

< 논 문 >

# 디젤 엔진소음 (II): 수치해석을 이용한 연소소음 저감

## Diesel Combustion Noise Reduction based on the Numerical Simulation

강 종 민\* · 안 기 환\* · 조 우 흠\*\* · 권 몽 주\*\*

Jongmin Kang, Kihwan Ahn, Wooheum Cho and Mongjoo Kwon

(1997년 3월 11일 접수 ; 1997년 9월 18일 심사완료)

**Key Words** : Diesel Engine(디젤엔진), Combustion Noise(연소기인소음), WAVE, Injection Pressure Profile(분사압력프로파일), Injection Rate Profile(분사율 곡선 프로파일), Injection Timing(분사시기)

### ABSTRACT

Combustion oriented noise is a part of engine noise, which is mainly determined by the in-cylinder pressure profile and the structure attenuation of an engine. A numerical model for predicting the in-cylinder pressure profile and the resultant combustion noise is developed by the use of a commercial code. The model is experimentally validated and updated based on the performance as well as the noise by considering the fuel injection timing, the fuel injection rate, Cetane number, intake temperature, and compression ratio. For providing a design guide of a fuel injector for a low combustion noise engine model, the optimal parameters of injection pressure profile, injection rate profile, and injection timing are determined, which gives the 5 dBA noise reduction.

### 1. 서 론

주로 디젤 엔진을 사용하는 상용차에 대한 가속 주행 소음의 규제가 강화됨에 따라서 흡차음재 사용과 같은 기법으로 차량의 소음을 줄이는데는 한계가 있으며, 보다 근본적인 해결책으로 저소음 엔진을 개발하는것이 필연적이다. 본 연구는 저소음 엔진을 개발하는데 있어서 엔진의 프로토타입 수를 최소화하고 시험의 횟수를 줄여 연소기인 소음을 효과적으로 저감하기 위한 CAE 시뮬레이션에 기반한 수치적 기법을 제시하는데 그 목적이 있다. 이를 위하여 실제 작동하는 기존 엔진에 대하여 실험적으로 검증된 수치모델을 개발하고, 설계 변경이 가능한 각종 설계 변수의 연구를 통하여 최적의 저소음 엔

진 사양을 추출해야 한다. 본 연구에서 사용한 시뮬레이션 코드는 리카르도(Ricardo)사가 엔진 및 흡배기계 소음의 개념 설계 및 연소실 내부의 전산 유체역학 해석의 초기 입력 자료를 예측하기 위해 개발한 WAVE라는 상용 프로그램이다<sup>(1,2)</sup>.

소측면에서 디젤 엔진과 가솔린 엔진을 비교할 때 엔진 소음이 큰 이유는 다음과 같은 세가지 요인으로 설명할 수 있다. 첫째로, 디젤 엔진은 같은 마력을 내기 위해서는 가솔린 엔진보다 배기량이 더 커야한다. 왜냐하면, 디젤 엔진은 연소실내에서 가솔린 엔진보다 희박한 상태로 연소되기 때문에 체적 대비 마력이 가솔린보다 작다. 둘째로, 디젤 엔진은 가솔린 엔진의 예혼합 연소(premixed flame)와는 달리 높은 압축비에 의해 연료의 자발화 조건까지 온도와 압력을 증가시킨후 연료를 압축 행정 말기에 분사하여 스스로 타는 확산화염(diffusion flame)이 대부분이다. 따라서, 분사된 연료가 공기와 섞이는 시간,

\* 정희원, 삼성중공업(주) 중앙연구소

\*\* 삼성중공업(주) 중앙연구소

미립화(atomization) 및 자발화(self-ignition) 하기 위한 화학적, 물리적 변화에 필요한 시간 등이 존재한다. 즉, 점화 지연기간(ignition delay period)이 존재하는데 이 기간에 분사되어 연소가 지연된 연료가 한꺼번에 급격히 연소할 때 높은 연소 압력 증가율이 발생하며, 이로 인해 높은 연소 및 배기 소음이 발생하게 된다. 셋째로, 디젤 엔진은 가솔린 엔진과는 달리 항상 최대 회전 속도 및 전부하 조건에서 운전하는 시간이 많고, 이에 따라서 더 큰 소음이 발생하게 된다. 그러나, 동일한 전부하시에서 비교할 경우, 가솔린 엔진이 연소 특성상 더 조용하나 최대 마력이 나오는 회전 속도가 디젤보다 50~100% 높기 때문에 회전 속도의 영향을 고려하면 소음 수준은 큰 차이가 없다.

디젤 엔진의 연소 과정중에 발생하는 소음 연구의 기반은 1950년대 말부터 Austen과 Priede에 의해 세워졌으며,<sup>(3,4)</sup> 그 이후로 많은 연구가 진행되어 왔다. 연소 소음의 소음원은 내부 연소에 의해 발생한 가스의 힘에 의해 결정되는데, 연소실내 압력은 실린더 보어 사이즈, 연료 분사율, 점화 지연 등과 같은 인자에 많은 영향을 받게 되며, 이러한 인자들의 적절한 설계로 엔진 마력, 압력 상승률, 최고 실린더 압력, 연소기간 등을 제어할 수 있다. 위의 연소 압력에 영향을 미치는 인자중에서 착화 지연기간은 디젤 엔진의 치명적인 단점인 거친 연소 맥동과 소음에 가장 큰 관련이 있다. 점화 지연기간은 엔진의 온도, 오일 및 냉각수 온도, 대기 온도, 흡기온도 및 흡입 압력에 따라 그 값이 바뀌며, 세탄가 및 압축비, 분사 프로파일, 분사 시기, 연료와 공기의 혼합, 연소실의 형상, 기관 회전속도, 부하 등에도 많은 영향을 받는다<sup>(5)</sup>. 점화 지연기간에 대한 분사 시작점의 영향을 보면 보통 정상적인 조건에서 최적 점화지연은 분사 시작점이 BTDC (Before Top Dead Center) 10~15° 이며 이 시점보다 빨라지면 초기 공기의 온도와 압력이 낮게되어 착화 지연 기간이 늘어나게 되고, 이 시점보다 지연되면 초기 온도와 압력은 약간 증가하지만 지연이 진행될수록 착화 지연 기간이 감소하게 된다. 부하가 증가하면 잔류 가스 온도와 벽면 온도가 증가하여 착화 지연 기간은 선형적으로 감소하게 된다. 또한, 분사 연료량은 엔진 시동시를 제외하고는 착화 지연기간에 크게 영향을 미치지 않는다. 엔진 소음에 대한 기관 회전 속도의 영향을 회전속도의 증가에 따른 기율기 관점에서 비교해보면 가솔린은 약 54 dB/decade이고 간접 분사방식 디젤 엔진은 47 dB/decade, 터보차저 디젤 엔진은 20 dB/decade, 그리고 직접 분사식 디젤 엔진은 36 dB/decade이다. 위의 4가지 연소 방법중 전자의 2개

는 기계소음의 영향으로 약 3000 rpm에서 기율기가 상승하나 후자의 2개는 기율기가 일정하다<sup>(6)</sup>. 부하의 영향을 살펴보면 고속 소형 디젤 엔진이나 소형 가솔린 엔진의 경우 주로 기계적 소음에 영향을 주며, 자연 흡기식 직접 분사형태의 디젤기관의 경우 부하의 변화에 대한 소음의 영향은 약 4~6 dB 정도이다.

본 논문의 2장에서는 실제 엔진의 기하학적 및 운전 조건의 특성을 고려한 WAVE 수치 모델을 설정하여 분석한뒤, 성능에 영향을 미치는 여러 변수들로부터 얻은 실린더 내의 압력 프로파일과 같은 해석적 결과와 실험적으로 측정된 결과를 비교하여 수치 모델을 검증하였다. 이를 위해서 충전 효율(volumetric efficiency), 압력 손실 계수(pressure loss coefficient), 밸브 개방 프로파일(valve open profile) 등을 수정하였고, 실험적으로 검증된 WAVE 모델을 활용하여 주요 성능에 대한 시뮬레이션을 실시하여 모델의 타당성과 성능에 영향을 주는 인자를 살펴보았다. 3장에서는 연소 소음에 관련된 파라미터(parameter)에 대해서 정리를 하고 이것의 변경에 의한 소음의 영향을 살펴보고 최적의 파라미터를 추출하였다. 연소 소음을 최소화 하기위해 쉽게 제어가 가능한 분사 시기, 분사 압력, 분사율 곡선(injection rate profile) 등을 고려하여 그 영향을 분석하였고, 연소 소음 최소화를 위한 최적 파라미터를 추출하였다.

## 2. 수치 모델 확보

### 2.1 엔진 모델링

엔진 모델은 기본적으로 대기와 흡배기 시스템, 그리고, 실린더로 구성되어 있으며, 각 부분을 덕트(duct)와 이들을 접속시키는 연결체(junction)로 구성하여 하나의 엔진모델을 완성한다. 즉, 프로그램이 제공하는 여러 구성 요소(building blocks)를 이용하여 엔진 이외에 머플러같은 복잡한 요소 부품도 기하학적으로 쉽게 모델링할 수 있다.

복잡한 형상을 하고 있는 엔진의 구성 요소들을 결합한 엔진 모델은 Fig. 1과 같다. 전체적인 엔진 사양의 사양을 정의하기 위해서는 실린더 수, 엔진 종류(디젤 또는 가솔린), 스트로크 수, 압축비, 점화 순서 등의 정보가 필요하다. 수치적으로 모델링된 엔진의 실린더는 하나의 연결체로 단순화되며, 이번 연구에 사용된 엔진은 8개의 실린더를 갖는 디젤 엔진이므로 Fig. 1에서 8개의 연결체 401, 402, ..., 408로 모델링하였다. 또한, 엔진의 모델링을 위해 밸브, 실린더내 열전달, 연료의 분사 조건, 연소 모델, 밸

브의 작동에 대하여 입력을 해야한다. 실린더와 연결된 부분은 흡기 다기관과 배기 다기관이고, 흡기 다기관은 실린더 헤드속에 위치한 부분과 실린더 헤드와 연결된 부분으로 나누어지며, 실린더 헤드속에 위치한 부분은 하나의 덕트로 근사하였다. 실린더에 연결된 배기 다기관도 마찬가지로 여러 덕트와 연결체들로 모델링하였다.

WAVE에서 밸브 개방 프로파일(profile)을 입력하는 방법에는 밸브 상승 선도 (valve lift)와 밸브 유효 면적(valve effective area) 2가지가 있는데, 본 연구에서는 편의상 밸브 유효 면적을 사용하였다. WAVE에서 요구하는 유효 면적을 계산을 위해서는 밸브의 유동에 대한 벤치 시험 데이터가 필요하다. 이 데이터는 대기 압력, 밸브를 지나면서 생기는 압력 강하, 유량 등이며, 이들로 부터 유효면적을 계산하여 크랭크 각에 따른 함수를 구해야하나, 시험 데이터가 미비하여 본 연구에서는 Heywood<sup>(7)</sup>의 결과를 사용하였다.

디젤 기관의 연소 과정에 가장 크게 영향을 미치는 것이 분무 특성인데 아직까지 디젤 분무의 내부 구조에 대한 정확한 이해가 부족하고, 측정상의 어려움으로 인하여 분무의 무화 과정을 밝히는데 있어서 중요한 노즐 내부 및 노즐 출구 부근에서의 분무 거동에 대한 연구는 아직 초기 단계이다. 디젤 기관에서 연소 과정은 분무특성, 공기유동, 연소실 형상 등 3가지 요인에 의해 지배를 받는다. 분무 특성에 큰 영향을 미치는 현상으로는 연료의 미립화(atomization), 분산(droplet size distribution), 증발(vaporization), 혼합기 형성(mixture formation), 착화(self-ignition) 등인데 분사 압력은 이러한 진행 과정에 가장 큰 영향을 주는 인자중 하나이다. 본 연구에서는 분사 노즐의 실제 분사율과 분사 압력 곡선값 (injection pressure profile)에 대한 실험치를

이용하여 입력 곡선값을 작성하였다. 공급 연료량은 실험 데이터를 근거로 전체적인 곡선값을 정격화하여 일정한 분포를 갖고 연료가 분사되도록 하였으며, 기관 회전 속도에 따라 분사율 및 분사 압력 곡선값을 변경하였다. 분사 시기(injection timing) 마다 분사량의 차이는 매우 작아서 평균값으로 분사량을 지정하였다.

## 2.2 시험적 검증을 통한 수치 모델의 수정

설계 도면에 표시된 치수로 수치 모델을 완성한뒤 이 모델의 타당성 검토를 위하여 시뮬레이션을 통해 구한 체적 효율(volumetric efficiency)과 실린더내 최고 압력값을 실험치와 비교하고, 모델의 입력 데이터를 수정 보완하여 해석치가 실험치에 접근하도록 수정하여 수치 모델을 보완하였다. 처음에는 WAVE 해석 결과 얻어진 체적 효율이 0.6 정도 밖에 되지 않아 본 연구에 사용된 엔진의 실험 결과와 많은 차이를 보였다. 본 연구에 사용된 엔진의 체적 효율은 실험값이 약 0.85 이며, 이때 엔진의 출력은 정격 속도인 2200 rpm에서 약 366 HP 이다. 체적 효율을 실제치와 유사하도록 하기 위해 덕트의 입력 조건중 압력 손실 계수를 WAVE에서 권장하는 값보다 작게 하였다. 즉, 실제 엔진의 경우 직관이라기 보다는 곡관의 형태를 하고 있어 직관의 압력 손실 계수를 권장치보다 낮게 하였다. 그러나, 이와 같은 수정으로 충전 효율을 실험치 수준으로 상승시키는 데에는 한계가 있었기 때문에 체적 효율과 밀접한 관련이 있는 밸브 개방 선도, 즉 흡배기 밸브 개방 시간, 흡배기 밸브 개방 기간을 수정하여 모델의 타당성을 검증하였는데, 조정된 체적 효율을 사용하여 실험 결과와 근접한 최고 압력 75 bar를 얻었고, 약간의 차이를 보상하기 위해 추가로 대기 온도와 압력을 수정하였다.

연료 분사율은[kg/(hr · cyl)] 엔진의 출력과 제동 연료 소비율(BSFC: Brake Specific Fuel Consumption) 위주로 조정하였다. WAVE에서 연료 분사량은 4가지의 형태로 입력이 가능한데, 연료 분사율은 실험치를 사용하였고, 분사량이 변해도 연료 분사형태는 변하지 않기 때문에 착화 지연 기간은 별 차이가 없었다.

## 2.3 엔진 성능 시뮬레이션

### (1) 연료 분사 시기

실린더의 압력 선도에서 착화 지연이 끝난 직후의 착화점과 압력 상승 끝점의 중간에 상사점(TDC)이 있는 경우 기관 출력 및 열효율이 최대가 된다고 알

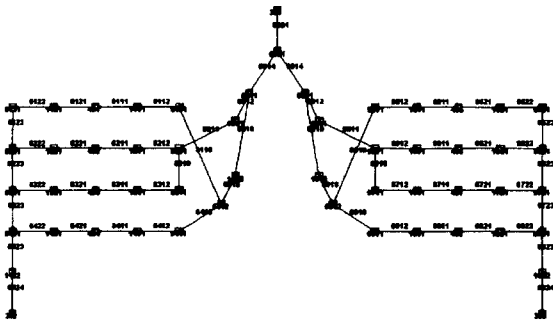


Fig. 1 Schematic diagram of a wave engine model: 8 cylinders, 1 intake manifold, and 2 exhaust manifolders.

려져 있다. 분사 시기(injection timing)는 가솔린의 점화 시기와 같이 엔진 성능 뿐만 아니라 배기 가스 및 소음에 상당히 큰 영향을 미친다. 엔진 속도 2200 rpm, 전부하에서 분사 시기를 바꿔가면서 계산한 토크 및 최고 압력은 Fig. 2 및 Fig. 3과 같다. 분사 시기를 진각시킬수록 회전력(torque)이 증가하며, 착화 지연 기간이 증가하는것을 알 수 있고, 결과적으로 최고 연소 압력이 증가한다. 증가된 최고 연소 압력은 진동 및 소음에 나쁜 영향을 미치게 된다. 여기서, 착화 지연 기간은 열발생률에 영향을 미치는 가장 중요한 인자이다. 착화 지연 기간은 연료의 분사 시작점과 분사된 연료의 연소 시작점 사이의 시간으로 정의되는데, 이것에 영향을 주는 인자는 연료 분사 시스템의 변수들 (분사 타이밍, 분사량, 분사율, 액적크기, 분무형태)과 엔진 작동조건 (세탄가, 압축비, 엔진속도, 흡입 공기온도), 그리고 연소실 형상 등이다. 실린더내의 공기 압력이 높을

수록 디젤 연료의 자연 착화되는 온도는 낮아지고, 또한 실린더내의 온도가 높을수록 그만큼 자연 착화가 되기 쉬운 환경이 조성되기 때문에 실린더내의 온도와 압력이 높을수록, 또한 분사 시기가 지연될수록 착화 지연이 짧아진다. 따라서, 압축비가 증가하면 압축 말기 실린더내의 온도와 압력이 증가하여 착화 지연 기간이 짧아지고, 또 엔진 속도가 커지면 단위 시간당 분사량이 증가하여 실린더 벽면으로 부터 열손실이 작아져서 착화 지연 기간이 짧아진다.

(2) 연료의 세탄가

세탄가는 연료의 점화 성능(ignition quality)을 나타내는 양으로써 세탄가가 낮으면 착화가 지연되는 경향이 커져서 급격한 연소와 높은 압력 상승률, 그리고 높은 최대 압력을 유발하여 디젤 노킹이 발생하고 심할 경우 연소 시기가 너무 늦어져 불완전 연

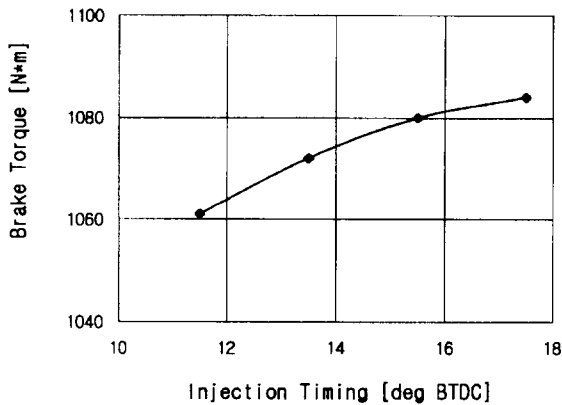


Fig. 2 The effect of the injection timing on the brake torque.

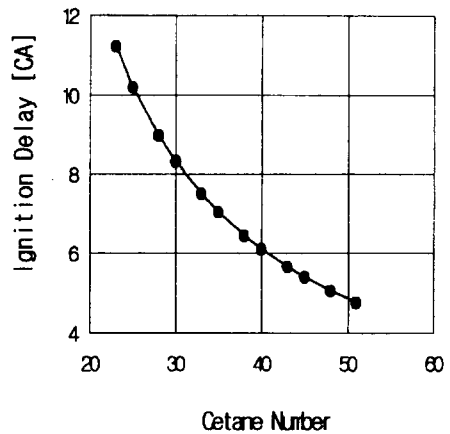


Fig. 4 The effect of the Cetane number on the ignition delay and the Pmax.

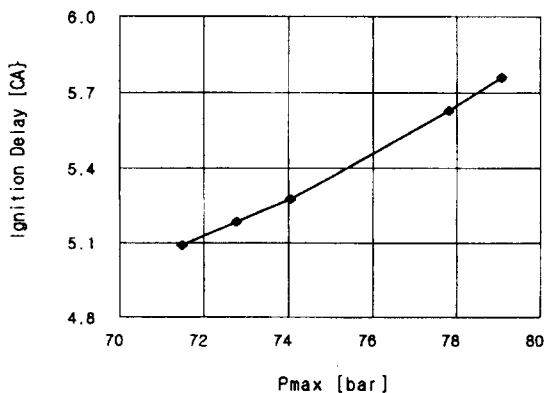


Fig. 3 The effect of the ignition delay time on the Pmax.

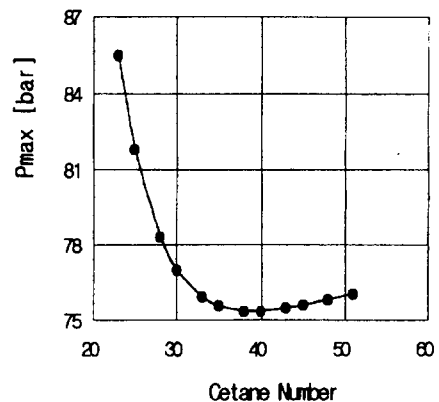


Fig. 5 The effect of the Cetane number on the Pmax.

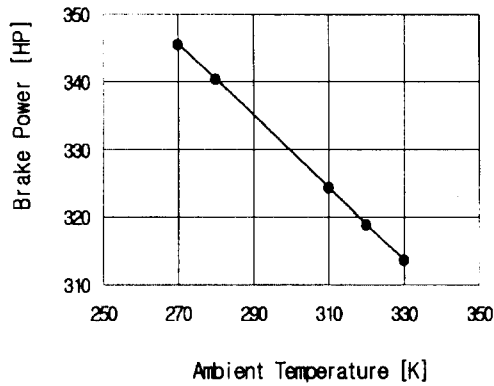


Fig. 6 The effect of the ambient temperature on the brake power.

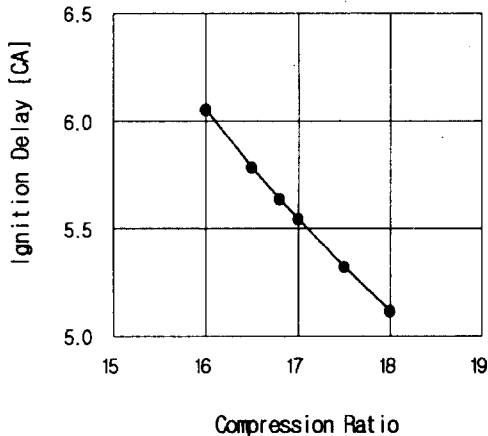


Fig. 7 The effect of the compression ratio on the ignition delay and the Pmax.

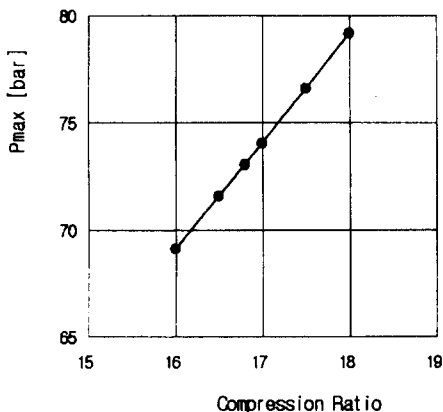


Fig. 8 The effect of the compression ratio on the Pmax.

소, 출력의 감소 등이 나타난다. 고속 디젤 엔진에서 요구하는 세탄가는 45~70이고 시판되는 경유의 세탄가는 보통 60인데 세탄가의 엔진 성능에 미치는 영향을 Fig. 4 및 Fig. 5에서 보여주고 있다. 세탄가가 증가하면 착화 지연이 감소하지만, 착화성이 너무 좋으면 압축 행정 후반기에 압력 상승이 과다하여 마치 분사 시기를 많이 진각시킨 것과 같이 최고 연소 압력이 증가하므로 소음과 진동에는 나쁜 영향을 미치게 된다.

(3) 흡기 온도

흡기 밸브 직전의 흡기 포트의 온도를 T라 하면 흡입 공기의 비중량은 T에 반비례한다. 실린더로 유입되는 공기량은 압축 초기의 상태에 의해 결정되며 압축 초기 상태의 온도(Tc) 및 압력(Pc)가 직접 공기량에 영향을 주므로 흡입 공기의 비중량은 Pc/Tc에 비례한다. Tc는 T에 비례한다고 보아도 좋으므로 결국 T가 증가 할수록 출력이 감소하고, 소음도 작아지며, 점화 지연 시간도 작아진다. Fig. 6으로부터 이를 확인할 수 있다.

(4) 압축비

압축비가 증가할수록 출력은 증가하고 착화 지연 시간은 줄어드는데, 본 엔진의 경우에는 2200 rpm의 고속인 경우 출력은 3.0% 증가함에 비해, 1000 rpm의 저속인 경우 1.7%의 증가율에 그치고 있다. 엔진 회전 속도가 증가할수록 피스톤 속도가 증가하여 혼합기 형성이 더 양호해지는데 혼합기 형성에 대한 압축비의 효과는 기관 회전속도가 클수록 더 커지기 때문이다. 한편 Fig. 7 과 Fig. 8에 보듯이 압축비가 증가할수록 착화 지연시간이 감소하지만 최고 연소 압력은 증가하는데, 그것은 이미 압축 행정 말기의 실린더내의 온도와 압력이 증가해 있기 때문이다. 압축 과정을 단일 압축이라고 가정하면 압축비가 14.3인 경우 압축 과정 말기에는  $Pv^k = \text{const}$  (보통  $k=1.3$ )라는 관계식으로부터 압력은 31.8 bar이지만 압축비가 20.3인 경우 50.1 bar에 이르게 된다.

3. 연소 소음 최적화를 위한 파라미터 연구

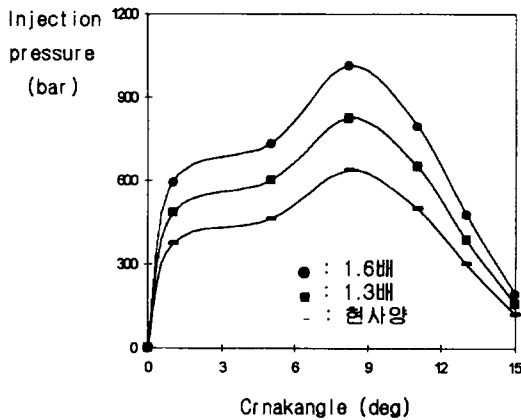
3.1 연료 분사 관련 파라미터가 성능 및 연소 소음에 미치는 영향

본 장에서는 쉽게 조정 가능한 연료 분사 압력 곡선값 (injection pressure profile), 분사율 곡선값 (injection rate profile) 및 분사 시기와 같은 연료 분사계를 변화시켰을 때의 연소 소음에 대한 영향을 살펴보았다. 수치 해석으로 구한 압력 곡선을 Matlab에서 FFT로 처리한 A-weighted 1/3 Octave 소음

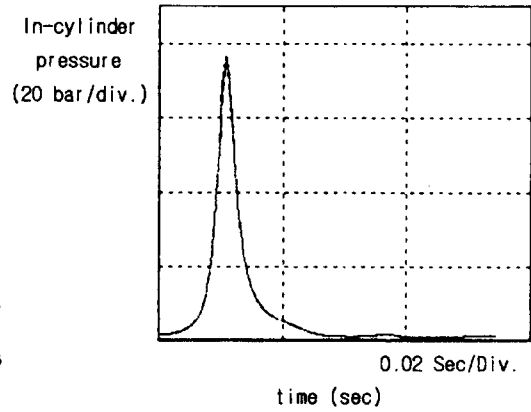
스펙트럼과 엔진의 구조적 감쇠를 고려한 엔진 외부에서 연소기인 소음 스펙트럼을 이용하여 그 결과를 분석하였다. 여기서 사용된 WAVE 모델은 앞 장의 출력 성능 관점에서 검증된 2200 rpm용과 1000 rpm용 2개 모델이다.

먼저 Fig. 9는 2200 rpm, 전 부하 조건에서 분사 압력의 크기를 현재 사양, 1.3배, 및 1.6배로 변화시킨 경우 연소 소음을 비교한 그래프이다. WAVE의 입력 항목으로서 분사 압력을 Fig. 9(a)와 같이 변화시켰으며 이로 인한 실린더내 압력 곡선이 Fig. 9(b)

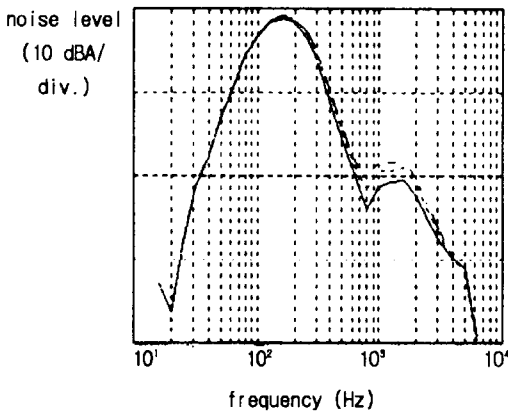
에 나타나 있으며 거의 동일한 곡선처럼 보인다. Fig. 9(c)는 압력-시간 그래프의 값을 1/2 octave band로 A-weighting를 고려한 그래프이며, 여기에 구조감쇠 (structure attenuation)를 고려한 그래프가 Fig. 9(d)이다. 외부에서의 연소소음 특성을 보여주는 Fig. 9(d)를 보면 분사압이 높을수록 300~2000 Hz 사이에 연소소음 레벨이 약간 높게 나타나며, 약 2000 Hz 에서 최대값이 나타난다. 또한, 구조 감쇠의 영향으로 300-2000 Hz 대역에서의 영향이 크게 감소한다. 전체 소음 레벨은 분사압이 1.3배일 때



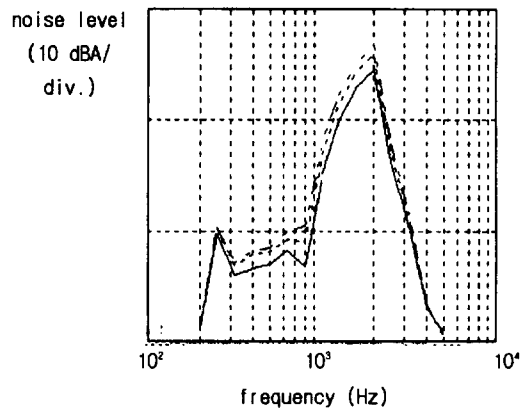
(a)



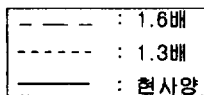
(b)



(c)



(d)



**Fig. 9** Effect of the fuel injection pressure at 2200 rpm, full load: (a) injection pressure profiles: (b) in-cylinder combustion pressure: (c) A-weighted 1/2 octave band noise spectrum: (d) structure attenuated 1/2 octave band noise spectrum.

1dBA, 1.6배일 때 2dBA 증가한다. 따라서, 분사 압력에 의한 엔진의 외부 연소 소음의 변화는 그다지 크지 않음을 알 수 있다.

연료의 주분사 시기를 진각 및 지연시켰을 때 연소 소음에 대한 영향을 나타낸 결과가 Fig. 10에 보여주고 있으며, 운전 조건은 2200 rpm, 전부하 조건이다. Fig. 10(a)는 주분사를 60 진각했을 때와 약 30 지연시켰을 때의 분사율 곡선이다. 분사율을 지연시켰을 때와 진각시켰을 때 최대 압력값의 차이는 약 6 bar이고, 최대 압력 상승률은 진각시켰을 때가 더 크며, 전체 소음 레벨 또한 9 dBA 정도 차이가 남

을 알 수 있었다. 특히 800 Hz 부근에서 그 영향이 가장 크며, 구조 감쇠의 영향으로 1000~2000 Hz 영역에서 고르게 나타난다. 이와같이 주분사 시기의 변경은 출력 성능면에서도 거의 차이가 나지 않으면서 연소 소음 레벨을 줄일 수 있는 좋은 방법임을 알 수 있다.

Fig. 11은 2200 rpm, 전부하 조건에서 분사 시작점을 변화시켰을 때 연소 소음에 대한 영향을 나타낸 결과이다. 분사 시기를 BTDC 6°, 9°, 13°, 17.5°, 21°, 24°로 변경했을 때 연소 압력의 변화가 Fig. 11(a)에 있다. 분사 시기를 진각시킬수록 최대 압력

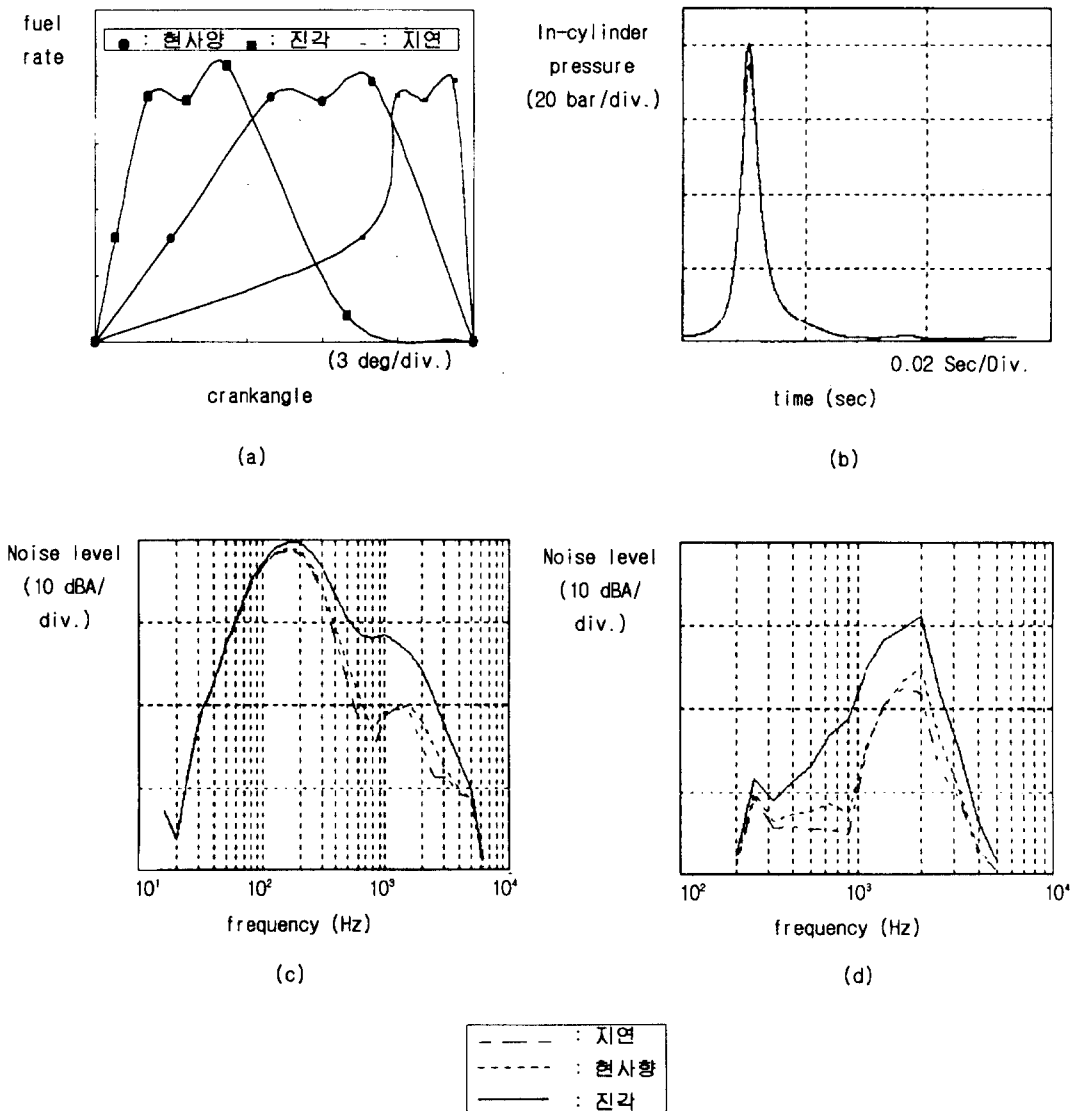


Fig. 10 Effects of the fuel injection rate at 2200 rpm, full load: (a) Injection rate profiles: (b) in-cylinder combustion pressure: (c) A-weighted  $\frac{1}{3}$  octave band noise spectrum: (d) structure attenuated  $\frac{1}{3}$  octave band noise spectrum.

이 상승하여 그 변화량이 약 36 bar에 이르며 출력 또한 약 16 마력 차이가 난다. 분사 시기 변화에 대한 연소 소음의 영향은 앞의 두가지 인자보다 더 크고, 거의 모든 주파수 영역에 걸쳐 나타나며, 전체 소음 레벨도 최대 진각 시켰을 때가 최대 지연 시켰을 때보다 약 13 dBA 정도 커진다.

회전속도 1000 rpm, 전부하 조건에서 분사압력을 1.3배, 1.6배, 그리고 현재 사양대로 했을 때 연소 소음에 대한 영향을 살펴보았는데 2200 rpm과 별로 차이가 없음을 알 수 있었고, 주 분사 시기를 진각 및 지연시켰을 때 성능 차이가 2% 미만으로 거의 없는데 반하여 소음에 대한 영향을 보면 착화 지연 기간을 진각시켰을 때가 지연시켰을 때보다 전체 소음 레벨이 약 4 dBA 증가하였다. 분사 시기를 변화시

켰을 때 출력 성능과 연료 소비를 측면에서는 5% 이내로 크지 않으나 연소 소음에 대한 영향을 보면 착화 지연 기간과 최대 압력 상승율은 약 2.5배 정도 차이가 발생하며, 또한 최대 연소 압력 크기는 1.7배 정도 차이가 나고, 결과적으로 분사 시기를 지연시킬 경우 약 4 dBA 정도의 소음 저감 효과를 나타낸다.

### 3.2 연소 소음 저감을 위한 최적 파라미터 추출

앞절에서는 성능 관점에서 검증된 WAVE 모델을 사용하여 연소 소음에 영향을 미치는 연료 분사계 설계 변수의 연소 소음에 대한 영향을 살펴보았다. 하지만, 성능만을 맞추다 보니 수치 모델에서 구한 연소 소음 레벨은 실제 실험치보다 약 6 dBA 정도

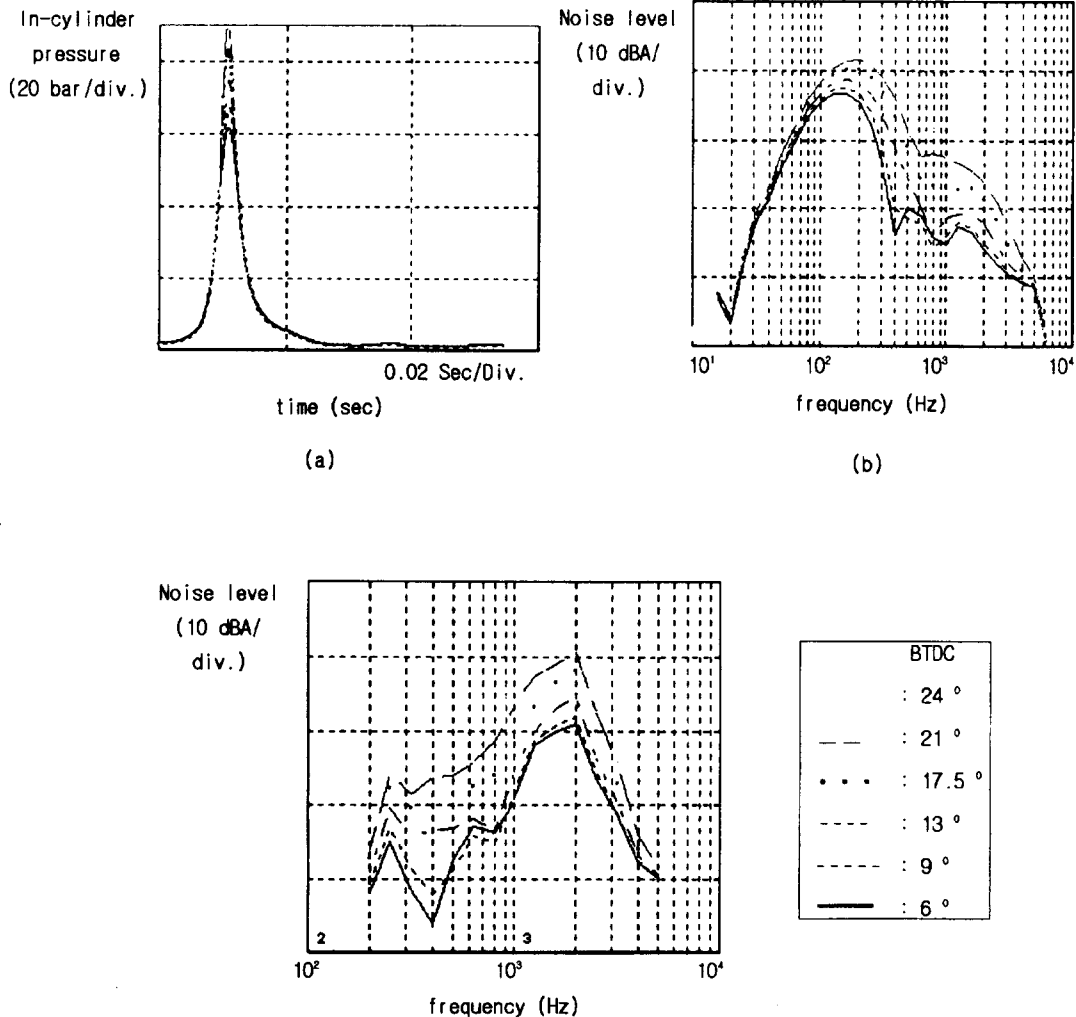


Fig. 11 Effect of the fuel injection timing at 2200 rpm, full load: (a) in-cylinder combustion pressure; (b) A-weighted  $\frac{1}{3}$  octave band noise spectrum; (c) structure attenuated  $\frac{1}{3}$  octave band noise spectrum.



작게 예측되었으므로 앞절의 결과는 상대적인 비교만을 가능하게 해주는 것이다. 따라서, 소음을 최소화할 수 있는 정량적인 최적 파라미터를 구하기 위해서는 우선 소음 자체를 정확하게 예측할 수 있는 모델이 전제되어야 한다. 본질에서는 소음에 가장 지대한 영향을 주는 인자가 분사 압력, 분사율 프로파일 그리고 착화 시기 등 3가지이므로 이 3가지는 실제 엔진과 동일하게 유지하면서 다른 변수들을 변경하여 소음을 정확히 예측하는 모델을 확보한 후에

위의 3가지 변수의 영향을 살펴보면서 최적 파라미터를 결정하였다. 소음 관점에서 모델을 조정된 후 실린더 내부 압력 및 주파수 특성에 대해 시험과 해석 결과를 비교한 것을 Fig. 12에 보여주고 있다.

연소 소음 레벨을 고려한 모델의 경우에 있어서도 앞절과 마찬가지로 분사 압력을 원래 압력보다 1.3배, 1.6배 했을때 연소 소음 레벨 변화는 약 2 dBA 증가하며, 그 영향은 크지 않음을 알 수 있었다. 따라서, 현재의 분사 압력 프로파일을 유지하는것이

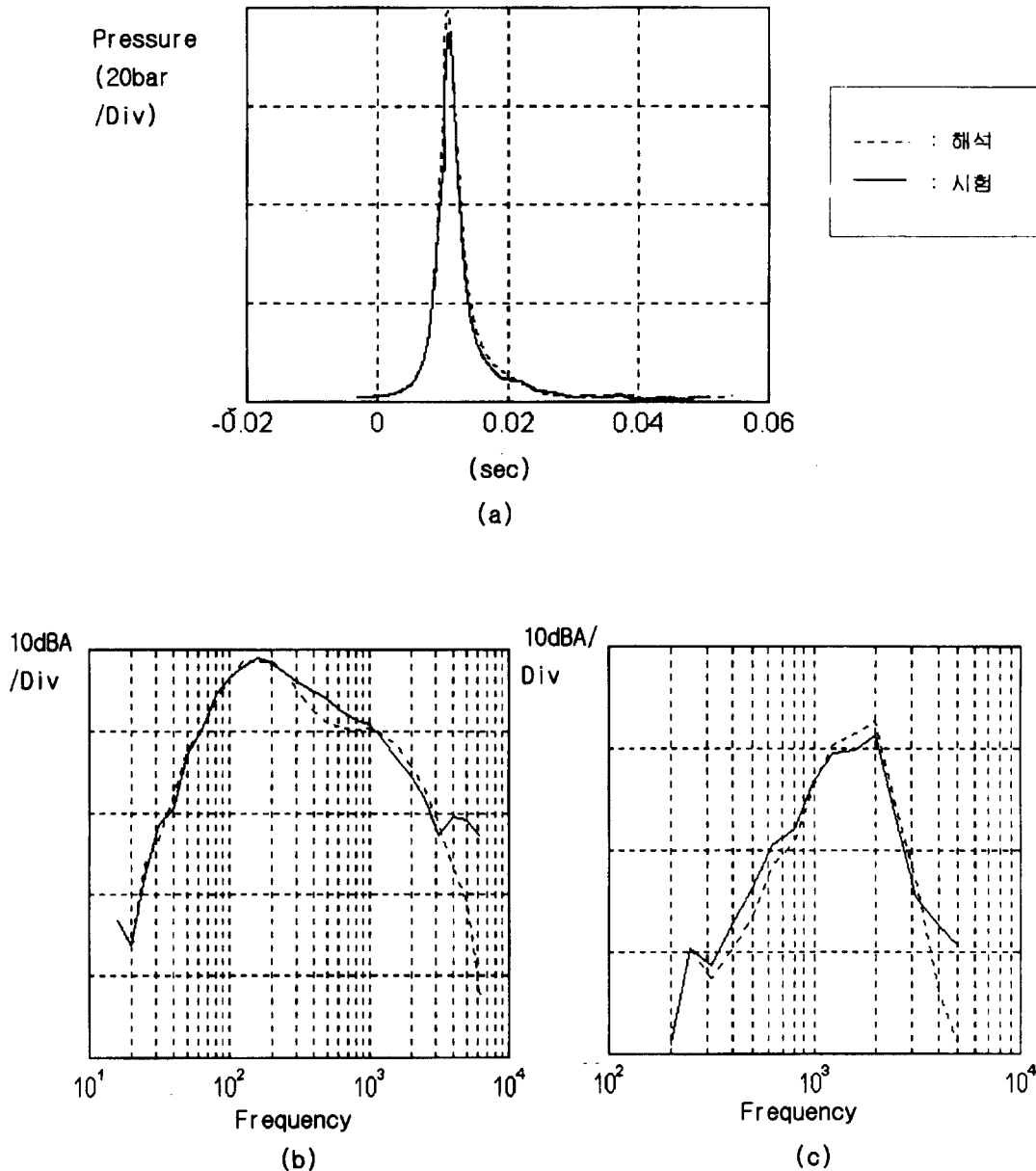


Fig. 12 Comparison of the combustion noise between the experiment and WAVE simulation: (a) in-cylinder pressure profile: (b) in-cylinder pressure spectrum: (c) structure attenuated combustion noise spectrum.

바람직하다. 연료 분사율 프로파일 영향에 대한 연소 소음의 변화를 살펴보면 원모델의 주분사를 약 8.5° 진각시켰을 때에 비해 약 3° 정도 지연시켰을 때 연소 소음이 약 12 dBA까지 줄어들었다. 이와 같은 결과는 주분사가 일어나는 시점에서 실린더내의 열역학적 상태가 다르기 때문이다. 본 연구에서 사용한 분사곡선으로 설명하면 8.5° 진각인 경우 BTDC 13.0°에서 분사가 시작되어 BTDC 10.4°에서 주분사가 일어나고 ATDC 2°에서 분사가 종료하는데 상대적으로 긴 착화 지연시간에 의해서 분사된 연료의 대부분이 분사 즉시 연소되지 못하고 나중에 한꺼번에 연소되기 때문에 연소 소음이 커진다. 상대적으로 주분사 시기를 3° 정도 지연시켰을 경우 BTDC 13.0°에서 분사가 시작되어 ATDC 1.1°에서 주분사가 일어나고 ATDC 2°에서 분사가 종료되는데 착화 지연 시간은 약 1°정도밖에 차이가 나지 않지만 그 기간 동안 분사된 연료가 상대적으로 작아서 연소 소음이 줄어든다. 따라서, 연료 펌프의 캠 프로파일의 설계 변경으로 주분사가 일어나는 크랭크 각도를 늦춤으로써 연소 소음이 많이 감소시킬 수 있다. 위와같은 조건에서 분사 시작 시기를 변화시켰을 때 연소 소음의 변화를 살펴보면 조금 늦추어서 BTDC 11°로 했을 때 연소 소음이 최저인 것을 확인할 수 있다.

그러나, 분사 시기는 소음뿐만 아니라 성능과 배기 가스에도 많은 영향을 미치는 인자이므로 최적 분사 시기를 정할 때 많은 주의가 요망된다. 이상과 같은 결과에서 최적의 연소 파라미터는 분사량 프로파일은 현 사양보다 주 분사시기를 3°지연된 것을 사용하고, 분사 압력의 크기는 현 사양을 유지하며, 분사 시작점을 BTDC 11°로 하며, 이때의 연소 소음은 91 dBA로서 현재보다 약 5 dBA를 저감할 수 있다.

#### 4. 결 론

상용 소프트웨어인 WAVE를 사용하여 대형 V8 디젤엔진을 수학적으로 모델링하고, 실험적으로 구한 실린더 압력 프로파일 및 출력 등 각종 성능값을 이용하여 엔진모델을 tuning하여 실험적으로 검증된 엔진 연소모델을 확보하였다. 이 모델을 활용하여 연소 소음에 영향을 주는 각종 파라미터를 변경하여 각 운전 조건별로 연소 소음 값을 산출하여 연

소 소음에 주는 영향을 평가한 뒤 연료 분사계 설계 관점에서 최적의 설계 파라미터를 산출하여 약 5 dBA의 연소기인 소음을 저감할수 있는 방안을 제시하였다. 그러나, 이 결과는 동일 출력을 전제로한 연소 소음 관점에서 살펴본 것이기 때문에 향후 배기 가스의 규제를 고려하기 위하여 WAVE에서 배기 가스를 예측할 수 있는 모듈을 구매하여 이에 대한 연구를 실시할 예정이다. 즉, 출력과 배기 가스를 제한 조건으로 하여 연소 소음을 최소화하는 최적설계 개념을 도입하여 연소 소음에 영향을 주는 주요 설계 변수 들을 최적화하는 것이 향후 연구 방향이다. 나아가 본 시뮬레이션 결과 얻어진 연소실내의 압력과 온도 분포를 이용하여 한 사이클 동안 연소실내의 유동 현상에 대한 전산 유체 역학 해석도 실시할 수 있다. 또한, 구조 감쇠 측면에서 볼때, 연소 소음을 효과적으로 줄이기 위해서는 연소 기인 소음 성분이 주로 1~3kHz영역에서 현저하게 크기 때문에 이 영역에서 소음 및 진동의 감쇠 특성이 좋은 비효율 음방사체 (Weak Radiator) 개념의 엔진 구조 및 흡차음 설계가 매우 중요하다.

#### 참 고 문 헌

- (1) N. Watson, A.D. Pilley, and M. Marzouk, "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation," SAE Paper 800029, 1980.
- (2) WAVE Engine Manual, 1994.
- (3) A.E.W. Austen and T. Priede, "Noise of Automotive Diesel Engines: Its Causes and Reduction," SAE Transaction. Vol.74. Paper 650165, 1965.
- (4) T. Priede, "In Search of Origins of Engine Noise—an Historical Review," SAE Congress, Detroit, Paper No. 800534, 1980.
- (5) Robert Hickling and Mounir M. Kamal, 1982, "Engine Noise Excitation, Vibration, and Radiation," Plenum Press.
- (6) Donald E. Baxa, "Noise Control in Internal Combustion Engines," Robert E. Krieger Publishing Company, 1989.
- (7) J.B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGraw-Hill, 1988.