

경승용차용 가솔린 기관의 성능향상에 관한 이론 및 실험적 연구 (제2보) - 이론 해석을 중심으로

An Analytical and Experimental Study on the Improvement of Performances of a Gasoline Engine of the Light Passenger Car (Second Paper)

윤 건 식*, 서 문 진**
Keon-Sik Yoon, Mun-Jin Seo

ABSTRACT

In this study, the prediction of performances and emissions of the gasoline engine of a light passenger car has been accomplished.

The method of characteristics including friction, heat transfer, area change and entropy gradients was used to analyze the flow in the intake and exhaust systems. For in-cylinder calculation, the single-zone model was adopted for the periods of the intake, exhaust, compression and the expansion of the burnt gas and the 2-zone expansion model was applied to the period of combustion process.

The simulation program was verified by comparison with the experimental values both for the naturally aspirated engine and the turbocharged engine showing good agreements. Using the simulation program, multi-valve system and turbocharging were examined as a means of increasing engine performances.

주요기술용어 : Light passenger car(경승용차), Engine simulation(엔진 시뮬레이션), Performance prediction(성능예측), Turbocharging(터보과급), Method of characteristics(특성곡선법)

Nomenclature

C_v : 정적비열 (J/kg · K)
 D : 지름 (m)
 f : 마찰계수
 F : 단면적 (m²)
 N : 기관회전속도 (rpm)
 P : 압력 (Pa)
 q : 유체의 단위 질량당 전열률 (J/kg · s)
 t : 시간 (s)

T : 온도 (K)
 u : 유체 입자의 속도 (m/s)
 x : 거리 (m)
 X_i : i 화학종의 몰분
 α : 크랭크각 (deg)
 ρ : 밀도 (kg/m³)
 ϕ : 당량비

1. 서 론

본 연구에서는 경승용차용 가솔린 기관의 성능 향상을 위한 방안의 하나로서 터보과급을

* 회원, 창원대학교 기계공학과

** 회원, 창원대학교 대학원

상정하고 터보과급을 통한 출력 성능 향상의 가능성을 실험적으로 검토한 결과를 제1보¹⁾를 통하여 제시하였다. 기관회전속도와 배기량을 그대로 유지한 상태에서 기존 기관의 성능을 개선하기 위한 방안은 터보과급 이외에도 다밸브화, 흡·배기 계통의 개선, 연료공급계통의 변경, 연소실 형상의 변경 등 여러 가지의 방안이 있을 수 있다. 기관의 터보과급화는 기존 기관에 약간의 수정만을 가한 상태에서 기관을 구성하고 실험적으로 성능의 검토가 가능한 반면 연소실이나 흡·배기 계통의 적극적인 변경을 위하여는 필요한 요소, 경우에 따라서는 기관 전체의 설계변경에 따른 시험 제작과 성능 분석을 반복적으로 수행하여야 하므로 많은 시간과 경비가 소요된다. 그러므로 설계사양의 변경에 따른 성능 평가 작업을 전적으로 실험에 의존하기보다는 적절한 시뮬레이션 모델에 의한 수치계산을 통하여, 최적의 성능을 나타내는 설계치의 범위를 미리 예측할 수 있다면 요구되는 실험의 범위와 양을 크게 줄일 수 있을 것이다.

본 연구에서는 SI기관의 흡·배기 계통과 실린더 내에서의 유동과 화학적 조성의 변화 특성을 이론적으로 해석하고 이를 수치적으로 계산하여 기관의 열·유체역학적인 거동의 예측을 가능하게 하여 각종 설계사양과 운전조건하에서 기관의 성능과 배기조성의 변화를 효과적으로 예측하는데 그 목적이 있다.

내연기관에서 흡·배기 계통 중 특정 부분만의 해석을 위하여는 2차원 이상의 해석이 이루어지기도 하나 기관 전반에 걸친 성능 해석을 위하여는 일반적으로 1차원 유동 해석을 시행한다. 1차원 비정상 유동의 지배방정식들은 쌍곡선형 편미분 방정식으로 나타난다. 이러한 편미분 방정식의 해를 수치적으로 구하는 방법으로는 특성곡선법(Method of characteristics)과 유한차분법(Finite difference method)을 대표적으로 들 수 있다. 특성곡선법은 비교적 큰 시간과 격자간격으로도 계산이 가능하여 계산 시간이

단축되는 장점이 있다. 이 방법은 Benson 등^{2,3)}에 의하여 개발되었으며, 국내연구로는 윤 등^{4,5)}에 의한 연구가 진행되어왔다.

Lax-Wendroff Scheme을 주로 사용하는 유한차분법^{6,7)}은 2차 정도를 가지게 되어 같은 격자간격에 대하여는 보다 정밀한 계산이 가능하나 계산시간이 더 소요되게 된다.

본 연구에서는 이들 방법 중 계산시간이 많이 걸리지 않으면서 높은 정확도를 가지는 특성곡선법을 사용하여 흡·배기 계통에서의 유체유동을 계산한다.^{8,9)} 실린더내의 과정을 해석하기 위하여는 흡·배기과정과 압축과정, 그리고 기연가스만의 팽창과정에 대해서는 단일영역모델을 적용하였으며, 연소가 일어나고 있는 기간 동안에는 2영역모델을 사용하였다.^{2,5)}

시뮬레이션 결과의 정확성을 검증하기 위하여 경승용차용 자연흡기식 기관과 터보과급 기관을 대상으로 각종 운전조건에서 기관성능인자 및 실린더와 흡·배기관 내에서의 압력변화를 측정하여 이를 계산값과 비교하였다. 이와 같이 개발된 전산 프로그램을 이용한 응용 예로서 터보과급과 함께 학교차원에서 시험 제작을 통한 실험이 곤란한 다밸브화된 기관의 경우에 대하여 계산을 수행하여 기존 경승용차용 가솔린 기관의 성능 향상 방안을 검토하였다.

2. 시뮬레이션 모델

본 연구에서는 Fig. 1에 표시한 바와 같이 기존의 경승용차용 기관인 3 기통 가솔린기관이 터보과급 및 다밸브화되고 촉매변환기를 갖는 것으로 상정하고 이의 해석을 가능하게 하는 프로그램을 개발하였다. 이 경우의 시뮬레이션을 위하여는 다음 각 요소에서의 가스 거동의 해석이 수행되어야 한다.

- ① 실린더 내 가스의 열역학적 거동
- ② 관 자체에서의 유동 해석
- ③ 각 관의 경계에서의 유동해석
 - 1) 흡·배기 밸브를 통하는 유입 및 유출

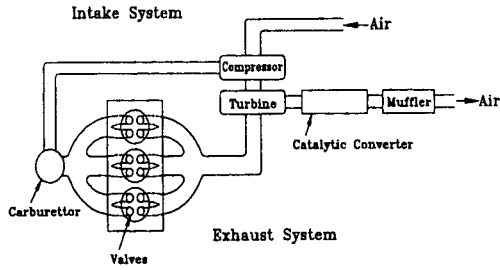


Fig. 1 Schematic diagram of model engine

- 2) 기화기
- 3) 각 관들이 만나는 연결부
- 4) 대기와 접하는 부분
- 5) 소음기
- 6) 터보과급기
- 7) 촉매변환기

다음에 이들 각 요소에서의 가스 거동 해석을 위하여 계산에 사용된 시뮬레이션 모델들에 대하여 설명한다. 각 모델에 관련된 자세한 설명은 저자의 이전 논문이나 또는 관련 논문들에 제시된 바 있으므로 여기서는 모델에 관련된 기본 개념들만을 간략하게 설명한다.

2.1 실린더 내 가스의 열역학적 거동

실린더 내에서의 가스의 상태 변화에 대한 계산은 압축, 연소 후의 기연가스만의 팽창과정 및 흡·배기과정에 있어서는 전 실린더내의 가스가 균일하게 혼합된 상태로 존재하는 것으로 생각하는 단일영역모델^{3,5)}을 사용하였다.

연료-공기 혼합기에 점화가 일어난 후 실린더내의 가스는 화염면에 의해 기연가스와 미연가스의 2영역으로 나누어져 존재하며 두 영역의 압력은 동일하나 각 영역에서의 온도, 비열 및 화학적 조성은 각기 다른 것으로 생각하는 2영역 모델을 사용하여 계산한다.^{3,5)}

압축과정과 연소과정 중 미연가스 영역에는 이전의 사이클에서 배출되지 못한 잔류가스가 존재하며, 이들의 양은 실린더와 흡·배기 계통의 상태량 간의 관계에 의하여 계산된다. 본 연구에서는 연료-공기 혼합기와 잔류가스는 균

일하게 혼합되어 존재하는 것으로 생각하며 이 혼합물의 상태량은 각각의 상태량의 질량가중 평균값을 갖는 것으로 간주하였다.

화염의 전파는 난류화염속도에 의하여 결정되는 것으로 간주하였으며 이때 난류화염속도는 층류화염속도를 나타내는 Kuehl의 식¹⁰⁾에 난류화염계수를 고려하여 구한다. 난류화염계수는 시험기관의 형태와 운전조건의 함수로서 실험에 의하여 결정되어야 하며 기관회전속도, 피스톤의 운동 및 스톱 밸브 개도 등 여러 운전상태에 따른 난류의 변화효과를 적절히 반영하여야 한다. 난류화염계수의 산정에는 기관회전속도에 비례하고, 연소과정의 진행에 따라 증가 또는 감소하는 난류강도를 기초로 하는 Lienesch 등¹¹⁾의 관계식을 사용하였다. 이 식에는 실험적으로 결정하여야 하는 보정계수가 포함되어 있으며, 본 연구에서는 자연흡기식 기관에 대하여 흡기관 압력 -100mmHg, 기관회전속도 2000rpm인 운전조건에서 실린더 최고압력의 계산값과 실험값이 접근하도록 보정계수를 결정하고 이를 다른 운전조건에 그대로 적용하였다.

실린더 벽면과 가스와의 열전달은 Annand의 열전달 방정식¹²⁾을 이용하여 계산한다.

2.2 흡·배기관 내의 유동해석

흡·배기관 내에서의 유동은 벽면과의 마찰과 단면적의 변화, 열전달 및 엔트로피 변화를 갖는 1차원 비정상 유동으로 가정하고 이를 특성곡선법을 이용하여 관내 임의의 위치에서의 상태량의 변화를 크랭크각에 따라 계산한다.

1차원 비정상유동에 대한 지배방정식은 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 :

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

위의 식들은 준선형 쌍곡선형 편미분방정식 (Quasi-linear hyperbolic partial differential equations)의 형태로서 특정한 경로를 따라 편미분 방정식이 상미분 방정식으로 변형될 수 있다. 이 경로의 궤적을 특성곡선이라 하며 특성곡선 상에서 상미분 방정식으로 변환된 지배방정식들을 적합방정식이라 한다. 이와 같은 특성방정식들을 수치적으로 풀기 위하여 압력과 특성곡선의 계산에 대하여는 격자법(Mesh method)을, 유적선 특성곡선에 대하여는 수정형 비격자법(Modified non-mesh method)을 이용하였다.^{2,4)}

2.3 경계에서의 유동해석

각 관의 경계조건으로는 크게 흡·배기 밸브를 통한 유동, 기화기, 매니폴드 연결부의 유동, 대기와 접한 경계에서의 유동, 소음기, 터보과급기 및 촉매변환기 등으로 나누어진다.(Fig. 1 참조)

흡·배기 밸브를 통한 유동은 유출의 경우와 유입의 경우를 별도로 나누어 고려한다. 두 경우 모두 실린더와 관 사이에 밸브에 의하여 단면적이 좁혀지는 부분, 즉 밸브의 목(Throat)을 설정하고 목과 상류 지점 사이는 등엔트로피 유동을 하며 목의 압력과 하류의 압력은 동일한 것으로 간주하는 정압모델을 사용한다. 실린더로부터 관내로 유출하는 경우는 음속과 아음속 유동의 경우를 모두 고려한다.^{13,14)}

기화기에서의 유동은 해당 장치를 단열적으로 압력이 강하 또는 상승하는 하나의 불연속점으로 간주하는 단열압력강하 모델^{2,15)}을 이용한다.

매니폴드 연결부에서의 유동은 준정상유동으로 가정하여 계산하며, 연결부 단면에서의 각 관의 압력은 일정하며 연결부를 향하여 유입하

는 가스는 완전히 혼합하여 연결부를 떠나는 것으로 가정하는 정압-완전혼합모델^{2,16)}을 사용하였다.

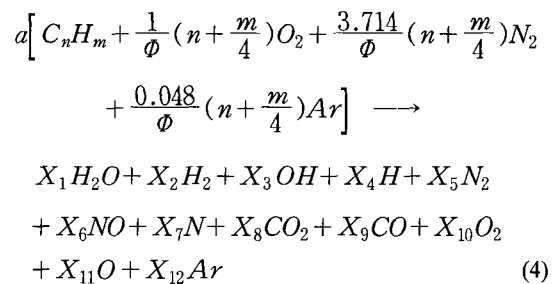
소음기의 해석을 위하여 소음기를 단열적인 불연속점으로 보는 경우도 있으나 실제 실험에 의하면 소음기를 통한 압력강하량은 기화기에 서처럼 큰 값이 아님이 알려져 있다.¹⁷⁾ 그러나 외부와의 전열량은 무시할 수 없는 큰 값을 가지므로 소음기의 모델링은 소음기가 전후의 배기관과 연결된 부분을 각각 급격확대부와 급격축소부^{2,18)}로 간주하고 소음기 자체를 하나의 관으로 취급하여 계산하는 방식을 이용한다. 촉매변환기의 경우도 소음기와 마찬가지로의 방식으로 해석하나 변환기내의 복잡한 형상은 마찰계수를 크게 함으로써 반영하고자 하였다.

터보과급기의 계산을 위하여 압축기와 터빈을 압력, 온도 및 엔트로피가 불연속적인 경계점으로 간주하고 각각의 압력비-질량유량 특성곡선 및 효율특성곡선을 이용하여 각 순간에서의 동력과 질량유량 및 상태량들을 산출하였다.^{2,19)}

2.4 배기조성의 예측

2.4.1 평형열역학

실린더 및 배기관 내에서 다음과 같은 반응이 일어나는 것으로 생각한다.



연소생성물을 구성하는 위 12개의 화학종의 반응속도는 CO와 NO를 제외하고는 매우 빨라서 각 순간에 열역학적 평형을 이루고 있다고 할 수 있으므로 평형열역학을 사용하여 계산한다.^{3,19)} 각 화학종의 조성은 Vickland 등이 제안한 생성기구²⁰⁾에 관련된 7개의 반응식에 대

한 각각의 평형상수와 탄소, 수소, 산소, 질소 및 아르곤에 대한 질량평형식을 이용하여 계산할 수 있다.

2.4.2 NO농도의 계산

연소생성물 중에 존재하는 12개의 화학종 중 NO와 CO는 각 순간에 평형을 이루고 있다고 가정할 수 있을 만큼 반응속도가 빠르지 않으므로 이들의 조성은 반응속도론(Kinetic theory)을 이용하여 비평형농도로서 계산한다. NO의 생성기구로는 Extended Zeldovich Model에 N₂O에 관한 4개의 반응식을 부가한 Annand 모델을 사용하였으며 이 모델로부터 NO 농도의 정미 변화율은 다음 식으로 나타낼 수 있다.^{3,21)}

$$\frac{d[NO]}{d\alpha} = \frac{2}{6N}(1 - \alpha e^2) \left[\frac{R_1}{1 + \frac{\alpha_e R_1}{R_2 + R_3}} + \frac{R_6}{1 + \frac{R_6}{R_4 + R_5 + R_6}} \right] \quad (5)$$

여기서 R_i는 각 반응에 대한 평형상태에서의 반응속도로서 정반응속도와 반응물들의 평형농도의 곱 또는 역반응속도와 생성물들의 평형농도의 곱으로서 표시된다. α_e는 NO의 평형농도에 대한 비평형농도의 비([NO]/[NO]_e)를 나타낸다.

2.4.3 CO농도의 계산

CO농도의 정확한 예측을 위하여는 CO 역시 비평형농도로서 계산하여야 하는데 이를 위하여는 CO의 생성과 관계있는 H와 OH의 생성기구를 설정하여야 하여 이에 따라 결정되는 연립된 형태의 편미분방정식들을 풀어야하는 난점이 있다.

그러므로 계산을 간단히 하고 실제에 보다 접근하는 CO농도를 예측하기 위하여 Benson 등이 제안한 근사식¹⁹⁾을 이용하여 CO농도를 예측하기로 한다. 즉,

$$[CO] = [CO]_e + f_{co} [[CO]_{peak} - [CO]_e] \quad (6)$$

여기서 [CO]_e와 [CO]_{peak}는 각각 CO의 평형농도와 사이클 중 최대농도를 나타내며, f_{co}는 0과 1 사이의 값을 갖는 실험상수로서 모든 운전조건, 그리고 전 사이클에 걸쳐 일정한 값으로 고정된다. Benson 등은 f_{co}의 값으로 0.5를 추천하였으며 본 연구에서는 이 값을 사용하여 실린더 내에서의 시간에 따른 CO농도의 변화를 계산하였다.

2.4.4 촉매변환기에서의 농도 계산

본 연구에서는 배기가스 중의 유해물질인 CO, HC 및 NOx의 3성분을 동시에 정화하는 3원 촉매변환기를 사용하였다. 3원 촉매변환기내에서의 산화·환원반응을 화학반응식으로 나타내면 다음과 같다.²²⁾

- ① 4HC + 5O₂ → 4CO₂ + 2H₂O
- ② 2CO + O₂ → 2CO₂
- ③ 4HC + 10NO → 4CO₂ + 2H₂O + 5N₂
- ④ 2CO + 2NO → 2CO₂ + N₂

촉매변환기 내에서의 반응을 모델링하기 위하여는 위 4개의 반응식을 모두 포함하여 해석하여야 하나 이 경우 식①과 ③에 나타나는 탄화수소의 농도가 먼저 계산되어야 한다. 그러나 본 연구에서는 실린더내 연소과정의 계산시 소염에 의한 미연혼합기의 배출이나 연소과정 중의 중간생성물로서의 탄화수소의 발생을 고려하지 않았으므로 이의 포함이 곤란하다. 따라서 위 반응식중 식②와 ④의 반응만이 촉매변환기 내에서 일어나는 것으로 간주하여 촉매변환기 내에서의 NO와 CO 농도의 정미 변화율에 관한 다음 식들을 설정하여 계산하였다.

$$\frac{d[NO]}{d\alpha} = -\frac{R_2}{6N}(\alpha_e \beta_e - 1) \quad (7)$$

$$\frac{d[CO]}{d\alpha} = -\frac{1}{6N}[R_2(\alpha_e \beta_e + 1) + R_4(\beta_e + 1)] \quad (8)$$

여기서 β_e는 CO의 평형농도에 대한 비평형농도의 비([CO]/[CO]_e)를 나타낸다.

3. 실험

본 연구를 통하여 작성된 프로그램의 정확성을 검토하기 위하여 여러 가지 운전조건에서 기관의 각종 성능인자들과 실린더와 흡·배기관 내에서의 크랭크각에 따른 순간적인 압력변화 및 배기가스의 조성을 측정하였다.

실험에 사용된 기관은 국내에서 시판되는 경승용차용 가솔린기관으로 배기량 796cc의 자연흡기식 소형 가솔린 기관에 Garrett사제의 T-15 터보과급기를 장착하여 터보과급 기관을 구성하였다. 실험용 기관의 제원은 Table 1과 같다.

실린더 내에서의 순간적인 압력 변화와 기관의 도시성능을 파악하기 위하여 압전형 압력변환기(Piezo-electric pressure transducer, Kistler 6051B)를 사용하였다. 아울러 흡·배기관 내에서의 압력변화를 검출하기 위하여는 저압에서의 절대압력의 변화를 정확히 검출할 수 있는 압저항형 압력변환기(Piezo-resistive pressure transducer, Kistler 4045A2)를 이용하였다.

배기가스의 측정은 Rotork사의 Emirak III 가스분석기를 사용하였다. 이 장치에서 CO₂ 및 CO의 측정은 비분산 적외선 분석방식(NDIR)을 사용하며 NO의 농도는 화학적 발광 분석방식(CLD)에 의하여 측정한다.

실험은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 각

Table 1 Specifications of the test engine

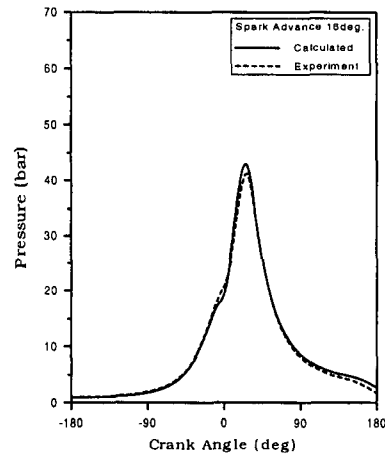
Item	Specification
Type	3-Cyl-In Line-OHC, Water cooled
Bore × Stroke(mm)	68.5 × 72.0
Displacement volume(cc)	796
Max. power(PS/rpm)	41 / 5500
Max. torque(kgf-m/rpm)	6.0 / 3000
Compression ratio	9.3
Carburettor	2Barrel, Down-draft

각에 대하여 전부하 운전을 포함한 여러 가지 흡기관 압력조건에 대하여 기관회전속도를 1500 rpm에서 3500rpm까지 변화시켜가며 시행하였다. 시험중 공기-연료비는 이론혼합비를 유지하도록 하였다.

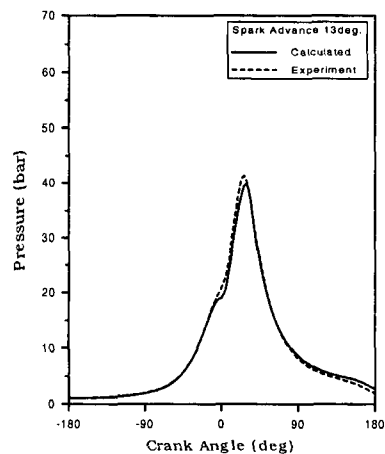
4. 결과 및 고찰

4.1 예측의 정확성 검토

Fig. 2는 이론혼합비에서 기관회전속도 2000 rpm, 스토틀 밸브 전개인 운전조건에 대하여



(a) Naturally aspirated



(b) Turbocharged

Fig. 2 Cylinder pressure-crank angle diagram(W.O.T., 2000rpm)

크랭크각에 따른 실린더내의 압력변화를 자연 흡기식 기관과 터보과급 기관 각각에 대하여 도시한 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 실린더내의 압력변화의 예측값은 실험값과 비교하여 비교적 잘 일치하고 있다. 다만 팽창행정 후

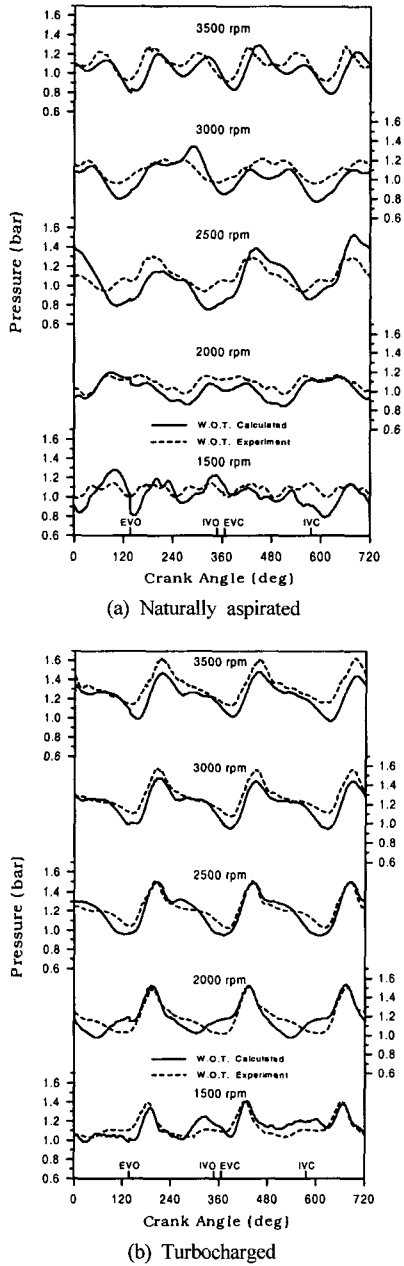


Fig. 3 Exhaust pressure variation(W.O.T.)

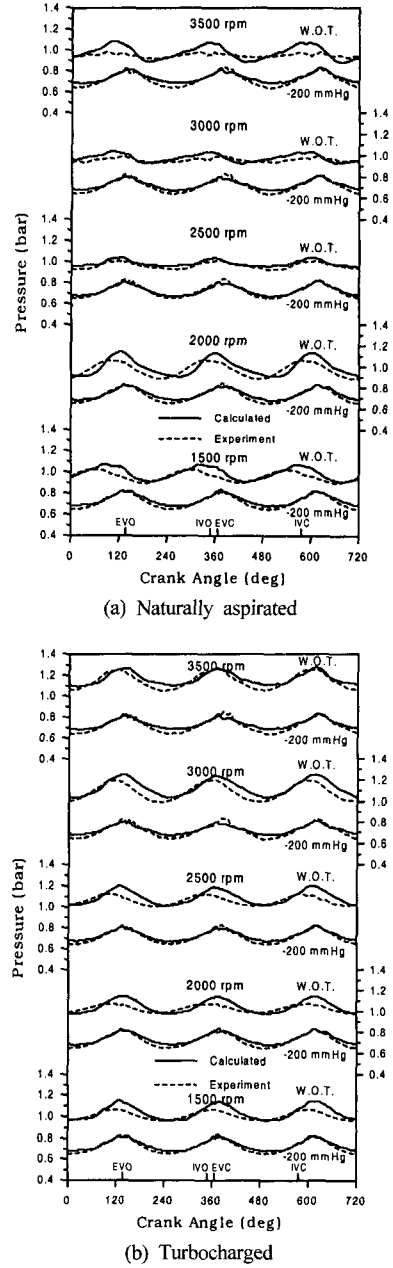


Fig. 4 Intake pressure variation

반에서 실험값보다 약간 높은 값을 예측하고 있으나 이 정도의 차이는 기관성능의 계산에 있어서 큰 문제를 나타내지는 않는다. 여기에서 제시하지 않은 다른 운전조건의 경우에 있어서도 실린더내의 압력변화는 스로틀 밸브 전

개 상태의 경우에서와 비슷한 경향을 보이고 있다. 자연흡기식 기관의 경우 실린더내의 압력은 최대 3bar 정도의 차이로 비교적 잘 예측하고 있으며, 터보과급 기관의 경우는 고부하 고속인 조건에서 최고압력을 실제보다 높게 예측하고 있으나 도시일의 계산에는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

Fig. 3은 스로틀 밸브 전개인 운전조건에서 기관회전속도를 변화시켰을 때의 배기관내의 압력변화를 도시한 것이다. 배기관내의 압력변화의 양상은 예측값과 실험값 간에 진폭의 차이는 관찰되나 양자가 거의 같은 형태로 변화하고 있으며 각 기관회전속도에서의 평균압력의 값은 거의 같게 나타나고 있다. 또한 터보과급기의 설치에 따라 배기계통의 형상이 달라지면서 자연흡기식 기관의 동일한 운전조건과 비교하여 압력파의 파형과 크기가 많이 달라지는 것을 알 수 있으며 계산값은 이를 잘 반영하고 있다.

Fig. 4는 전부하와 특정 부분부하 운전조건에서 흡기 매니폴드에서의 압력변화를 도시한 것이다. 계산에서 나타난 진폭의 변화가 실험에서보다 다소 작게 나타나고 위상의 차이도 일부 관찰되고 있으나 대체적으로 예측값과 실험값이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 아울러 터보과급의 효과가 극대가 되는 스로틀 밸브 전개의 경우 기관회전속도가 증가함에 따라 과급의 결과로서 흡기관 압력이 증가하고 있는 현상이 뚜렷이 반영되고 있다.

압력-크랭크 각 선도에 대한 이상의 검토를 통하여 관내의 유동해석을 위하여 사용한 특성 곡선법과 경계해석에 사용된 각종 모델들은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 흡·배기 계통에서의 유동현상을 잘 예측하고 있다고 판단된다.

Fig. 5는 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 각각에 대하여 기관회전속도의 변화에 따른 충전효율과 도시평균유효압력 및 도시연료소비율의 변화를 각 흡기관 압력에 대하여 도시한 것

이다. 충전효율의 경우 전 흡기관 압력에 대하여 예측값과 실험값의 변화 성향이 거의 동일하게 나타났으며, 부분부하의 경우 2~3% 차이 이내로 예측할 수 있었다. 그러나 자연흡기식 기관에서 스로틀 밸브 전개의 경우 예측값과

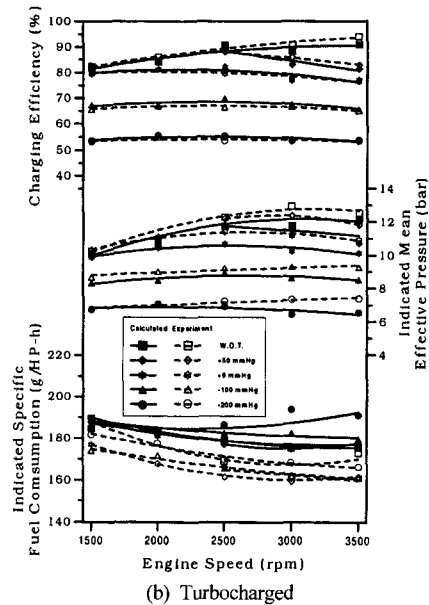
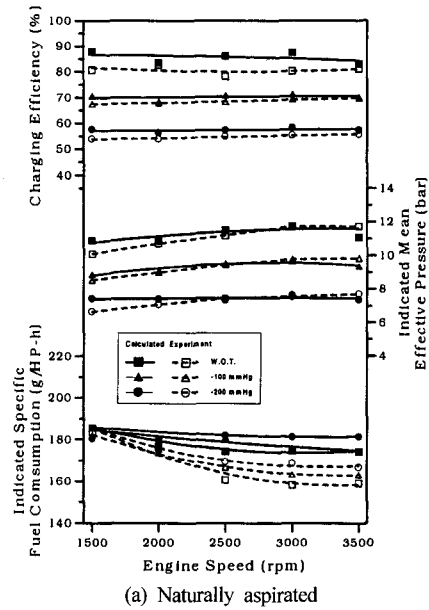


Fig. 5 Effect of engine speed on the indicated performances

실험값은 최대 8%의 차이를 보이고 있다. 이는 Fig. 4에서 나타난 바와 같이 흡기관 압력변화 예측에 있어서의 오차 때문으로 생각된다. 도시평균유효압력의 변화는 전반적으로 실험치와 예측치의 경향이 일치하며, 일부 운전조건에서 최고 9% 정도의 차이를 보이는 것을 제외하고는 전반적으로 1~5% 정도의 차이 내에서 예측하고 있다. 터보과급의 경우 도시평균유효압력은 대부분의 조건에서 실험값보다 낮게 예측되고 있다. 도시연료소비율은 실험값과 예측값의 변화 경향은 대체로 유사하나, 충전효율이 대체로 높게, 도시평균유효압력은 낮게 예측된 결과로 도시연료소비율의 예측값은 실험에서보다 높은 값을 보여주고 있다. 이는 도시일의 예측에 큰 영향을 미치는 열전달 모델의 개선 또는 열전달 관련 상수의 수정 등을 통하여 개선되어야 할 부분으로서 앞으로 이에 관한 검토가 필요하다.

Fig. 6은 기관회전속도의 변화에 따른 NO, CO₂ 및 CO의 농도 변화를 촉매변환기를 통과하기 전과 통과한 후 각각에 대하여 실험값과 예측값을 비교하여 도시한 것이다. 먼저 Fig. 6(a)의 자연흡기의 경우 촉매변환기를 통과하기 전의 각 화학종의 농도 변화에 대한 예측의 정확성을 검토하면, NO의 농도는 실험값과 이론값 모두가 기관회전속도의 증가에 따라 완만하게 증가하는 것으로 나타나고 있으며, 실험값과 예측값이 거의 근접하고 있다. 촉매변환기 입구에서의 CO₂의 농도는 실험값과 예측값 모두 흡기관 압력과 기관회전속도의 변화에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며 전반적으로 실험값보다 2% 정도 낮은 값을 예측하고 있다. 이는 CO₂의 농도를 평형농도로 계산하였기 때문으로 생각되며 CO₂ 농도의 2% 정도의 차이는 전 연소가스의 비열에 큰 영향을 미치지 못하며, 정확한 CO₂ 농도 계산을 위하여 비평형농도로의 계산이 이루어져야 하지만 CO₂ 발생기구의 설정과 계산시간이 크게 증가하는 문제가 있다. 반면 비평형농도를 고려한 경험

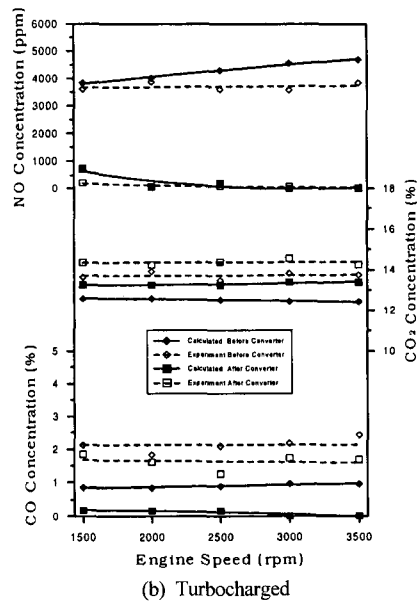
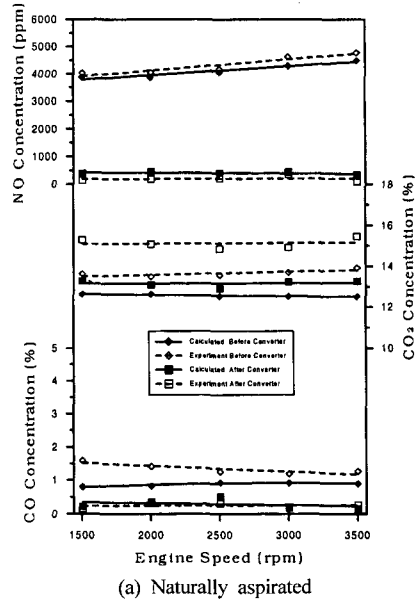


Fig. 6 Effect of engine speed on the exhaust emissions(W.O.T., Stoichiometric)

식으로 계산한 CO의 농도는 예측값이 실험값에 보다 가깝게 접근하고 있다. 촉매변환기 입구에서의 CO의 농도는 예측값이 실험값에 대해 자연흡기식 기관의 경우 최대 0.6% 정도, 터보과급의 경우 최대 1.3% 정도의 차이를 보

이며 실험값보다 낮은 값을 예측하고 있다. 실험값의 경우 촉매변환기를 통과한 후의 NO와 CO의 농도는 촉매변환기를 지나기 전과 비교하여 현저하게 감소하고 있으며 CO농도의 감소에 따라 CO₂의 농도는 증가하고 있음을 알 수 있다. 농도 변화에 미치는 촉매변환기의 이러한 영향은 계산에 잘 나타나고 있다. Fig. 6(b)에 나타난 터보과급의 경우는 촉매변환기 입구에서의 NO의 농도가 고속에서 높게 계산되고 있다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 터보과급의 경우 고부하 고속인 조건에서 실제보다 최고압력을 높게 예측하였기 때문에 NO의 농도가 높게 계산된 것으로 판단된다. 아울러 CO농도의 경우는 실험에서 나타난 것보다 낮은 값을 예측하고 있다. 이는 터보과급 전부하 운전조건과 같이 혼합기가 과도하게 공급되는 조건에서는 전체적으로는 이론혼합비가 유지되었다 하더라도 혼합기의 불균일 분포 및 불완전 연소에 의하여 CO의 배출이 많아지나 실린더 전체를 하나 또는 두 개의 영역으로 생각하는 연소모델을 사용하는 경우에 있어서는 이와 같은 현상이 계산에 제대로 반영될 수 없기 때문에 나타나는 결과로 생각된다.

4.2 기관 성능의 비교

경승용차용 소형기관의 출력 성능을 향상시키기 위한 적극적인 방안으로는 다밸브화를 통하여 혼합기의 유효유동면적을 증가시키는 방안과 터보과급을 통하여 급기의 밀도를 증가시키는 방안이 고려된다. 터보과급의 효과는 제1보에서의 실험적 검토를 통하여 그 효과가 확인되었으나 기존기관의 다밸브화를 위하여는 실린더 헤드와 밸브구동기구의 재설계 및 제작이 선행되어야 하므로 실험을 통한 확인은 학교차원에서는 물론 자동차 제작회사에서도 상당한 비용과 노력이 요구된다. 따라서 본 연구를 통하여 작성된 시뮬레이션 프로그램을 이용함으로써 다밸브화에 따른 성능변화의 경향을 대체적으로 파악할 수 있다면 경비와 시간을

상당히 절약할 수 있을 것이다. 본 연구에서는 기존 기관의 2밸브 구조를 4밸브화를 통하여 밸브 유동면적을 30% 증가시킨 경우를 상정하고 이에 대한 계산을 수행하여 이를 기존 기관과 터보과급화된 기관의 경우와 비교하였다. 기존 기관의 경우 흡기밸브는 34mm, 배기밸브는 30mm의 지름을 가지고 있으나, 이를 각각 27.4mm 및 24.2mm로 하고 4밸브를 채택함으로써 밸브를 통한 유효유동면적을 기존 기관보다 30% 증가시켰다.

Fig. 7은 기존의 자연흡기식 기관과 이를 터보과급시킨 경우 및 4밸브화 한 경우의 충전효율의 변화를 계산한 것을 도시한 것이다. 스로틀 밸브 전개의 경우 밸브 유효면적이 30% 증가한 경우의 충전효율은 2500rpm 이상에서는 터보과급 기관의 경우와 기존 기관의 경우의 중간에 위치하며, 이 범위에서 충전효율은 기존의 경우보다 대체적으로 약 8% 정도 증가함을 알 수 있다. 저속의 경우 터보과급을 시행하여도 배기 에너지가 충분하지 않아 기존의 자연흡기식 기관과 거의 차이가 없는 충전효율을

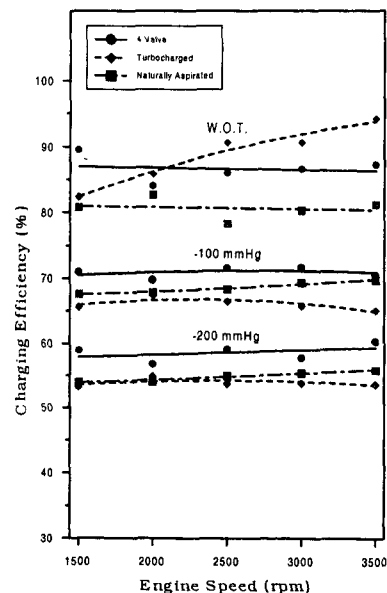


Fig. 7 Comparison of charging efficiency for 3 types of engine

보이고 있으나 저속에서도 밸브를 통한 유동면적이 충분한 4밸브 기관의 경우는 기존의 기관이나 터보과급 기관의 경우보다 큰 충전효율을 나타내고 있다. 부분부하의 경우, 같은 흡기관 압력에 대하여 터보과급 기관은 기존의 기관보다 근소하게 낮은 충전효율을 보이고 있으나 4밸브 기관의 경우는 기존의 자연흡기식 기관보다 높은 충전효율을 보이고 있다. 이는 충전효율에 결정적인 영향을 미치는 흡기관 압력을 동일하게 유지하고 비교하더라도 배기계에 터빈을 가지고 있어 배기저항이 작용하는 터보과급 기관이 상대적으로 불리한 반면 이와 같은 저항이 없고 밸브 유동면적이 큰 4밸브 기관이 유리함을 알 수 있다.

Fig. 8은 동일한 경우에 대하여 도시성능인자들을 비교한 것으로 스로틀 밸브 전개인 운전 조건에서 터보과급의 경우는 기존 기관보다 큰 출력성능을 보이고 있으나 기존 기관에 대한 충전효율의 증가만큼 출력성능이 증가하지는 않고 있다. 이는 4밸브 기관의 경우에서도 마찬가지로 유동면적의 증가로 충전효율이 기존의 기관보다 증가하여 출력성능의 증가를 보이고

있으나 충전효율의 증가에 비례하여 출력성능이 증가하지는 않으며 도시연료소비율은 세가지 경우 중 가장 높게 나타나고 있다. 결과적으로 세가지 경우를 비교할 때 저속구간에서는 4밸브 기관이 가장 유리하고 고속이 되면서 터보과급의 유리함이 부각되고 있다. 흡기관 압력 -100mmHg 이하의 부분부하에서는 동일한 흡기관 압력과 기관회전속도에 대하여 터보과급 기관의 성능이 근소하게 낮은 양상을 보이고 있으며, 스로틀 밸브 전개의 경우와 마찬가지로 저속구간에서는 4밸브 기관이 유리하며 그 외에서는 기존 기관과 4밸브 기관이 거의 같은 성능을 나타내고 있다.

이상의 비교·검토는 시뮬레이션 프로그램의 활용의 한 예를 보여주기 위하여 대부분의 설계사양을 그대로 둔채 터보과급 또는 4밸브화시킨 경우의 단순 비교를 시행한 것으로서 이를 통하여 세가지 경우의 유·불리를 단정할 수는 없다. 보다 실제적인 비교를 위하여는 터보과급 또는 4밸브화에 따른 기타 사양의 변화 즉 압축비, 연소실 형상 및 운전조건 등의 변화를 고려하여 보다 실제적인 조건에서 비교·검토를 시행하여야 할 것이다.

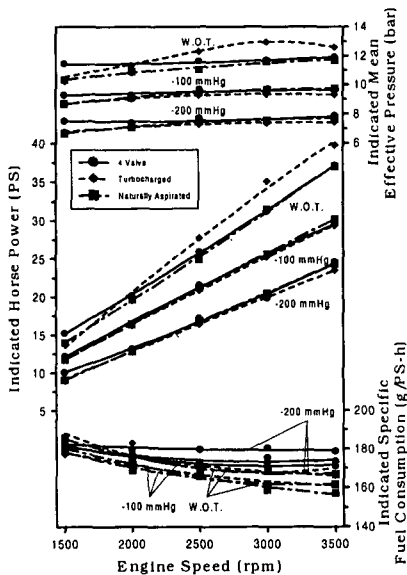


Fig. 8 Comparison of performances for 3 types of engine

5. 결론

경승용차용 가솔린기관을 대상으로 흡·배기계통에서의 유동과 실린더 내에서의 연소 특성에 관한 이론적 해석을 통하여 기관성능과 배기조성을 예측하고 이를 실험과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1) 단일영역모델과 2영역모델을 사용한 실린더 내의 압력변화의 예측값은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 기관회전수의 변화와 흡기관 압력의 변화에 따른 변화 경향을 비교적 잘 예측하고 있으며, 정량적으로도 상당히 접근하고 있다.

2) 흡·배기관 내에서의 압력변화의 예측값은 실험값과 잘 일치하고 있으며 터보과급의

효과도 잘 반영하고 있다. 따라서 특성곡선법과 경계해석에 사용된 모델들은 흡·배기 계통에서의 유동특성을 잘 예측하고 있는 것으로 판단된다.

3) 충전효율은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 평균 3% 정도의 차이 이내로 예측이 가능하였고, 도시평균유효압력은 실험값과 예측값의 경향은 일치하고 있으나 전반적으로 조금 낮게 예측된 결과로 도시연료소비율이 실험값 보다 높게 예측되었다.

4) 평형열역학과 반응속도론에 의한 배기농도의 계산은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 촉매변환기 전·후에서의 배기농도의 변화 경향을 잘 나타내고 있으며 정량적으로도 접근하고 있다. 다만 CO농도의 경우는 정량적인 관점에서의 개선이 요구된다.

참 고 문 헌

- 1) 윤건식, 서문진, 우석근, "경승용차용 가솔린 기관의 성능향상에 관한 이론 및 실험적 연구(제1보) -성능실험을 중심으로-", 한국자동차공학회논문집, 제8권 제6호, pp.40-50, 2000.
- 2) R. S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine", Vol.1, pp.424-457, 479-570, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- 3) 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, No.2, pp.97-124, 1975.
- 4) 윤건식, 유병철, "단기통 4사이클 스파이크 점화기관 흡·배기과정의 시뮬레이션", 자동차공학회지 제7권 제1호, pp.24-34, 1985.
- 5) 유병철, 최영돈, 이병해, 윤건식, "4기통 4사이클 스파이크 점화 기관의 성능 및 배기 조성 예측에 관한 연구", 자동차공학회지 제10권 제4호, pp.39-56, 1988.
- 6) P. A. Lakshiminarayanan, P. A. Janakiraman, M. K. G. Babu, B. S. Murthy, "A Finite Difference Scheme for Unsteady Pipe-Flows", Int. J. Mech. Sci., Vol.21, pp.557-566, 1979.
- 7) R. J. Pearson, D. E. Winterbone, "Calculation of One-Dimensional Unsteady Flow in Internal Combustion Engines - How Long Should It Take?", Instn. Mech. Engrs., Paper No. C499/012/96, pp.193-202, 1996.
- 8) A. Onorati, G. Ferrari, "Modeling of 1-D Unsteady Flows in I.C. Engine Pipe Systems : Numerical Methods and Transport of Chemical Species", SAE 980782, 1998.
- 9) H. Zhang, S. Widener, "An Integrated Engine Cycle Simulation Model with Species Tracking in Piping System", SAE 960077, 1996.
- 10) D. K. Kuehl, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures", 8th International Symposium on Combustion, pp.510-521, 1962.
- 11) J. H. Linesch, "A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories Single-Cylinder Engine Simulation Program", GM Report EN-175, 1980.
- 12) W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.177, pp.973-996, 1963.
- 13) H. Daneshyar, "Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder", Int. J. Mech. Sci., Vol 10, pp.711-722, 1968.
- 14) 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.
- 15) 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.
- 16) R. S. Benson, "A Simple Algorithm for a Multi-Pipe Junction in Non-Steady Homentropic Flow", J. Mech. Engrng. Sci., Vol. 17, No.1, pp.40-41, 1975.
- 17) 유병철, 이정현, "4기통 4사이클 스파이크 점화기관 흡·배기계통의 유동에 관한 연구", 자동차공학회지 제10권 제1호, pp.63-71, 1988.
- 18) 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.
- 19) 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.
- 20) C. W. Vickland, F. M. Strange, R. A. Bell and E. S. Starkman, “A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines”, SAE Trans., Vol. 70, pp.785-795, 1962.
- 21) W. J. D. Annand, “Calculation of Nitric Oxide and Carbon Monoxide Concentrations in Spark-Ignition Engines”, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.188, pp.437-445, 1974.
- 22) R. Stone, “Introduction to Internal Combustion Engines”, 2nd Ed., pp.136-140, 1992.