 과정은 밸브가 모두 닫혀 있는 기간으로서 이 기간 중 실린더 내의 상태량은 균일한 상태량을 갖는 단일 영역으로 가정하여 열역학 제1법칙으로부터 계산하였다. 임의의 시간 동안 연소되는 연료량은 Wiebe의 열발생율 곡선을 이용하여 계산하였으며, 실린더 내의 각 화학종의 몰수는 Heywood가 제안한 방법을 사용하여 구하였다.¹²⁾ 또한 열전달량은 Annand의 열전달 방정식을 사용하였다.¹³⁾

다음으로 흡·배기 과정중 실린더 내로 유입된 혼합기는 잔류가스와 균일하게 혼합된다고 가정하여 실린더 내 혼합기의 정적비열과 정압비열을 계산하였다. 이 때 실린더 내 상태량의 변화는 실린더를 검사체적으로 하여, 열역학 제1법칙, 연속방정식, 상태 방정식으로부터 계산하였다.

2.3 엔진 모델

수치해석에 사용된 엔진의 개략도는 Fig. 1과 같다. 엔진은 스로틀 바디와 플레넘 챔버, 4개의 실린더, 3개의 흡기밸브 및 2개의 배기밸브를 갖는 흡배기 시스템으로 구성하였다. 총 35개의 관으로 구성되며, 각 관에는 고유 번호를 부여하여 계산의 편의를 도모하였다. 5밸브 엔진 연소실

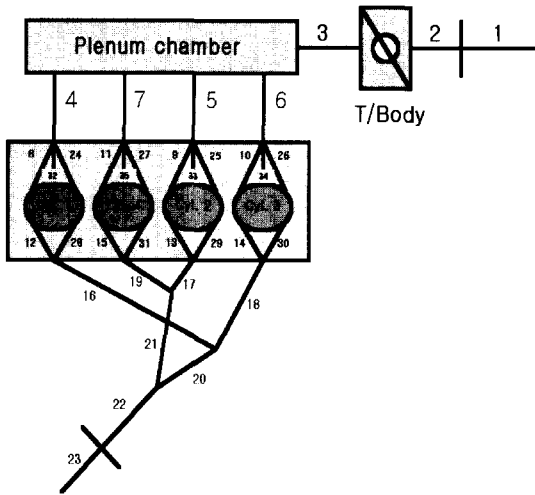


Fig. 1 Schematic diagram of intake & exhaust system for 5-valve engine

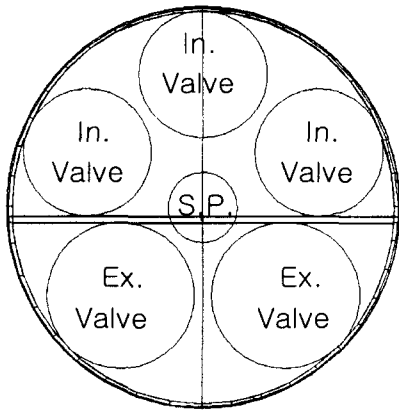


Fig. 2 The shape of valve position

의 밸브 위치는 Fig. 2와 같으며, 흡기 포트의 형상은 Fig. 3과 같다. 엔진 제원은 Table 1에 나타내었다.

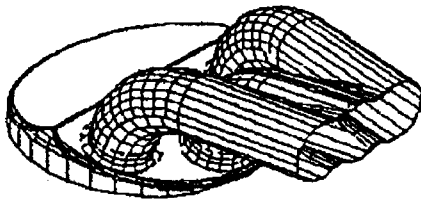


Fig. 3 The shape of intake port

Table 1 Specification of the 5-valve engine

Bore × Stroke		68.5mm × 60.4mm	
Compression ratio		9.5	
Valve timing	In.	Open	10°BTDC
		Close	58°ABDC
	Ex.	Open	58°BBDC
		Close	10°ATDC
Inner seat diameter		In.	19.5mm
		Ex.	18.2mm
Max. valve lift		In.	8mm
		Ex.	7mm

2.4 계산 절차

충전 효율을 계산하기 위한 시뮬레이션의 한 사이클은 1번 실린더의 배기밸브가 열리는 순간부터 시작되어 다시 1번 실린더의 배기밸브가 열리기 직전까지 수행하였다. 시뮬레이션의 수행은 1사이클 수행 후 채집된 공기량을 전 사이클

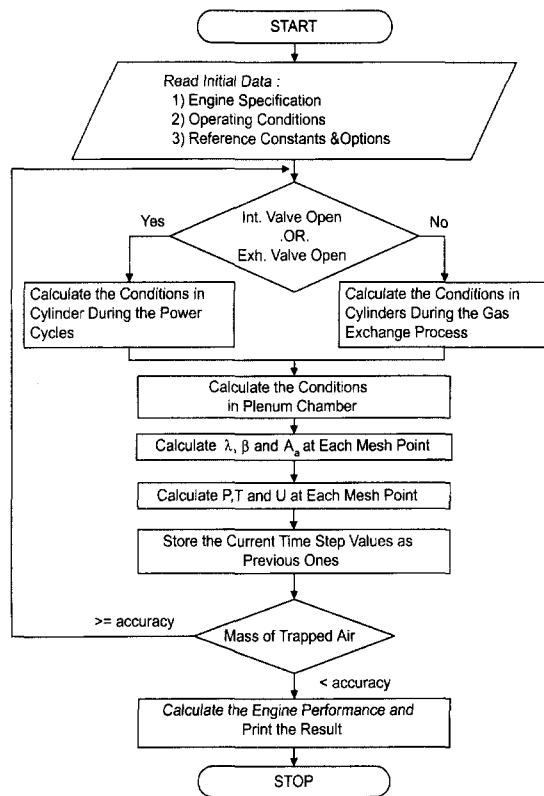


Fig. 4 Flowchart of the simulation

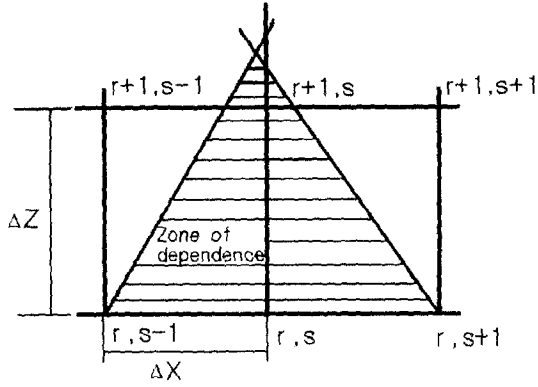


Fig. 5 Grid proportions for stable solution

채집된 공기량과 비교하여 그 오차가 1% 이하로 될 때까지 반복 수행하였다. 시뮬레이션 과정의 흐름도는 Fig. 4에 나타내었다.

수치적 안정성 조건은 두 개의 특성곡선에 의해 결정되는 종속영역(zone of dependence)이 CFL 조건(Courant-Friedrichs-Lewy condition)에 의해 수치적으로 결정되는 종속영역 내에 존재하여야 한다. 즉 Fig. 5에서처럼 (r+1,s)의 위치가 종속영역 내에 존재하여야 한다. 따라서 수치적 안정성 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} \leq \frac{1}{A+|U|} \quad (15)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 계산 결과의 검증

계산 결과를 검증하기 위하여 국내에서는 5 밸브 엔진이 생산되지 않으므로 기존의 3밸브(흡기 2밸브, 배기 1밸브) 엔진과 4밸브(흡기 2밸브, 배기 2밸브) 엔진을 사용하였다. 시뮬레이션 검증을 위하여 사용한 엔진 제원은 Table 2와 같다.

Fig. 6은 WOT(wide open throttle) 상태에서 엔진 속도에 따른 충전효율의 측정값과 계산 결과를 비교한 그림이다. 계산 결과에 의하면, 3 밸브 엔진과 4밸브 엔진에서 측정값과 계산결과가 약 5% 정도의 오차 범위 내에서 비교적 일치하는 것으로 나타났다. 이것은 수치 계산시 설정한 가정

Table 2 Specification of the 3-valve and 4-valve engine

항 목		3-Valve (In. 2, Ex. 1)	4-Valve (In. 2, Ex. 2)
Bore × Stroke		75.5mm × 83.5mm	88.5mm × 96mm
Compression ratio		9.5	9.3
Valve timing	In.	Open	14°BTDC
		Close	54°ABDC
	Ex.	Open	54°BBDC
		Close	14°ATDC
Inner seat diameter	In.	25mm	32.4mm
	Ex.	29mm	28.7mm
Max. Valve lift	In.	9mm	10.1mm
	Ex.	9mm	10.1mm

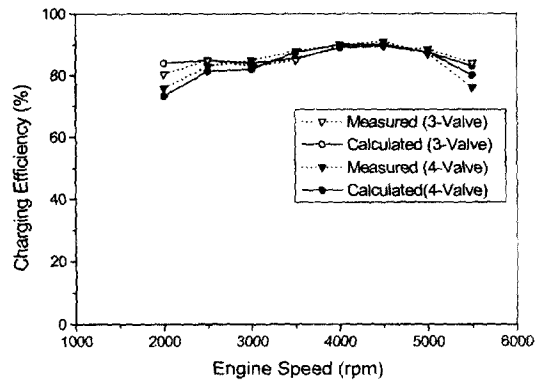


Fig. 6 Comparison of the measured and calculated charging efficiency in 3-valve and 4-valve engine

과 실제 현상과의 차이에 의한 것으로 판단된다.

Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9는 각각 연료소비율(BSFC) 및 출력(Power)과 제동 평균 유효 압력(BMEP) 측정결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 그림이다. 제동 평균 유효 압력과 출력은 실험 결과와 계산 결과가 약 5% 정도의 오차 범위에서 비교적 일치하고 있다. 연료소비율의 경우는 측정값과 계산값의 오차가 약간 크게 나타나고 있다. 이것은 연소되는 연료량 계산시 사용한 Wiebe의 열발생률 곡선의 계수의 영향으로 판단되며, 추후 연구에 의하여 최적의 값을 선정하는 것이 필

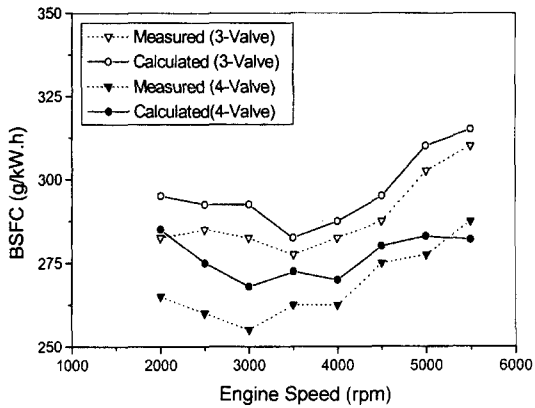


Fig. 7 Comparison of measured and calculated BSFC in 3-valve and 4-valve engine

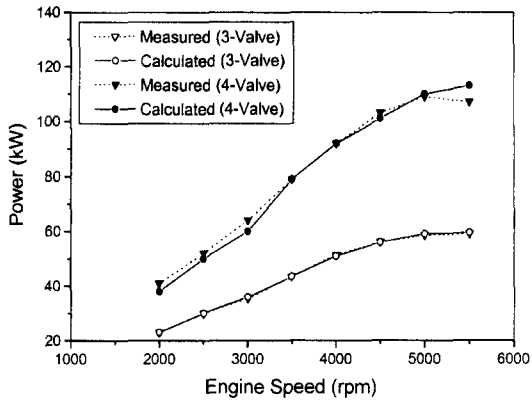


Fig. 8 Comparison of measured and calculated Power in 3-valve and 4-valve engine

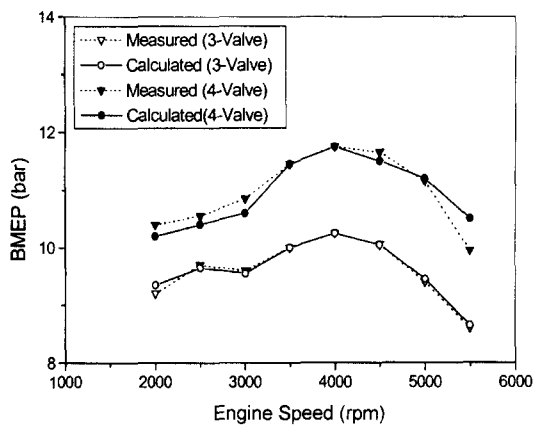


Fig. 9 Comparison of measured and calculated BMEP in 3-valve and 4-valve engine

요하다고 판단된다. 수치 계산의 결과가 측정값과 약간의 오차를 나타내고 있지만, 값의 변화 경향은 어느 정도 유사하게 나타내고 있다. 따라서 본 연구에서 작성한 계산 프로그램은 엔진의 충전 효율과 엔진 성능 계산 및 예측에 유효하게 사용될 수 있다고 판단된다.

3.2 5밸브 엔진의 흡입 유량 특성

Fig. 10은 엔진 속도에 따른 5밸브 엔진의 흡입 유량 특성을 나타내고 있다. 각 엔진 속도 영역에서 흡입 밸브가 열리고 닫히는 순간에 역류가 발생하고 있음을 알 수 있다. 특히 저속(2500rpm)에서 역류의 양이 많고, 흡입 밸브가 열리기 전보다 닫히기 전시기에 역류의 양이 많이 나타나고 있다. 또한 고속 영역으로 갈수록 역류의 양은 적어지고 있으며, 최대 충전효율은 7000rpm 영역에서 나타내는 경향을 보이고 있다.

한편 고속 영역으로 갈수록 흡입 밸브가 열리기 전이 닫히기 전보다 오히려 역류의 양이 많아지는 경향을 알 수 있다. 이것은 밸브 타이밍과 흡기 매니폴드 내의 압력과와 관성 효과의 영향으로 판단된다.

3.3 5밸브 엔진의 성능 특성

Fig. 11은 4밸브 엔진과 5밸브 엔진의 충전 효율을 계산한 결과를 나타내고 있다. 행정과 실린더 직경을 동일하게 하고, 흡기 밸브의 지름을 4

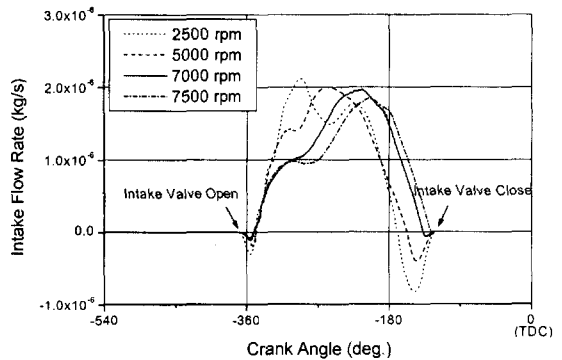


Fig. 10 Characteristic of the Intake flow with engine speed in 5-valve engine

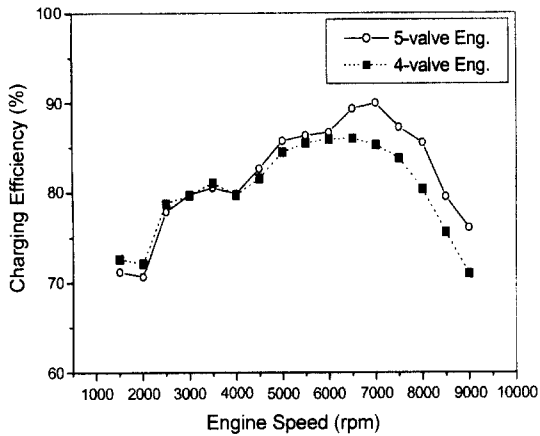


Fig. 11 Comparison of charging efficiency between 4-valve engine and 5-valve engine

밸브 엔진은 21mm, 5밸브 엔진은 19.5mm로 하였다.

계산 결과 4000rpm까지의 영역에서는 4밸브 엔진의 충전효율이 5밸브 엔진보다 약간 높거나, 거의 같은 것으로 나타났다. 이것은 5밸브 엔진이 흡입 밸브 열림 면적이 4밸브 엔진 보다 크기 때문에 낮은 엔진 속도에서는 오히려 흡입 공기의 속도가 낮아지기 때문으로 판단된다. 또한 Fig. 10에 나타난 바와 같이 저속에서의 역류량이 큰 것이 영향을 미치고 있는 것으로 생각된다. 그러나 엔진 속도가 증가할수록 5밸브 엔진의

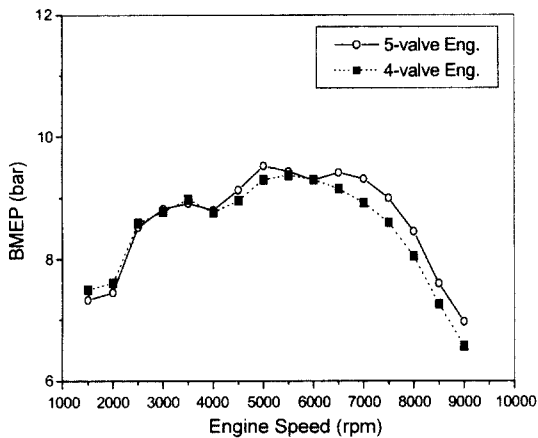


Fig. 12 Comparison of BMEP between 4-valve engine and 5-valve engine

충전효율이 향상되는 사실을 알 수 있다. 특히 6000rpm 영역에서 4밸브 엔진의 충전 효율은 감소하기 시작하지만, 5밸브 엔진은 오히려 증가한 후 7000 rpm에서부터 감소하고 있음을 알 수 있다. 따라서 5밸브 엔진은 고속회전이 가능한 엔진에서 더 유리할 것으로 판단된다.

Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14는 5밸브 엔진과 4밸브 엔진의 성능을 예측하여 비교한 결과이다. 저속 영역에서는 5밸브 엔진과 4밸브 엔진이 유사한 값을 나타내지만, 고속 영역에서는 5밸브 엔진이 출력과 연비면에서 4밸브 엔진보다 우수한 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다.

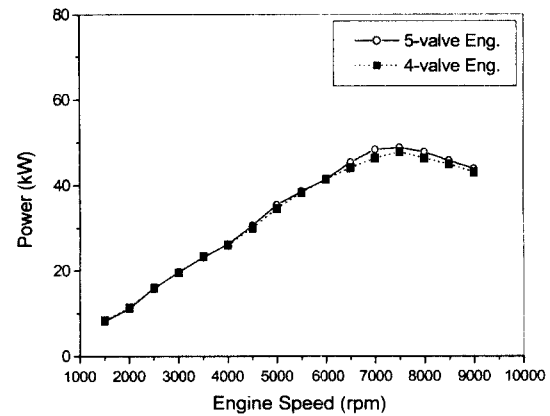


Fig. 13 Comparison of power between 4-valve engine and 5-valve engine

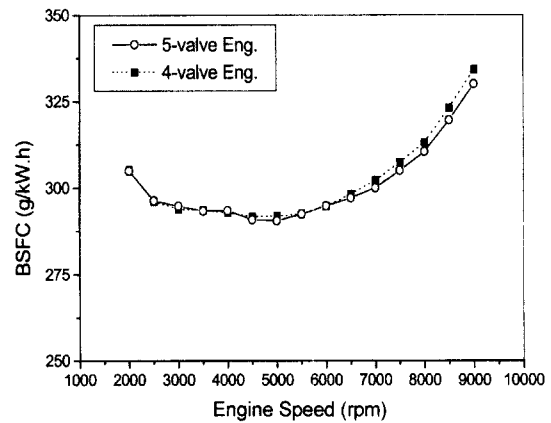


Fig. 14 Comparison of BSFC between 4-valve engine and 5-valve engine

4. 결 론

연소 모델과 흡·배기관 내의 유동에 특성곡선법을 사용하여 5밸브 엔진의 충전효율과 성능을 계산한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 5밸브 엔진의 충전효율을 예측하기 위하여 가스교환 과정과 동력 발생 과정을 포함하는 프로그램을 개발하였으며, 계산 결과는 실험에 의하여 측정된 값과 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다.

2) 일반적으로 엔진의 흡입 밸브가 열리고 닫히기 전에 나타나는 역류 현상이 5밸브 엔진에서도 나타나고 있으며, 전체 역류량은 저속에서 크고 고속으로 갈수록 적어지는 현상이 나타났다. 또한 최대 충전효율을 나타내는 속도 이후에는 역류현상이 감소하는 경향을 보이고 있다.

3) 저속 영역에서의 충전효율은 4밸브 엔진이 5밸브 엔진과 거의 같거나 높은 것으로 나타났으나, 고속 영역에서는 5밸브 엔진이 4밸브 엔진보다 높은 것으로 나타났다. 또한 BMEP, Power, BSFC의 특성도 충전효율과 유사한 특성을 나타내고 있다. 따라서 5밸브 엔진은 고속회전이 가능한 경승용차에 적합함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- 1) S. Takeyama, et al., "Gas Exchange Simulation for Improving Charging Efficiency of Four-valve Internal Combustion Engine," IMechE C28/87, 1987.
- 2) R. G. Sykes, "Tickford Five Valve per Cylinder Technology for Optimised Performance and Combustion," SAE 950815, 1995.
- 3) H. Tsuzuku, N. Tsuchida, "Output and Fuel Consumption of Motorcycle Multi-valve Engines," SAE 1999-01-0283, 1999.
- 4) H. Nakamura, et al., "Passenger Car Engines for the 21st Century," SAE 911908, 1991.
- 5) B. Peters, A. D. Gosman, "Numerical Simulation of Unsteady Flow in Engine Intake Manifolds," SAE 930609, 1993.
- 6) H. A. Newlyn, "An Analysis of the Probable Effects of Engine Geometry on the Inlet Pipe Pressure, Flow and Engine Volumetric Efficiency," SAE 942531, 1994.
- 7) G. P. Blair, et al., "Experimental Validation of 1-D Modelling Codes for a Pipe System Containing Area Discontinuities," SAE 950276, 1995.
- 8) G. P. Blair, et al., "Experimental Validation of a 1-D Modelling Code for a Pipe Containing Gas of Varying Properties," SAE 950275, 1995.
- 9) X. Yao, C. Cheng, "Gas Dynamic Modelling and Experiment Validation for the Exhaust Muffler of a Spark Ignition Engine," SAE 941734.
- 10) J. L. Longbao, et al., "Frequency Analysis Technique for Intake and Exhaust Manifold Design," SAE 952070, 1995.
- 11) R. S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines," Clarendon press, 1982.
- 12) J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGraw-Hill Book Company, 1988.
- 13) R. S. Benson, N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines," Pergamon Press, 1979.