

## 4 행정 사이클 스파크 점화기관의 시뮬레이션에 관한 연구 (제1보)

윤 건 식\*, 우 석 근\*\*, 서 문 진\*\*\*, 신 승 한\*\*\*

### Study on the Simulation of the 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engines (First Paper)

K-S Yoon\*, S-K Woo\*\*, M-J Seo\*\*\*, S-H Shin\*\*\*

**Key words :** Spark Ignition Engine(스파크 점화기관), Simulation(시뮬레이션), Method of Characteristics(특성곡선법), Constant Pressure Model(정압모델), Constant Volume Model(정적모델)

#### Abstract

The simulation program which predicts the gas behavior in a spark ignition engine has been developed and verified by the comparison with the experimental results for the MPI engine, naturally aspirated and turbocharged engines with a carburettor. First paper describes the calculations of the behavior of gas in the intake and exhaust system.

The generalized method of characteristics including friction, heat transfer, area change and entropy gradients was used to analyze the pipe flow. The constant-pressure model was applied for the analysis of the flow through engine valves, and the constant-pressure perfect-mixing model was applied for the flow at manifold junction. The concept of the sudden area change was used for the muffler and catalytic converter. For the plenum chamber in an MPI engine, constant-pressure model and constant-volume model were both examined.

Through the comparison of predicted results with experiments, the simulation program was verified by showing good prediction of the behavior of IC engine qualitatively and quantitatively under wide range of operating conditions.

\* 장원대학교 기계공학과  
\*\* (주)STX  
\*\*\* 장원대학교 대학원

## 기호 설명

$C_v$	: 정적비열 (J/kmol · K)
$D$	: 지름 (m)
$f$	: 마찰계수
$F$	: 판의 단면적 (m <sup>2</sup> )
$P$	: 압력 (Pa)
$q$	: 유체의 단위 질량당 전열율 (J/kg · s)
$t$	: 시간 (s)
$T$	: 온도 (K)
$u$	: 유체 입자의 속도 (m/s)
$x$	: 거리 (m)
$\rho$	: 밀도 (kg/m <sup>3</sup> )

## 1. 서 론

새로운 기관의 개발 또는 기존 기관의 성능개선 은 주로 기존 기관에 대한 설계변경으로부터 출발 하고 이에 따른 성능평가작업을 반복적으로 시행 함으로써 진행된다. 그러나 이 방법은 많은 실험을 수행하여야 하므로 시간과 경비가 많이 소요되며 측정기술상의 제약으로 기관의 열 · 유체역학적 거동을 정확히 파악하는 데에도 한계가 있다. 그러 므로 설계변경에 따른 성능 평가작업을 전적으로 실험에 의존하기보다는 적절한 시뮬레이션 모델 을 이용한 수치계산을 통해 기관의 전반적인 거동 을 예측하고 주요 성능을 미리 파악할 수 있다면 관심용 가겨야 할 실험의 범위를 최소한으로 줄일 수 있고 따라서 소요되는 시간과 경비를 최소화할 수 있을 것이다. 기관의 시뮬레이션은 크게 실린더 내 현상의 해석과 함께 실린더 외부의 해석, 즉 흡 · 배기 계통에 관한 해석의 두 부분으로 나뉘어 지며 본 연구에서는 흡 · 배기 계통에서의 유동해 석을 집중적으로 다루고자 한다.

흡 · 배기 계통을 해석하기 위한 모델은 준정상 모델, Filling and Emptying 모델 및 Wave Action 모델이 있다.<sup>1)</sup> 흡 · 배기 계통에서의 거동 이 기관성능에 크게 영향을 미치는 경우의 성능에 속에서는 흡 · 배기 관 내에서의 열역학적 상태량 의 시간적인 변화뿐만 아니라 공간적인 변화까지 도 계산할 수 있는 Wave Action 모델을 이용한 해 석이 바람직하다.

1차원 Wave Action 모델을 통한 유동해석 방법 에는 특성곡선법(Method of Characteristics)과 유한차분법(Finite Difference Method)을 대표적 으로 들 수 있다. 특성곡선법은 1960년대 Benson 등에 의해 개발된 이래 현재까지 꾸준히 발달되어 복잡한 경계들을 해석하기 위한 여러 가지 기법들 이 개발되어 왔다.

Benson 등<sup>2,3,4)</sup>은 SI기관의 성능 및 배기조성을 예측하기 위하여 흡 · 배기 계통의 해석에 대하여 벽면과의 마찰, 열전달, 단면적의 변화 및 엔트로피 변화를 고려한 일반화된 특성곡선법을 사용하는 시뮬레이션 모델을 개발하고 이를 상업화하였다.

쿠 등<sup>5,6)</sup>은 이와 같은 모델링들을 검토, 개선하 여 기관의 성능을 예측할 수 있는 전산 프로그램을 정립하여 기화기식의 SI기관 및 일부 CI기관에 대 하여 개별적으로 그 정확성을 검증하였다. 그러나 현재 승용차용 기관의 주종을 이루고 있는 다중분 사식 SI기관에 대하여서는 아직까지 이 프로그램 의 정확성이 검증되지 않았다. 또한 특정 경계에 대한 모델 선정에 있어서 이론적인 검토만을 통하 여 모델을 선정하였으므로 선정된 모델이 가장 적 합한 것인가에 대한 체계적인 검토가 요구된다.

본 연구에서는 4사이클 스프라크 점화기관의 흡 · 배기 계통에서의 가스의 거동을 예측하는 시뮬레 이션 프로그램을 개발하고 적용된 모델의 타당성 을 검토하기 위하여 각종 기관용 대상으로 실험을 수행하여 여러 위치에서의 순간 압력의 변화를 실 험값과 비교 검토하였다. 시뮬레이션의 효용성 중 의 하나는 대형 기관 등 기관의 시험 제작이 곤란 한 기관의 기본 설계를 위한 자료를 제공하는 데 있다. 시뮬레이션의 타당성 검증을 위하여는 대상 기관에서의 실험을 통한 검증이 필요하나 대형 기 관의 경우는 상업적 목적으로만 제작되어 실험용 으로의 가용이 곤란하므로 본 연구에서는 여러 가 지 형태의 소형 기관을 이용한 실험을 통하여 시뮬 레이션의 정확성을 검증하였다. 즉 시험 기관은 소 형 기관으로 하되 자연흡기식 기관과 이플 터보파 급화한 기관을 대상으로 시험하며, 또한 연료 공급 계통에 대하여는 기화기식 기관과 MPI 방식의 기 관을 대상으로 하여 시뮬레이션의 타당성을 검토 하였다. 이들 기관을 대상으로 각종 운전조건에 대

한 실험을 통하여 흡·배기관 내에서의 압력변화를 측정하고 이를 계산결과와 비교하여 전산 프로그램의 정확도를 검증하였다.

## 2. 시뮬레이션 모델

흡·배기 계통의 시뮬레이션은 관 자체에서의 유동해석과 각 관의 경계에서의 유동해석으로 나누어진다. 본 연구에서는 Fig. 1에 표시된 바와 같이 임의의 갯수의 실린더를 갖는 SI기관이 터보과급기 및 촉매변환기를 갖는 것으로 상정하고 이의 해석을 가능하게 하는 프로그램을 개발하였다.

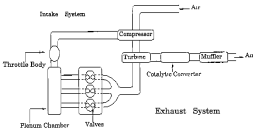


Fig. 1 Schematic Diagram of Model Engine

### 2.1 지배방정식

흡·배기관 내에서의 유동은 벽면과의 마찰, 단면적의 변화, 열전달 및 엔트로피의 변화를 갖는 1차원 비정상 유동으로 가정하고 이를 특성곡선법을 이용하여 계산한다. 1차원 비정상 압축성 유동에 대한 기본방정식은 다음과 같다.

연속방정식:

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

운동방정식:

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

에너지방정식:

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

위의 식들은 준선형 쌍곡선형 편미분방정식 (Quasi-Linear Hyperbolic Partial Differential Equations)의 형태로서 특성곡선법을 이용하여 이 방정식들의 해를 수치적으로 구할 수 있다.<sup>(1),(2),(3),(4)</sup>

### 2.2 각 관의 경계에서의 유동해석

각 관의 경계조건은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 대기와 접한 경계, 흡·배기 밸브, 스톱플 배디, 플레넘 케이버, 매니폴드 연결부, 소음기, 촉매변환기 및 터빈과 압축기로 구성된 과급기 등을 포함한다.

대기와 접한 경계에서의 유동은 관으로부터 대기로 유출되는 경우(배기관 출구에서의 유출 및 흡기관 입구에서의 역류)와 관내로 유입되는 경우(흡기관 입구에서의 유입 및 배기관 출구에서의 역류)를 각각 따로 고려하여 유동을 해석하였다.<sup>(2),(3)</sup>

실린더로부터 밸브를 통해 관내로 유출되는 경우의 유동해석은 음속과 아음속을 별도로 고려한다. 아음속 유동인 경우는 실린더로부터 밸브의 목(Throat)까지는 등엔트로피 유동을 하며 목부터 관까지는 비가역 단열적으로 팽창하나 목의 압력과 관내의 압력은 동일한 것으로 가정하여 계산한다. 초음속 유동의 경우는 목과 관 사이의 압력강하를 고려하고 목에서의 Mach 수는 1로 간주한다. 밸브를 통해 실린더로 유입하는 경우는 관에서 목까지는 등엔트로피 유동을 하며 목의 압력과 실린더 내의 압력은 동일한 것으로 간주하였다.<sup>(1),(2)</sup> 실린더로부터 초음속으로 유출하는 경우는 실린더와 목 사이의 압력강하를 고려하지만 이와 같은 모델들을 관례적으로 정압모델이라 부른다.

스톱플 배디에서의 유동은 해당장치를 단열적으로 압력이 강하하는 불연속점으로 간주하고 압력 변화의 효과는 실험적으로 결정되는 계수에 의하여 표현되는 단열압력강하모델을 이용하였다.<sup>(1),(2)</sup>

흡·배기 매니폴드 연결부에서의 유동해석 방법에는 연결부에서의 압력 강하를 고려하는 압력 손실모델과, 연결부의 각 관의 단면에서의 압력은 동일하며 연결부를 향하여 유입하는 가스는 완전히 혼합하여 연결부를 떠나는 것으로 가정하여 계산하는 정압-완전혼합 모델이 있다.<sup>(1),(2)</sup> 이 중 압력 손실모델은 각 유동방향에 대하여 압력손실계수

를 실험적으로 결정하여야 하는 난점이 있다. Daneshyar<sup>(10)</sup>는 4방향 매니폴드에 대하여 압력손실모델과 정압모델을 적용하여 계산한 결과 정압-완전혼합 모델을 의한 계산값도 충분한 정확도를 가지고 실험값에 근접한다고 보고하였다. 그러므로 본 연구에서는 실험에 의존하지 않고 임의의 개수의 관을 갖는 연결부까지 확장하여 사용할 수 있는 정압-완전혼합 모델을 사용하여 계산하였다.

다중분사식 기관에 적용되고 있는 플레넘 체임버에서의 유동은 체임버 내의 압력, 온도 등의 상태량이 균일하다고 가정하여 계산하는 정적모델과, 매니폴드 연결부와 같이 정압-완전혼합 모델을 적용하는 두 가지 가능성이 있다. 본 연구에서는 두 모델을 모두 적용하여 관내의 상태를 비교하였다.

터보과급기의 계산을 위하여 과급기를 구성하는 압축기와 터빈을 압력, 온도 및 엔트로피가 불연속적인 경계점으로 간주하고 각각의 압력비-질량유량 특성곡선 및 효율특성곡선을 이용하여 성능을 계산하였다.<sup>(11)</sup>

소음기의 유동해석은 소음기가 전후의 배기관과 연결된 부분을 급격확대부와 급격축소부로 간주하고 소음기를 하나의 관으로 취급하여 계산하는 급격확대모델과 급격축소모델을 이용하였다. 급격확대모델은 유동을 준정상 상태로 가정하여 연속방정식, 운동방정식, 에너지방정식을 이용하여 계산하며 급격축소모델은 등엔트로피 유동으로 가정하여 계산한다.<sup>(12)</sup>

축매변환기에서의 유동해석은 소음기와 마찬가지로 축매변환기를 하나의 관으로 취급하여 계산하며 변환기내의 복잡한 형상이 미치는 효과는 벽면마찰계수를 크게 하여 고려하였다.

### 3. 실험

본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램의 정확성을 검증하기 위하여 MPI 기관과, 기화기를 가진 자연흡기식 기관 및 터보과급 기관 등 각종 형태의 SI기관을 여러 가지 조건에서 운전하여 흡·배기관 내의 압력변화를 측정하였다.

#### 3.1 실험장치

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 실험장치를 개략적으로 나타내고 있다. 주요 실험장치는 와전류식 전기동력계, 연료분사량 및 점화시기를 조절하기 위한 엔진제어장치, 실린더 및 흡·배기관 내의 압력을 측정하기 위한 압력측정장치, 공연비 측정장치, 연료소비량 측정장치, 흡입공기량 측정장치 등으로 구성되어 있다.

본 실험에 사용된 기관은 수냉식 3기통 가솔린 기관으로서 그 제원을 Table 1에 나타내었다.

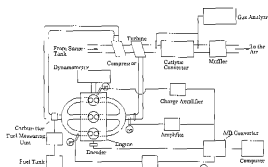


Fig. 2 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

Table 1 Specifications of Test Engine

Item	Specification
Type	3-Cyl-In Line-OHC
	Water Cooled
Bore × Stroke (mm)	68.5 × 72.0
Displacement Volume (cc)	796
Max. Power (PS/rpm)	MPI 52/6000
	Carburettor 41/5500
Max. Torque (kg.m/rpm)	MPI 7.5/3500
	Carburettor 6.0/3000
Compression Ratio	9.3

Table 2 Specifications of Pressure Transducers

Item	Specification	
	Intake Pipe Pressure	Exhaust Pipe Pressure
Type	Piezo-Resistive	Piezo-Resistive
Range	0~2 bar	0~5 bar
Sensitivity	250 mV/bar	100 mV/bar
Operation Temperature	20~120 °C	20~120 °C

실험에 사용된 터보과급 기관은 기화기식 가솔린 기관에 Garrett사제의 T-15 터보과급기를 장착하여 구성하였다.

흡·배기관 내의 압력변화를 측정하기 위하여 저압에서의 절대 압력의 변화를 정확히 검출할 수 있는 압저항형 압력변환기(Piezo-Resistive Pressure Transducer)를 이용하였다. 검출된 압력 신호는 크랭크축에 설치된 Rotary Encoder에서 발생한 크랭크 각 신호와 동기시켜 A/D Converter를 통하여 Personal Computer에서 처리하였다. 압력변환기들은 Kistler사의 제품으로서 그 계원은 Table 2와 같다.

### 3.2 실험방법

실험은 스톱-앤-갓 전계상태(W.O.T.)를 포함한 여러 부하조건에서 기관회전속도를 1500 rpm에서 4000 rpm까지 500 rpm 간격으로 변화시키면서 흡·배기 계통의 여러 위치에서의 크랭크 각에 따른 압력변화 및 기관의 각종 성능인자들을 측정하였다. 연료-공기 혼합비는 엔진제어장치를 이용하여 이론혼합비를 유지하였으며, 정화시키는 각 운전조건에서 MBT 점화시기도 설정하였다.

## 4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 SI 기관의 시뮬레이션을 위하여 사용된 모델들의 적합성과 예측의 정확도를 검토하기 위하여 MPI 기관, 기화기식 자연흡기 기관 및 터보과급 기관을 대상으로 계산을 시행하고 이를 실험에서 나타난 결과와 비교 검토하였다.

### 4.1 MPI 기관

#### 4.1.1 플레넘 체임버의 모델링

본 연구에서 대상으로 삼은 MPI 기관의 흡기계에는 340 cc의 체적을 가진 플레넘 체임버가 흡기 매니폴드 직전에 위치하고 있다.

플레넘 체임버는 여러 개의 관들이 이를 중심으로 연결되어 있다는 점에서 매니폴드 연결부와 공동되는 특성을 가지고 있다. 매니폴드 연결부의 해석에 사용되는 정압-완전혼합 모델 (또는 Branch

Model)에서는 연결부가 차지하는 체적은 무시하고 각 관 단면에서의 압력은 동일하다고 가정한다. 그러나 이 경우 플레넘 체임버의 체적이 직접적으로 계산에 반영되지 못하는 단점이 있다. 본 연구에서는 플레넘 체임버의 해석에 있어 매니폴드 연결부에서의 해석에 사용한 정압-완전혼합 모델과 함께 플레넘 체임버를 일정한 체적을 가진 탱크로 간주하고 여기에 여러 개의 관이 연결되어 있는 것으로 간주하는 정적모델 (또는 Tank Model)을 적용하여 비교한다. 이 때 체임버 내의 상태량은 균일한 것으로 간주하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 플레넘 체임버에 정적모델을 적용하여 MPI 기관을 모델링한 경우와, 정압-완전혼합 모델을 적용하여 모델링한 경우를 각각 나타내고 있다.

Fig. 5는 플레넘 체임버에 대해서 정적모델과 정압-완전혼합 모델을 적용한 경우의 흡기관(Fig. 3과 Fig. 4의 9번 관) 내의 순간압력의 변화를 비교

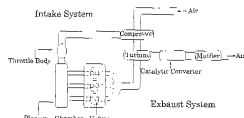


Fig. 3 Modeling of MPI Engine (Tank Model)

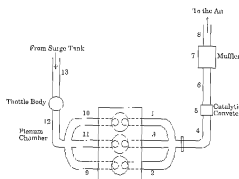


Fig. 4 Modeling of MPI Engine (Branch Model)

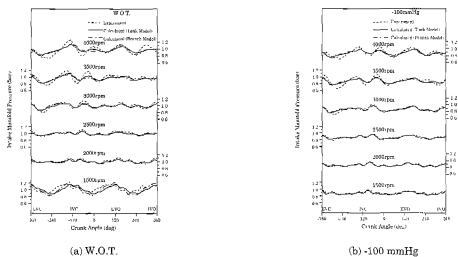


Fig. 5 Effect of Plenum Chamber Modeling on the Variation of Intake Pressure

하여 도시한 것이다. 두 모델 모두 흡기 매니폴드에서의 압력변화는 3500 rpm 이상의 높은 기관회전속도에서의 진폭이 실험값 보다 약간 작게 나타날 뿐 다른 기관회전속도에서는 부하조건에 관계없이 흡기관 내의 압력변화를 잘 예측하고 있다. 전부하 운전조건인 경우 1500 rpm의 경우를 제외하고는 정적모델과 정압-완전혼합 모델을 사용한 경우의 계산값이 거의 유사하며 1500 rpm의 경우는 정압-완전혼합 모델의 경우가 실험값에 보다 근접하는 것으로 나타나고 있다. 그러나 흡기관 압력 -100 mmHg의 경우 3000 rpm 이상에서 두 모델 사이의 계산값이 미소하나마 차이를 보이고 있으며 과형의 위상과 평균압력의 관점에서 보면 정적 모델을 사용한 경우가 더 유리한 것으로 판단된다.

Fig. 6은 흡기관 압력 -100 mmHg에서 플레넘 체임버 내의 압력변화를 도시한 것이다. 모든 기관회전속도에서 두 모델 모두 실험값을 잘 예측하고 있으며 과형의 위상과 진폭에 있어서도 큰 차이가 없다. 그러나 정적모델을 사용한 경우가 과형의 미세한 변화 면에서는 실험값에 더 근접하고 있다.

이상의 결과를 보면 플레넘 체임버의 해석에 있어서 두 모델 모두 같은 경향으로 예측하였고 정량적인 차이가 크지 않으므로 어느 모델을 사용하더라도 예측값에는 큰 영향이 없을 것으로 생각된다. 그러나 흡기관 내의 압력변화 경향을 볼 때 정적모

델이 플레넘 체임버의 해석에 보다 유리한 것으로 판단되며 또한 정압-완전혼합 모델은 플레넘 체임버의 용량의 변화를 직접적으로 반영할 수 없고 또 플레넘 체임버의 용량의 변화에 따라 판의 모델링을 다르게 해야 한다는 점을 고려할 때 정적모델의 사용이 더 타당한 것으로 생각된다. 그러므로 본 연구에서는 플레넘 체임버에 대해서는 정적모델을 사용하여 시뮬레이션을 수행하고 계산 결과를 실험값과 비교하여 프로그램의 정확성을 검토하였다.

#### 4.1.2 흡·배기 계통에서의 압력변화

Fig. 7은 흡기관 압력 -100 mmHg인 운전조건에 대하여 여러 가지 기관회전속도에서 흡·배기 계통 상의 각 위치, 즉 플레넘 체임버 내, 흡기 매니폴드(Fig. 3의 9번 관), 배기 매니폴드(Fig. 3의 1번 관), 매니폴드 연결부의 하류(Fig. 3의 4번 관)와 촉매변환기를 지나는 위치(Fig. 3의 6번 관) 및 스톱스 흡기 직후(Fig. 3의 8번 관)에서의 크랭크각에 따른 압력의 변화를 도시한 것이다.

대부분의 회전속도에 걸쳐서 시뮬레이션을 통하여 예측한 값은 실험에서 나타난 압력변화의 양상을 비교적 잘 반영하고 있다. 특히 실험에서 나타난 파형을 거의 그대로 예측하고 있음은 본 연구에서 사용한 시뮬레이션 모델들이 흡·배기판 내

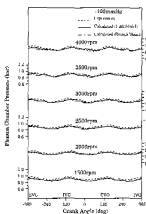
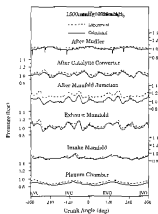


Fig. 6 Effect of Plenum Chamber Modeling on the Pressure Variation of Plenum Chamber (-100 mmHg)

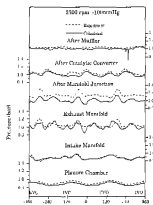
에서의 가스의 거동을 잘 예측하고 있음을 알게 해 준다.

흡·배기 밸브에서 가장 가까운 위치한 흡기 매니폴드 및 배기 매니폴드에서의 압력 변화의 예측 값이 과행과 평균 압력 모두에서 실험값에 근접하는 것은 흡·배기 밸브를 통한 유출 및 유입 현상을 해석하기 위하여 사용한 정압모델이 밸브에서의 거동을 잘 예측하고 있음을 나타내고 있다.

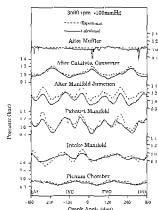
전 회전속도 범위에 걸쳐 배기 매니폴드의 연결부를 지난 직후의 배기 압력의 예측값은 실험에서 나타난 것과 과행은 잘 일치하고 있으나 압력의 절대값은 실험에서 나타난 것 보다 낮은 값을 예측하고 있다. 실제의 경우 매니폴드 연결부의 4개의 관 중 배기가 일어나고 있는 관 끝의 압력은 다른 관에 비하여 높은 압력을 가질 것이나 본 연구에서 매니폴드 연결부의 해석에 사용된 정압-완전혼합 모델에서는 연결부에서 각 관 끝의 압력은 동일한 것으로 간주하므로 각 관의 압력의 차이가 계산에 적절히 반영되지 않아 실험에서 나타난 것 보다 전반적으로 낮은 값을 예측하고 있다. 각 관에서의 압력의 차이를 고려하기 위하여는 유동방향에 따라 각 관에서의 압력의 강화를 고려하는 압력손실 모델을 사용한다면 보다 정확한 해석이 가능한 것이나, 기술한 바와 같이 이 경우 각 유동방향에 따라 실험적으로 결정되는 상수용 도입하여야 하며, 이는 시뮬레이션의 확장성을 제한하게 되고 결과



(a) 1500 rpm



(b) 2500 rpm



(c) 3500 rpm

Fig. 7 Pressure Variations at Various Locations in the Intake and Exhaust System (-100 mmHg)

적으로 시뮬레이션의 효율성을 크게 떨어트리게 되므로 바람직한 대안이라고는 생각할 수 없다. 이는 배기가 일어나는 또는 흡기가 진행되고 있는 특정 판에 대해서만 압력의 상승 또는 강하를 선택적으로 고려해주는 방식 등을 취함으로써 개선될 수 있을 것으로 생각되며 앞으로의 연구 과제가 될 수 있을 것이다. 이 위치는 매니폴드 연결부 직후와 촉매변환기 입구 사이이므로 매니폴드 연결부 경계에서의 계산에 의한 영향 이외에 촉매변환기 입구의 계산에 사용된 급격 확대 및 급격 축소 모델의 영향도 함께 받게 되므로 촉매변환기의 모델링에 있어서의 오차의 영향이 포함될 수 있다는 가능성을 배제할 수 없다. 그러나 압력을 채취하고 계산과 비교한 위치가 매니폴드 연결부에 보다 가깝고(매니폴드 연결부로부터 14 cm, 촉매변환기로부터 75 cm) 또한 촉매변환기 직후 및 머물러 출구에서의 계산 결과가 실험에서 나타난 것에 비하여 큰 차이가 없는 것을 감안할 때 배기 매니폴드 연결부 직후에서의 압력 변화 예측의 차이는 앞서 설명한 바와 같이 주로 정압-완전혼합 모델의 한계라고 설명하는 것이 타당할 것이다.

급격 확대 모델 및 급격 축소 모델을 사용하여 계산한 촉매변환기 및 소음기 전·후에서의 압력 변화는 실험에서 나타난 경향을 잘 반영하고 있으며, 이 경우에 대하여 다른 모델을 시도할 필요성은 거의 없어 보인다. 다만 소음기를 지나고 대기에 가까운 부분에서는 계산값에 있어서 발산의 징후를 여러 차례 보이고 있다. 이는 수치해석 과정에 있어서 반복계산(Iteration) 횟수를 초과하게 되어 주어진 수렴조건(전 단계 계산치에 대하여 상대오차 0.1%)을 만족하지 못하고 있는 것을 보여주는 것으로서 반복계산 횟수를 조정하여도 큰 개선은 보이지 않는다. 동일한 모델로서 계산하는 촉매변환기 전·후나 소음기 직전의 경우는 이러한 현상이 보이지 않으나 유속 소음기 직후에서 이와 같은 발산 현상을 보이는 것은 이 부분의 위치가 대기압과 가깝고 또한 압력의 절대값 자체가 대기압 수준으로 많이 강하된 상태로서 경계의 상류와 하류의 압력차가 거의 없는 조건으로서 압력의 차이가 수치해석 상의 계산오차에 근접함으로써 나타난 현상으로 생각된다.

#### 4.2 기화기식 자연흡기 기관

앞서 MPI 기관과 동일한 형식의 기관이나, 연료 공급 방식에 있어서 분사 방식 대신 기화기를 채택한 경우의 자연흡기식 기관에 대하여 이론혼합비에서 기화회전속도와 흡기관 압력을 여러 가지로 바꾸어가며 관내에서의 압력 변화를 예측하고 이를 실험값과 비교하였다. Fig. 8은 본 연구에서 대상으로 삼은 기화기식 자연흡기 기관의 모델링을 나타내고 있다.

기화기식 기관의 경우 일반적으로 각 흡기관에 연결된 매니폴드가 만나는 지점에 한 개의 기화기를 설치하고 있다. 본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 경우도 3개의 관이 만나는 매니폴드 연결부 상에 기화기가 설치되어 있다. 이 경우의 시뮬레이션에 있어서 매니폴드 연결부의 경계조건과 기화기 경계조건이 서로 중첩되므로 이 두 경계의 효과를 동시에 한 지점에서 해석하기에는 많은 난점이 있다. Takizawa 등<sup>13)과 14)</sup>은 매니폴드 연결부와 기화기 사이에 가상의 판을 설정하여 두 경계를 분리하여 해석하는 것이 효과적이고 또한 현실적인 접근 방법이라 보고하고 있다. 본 연구에서는 14)의 방법에 따라 Fig. 8의 12번 판과 같이 두 경계 사이에 최소한의 길이를 갖는 가상의 판을 설정하였으며 이 판의 직경은 기화기 하류측의 관의 직경과 일치시켰다.

Fig. 9는 전부하 및 부분부하 운전조건에서 기관 회전속도의 변화에 따른 배기관 내의 압력변화를 도시한 것이다. 이때 압력 채취 위치는 매니폴드 연결부를 지난 직후로서 Fig. 8의 4번 판에 위치한다. 크랭크 각의 변화에 따른 배기관 내의 압력변

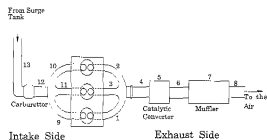
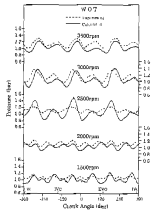
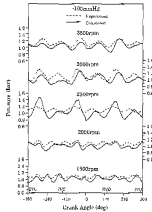


Fig. 8 Modeling of Naturally Aspirated Carburetor Engine





(a) W.O.T.

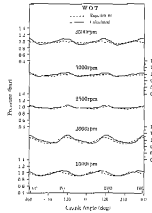


(b) -100 mmHg

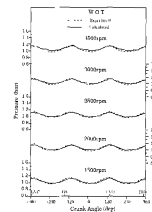
Fig. 9 The Variation of Exhaust Pipe Pressure with Engine Speed (Stoichiometric, NA)

와의 양상은 모든 기관회전속도에서 예측값이 실험값과 거의 같은 형태로 변화하고 있으나 2500 rpm인 조건에서 압력파의 진폭의 차이가 관찰되고 있다. 또한 대부분의 운전조건에서 예측값이 실험값 보다 낮게 예측되고 있다. 이는 검토탄상이 되고 있는 위치가 매니폴드 연결부에 가까운 위치로서 앞서 MPI 기관의 경우와 마찬가지로 매니폴드 연결부의 해석을 위하여 각 관 끝의 압력은 동일한 것으로 간주하고 각 관의 압력의 차이가 계산에 반영되지 않는 정압-관전환 모델을 사용했기 때문에 나타난 결과로 판단된다.

Fig. 10은 각 흡기관 압력에서 크랭크각의 변화에 따른 흡기 매니폴드(Fig. 8의 9번 관)에서의 압



(a) W.O.T.



(b) -100 mmHg

Fig. 10 The Variation of Intake Pipe Pressure with Engine Speed (Stoichiometric, NA)

력변화를 기관회전속도에 대하여 도시한 것이다. 전부하 운전조건인 경우, 3500 rpm의 운전조건에서 계산에서 나타난 진폭의 변화가 실험보다 크게 나타나고 있으나 그 이하의 회전속도에 있어서는 일부 조건에서 약간의 위상 차이가 관찰되는 것 이외에는 실험에서 나타난 압력 변화의 양상이 계산에 잘 반영되고 있다. 특히 부분부하 운전조건인 경우는 기관회전속도의 변화에 관계없이 흡기 매니폴드에서의 압력변화는 예측값과 실험값이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

#### 4.3 기화기식 터보과급 기관

본 연구에서는 터보과급기의 설치에 의하여

흡·배기 계통이 완전히 달라진 경우의 예측의 정확성을 검토하기 위하여 기화기식의 자연흡기 기관에 터보과급기를 장착하여 터보과급 기관을 구성하고 흡·배기관 내에서의 압력변화를 계산하였다. Fig. 11은 본 연구에서 대상으로 삼은 기화기식 터보과급 기관의 모델링을 나타내고 있다.

터빈과 압축기를 해석할 경우 전술한 바와 같이 압축기와 터빈을 상태량이 불연속적으로 변화하는 하나의 점으로 간주하게 된다. 그러나 압축기에서의 유체거동은 보다 정확히 해석하기 위하여는 압축기가 차지하는 체적을 고려하는 것이 바람직하다. 이를 위하여 Benson과 Whitfield<sup>11)</sup>는 나유과 같은 길이를 갖는 등가관을 설정하고 이 길이만큼은 압축기 흡입측에 부가하는 방법을 제안하였으며 본 연구에서도 이 방법을 따랐다.

$$Leq = 8.6 d + L_I \quad (4)$$

여기서  $d$ 는 압축기 임펄러의 직경이며,  $L_I$ 는 압축기 중심과 압축기 출구 사이의 거리이다.

Fig. 12는 배기 매니폴드 연결부를 지나 터빈 입구 이전의 배기관(Fig. 11의 4번 관) 내의 압력 변화를 도시한 것이다. 압력파의 변화 양상은 기관회전속도에 따라 변화하지만 동일한 회전속도에서는 흡기관 압력에 따라서 파형의 큰 변화는 보이지 않는다. 실험에서의 이러한 변화 경향이 계산에 잘 반영되고 있다. 전반적으로 대부분의 운전조건에서 약간 낮게 예측되고 있는 바 이는 앞서 설명한 바와 같이 압력을 채취한 위치가 매니폴드 연결부와 가까워 정압-완전혼합 모델의 사용에 따른 오차가 직접적으로 반영되기 때문이다. 자연흡기식 기관의 경우인 Fig. 9의 동일한 운전조건과 비교해보면 두 기관의 배기관 압력 변화의 채취 위치가 동일함에도 불구하고 압력파의 변화 양상은 완전히

다르다는 것을 알 수 있다.

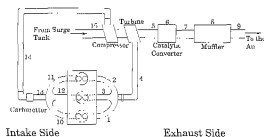
이는 자연흡기식 기관의 경우 매니폴드 연결부 하류에 축대변환기가 바로 연결되어 있으나, 터보과급 기관의 경우는 하류에 터빈을 장착하고 있으므로 터빈에서 반사되는 압력파의 유입에 의하여 두 경우의 파형이 완전히 달라지는 것을 알 수 있다. 실험에서 나타난 이러한 경향은 계산값에 그대로 반영되고 있으며 따라서 본 연구에 사용된 경계 해석 모델들은 유동계가 달라지는 효과들 잘 반영하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 동일 운전조건에서 흡기관(Fig. 11의 10번 관) 내의 압력변화를 도시한 것으로, 터보과급에 따른 흡기관 내의 압력변화 양상을 잘 반영하고 있으며 자연흡기식 기관에서와 마찬가지로 실험값과 예측값이 잘 일치하고 있다. 따라서 관내의 유동해석을 위하여 사용한 특성곡선법과 경계해석에 사용된 각종 모델들이 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 흡·배기 계통에서의 유동 현상을 잘 예측하고 있다고 판단된다.

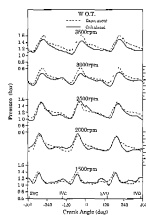
## 5. 결 론

4사이클 스크롤 절화기관을 대상으로 특성곡선법을 사용하여 흡·배기 계통에서의 유동을 계산하는 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 이를 통하여 흡·배기 계통에서의 압력 변화를 예측하였다. 적용된 모델의 적합성과 예측의 정확성을 검토하기 위하여 다중 연료분사식 기관, 기화기식 자연흡기 기관 및 터보과급 기관 등을 대상으로 실험을 수행하고 이를 예측값과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

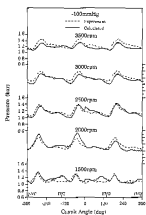
- 1) 흡·배기 계통의 여러 위치에서의 압력변화의 예측값은 실험값과 잘 일치하고 있으며 흡·배기 계통의 형상의 변화 및 터보과급의 효과도 잘 반영하고 있다. 따라서 특성곡선법과 경계해석에 사용된 모델들은 흡·배기 계통에서의 유동 특성을 잘 예측하고 있는 것으로 판단된다.
- 2) 플레넘 챔버에서의 유동 해석을 위하여 정압-완전혼합 모델과 정적모델을 각각 적용하여 비교 검토한 결과, 두 모델 모두 플레넘 챔버의 효과를 잘 나타내고 있으나 정적모델의 적용이



Intake Side Exhaust Side  
Fig. 11 Modeling of Turbocharged Engine

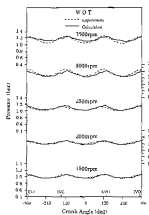


(a) W.O.T.

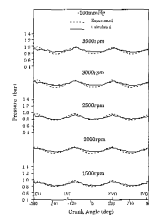


(b) -100 mmHg

Fig. 12 The Variation of Exhaust Pipe Pressure with Engine Speed (Stoichiometric, TC)



(a) W.O.T.



(b) -100 mmHg

Fig. 13 The Variation of Intake Pipe Pressure with Engine Speed (Stoichiometric, TC)

보다 넓은 운전조건에 대하여 보다 정확한 예측 결과를 제공하며 프로그램의 확장성의 측면에서도 정적모델의 사용이 바람직할 것으로 판단된다.

3) 매니폴드 연결부의 해석에 정압-완전혼합 모델을 이용함으로써 매니폴드 연결부들 지난후의 압력은 실제보다 약간 낮게 계산되고 있다.

그러나 프로그램의 확장성을 고려할 때에는 별도의 프로그래밍과 실험 상수가 필요한 압력손실 모델보다는 정압-완전혼합 모델의 사용이 더 바람직할 것으로 생각된다.

### 참 고 문 헌

- 1) R.S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine", vol. 1, pp.424~457, 479~570, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- 2) R.S.Benson, W.J.D.Annand, P.C.Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S.I. Engine", Int. J. Mech.Sci., vol.17(2), pp.97~124, 1975.
- 3) R.S. Benson and N.D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Combined. Ed., pp.75~88, 163~165, Pergamon Press Oxford, 1979.

- 4) J.H. Horlock, D.E. Winterbone, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines", vol. 2, pp.829~842, 1012~1014, Clarendon Press, Oxford, 1986.
- 5) 윤진식, "4기종4사이클터보급 가솔린 기관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, pp.8~18, 78~79, 1988.
- 6) 유병철, 최영준, 이병래, 윤진식, "4기종 4사이클 스파크 점화 기관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구", 자동차공학회지 10(4), pp.39~56, 1988.
- 7) R.S. Benson, "Steady and Non-Steady Flow through an I.C. Engine Inlet Valve with Heat Transfer", Int. J. Mech. Sci., vol. 19, pp.673~692, 1977.
- 8) H. Daneshyar, "Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder", Int. J. Mech. Sci., vol. 10, pp.711~722, 1968.9) R.S. Benson, P.C. Baruah, Ir.R. Sierens, "Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburettor", Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 188, pp.537~548, 1974.
- 10) H.Daneshyar and R.D. Pearson, "Unsteady Flow through a Four Way Branch in the Exhaust System of a Multi-Cylinder Engine", J. Mech. Engrng. Sci., vol 13, No.4, 1971.
- 11) R.S. Benson, R.D. Garg, W.A. Wood., "Unsteady Flow in Pipe with Gradual or Sudden Area Changes", Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 178, pt. 3I(iii), pp.1~23, 1963.
- 12) M.Takizawa, T.Uno, T.Oue, T.Yura, "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-cylinder Internal Combustion Engine", SAE 820410, 1982.

## 저 자 소 개



### 윤진식(尹健植)

1960년 8월생. 1982년 고려대학교 기계공학과 졸업(학사). 1984년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1988년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 현 창원대학교 기계공학과 부교수.



### 우석근(禹碩根)

1949년 7월생. 1972년 서울대학교 기계공학과 졸업(학사). 1995년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사) 현 (주) STX 컴퓨터이사.



### 서문진(徐汶辰)

1969년 8월생. 1995년 창원대학교 기계공학과 졸업(학사). 1997년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(학사) 현 창원대학교 대학원 박사과정.



### 신승환(辛承煥)

1972년 8월생. 1998년 경원대학교 기계공학과 졸업(학사). 2001년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 현 (주) STX 근무.