BOOST를 이용한 가솔린 기관 흡·배기 계통의 시뮬레이션에 관한 연구

이 대 권¹⁾ · 윤 건 식^{*2)} · 류 순 필³⁾ · 우 석 근⁴⁾ · 성 활 경²⁾

SJH(주)¹⁾ · 창원대학교 조선해양공학과²⁾ · 창원대학교 대학원 전기공학과³⁾ · (주)GPC⁴⁾

Study on the Simulation of the Intake and Exhaust Systems of a Gasoline Engine Using BOOST

Dae-Kwon Lee¹⁾ · Keon-Sik Yoon^{*2)} · Soon-Pil Ryu³⁾ · Seok-Keun Woo⁴⁾ · Hwal-Gyeong Seong²⁾

¹⁾Shinjin Heavy Industries Co. Ltd., 648-5 Gadong-ri, Hanlim-myeon, Gyeongnam 621-871, Korea

²⁾Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Changwon National University, Gyeongnam 641-773, Korea

³⁾Electrical Engineering, Graduate School, Changwon National University, Gyeongnam 641-773, Korea

⁴⁾GPC Co. Ltd., 794 Jinyoung, Gimhae-si, Gyeongnam 621-807, Korea

(Received 20 December 2011 / Revised 10 August 2012 / Accepted 25 November 2012)

Abstract : This paper presents the simulation of the multi-cylinder 4-stroke cycle spark-ignition engine using a commercial simulation tool, AVL BOOST. Various models were examined to select the appropriate models that would best serve to analyze the main components of the intake and exhaust systems-the plenum chamber, the muffler and the exhaust manifold branch junction. For the plenum chamber and the muffler, the tank model and the pipe model were tested. In order to analyze the exhaust manifold branch junction, a complicated model which reflects the actual shape and involves pressure drops was compared to a simplified one. The results show that both the tank model and the pipe model are applicable with satisfying accuracies for the plenum chamber and the muffler. However, the tank model is more desirable in regards to convenience in modeling and efficiency in calculation. Though both the complicated model and the simplified model show satisfying accuracies for the exhaust manifold branch junction, the simplified model is recommended in regards to convenience in modeling and efficiency in calculation.

Key words : Gasoline engine(가솔린 기관), Simulation(시뮬레이션), BOOST(부스트), Intake and exhaust systems (흡·배기 계통)

Nomenclature

A	: area	x	: distance
E	: energy	ρ	: density
F_R	: wall frictional force	λ_f	: wall friction coefficient
p	: pressure		
q_w	: heat transfer to wall per unit mass		
t	: time		
u	: gas velocity		
V	: volume		

1. 서 론

내연기관의 흡배기 계통에 대한 유동 해석은 Benson 등^{1,2)}에 의해 특성곡선법(Method of Characteristics)이 개발된 이래 전산유체역학의 발전에 따라 유한차분법³⁾과 유한체적법⁴⁾ 등이 적용되어 왔다. 이들 기법을 적용하여 개발된 대표적인 상용 성능 해석 소프트웨어로서는 Ricardo사의 WAVE와 Gamma-

*Corresponding author, E-mail: ice95@changwon.ac.kr

Technologies사의 GT-POWER, AVL사의 BOOST 등이 있다. 산업 현장에서 많이 사용되는 이들 상용 소프트웨어들은 기관을 구성하는 각 요소들에 대하여 여러 가지 방법을 사용하여 해석할 수 있는 가능성이 있다. 대상 기관에 대한 효과적인 시뮬레이션을 위해서는 기관을 구성하는 주요 요소들에서의 열·유체역학적인 현상을 적절히 모델링하는 방법에 대한 검토가 요구된다.

본 연구에서는 상용 성능 해석 도구인 AVL사의 BOOST를 이용하여 4행정 사이클 스파크 점화기관의 흡·배기 계통을 구성하는 각 요소들에 대하여 여러 가지 모델링 방법을 적용하여 가장 적합한 조합의 모델들을 도출하고자 하였다. 이 과정에서 연소 모델의 선택이 계산 결과에 미치는 영향을 최소화하기 위해서 실린더 내의 압력 변화를 실험값으로 고정된 상태에서 시뮬레이션을 시행하였다.

모델링의 대상 요소로서 흡·배기 계통의 주요 구성 요소인 플레넘 체임버, 배기 매니폴드의 분기점 및 소음기를 대상으로 하였다. 플레넘 체임버의 해석을 위해서는 플레넘 체임버를 관으로 해석하는 경우와 일정 체적을 갖는 탱크로 간주하는 두 경우에 대하여 비교 검토 하였다. 배기 매니폴드의 해석에 있어서는 매니폴드의 실제 형상을 그대로 반영하고 압력강하를 고려하는 경우와 이를 단순화한 경우에 대하여 비교하였다. 소음기의 해석은 플레넘 체임버와 마찬가지로 소음기를 관으로 간주하는 경우와 탱크로 간주하는 두 경우에 대하여 시뮬레이션을 시행하고 예측의 정확성과 모델링의 편의성 관점에서 각 경우를 비교 검토하여 각 요소에 대한 적절한 모델링 기법을 제시하였다.

2. 모델링 방법

Fig. 1은 대상 기관인 3기통 4사이클 MPI 가솔린 기관을 단순화하여 나타낸 것이다. 이 기관에 대한 해석을 위해서는 실린더내의 과정에 대한 해석과 함께, 실린더 밖에서의 과정, 즉 흡·배기 계통에서의 과정에 대한 해석이 이루어져야 한다.

흡·배기 계통에서의 해석은 크게 관내에서의 유동 해석과 각 경계점에서의 해석으로 이루어진다. BOOST는 관내에서의 유동을 1차원 비정상 압축성

Fig. 1 Schematic diagram of test engine

유동으로 간주하고 이를 유한체적법을 이용하여 해석한다. 1차원 비정상 압축성 유동에 관한 기본 방정식들은 다음과 같이 나타낸다.⁵⁾

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} - \rho \cdot u \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \quad (1)$$

운동방정식 :

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho \cdot u^2 + p)}{\partial x} - \rho \cdot u^2 \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{F_R}{V} \quad (2)$$

에너지방정식 :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = - \frac{\partial[u \cdot (E+p)]}{\partial x} - u \cdot (E+p) \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} + \frac{q_w}{V} \quad (3)$$

여기서 벽면 마찰력은 벽면 마찰계수 λ_f 를 이용하여 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{F_R}{V} = \frac{\lambda_f}{2 \cdot D_p} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (4)$$

Fig. 1에 나타난 바와 같이 주요 경계점은 대기와 접한 경계(Open Ends), 스로틀 바디(Throttle Body), 플레넘 체임버, 매니폴드 분기점(Manifold Junction), 밸브 및 소음기 등이다. 이 중 플레넘 체임버와 배기 매니폴드 분기점 및 소음기에 대해서는 그 해석을 위해서 각각 다양한 선택이 가능하다. 본 연구에서는 이들 세 경계점 각각에 대해서 적용이 가능한 대표적인 두 가지 모델들을 적용하여 계산의 정확성과 모델링의 편의성 관점에서 비교 검토하였다.

2.1 플레넘 체임버의 모델링

실린더내로 유입하는 동작유체는 일단 일정한 체적을 가진 플레넘 체임버에 저장된 후 각 흡기 러너로 유입되는데 여기서 흡기 계통의 관내 압력의 영향이 제거된다. 플레넘 체임버의 적용 목적을 고려하여 모델링할 때 플레넘 체임버를 일정 체적을 갖는 탱크로 간주하고 여기에 여러 개의 관들이 부착되는 형태로 간주하는 탱크 모델(Tank Model)을 우선적으로 생각할 수 있다.⁶⁾ 한편 플레넘 체임버의 체적이 그리 크지 않고 그 형태가 비교적 큰 직경을 갖는 관의 형상임을 고려할 때 플레넘 체임버를 하나의 관으로 간주하는 관 모델(Pipe Model)을 적용할 수도 있다.

Fig. 2는 플레넘 체임버를 탱크로 간주한 경우와 관으로 간주한 각각의 경우를 도시하고 있다.

Fig. 2 Plenum chamber modeling

플레넘 체임버를 탱크 모델로 처리할 경우 Fig. 2(a)와 같이 경계점은 탱크 하나가 되며 이 경우 관 유동 해석은 탱크에 연결된 4개의 관에 대해 시행하므로 모델링이 간편하고, 상대적으로 계산시간이 줄어든다. 반면 Fig. 2(b)와 같이 관들의 집합으로 처리할 경우 경계점은 체임버 입구의 면적이 급격하게 변화하는 경계점(경계점 S)과 각 관의 분기점 3개(경계점 B) 및 관의 말단 부분(경계점 SB) 등 총 4개의 경계점이 나타내며 관의 개수는 8개로 늘어난다. 따라서 모델링이 복잡하고 계산시간이 증가하게 된다. 그러나 플레넘 체임버내에서 압력과의 전파가 현저할 경우 이를 고려할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서는 두 가지 모델 모두를 검토하였다. 플레넘 체임버를 관으로 처리할 경우를 P 모델, 탱크로 처리할 경우를 T 모델로 약칭한다.

2.2 배기 매니폴드 분기점의 모델링

배기 매니폴드는 여러 개의 배기관이 만나서 하

나의 관으로 합쳐 분기점(Junction)을 이루고 있다. 이에 대한 모델링 방법은 크게 2가지로 구분 되는데 정압모델(Constant Pressure Model)과 압력 강하 모델(Pressure Drop Model : BOOST에서는 Refined Junction Model로 부름)이 있다.⁵⁾ 정압모델은 연결부에 연결된 모든 관들의 압력이 동일하다고 가정한다. 분기점에 연결된 각 관들의 끝의 경계에서는 분기점으로 유입하는 방향으로의 유동과, 반대로 분기점에서 유출하는 방향의 두 가지 가능성을 가지고 있다. 따라서 n 개의 관이 분기점에 연결되어 있을 경우 2^n 개의 유동 형태가 존재한다. 분기점에 연결된 관들은 각 관들의 유동 방향과 관들의 사잇각 등 관들이 연결된 형태에 따라 각기 다른 정도의 압력강하를 겪게 되며 이는 압력강하계수로 나타낼 수 있다. BOOST는 연결된 관이 3개 이하인 경우에 대해서는 각 관들의 연결점에서 가능한 모든 유동방향을 고려하고 각 경우에 따라 압력강하계수를 달리 설정해주는 압력강하모델을 제공하고 있다. 이 모델은 실제의 유동현상을 반영할 가능성은 높지만 가능한 모든 유동방향에 대한 압력강하계수의 자료가 있어야 한다는 문제점이 있다.

본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 매니폴드 형상은 Fig. 3(a)와 같이 먼저 두 개의 관이 하나로 합쳐지고 합쳐진 관은 다른 관과 만나 또 하나의 분기점을 형성한다. 따라서 Fig. 3(b)와 같이 5개의 관이 두 개의 분기점을 갖는 것으로 모델링하는 것이 가장 실제와 가깝다.

그러나 Fig. 3(b)의 3번 관의 경우 그 길이가 12mm로서 대단히 짧게 되므로 유한체적법을 이용한 수치해석에 있어 최소의 계산 단위인 Cell의 크기가 이 길이 보다 작게 설정해 주어야 한다. 본 연구에서는 수치 계산의 안정성을 위하여 CFL 안정조건(Courant-Fridrich-Lewy Stability Criterion)²⁾에 의하여 계산 시간 간격을 설정하고 있다. 한 Cell의 크기가 작아지면 CFL 안정 조건에 의하여 계산 시간 간격도 줄어들게 되며 그 결과 전체적인 계산 시간은 급격히 늘어나게 된다.

이에 대한 대안으로서 Fig. 3(c)와 같이 3개의 관이 하나의 분기점을 형성하는 것으로 간주하면 이와 같은 문제가 해소될 수 있으나 실제의 형상과는

Fig. 3 Exhaust manifold modeling

다소 차이를 보이게 된다. 본 연구에서는 배기 매니폴드 분기점의 해석에 있어서 5개의 관이 2개의 분기점을 이루는 모델(Y model)과 4개의 관이 하나의 분기점을 이루는 모델(Y model)의 두 경우에 대하여 시뮬레이션을 시행하였다. YY 모델은 3개의 관이 하나의 Junction을 형성하므로 압력 강하 모델의 적용이 가능하다. 4개의 관이 Junction을 이루는 Y 모델의 경우는 3개의 관으로 제한되는 압력 강하 모델을 적용할 수 없으므로 임의의 개수의 관에 대한 해석이 가능한 정압 모델을 적용한다.

2.3 소음기의 모델링

소음기는 일정한 체적을 가진 통 안에 배기관과 칸막이(Baffle)가 복잡하게 배치되어 있다. 또한 소음기 내로 확장되어 있는 배기관은 관 표면이 천공되어 있고 여러 개의 칸으로 분리되어 있어 배출되는 배기가스가 복잡한 유로를 통과하는 구조로 설계되어 있다. 소음기를 해석하는 방법의 하나로서 소음기를 하나의 관으로 생각하고, 소음기 전후에서 배기관과 연결되는 부분을 유동방향에 따라 급격 확대관과 급격 축소관을 형성하는 것으로 간주할 수 있다. 이 때 소음기 내의 다공관과 칸막이의 존재는 무시한다. 한편, 소음기를 하나의 관으로 간주하는 대신에 이를 일정한 체적을 갖는 탱크로 모델링할 수도 있다.

소음기도 플레넘 체임버와 동일하게 관으로 모델링하였을 때를 P 모델로 부르고 일정한 체적을 갖는 탱크로 모델링한 경우는 T 모델로 약칭한다.

2.4 기관 전체의 모델링

기관의 성능 해석을 위해서는 흡·배기 계통에서의 해석과 함께 연소 과정을 포함한 실린더 내에서의 과정에 대한 해석이 이루어져야 한다. BOOST는

실린더 내 과정의 해석을 위해 다양한 연소모델을 제시하고 있다. 본 연구에서는 1차적으로 흡·배기 계통에 대한 모델링이 목적이므로 연소모델의 차이가 미치는 영향을 최소로 하기 위해서 실린더 내 압력변화를 별도로 예측하지 않고 실험에서 주어진 실린더 압력 변화를 적용하는 Target Pressure Curve Model을 적용 하였다. 실린더 압력 변화를 실험값으로 고정할 경우에도 흡기 및 배기 계통에 대한 모델링이 달라지면 실린더내로 유출입하는 가스의 질량과 온도 등 압력을 제외한 상태량들의 변화 양상은 달라진다. 따라서 Target Pressure Curve Model을 적용한 경우에도 흡기 계통에 대한 모델링이 변화할 경우 배기 계통의 압력 변화에 미치는 영향 및 그 반대의 경우에 대한 검토가 필요하다.

플레넘 체임버와 배기 매니폴드 및 소음기에 대한 해석모델에 따라 P-Y-P, P-Y-T, T-Y-P, T-Y-T, P-YY-P, P-YY-T, T-YY-P, T-YY-T의 8가지 조합을 통해 각각의 경우를 비교 분석하였다.

Fig. 4는 연구에서 해석 대상으로 삼은 소형 가솔린 기관의 실제 기관 형상을 바탕으로 BOOST를 이용하여 모델링한 8개의 형상 중 대표적인 2개의 형상을 나타내고 있다.

Fig. 4(a)는 가장 복잡한 경우로서 플레넘 체임버를 관으로, 배기 매니폴드는 2개의 3-way Branch로, 그리고 소음기를 관으로 모델링한 것으로서 결과적으로 대상 기관의 흡·배기 계통은 총24개의 관으로 구성되게 된다. Fig. 4(b)는 가장 단순하게 모델링되는 예로서 플레넘 체임버와 소음기를 탱크로, 그리고 배기 매니폴드는 한 개의 4-way Branch로 모델링한 것으로서 관의 개수는 총16개로 현저히 줄어들고 경계점의 숫자도 앞서의 경우에 비해 5개가 줄어들게 된다.

3. 해석 결과

본 연구에서는 가솔린 기관의 시뮬레이션을 위하여 기관 주요 요소들의 해석에 적용한 모델들의 적합성을 검토하기 위해 동일한 기관을 대상으로 한 저자들의 이전의 실험에서 나타난 결과와 비교 검토하였다.⁷⁻⁹⁾ 통상적인 운전 영역과 비슷한 흡기관 압력 -100mmHg인 조건에서 기관 회전속도를 1500rpm

(a) P-YY-P combination

(b) T-Y-T combination

Fig. 4 Modeling configuration of test engine

에서부터 4000rpm까지 변화시키면서 실린더와 흡·배기관의 주요 지점에서의 압력 변화 및 신기의 질량유량 등을 실험값과 비교하여 예측의 정확성을 검토하였다. 실험값으로 사용된 크랭크 각에 따른 실린더 내의 압력 변화는 압전형 압력변환기(Piezoelectric Pressure Transducer)를 사용하여 측정하였으며 흡기 및 배기 계통 주요 지점에서의 압력은 절대압력의 변화를 보다 정확히 검출할 수 있는 압저한

형 압력변환기(Piezo-resistive Pressure Transducer)를 이용하여 측정한 결과이다.⁷⁾

3.1 플레넘 চে임버의 모델링에 따른 해석 결과의 비교

플레넘 체임버에 적합한 해석 모델링을 도출하기 위하여 앞서 설명한 바와 같이 플레넘 체임버를 관으로 간주한 경우(P 모델)와 일정 체적을 갖는 탱크

로 모델링한 경우(T 모델)를 검토하였다. 이 경우 배기 계통 모델링이 예측 결과에 영향을 줄 수 있으므로 배기 매니폴드를 두 가지로 모델링한 경우와 소음기를 역시 두 가지로 모델링한 각각에 대하여 모든 경우를 고려하여 플레넘 체임버 모델링의 영향을 검토하였다.

Fig. 5는 흡기관 압력 -100mmHg인 조건에서 기관 회전속도를 1500rpm과 4000rpm인 조건에서 플레넘 체임버에 P 모델과 T 모델 각각을 적용한 경우의 흡·배기 계통의 압력변화를 나타내고 있다.

이때 배기 매니폴드 분기관에 대해서는 Y 모델을, 소음기는 P 모델을 적용하였다. 플레넘 체임버에서의 압력 변화는 체임버의 중앙 위치 한 곳에서 측정하였다. 체임버를 탱크로 모델링한 경우는 체임버 자체가 경계점으로서 여기에서 계산된 압력을 실험값과 비교하였다. 한편 체임버를 관으로 간주하여 계산한 경우는 압력 측정 위치와 동일한 지점에서 계산된 압력 변화를 실험값과 비교하였다. Fig. 5에 나타난 바와 같이 플레넘 체임버를 탱크로 모델링한 경우와 관으로 모델링한 경우가 거의 차이를 보이지 않고 있다. 다만, 4000rpm의 경우 흡기 매니폴드 상에서 아주 작으나 위상의 차이를 보이고 있으며, 탱크로 모델링한 경우가 근소하게 더 유리한 것으로 보이나 그 차이는 그리 크지 않다.

Fig. 6은 각 모델에 대하여 계산된 신기 질량유량을 실험값과 비교하여 도시한 것으로 고속영역에서는 탱크로 모델링한 경우와 관으로 모델링한 경우가 5% 내외의 차이로서 탱크로 모델링한 경우가 실험값에 더 근접함을 알 수 있다.

이상의 성향은 배기 모델링을 Y-T 모델로 한 경우와 YY-P 모델로 한 경우 및 YY-T 모델로 한 경우 모두에 대해서 동일한 양상을 나타내고 있다. 흡기 계통과 배기 계통은 실린더에 의하여 서로 연결되어 있으므로 배기 계통 모델링의 차이에 의한 해석 결과의 차이가 흡기 계통의 해석에 영향을 미칠 수 있는 가능성을 완전히 배제할 수 없다. 그러나 본 연구에서와 같이 실린더 압력 변화를 실험값으로 고정시킨 경우는 배기 계통에 대한 모델링의 변화에 따라 질량 등, 압력이외의 실린더 상태량은 근소하게나마 변화하게 되고 이것이 흡기 계통 모델링에 따

Fig. 5 The effect of the plenum chamber modeling on the pressure variations (Exhaust manifold-Y model, muffler-P model)

Fig. 6 The effect of the plenum chamber modeling on the air delivery (Exhaust manifold-Y model, muffler-P model)

른 변화 경향 해석에 장애가 될 수 있는 가능성이 이론적으로는 존재하나 이상에서 나타난 바와 같이 그 영향은 거의 없는 것으로 나타나고 있다. 따라서 실린더 압력 변화를 주어진 값으로 고정하고 해석할 경우 흡기 및 배기 계통에서의 모델링의 검토에 있어 각 계통에서의 모델링의 차이가 서로 영향을 미치지 않고 각각 독립적으로 시행할 수 있음을 확인할 수 있다.

3.2 배기 매니폴드의 모델링에 따른 해석 결과의 비교

배기 계통에서의 모델링을 검토하는 경우에는 플레넘 체임버를 탱크 모델로 고정하고, 소음기를 관으로 모델링한 경우(P모델)와 탱크로 모델링한 경우(T모델) 각각에 대해서 분기관을 Y 모델과 YY 모델로 하여 배기 매니폴드 모델링에 따른 예측의 정확성을 검토하였다.

Fig. 7은 배기 매니폴드 분기관에 Y 모델을 적용한 경우와 YY 모델을 적용한 경우를 비교하여 나타

Fig. 7 The effect of the exhaust manifold modeling on the pressure variations (Plenum chamber-T model, muffler- P model)

내고 있다. 이 때 소음기는 관으로 간주하였다(P 모델). 배기 매니폴드의 분기관에 Y 모델과 YY 모델을 적용한 경우 모두 배기계통에서의 전반적인 압력변화의 양상은 두 모델 모두 거의 동일하나 YY 모델의 경우는 실험보다 압력변화의 양상이 매끄럽지 않게 나타나는 것을 관찰할 수 있다.

YY모델의 경우 매 시간 단계에서 매니폴드 분기점에 연결된 각 관에서의 유동 방향을 결정하고 유동방향에 따라 서로 다른 방정식과 압력강하계수를 사용하여 계산한다. 소프트웨어에서는 분기점에서의 유동형태와 각 관들이 연결되는 각도 등에 따라 서로 다른 압력강하계수를 데이터베이스로 제공하고 있다. 그러나 실제 대상 기관의 형상 조건을 완전히 반영하는 것이 아니므로 실제의 경우와 차이가 날 수 있고, 또 수치 해석의 대상이 되는 방정식이 많아지면서 경우에 따라 수치 계산상의 수렴이 완전하지 않은 것이 한 원인으로 생각된다.

Fig. 8 The effect of the exhaust manifold on the air delivery (Plenum chamber-T model, muffler-P model)

Fig. 8은 플레넘 체임버를 탱크 모델로 고정하고 소음기를 관으로 모델링한 경우 배기 매니폴드 모델링에 따른 신기 질량유량의 계산값을 실험값과 비교하여 도시한 것으로서 배기 매니폴드의 분기관의 모델링의 차이가 신기 질량유량의 예측에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 나타나고 있다.

이 성향은 소음기를 T 모델로 한 경우에도 동일하게 나타나고 있다.

여러 가지 조건에서 배기 매니폴드에 대하여 Y 모델과 YY 모델을 비교한 결과 배기 매니폴드 실제의 형상에 보다 가깝게 모델링하고 압력 강하 모델을 사용한 YY 모델을 적용하는 것 보다 오히려 형상을 단순화하고 정압모델로 계산하는 Y 모델이 모델링의 편의와 계산의 효율성을 고려할 때 보다 더 유리한 것을 알 수 있다.

3.3 소음기의 모델링에 따른 해석 결과의 비교

플레넘 체임버와 배기 매니폴드의 모델을 앞서 정해진 바와 같이 플레넘 체임버는 탱크모델로, 배기 매니폴드는 Y 모델을 적용한 상태에서 소음기를 관으로 간주한 경우와 탱크로 간주한 경우를 비교하였다. Fig. 9는 그 결과를 나타내고 있다.

Fig. 9에 나타난 바와 같이 두 모델 모두 실험결과와 비슷한 성향을 보이고 있으나 소음기를 관으로 해석한 경우 4000rpm의 조건에서 배기 매니폴드상의 압력과 촉매 변환기 입·출구의 압력에서 요동이 관찰되고 있다. 이는 3500rpm의 경우에서도 마찬가지였다. 소음기를 관으로 모델링한 경우는 소음기의 입구와 출구 부분에서 유동 방향에 따라 급격 확대관과 급격 축소관을 형성하는데 이 과정의 계산에서 수치해석 상의 수렴이 원활하지 못하여 압력의 요동이 발생 하는 것으로 판단된다.

Fig. 10은 신기 질량을 나타내고 있으며 그림에 나타난 바와 같이 두 모델 모두 비슷한 정확도를 보이고 있다.

이상의 결과에서 소음기를 관으로 간주하는 경우와 탱크로 처리하는 경우 모두 비슷한 양상으로 예측하고 있는 것을 알 수 있다. 이 경우 모델링의 편의성과 계산의 효율성의 관점에서 소음기를 탱크로 모델링하는 것이 보다 유리한 것으로 판단된다.

(a) 2500rpm

(b) 4000rpm

Fig. 9 The effect of the muffler modeling on the pressure variations (Plenum chamber-T model, exhaust manifold-Y model)

Fig. 10 The effect of the muffler modeling on the air delivery (Plenum chamber-T model, exhaust manifold-Y model)

4. 결 론

MPI 방식의 가솔린 기관을 대상으로 플레넘 চে임버와 배기 매니폴드 및 소음기에 대하여 가능한 여러 모델을 적용하여 주요 도시성능을 상용 성능 해석 프로그램인 BOOST를 이용하여 계산하고 이를 실험값과 비교 검토한 결과 대상 기관에 대해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 플레넘 চে임버의 모델링에 있어서는 탱크 모델과 관 모델의 두 가지의 모델링이 가능하지만 탱크 모델이 모델링의 편의성과 신기 질량유량의 비교에서도 조금 더 유리한 결과를 보였다.
- 2) 배기 매니폴드에서는 실제의 형상을 그대로 반영하고 압력 강하를 고려한 모델을 사용할 경우와 이를 단순화하여 계산한 경우가 비슷한 정확도를 보이고 있다. 따라서 비슷한 정확도로써 보

다 간편하게 모델링할 수 있는 단순 모델이 적절한 것으로 판단된다.

- 3) 소음기를 관으로 처리할 경우와 소음기를 일정한 체적을 갖는 탱크로 모델링하는 두 경우 모두 유사한 정확도를 보이고 있다. 따라서 모델링의 편의성의 관점에서 소음기를 탱크로 모델링하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2011~2012년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

References

- 1) R. S. Benson, W. J. D. Annand and 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, No.2, pp.97-124, 1975.
- 2) R. S. Benson, The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine, Clarendon Press, Oxford, Vol.1, pp.424-457, 1982.
- 3) A. Lakshminarayanan, P. A. Janakiraman, M. K. G. Babu and B. S. Murthy, "Prediction of Gas Exchange Process in a Single Cylinder Internal Combustion Engine," SAE 790359, 1979.
- 4) A. Harten, B. Engquist, S. Osher and S. R. Chakravarthy, "Uniformly High Order Accurate Essentially Non-oscillatory Schemes III," Journal of Computational Physics, Vol.71, No.2, pp.231-303, 1987.
- 5) AVL, BOOST Version 5.0 User Guide, pp.4-26, 29-33, 64-83, 2006.
- 6) K. S. Yoon and M. J. Seo, "An Analytical and Experimental Study on the Improvement of Performances of a Gasoline Engine of the Light Passenger Car (Second Paper)," Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, pp.62-74, 2001.
- 7) S. K. Woo, "A Study on the Simulation of the 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engine," Ph. D. Dissertation, Changwon National University, Gyeongnam, 2001.
- 8) K. S. Yoon, S. K. Woo, M. J. Seo and S. H. Shin, "Study on the Simulation of the 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engines (First Paper)," Journal of the Korea Society of Marine Engineers, Vol.25, No.6, pp.1260-1271, 2001.
- 9) K. S. Yoon, Y. H. Yoon, S. K. Woo, S. H. Shin and M. J. Seo, "Study on the Simulation of the 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engines (Second Paper)," Journal of the Korea Society of Marine Engineers, Vol.27, No.2, pp.246-259, 2003.