

특성곡선법과 다중길이 척도법을 이용한 가솔린 기관의 기관성능시뮬레이션 개선에 관한 연구

김 철 수*

A Study on the Improvement of Engine Performance Simulation Using Multi-Length-Scale Model and MOC

C-S Kim*

Key words : Flame factor model(화염계수 모형), Engine performance simulation(기관성능 시뮬레이션), Mean kinetic energy(평균유동 운동에너지), Method of characteristics(특성곡선법), Multi-length scale model(다중길이 척도법), Quasi-state dimensional $k-\varepsilon$ turbulent model(유사차원 $k-\varepsilon$ 난류모형)

Abstract

Generally, there are two methods in researching internal combustion engines. One is by experimental research and the other is by computer simulation. The experimental research has many merits that researchers can get data for engine performance, but it has also some demerit of cost and time. If there is an engine simulation code with accuracy for the solution, it is very convenient to predict the performance and optimum design value of the engine. In this study, engine performance simulation program has been improved to predict the transient variation of properties of gas in cylinder, intake and exhaust manifolds. The total program code was developed to calculate the pressure, flame factor and turbulent intensity. As a result of present study, the authors could predicted the in-cylinder pressure, intake manifold pressure and the engine performance in various conditions. The authors also could easily prepare the tool of optimum design of manifold and in-cylinder geometry.

1. 서 론

지금까지 내연기관의 성능개선에 사용되어 왔

던 주된 방법은 실험이었다. 실험을 선호하는 이유는 정확한 결과 값의 도출이 가능하다는 점과 여러 가지 물리적인 현상을 얻을 수 있기 때문이다. 내

* 국립원주대학 자동차서비스과(원고접수일 : 2000년 12월)

연기관의 실험 중 실린더 내부유동이나 화염진행의 특성은 측정하기 어려운 부분으로 이러한 실험의 한계성을 극복하고 보다 효율적으로 기관의 성능을 개선시키기 위하여 기관성능 시뮬레이션 (Engine Performance Simulation)을 이용하면 기관의 성능 연구에 있어서 경비와 시간을 절약할 수 있으며 실험으로 측정하기 어려운 부분의 물리적 변수의 연구에 많은 도움이 될 것이다. 특히 새로운 기관의 설계 및 제작에 관한 연구에서는 실험에 앞서 필수적으로 시뮬레이션을 할 필요성이 있다. 기관해석법은 연소실의 압력을 실험에 의해 측정하여 연소실의 화염속도, 난류강도, 연소실온도, 밀도, 압력등을 계산하는 기관성능 시뮬레이션 방법과 기관내의 압력, 화염속도, 기관성능을 추정 계산하는 사이클 시뮬레이션 방법으로 대별할 수 있다. 현재는 시뮬레이션의 연구 중 난류강도와 연소특성 사이의 관계를 해석하는 연구가 많이 진행되고 있으며 연소특성은 내연기관의 성능에 가장 중요한 영향을 미치는 요인이기 때문에 이를 향상시키기 위해서는 흡입과정에서 생성되는 난류유동이 연소특성에 미치는 영향을 이론 정립할 필요가 있다. 본 연구에서는 기 개발된 기관성능 시뮬레이션 프로그램^{1,2)}을 이용하여 화염계수 모형의 종류에 대한 기관성능 변화와 화염계수 변화를 살펴보고 특성곡선법(MOC, Method of Characteristics)³⁾에 의한 흡배기관 해석, 다중길이 척도법에 의한 난류 운동에너지 생성을 해석, 유사차원 k-ε 난류모형에 의한 난류강도 해석, 새로운 화염계수 모형에 의한 연소특성 해석 및 기관성능해석 등을 순차적으로 하여 실린더 해석 난류모형과 그에 적합한 연소모형을 개발하고자 한다. 이로부터 개발된 결과는 새로운 기관의 설계에 있어서 아주 유용한 해석 방법이 될 것으로 생각된다.

2. 이론해석

1. MOC (특성곡선법)에 의한 흡배기관 해석

유체와 벽면과의 마찰, 유로 단면적의 변화, 엔트로피 및 열전달 변화를 갖는 1차원 비정상 유동에 대한 기본방정식은 다음과 같다.

(1) 연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (1.1)$$

(2) 운동방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (1.2)$$

(3) 에너지방정식 :

$$q\rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[(\rho F dx) \left(C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\rho u F) \left(C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] dx \quad (1.3)$$

식(1.1)과 (1.2)를 사용하여 식(1.3)을 정리하면 다음과 같이 변형된다.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (k-1)\rho \left[q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right] = 0 \quad (1.4)$$

여기서 k 는 비열비이다. 이들 방정식의 해를 구하기 위하여 특성곡선법(MOC)을 이용한다. 이 방법은 연속방정식, 운동방정식 및 에너지 방정식을 다음과 같은 상미분 방정식의 형태인 압력파와 유적선 특성방정식으로 변경하여 해를 구한다.

(4) 압력파 특성곡선식 (Wave Characteristics)

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (1.5)$$

$$\frac{dP}{F} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (1.6)$$

(5) 유적선 특성곡선식(Path Line Characteristics)

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (1.7)$$

$$\frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0 \quad (1.8)$$

식(1.5), (1.7)은 각 특성선의 방향 조건식이고 각각 압력파와 유체입자의 전파속도를 의미한다. 식(1.6), (1.8)은 특성곡선의 적합방정식이며 이는 각

특성선의 방향 조건에 따라 구할 수 있다. 이들 특성방정식의 해석에는 수치적으로 격자법(mesh method)과 수정형 비격자법(modified nonmesh method)⁴⁾이 사용된다.

2. 연소실 이론해석

Fig.1의 검사체적에 대한 에너지방정식은 열역학 제 1법칙에 의하면 다음과 같다.

$$dU = d(mh) - d(PV) \quad (2.1)$$

$$dU = d(mh)_{inp} - d(mh)_{ex} - dQ - PdV \quad (2.2)$$

여기서 U 는 내부에너지, h 는 비엔탈피이다. 비엔탈피와 비내부에너지의 관계에서 다음의 식이 성립한다.

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (2.3)$$

$$P = \rho RT \quad (2.4)$$

식(2.4)를 미분하면 다음의 식이 얻어진다.

$$\frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dR}{R} \quad (2.5)$$

식(2.3)~식(2.5)로부터 크랭크각에 대한 압력변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\rho}{(\partial\rho/\partial P)_T} \left[\frac{(R_1 - R_2)}{R} \frac{dx_1}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{(\partial\rho/\partial T)_P}{\rho} \frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} \right] \quad (2.6)$$

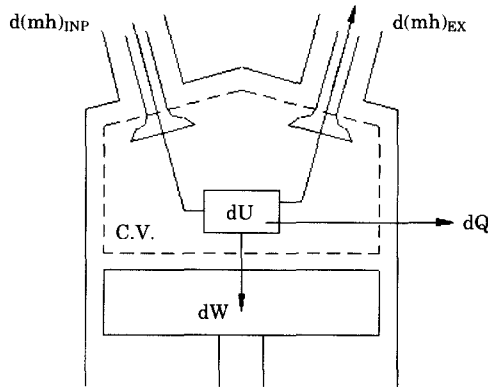


Fig. 1 Control volume for the gas in-cylinder

크랭크각에 대한 온도변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{B_1}{A_1} \left[\left(\frac{(R_1 - R_2)}{R} + \frac{(h_2 - h_1)}{B_1} \right) \frac{dx_1}{d\theta} + \left(1 - \frac{h}{B_1} \right) \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{B_1 m} \left(h_{inp} \frac{dm_{inp}}{d\theta} - h_{ex} \frac{dm_{ex}}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \right) \right] \quad (2.7)$$

여기서

$$A_1 = C_P + \left(\frac{\partial\rho}{\partial T} \right)_P \left[\frac{1}{\rho} - C_T \right], B_1 = \frac{1 - \rho C_T}{\left(\frac{\partial\rho}{\partial P} \right)_T}$$

이다. 식(2.7)을 기관의 행정에 따라 정리하면 다음과 같다.

(1) 흡입행정

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{B_1}{A_1} \left[\left(\frac{(R_1 - R_2)}{R} + \frac{(h_2 - h_1)}{B_1} \right) \frac{dx_1}{d\theta} + \left(1 - \frac{h}{B_1} \right) \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{B_1 m} \left(h_{inp} \frac{dm_{inp}}{d\theta} - h_{ex} \frac{dm_{ex}}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \right) \right] \quad (2.8)$$

(2) 압축행정

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{B_1}{A_1} \left[-\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{1}{B_1 m} \frac{dQ}{d\theta} \right] \quad (2.9)$$

(3) 연소행정

① 미연가스 영역

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{B_u}{A_u} \left[\frac{1}{x_b - 1} \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{1}{V_u} \frac{dV_u}{d\theta} - \frac{1}{B_u m_u} \frac{dQ_u}{d\theta} \right] \quad (2.10)$$

② 기연가스 영역

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{B_b}{A_b} \left[\frac{1}{x_b} \left(1 + \frac{h_u - h_b}{B_b} \right) \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{1}{V_b} \frac{dV_b}{d\theta} - \frac{1}{B_b m_b} \frac{dQ_b}{d\theta} \right] \quad (2.11)$$

(4) 배기행정

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{B_1}{A_1} \left[-\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{1}{B_1 m} \frac{dQ}{d\theta} \right] \quad (2.12)$$

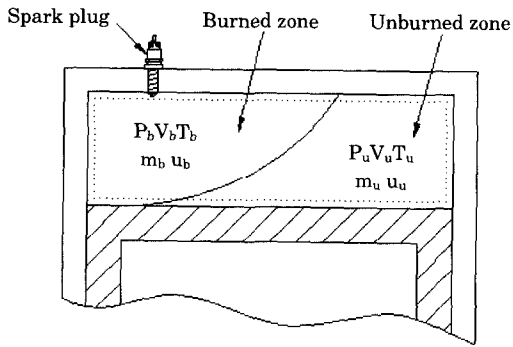


Fig. 2 System with burned and unburned zones

연소실내 질량변화율을 연속방정식에서 구하면 다음과 같다.

$$\frac{dm}{d\theta} = h_{inp} \frac{dm}{d\theta} - h_{ex} \frac{dm}{d\theta} \quad (2.13)$$

위의 식으로부터 압력과 질량의 변화율을 구하여 식(2.14)의 Runge-Kutta법을 이용하여 다음 시간 단계에서의 실린더 압력과 질량을 구할 수 있고 이상기체 상태식으로부터 실린더내의 온도를 구할 수 있다.

$$p_{n+1} = p_n + \frac{dp}{d\alpha} \Delta\alpha, m_{n+1} = m_n + \frac{dm}{d\alpha} \Delta\alpha$$

$$T_{n+1} = \left(\frac{pV}{Rm} \right)_{n+1} \quad (2.14)$$

3. 난류강도 이론해석

(1) 속도분리 방법

흡입과정의 속도성분의 분리는 흡입유동 속도성분(V_{inp})을 스윙성분($V_{inp,s}$)과 텀블성분($V_{inp,t}$) 및 비구조성분($V_{inp,us}$)으로 분리하여 적용하였고 이들의 분리에 사용되는 스윙계수(S_R)와 텀블계수(T_R)는 각 회전속도에 따른 측정 값을 사용하였다¹⁵⁾. 스윙계수의 정의로부터 각운동량 식(3.1)을 사용하여 속도를 분리하면 식(3.2)의 스윙속도($V_{inp,s}$), 식(3.3)의 텀블속도($V_{inp,t}$)가 얻어진다.

$$G_t = V_t \int_0^{2\pi} \int_0^{R_c} \rho r^2 V_T dr d\theta = \frac{2}{3} \pi \rho V_t V_T R_c^3 \quad (3.1)$$

$$V_{inp,s} = V_T = \frac{3}{8} V_t S_R \frac{V_{inp}}{V_t} = \frac{3}{8} V_{inp} S_R \quad (3.2)$$

$$V_{inp,t} = \frac{3}{8} V_{inp} T_R = \frac{3}{8} V_t T_R \frac{V_{inp}}{V_t} \quad (3.3)$$

이들 식으로부터 비구조성분 속도 $V_{inp,us}$ 는 식(3.4)와 같이 된다.

$$V_{inp,us} = \sqrt{V_{inp}^2 - V_{inp,s}^2 - V_{inp,t}^2} \quad (3.4)$$

(2) 유사차원 $k-\epsilon$ 난류모형

흡입과정, 압축과정 및 연소과정 동안 난류 운동 에너지 거동을 알기 위해서는 유사차원 난류 운동 에너지(k) 방정식과 난류 운동에너지 소멸율(ϵ) 방정식¹⁶⁾을 해석해야 하는데 이 방정식의 모형화는 앞서 언급한 바와 같이 난류운동에너지 생성을 향의 모형화의 어려움 때문에 대수 ϵ 모형 I과 대수 ϵ 모형 II에서는 ϵ 방정식을 $\epsilon \sim k^2/A$ 로 모형화하여 난류 길이척도를 ϵ 방정식에 간접적으로 적용하였고 Daneshyar의 1영역 $k-\epsilon$ 모형과 2영역 $k-\epsilon$ 모형은 난류 운동 에너지 생성을 해석에 난류 길이척도를 사용하지 않은 단점이 있었다. 본 연구에서는 난류 길이척도가 난류 운동 에너지 생성에 직접 작용하도록 모형화한 다중길이 척도법을 이용한 $k-\epsilon$ 모형을 만들었다. 사용한 난류모형은 흡입과정, 압축과정, 배기과정은 대수 모형 I에 ϵ 방정식을 첨가한 1영역 $k-\epsilon$ 모형을 적용하였고 연소과정은 1영역 $k-\epsilon$ 모형과 2영역 $k-\epsilon$ 모형을 동시에 해석하였다. 즉 다차원 $k-\epsilon$ 모형에서의 대류항, 난류 운동에너지 생성을 향을 유사차원 형태로 정리하여 사용하였다.

평균유동 운동에너지 방정식과 난류 운동에너지 방정식은 대수 모형 I의 식을 사용하였고 ϵ 방정식에서는 다차원 $k-\epsilon$ 모형의 $\epsilon \partial U_j / \partial x_j$ 항을 $\epsilon V_{ptn} / S$ 로 모형화하여 압축 항이 해석에 포함되도록 하여 흡입유동이 피스톤 순간속도에 의해 유도난류로 전환되는 효과를 고려하였다. 이와 관련된 평균유동 운동에너지 방정식, 난류 운동에너지 방정식, 난류 운동에너지 소멸율 방정식등은 다음과 같다.

① 평균유동 운동에너지 방정식

평균유동 운동에너지 방정식을 스윙성분, 텀블 성분 및 비구조성분의 식으로 분리하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{dK_s}{dt} = \dot{m}_{inp,s} \frac{V_{inp,s}^2}{2} - P_s - K_s \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (3.5)$$

$$\frac{dK_t}{dt} = \dot{m}_{inp,t} \frac{V_{inp,t}^2}{2} - P_t - K_t \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (3.6)$$

$$\frac{dK_{us}}{dt} = \dot{m}_{inp,us} \frac{V_{inp,us}^2}{2} - P_{us} - K_{us} \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (3.7)$$

② 난류 운동에너지 방정식

1영역에서 난류 운동에너지 방정식을 스윙성분, 텀블성분 및 비구조성분의 식으로 분리하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{dk_s}{dt} = P_s - m\epsilon_s + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} k_{inp,s} - \frac{\dot{m}_{ex}}{m} k_{ex,s} \quad (3.8)$$

$$\frac{dk_t}{dt} = P_t - m\epsilon_t + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} k_{inp,t} - \frac{\dot{m}_{ex}}{m} k_{ex,t} \quad (3.9)$$

$$\frac{dk_{us}}{dt} = P_{us} - m\epsilon_{us} + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} k_{inp,us} - \frac{\dot{m}_{ex}}{m} k_{ex,us} \quad (3.10)$$

③ 난류 운동에너지 소멸율 방정식

난류 운동에너지 소멸율 방정식을 스윙성분, 텀블성분 및 비구조성분의 식으로 분리하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d\epsilon_s}{dt} = C_1 P_s \frac{\epsilon_s}{k_s} - C_2 \frac{m\epsilon_s^2}{k_s} + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} \epsilon_{inp,s} + C_3 \epsilon \frac{V_{ptn}}{S} \quad (3.11)$$

$$\frac{d\epsilon_t}{dt} = C_1 P_t \frac{\epsilon_t}{k_t} - C_2 \frac{m\epsilon_t^2}{k_t} + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} \epsilon_{inp,t} + C_3 \epsilon \frac{V_{ptn}}{S} \quad (3.12)$$

$$\frac{d\epsilon_{us}}{dt} = C_1 P_{us} \frac{\epsilon_{us}}{k_{us}} - C_2 \frac{m\epsilon_{us}^2}{k_{us}} + \frac{\dot{m}_{inp}}{m} \epsilon_{inp,us} + C_3 \epsilon \frac{V_{ptn}}{S} \quad (3.13)$$

이 식들에서 우변의 마지막 항은 다차원 ϵ 방정식의 압축 항을 평균개념으로 모형화한 식이고 흡입유동이 피스톤 순간속도에 의해 유도된 난류로 전환되는 효과를 나타내는 항이다.

(3) 연소특성 해석을 위한 화염계수 모형

난류 화염계수는 기관의 형식과 운전조건의 함수로서 연소실내에서 생기는 화염의 실제속도인 난류 화염속도와 층류 화염속도와의 비를 말한다. 이는 연소과정중 연소실내부의 연소속도에 직접

적으로 관계한다. 따라서 난류 화염계수는 기관회전속도, 피스톤의 운동 및 스로틀밸브의 개도등 각종 운전상태에 따른 난류의 변화효과를 적절히 반영할 수 있어야 한다.

① Lucas, James의 화염계수모형

Lucas와 James⁷⁾ 등은 난류 화염계수를 기관속도의 1차함수로서 기관속도(N)가 주어지면 전사이클에 걸쳐 균일한 값을 갖는다고 가정하였다.

$$ff = 1 + nN \quad (4.1)$$

여기서, n 은 상수로서 기관에 따라 0.017~0.02의 값이 제안되어 왔다. 이와 같은 난류 화염계수의 설정은 계산이 간단하다는 장점이 있으나 연소현상의 기술에는 불충분하다.

② Annand의 화염계수모형(Model 1)

Annand⁸⁾에 의해 적용된 연소 모형을 정리하면 다음과 같다. 이 모형에서 화염속도비는 다음 식으로 표시된다.

$$ff = \left(1 + \frac{\epsilon_q}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

여기서 ϵ_q 는 열의 난류 와확산계수, α 는 분자확산도이다. 난류 화염속도(u_T), 피스톤의 평균속도(V_p), 화염반경(r)을 이용하여 식을 정리하면 식(4.3)과 같다.

$$ff = \left[1 + \frac{vb}{\alpha Pr_t} \cdot \left\{\frac{r(u_T + c V_p^d)}{v}\right\}^a\right]^{0.5} \quad (4.3)$$

이상과 같이 난류 화염계수가 결정되면 이를 이용하여 질량연소율을 구할 수 있으며 따라서 각 상태량의 변화율이 구해지면 Runge-Kutta 방법에 의하여 다음 시간 단계에서의 상태량들을 계산할 수 있다.

③ 김¹⁰⁾의 화염계수

김¹⁰⁾은 Annand⁸⁾의 화염계수 모형에 흡입에서 압축상사점까지 유도되는 흡입 난류유동을 추가하여 화염계수모형을 수정하였다. 흡기과정과 압축과정동안 생성된 난류운동에너지는 연소과정동안 화염계수에 영향을 미치는데 유사차원 $k-\epsilon$ 모형을 해석하여 난류유동의 스윙성분, 텀블성분 및

비구조성분별 난류강도를 계산하고 이를 화염계수 모형에 적용하였고 피스톤 순간속도를 $U_p = cV_{ptn}$ 으로 하여 다음의 화염계수 모형식을 사용하였다.

$$ff = \left[1 + \frac{vb}{\alpha Pr_t} \left[\frac{c[V_{ptn} + \frac{A_f}{A_{ptn}} U_p] l_2}{v} \right]^a \right] + C_{\mu}^{1/4} \frac{k^{1/2} l_1}{\alpha Pr_t} \quad (4.4)$$

④ 일반적 형태의 화염계수(Model 2)

난류 연소속도는 층류속도에 난류에 의해 증가되는 유입 속도의 증가로 표시되며 난류 유입속도는 난류강도에 비례한다는 가정 하에 Mathur⁹⁾는 다음으로 표시하였다.

$$u_T = u_L + cu' \quad (4.5)$$

이 식의 양변을 u_L 로 나누면 화염계수 식이 표현된다.

$$ff = \frac{u_T}{u_L} = 1 + c \left(\frac{u'}{u_L} \right) \quad (4.6)$$

⑤ 본 연구에서 사용한 화염계수 모형(Model 3)

본 연구에서 사용한 화염계수 모형은 김¹⁰⁾ 모형의 식의 복잡성에서 기인하는 수치해석 수렴성의 부족을 해결하고 일반적인 형태의 화염계수(Model 2)에서 존재하는 화염초기의 화염전파의 불안정성을 해소할 수 있는 새로운 모형을 적용하였다. 이 모형은 일반적 형태의 화염계수 모형에 Annand의 화염계수 모형을 적용한 다음의 화염계수 모형을 사용하였다.

$$ff = \frac{u_T}{u_L} = \sqrt{1 + c \left(\frac{u'}{u_L} \right)^a} \quad (4.7)$$

여기서 상수 a와 c는 해석 대상의 엔진의 종류에 따라 정해진다. 위의 화염계수 모형식의 장점은 루트(root)형을 사용하여 화염 초기의 해의 불안정성 해소도 기대할 수 있고 식이 간단하여 해의 수렴성이 매우 높을 것으로 판단된다. 난류강도만 정확하게 계산이 된다면 비교적 정확하게 연소상태를 계산할 수 있다.

3. 해석 결과 및 고찰

1. 해석 제원

압축과정중의 연소실내 압력, 온도, 질량 및 잔류가스의 양은 흡배기 계통에서의 유동 현상에 의해 크게 좌우된다. 그러므로 기관의 제원과 운전 조건의 변화에 따른 기관성능의 변화를 정확하게 계산해야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 관내에서의 유동을 유사차원 비정상 유동이라 가정하고 Fig.3의 개략도에 나타낸 1495 cc 4기통 DOHC기관에 대하여 해석하였다.

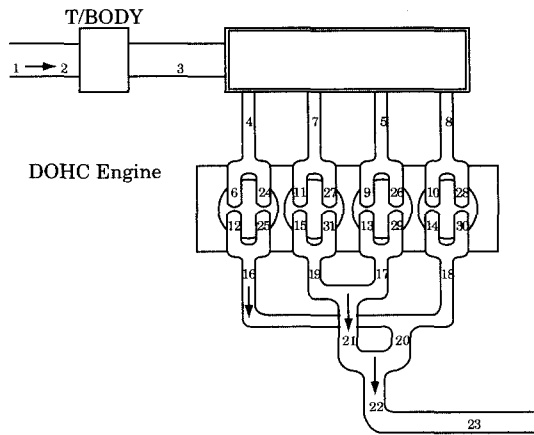


Fig. 3 Configuration of engine system

2. 해석 결과 및 고찰

본 연구에서는 기 개발된 기관성능 시뮬레이션 프로그램¹¹⁾을 수정하여 개발된 화염계수 모형을 적용하여 화염계수와 기관성능의 변화를 살펴보고 특성곡선법(MOC)에 의한 흡배기관해석, 유사차원 $k-\epsilon$ 난류모형 적용에 의한 난류강도해석, 연소특성해석 및 기관성능해석등을 순차적으로 해석하여 난류강도가 기관성능에 미치는 영향을 해석하였다. 기관성능 시뮬레이션에 필요한 각종 모형 상수 값들은 기관 회전속도 1000 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm의 변화 운전 조건에서 결정한 실험상수들을 사용하여 난류 운동에너지를 고려한 본 연구의 화염계수 모형을 적용하여 연소실의 압력분포, 난류강도, 화염계수,

질량연소율 및 기관성능등을 계산하였다. 흡기관 해석을 특성곡선법으로 하여 흡배기관, 플레넘 챔버(Plenum Chamber)내의 압력을 계산하고 연소실 압력도 계산하여 압력차이에 의해 흡기관을 통해 흐르는 질량유량의 변화, 난류모형 상수 값등의 변화를 조사하였다. 또한 완성된 기관 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 기관 회전속도를 변화시켜 연소실 압력 및 기관성능의 변화를 해석하였고 주어진 기관에 대한 기관성능과 화염계수에 미치는 영향도 조사하였다.

Fig 4는 상수 a와 c를 결정하는 과정을 나타낸 그림이다. 먼저 a를 가정한 다음 각 기관의 회전수마다 연소상태를 가장 잘 나타내는 상수 c의 값을 결정한다. 즉 상수 c의 값이 기관의 회전수의 값에는 관계없이 비교적 일정하게 될 때가 있는데 이때의 상수 a의 값과 c의 값을 화염계수모형의 최적값으로 하였고 본 연구의 경우는 그림에서 a=3.0, c=3.0임을 알 수 있다. 이러한 과정은 다른 기관

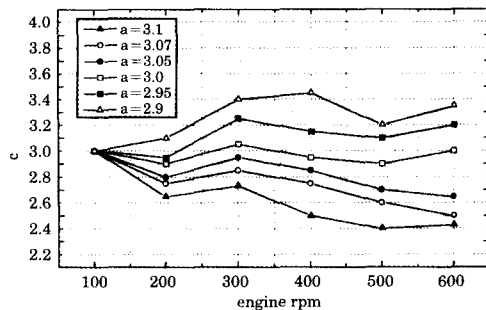


Fig 4. Variation of optimum constant c with respect of engine speed and constant a

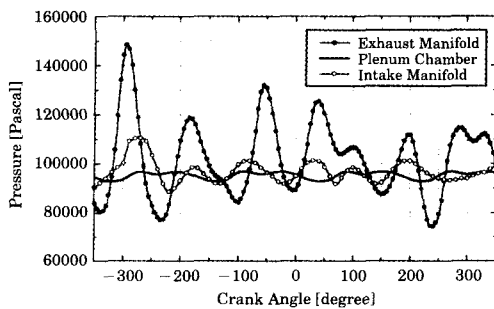


Fig. 5 The pressure change curves of intake, exhaust pipe and plenum chamber (2000rpm)

을 해석할 때도 적용하여 각 경우에 맞는 최적인 상수 값을 정해서 프로그램을 해석해야 한다.

Fig.5는 흡기관압력 -100mmHg, 등가비 0.979, 점화시기 10°, 기관 회전속도 2000 rpm인 조건에서 특성곡선법으로 해석한 흡배기관 압력 및 플레넘 챔버의 압력 변화를 크랭크 각도에 대해서 나타낸 그림이다. 그림을 보면 챔버의 압력은 변동이 크게 없는 일정한 주기를 갖는 장주기 성분으로만 나타난다. 이러한 장주기 성분은 엔진의 회전속도와 다른 인자에 의해 영향을 받지 않는 주기가 일정한 압력파임을 의미한다. 흡기관내 압력은 180°의 주기를 갖는 챔버의 압력파동과 약 90°의 주기를 갖는 압력파동이 합해진 것임을 알 수 있다. 배기관 압력은 흡기관 압력에 비해 진폭이 크고 120° 주기를 갖는 진폭 2개와 240° 주기를 갖는 진폭 1개로 구성되고 있다. 기관의 회전속도가 높아지면 기관 회전속도가 낮을 때보다 상대적으로 진폭은 커지고 단주기 성분의 주기가 길어진다. 보통 단주기 성분은 기관의 회전속도가 증가하면 배기관의 압력은 상승하지만 흡기관 압력은 변동이 없는 것은 앞서 발표한 실험논문^[2]의 결과와 잘 일치하였다.

Fig.6은 흡기관압력 -100mmHg, 등가비 0.979 - 1.049, 점화시기 10~21°의 조건에서 기관 회전속도를 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm으로 변화시킬 때 기관 성능 시뮬레이션으로 계산한 연소실 압력의 변화를 나타낸 그림이다. 기관 회전속도의 증가에 따라 최고 압력은 높아지고 최고 값의 발생위치가 진각 방향으로 이동한다. 이러한 진각 방향으로의 이동은 실제의 실험 결과와 잘 일치하는 경향이라 할 수 있다. 여기서 계산된 실린더 압

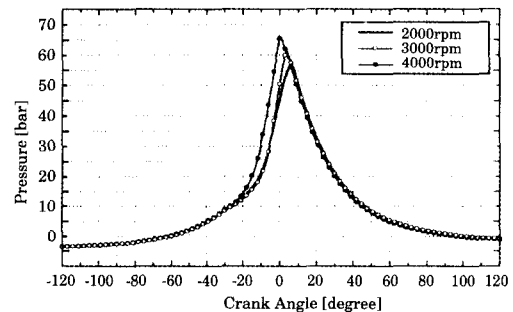


Fig. 6 The pressure change curves of in-cylinder

력 값과 흡기관 압력의 차이를 이용하여 유입 질량 유량을 계산하고 이 값은 기관의 난류특성, 연소특성을 계산하는 입력데이터로 사용한다.

Fig.7은 흡기관압력 -100mmHg, 등가비 0.986, 점화시기 12°, 기관회전속도 3000 rpm일 때 화염계수 모형 종류에 따른 화염계수의 값을 비교한 그림이다. 일반적으로 화염계수는 길이척도와 난류강도로 특정 지워지며 길이척도는 난류요동의 대표적인 와(eddy)의 크기로 표시되고 난류강도는 와에 의한 요동강도를 나타낸다. 난류강도와 길이척도의 인자가 연소과정에 어떤 영향을 미치는지를 화염계수의 거동형태로 판명할 수 있다. 화염계수의 거동 특징은 화염전파 속도의 크기에 따라 가스의 유동 및 화염 형상이 결정되고 또한 기관의 성능도 정해지게 된다. 즉 화염계수는 연소과정을 화염 및 핵생성 구간, 화염 발달기간, 화염 안정기간, 화염 소멸의 기간으로 생성과 소멸을 한다. 그림에서 Model 1은 Annand의 모형, Model 2는 일반적인 모형, Model 3은 본 연구에서 사용한

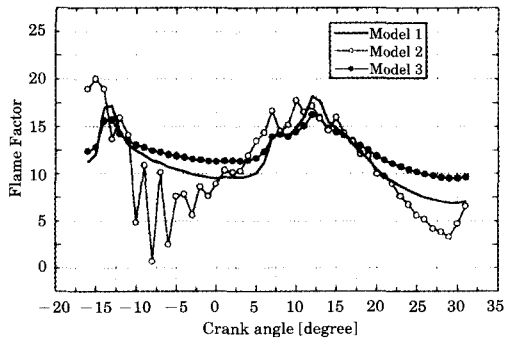


Fig. 7 Comparison of change curves of flame factors for three models(3000rpm)

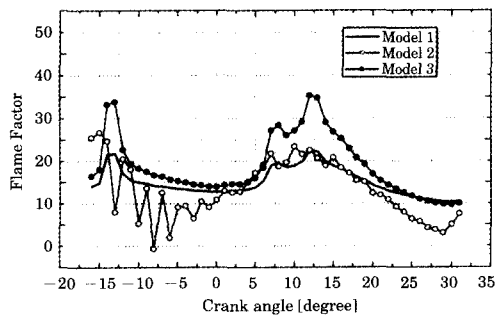


Fig. 8 Comparison of change curves of flame factors for three models(4000rpm)

새로운 모형을 해석한 그림이다. 그림에서 보면 크랭크 각 -15°~-5° 구간은 핵생성 구간, -5°~5° 구간은 화염 발달 기간, 5°~15° 구간은 화염 안정 기간, 15°~25° 구간은 화염 소멸기간을 나타낸다. 이 그림의 특징은 Model 1과 Model 3의 거동은 최고 값은 다르지만 유사함을 알 수 있고 이런 이유는 같은 루트(root)형의 모형을 사용하기 때문이라 생각된다. Model 2는 화염발달 구간내에서 진동이 많은 불안정한 모양을 보이고 있고 Model 1,3은 진동이 적은 안정한 형태로 초기 화염 핵생성 모양도 안정되어 화염계수의 최고 점이 높아지는 원인이 된다. 일반적으로 화염계수 값이 높아지면 기관의 성능과 효율도 높아진다.

Fig.8은 흡기관압력 -100mmHg, 등가비 0.998, 점화시기 15.5°, 기관회전속도 4000rpm 일 때 화염계수 모형 종류에 따른 화염계수의 값을 비교한 그림이다.

Model 3은 형태상으로는 Annand 모형과 비슷하고 화염계수의 크기는 기관 회전속도가 증가하면서 Model 3이 가장 크게 증가하고 최고 값의 형태도 굴곡을 갖는 형태로 되고 있다. 이러한 이유는 본 모형의 모형 식은 단순화되어 수렴속도 즉 CPU시간이 짧아진 것으로부터 수렴성이 확보되었다고 판단되고 다중길이척도법으로 난류강도를 적용하여 연소실의 압력 값이 화염계수에 더 잘 반영되기 때문이라 추정된다.

Fig.9는 흡기관압력-100mmHg, 등가비 0.979 - 1.049, 점화시기 10~21°일 때 Model 3에 대한 기관 회전속도의 변화에 따른 화염계수 모형 값을 나타낸다. 이 그림을 보면 초기 화염계수 값과 화

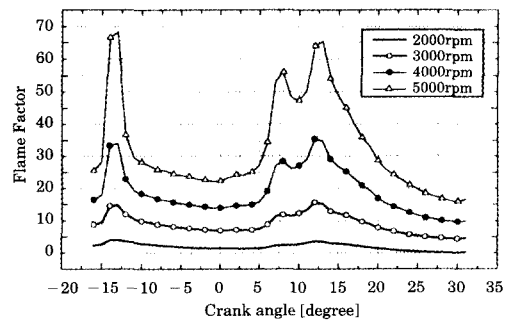


Fig. 9 Comparison of change curves of flame factors for four engine speeds(Model 3)

염계수 최대 값은 기관 회전속도의 증가에 따라 높아지고 있다. 이는 기관 회전속도가 높아지면 화염계수 값은 길이척도와 난류강도 값이 증가하고 화염연소 기간과 핵생성 기간은 짧아지기 때문이다. Fig.10은 Fig9와 같은 조건에서 Model 1의 Annand 모형에 대한 기관 회전속도의 변화에 따른 화염계수 모형 값을 나타낸다. Model 3과 비교하면 형태는 유사하지만 값의 크기는 작음을 알 수 있고 기관 회전속도의 증가에 따라 화염계수의 값이 증가하고 있다. Fig.11은 Fig.9와 같은 조건에서 Model 2의 일반적인 모형에 대한 기관 회전속도의 변화에 따른 화염계수 모형 값의 변화를 나타낸다. 화염핵 생성과정에서 불안정한 형태를 보이고 있다. 이러한 초기의 불안정은 화염 소멸기간까지 계속 지속됨을 알 수 있고 이러한 값의 변화는 그 외의 다른 변수와 프로그램의 수렴 안정성에도 계속 영향을 미칠 것으로 판단된다.

Fig.12는 흡기관압력 -100mmHg, 등가비 0.979 -1.049, 점화시기 10~21°일 때 기관 회전

속도를 1000 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm으로 변화시킨 조건에서의 평균유동 운동에너지 나타낸 그림이다. 평균유동 운동에너지의 분포는 흡입유속 분포에 의해 영향을 받는다. 따라서 흡입과정동안 증가하여 최대 값에 도달한 후 감소한다. 이러한 평균유동 운동에너지는 난류 운동에너지로 전환된 후 연소실압력 형성에 영향을 미친다. 평균유동 운동에너지는 기관회전속도의 증가에 따라 증가한다.

Fig.13은 Fig.12와 같은 조건일 때 기관 회전속도의 변화에 대한 난류강도의 변화를 나타낸 그림이다. 흡입된 평균유동 운동에너지는 난류 운동에너지로 전환된 후 연소와 기관성능에 직접 영향을 미친다. 난류강도는 흡입과정보다 압축과정 동안 더 크게 나타났고 연소과정 동안에도 난류강도는 소규모 증가하여 압축과정 동안 난류의 생성과 소멸의 영향이 연소과정에서 발생하였다. 기관 회전속도의 증가에 따라 난류강도는 증가하였다.

Fig.14는 기관 회전속도의 변화에 대한 질량연

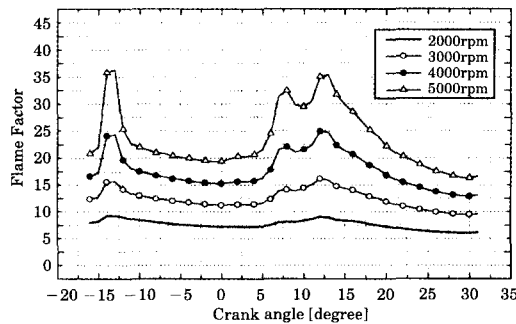


Fig. 10 Comparison of change curves of flame factors for four engine speeds(Model 1)

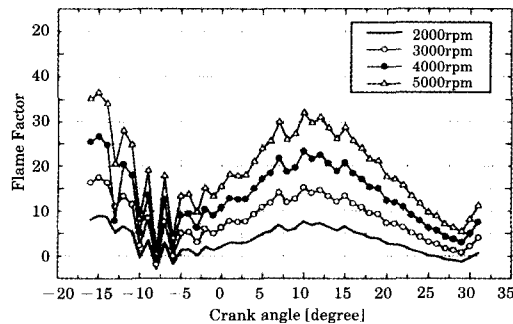


Fig. 11 Comparison of change curves of flame factors for four engine speeds(Model 2)

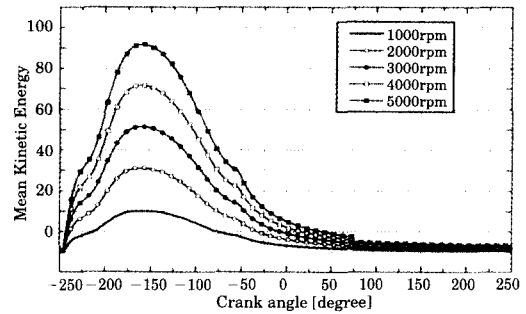


Fig. 12 Comparison of change curves of mean kinetic energy for five engine speeds

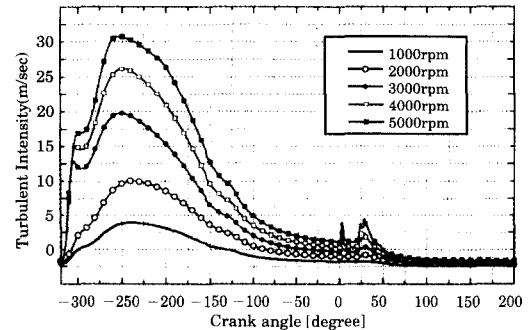


Fig. 13 Comparison of change curves of turbulent intensity for five engine speeds

소율의 변화를 나타낸 그림이다. 질량연소율은 초기 연소부터 연료가 완료되는 연소시간을 나타내는 인자로 매우 중요하다. 기관 회전속도가 증가함에 따라 연소시간이 빨라진다. 이는 유입되는 공기량이 많아짐과 동시에 공기중의 스윙과 텀블 성분도 많이 생성되기 때문이라 판단되고 따라서 기관의 성능도 일반적으로 증가한다. Fig.15와 Fig.16은 기관 회전속도의 변화에 대한 엔진동력과 토크

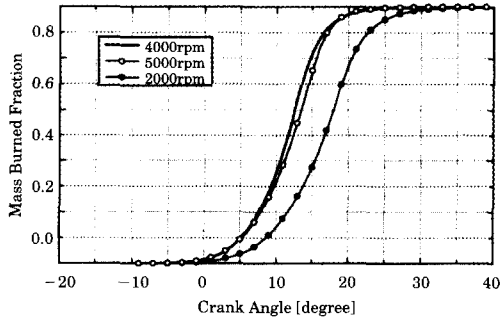


Fig. 14 Comparison of change curves of mass burned fraction for three engine speeds

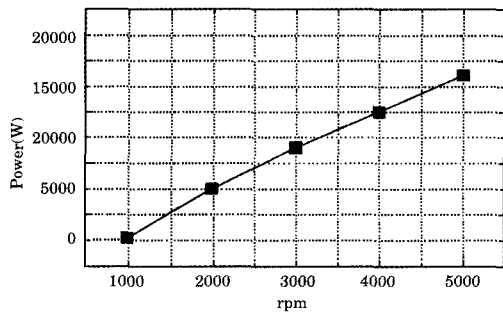


Fig. 15 Engine power diagram as function of engine speeds

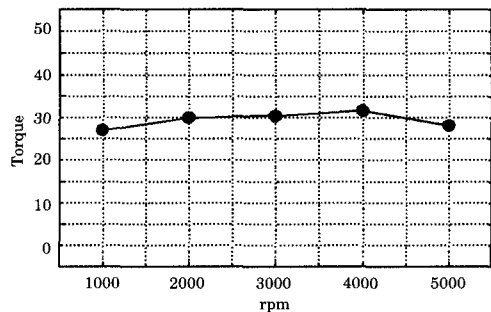


Fig. 16 Engine torque diagram as function of engine speeds

를 나타낸 그림이다. 기관 회전속도의 증가에 따라 엔진의 동력은 선형적으로 증가하고 엔진 토크는 중속에서 커지는 모양으로 해석되었다.

4. 결 론

4기통 4행정 기관성능 해석 프로그램에 흡배기관 길이, 플레넘 챔버(Plenum Chamber) 체적을 특성곡선법으로 해석한 프로그램을 추가하여 완성하였고 연소특성을 해석하는 새로운 화염계수 모형을 개발하여 적용하였다. 난류특성은 난류 운동에너지 소멸을 방정식에 다중길이 척도법을 적용하고 연소실 내의 연소 모형은 2영역 연소 모형을 사용하였으며, 연소모형은 난류성분을 고려한 모형을 사용하였다. 완성된 프로그램을 이용하여 기관 회전속도를 변화시키며 흡배기관압력, 연소실 압력, 난류강도, 질량유량 및 화염계수 값을 예측하고 기관 성능에 최대도 영향을 미치는 인자를 분석하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 특성곡선법으로 흡배기관을 해석하여 종전의 연소실 내부만을 해석한 기관성능 해석 프로그램을 개선하여 흡배기관 압력, 연소실 압력, 질량유량, 난류에너지, 화염계수 및 기관성능이 순차적으로 해석되는 프로그램을 완성하였다. 프로그램의 출력인자들의 값의 경향은 정성적으로는 기존의 연구 결과와 잘 일치하였다.
- (2) 화염계수 모형의 해석에서 본 연구에서 사용한 모형과 기존의 모형을 비교할 때 단순화된 식의 사용으로 해의 수렴성이 향상되었고 화염 초기의 해의 불안정성이 크게 개선되었다. 본 연구에서 개발한 화염계수의 모형은 다음과 같다.

$$ff = \frac{u_t}{u_L} = \sqrt{1 + 3.0 \left(\frac{u'}{u_L} \right)^{3.0}}$$

이 모형은 특히 연소초기의 화염지연현상시의 불안정성이 크게 개선되었다.

- (3) 연소실 압력과 화염계수의 관계는 연소실 압력이 높을수록 화염계수의 최고 값은 높았고 기관성능에 직접적인 영향을 주는 연소속도는 빠르게 되어 엔진출력은 증가되었다.

- (4) 기관 회전속도가 증가할수록 연소실 압력, 화염계수, 평균유동 운동에너지 및 난류강도의 값은 증가하였고 그 원인이 되는 흡배기관의 압력도 높게 해석되었다.
- (5) 연소시간을 나타내는 질량연소율은 기관 회전속도가 증가 함에 따라 연소속도는 빠르게 되어 기관 효율을 증가시켰다.

기호설명

영문자	
a	: 음속(m/s)
a, b, c, d	: 화염계수 모형상수
$C_1, C_2, C_3, C\mu$: 난류 모형상수
D	: 실린더직경
F	: 전열면적
f	: 마찰계수
ff	: 화염계수
k	: 난류 운동에너지(kg m ² /s ²)
K	: 평균유동 운동에너지(kg m ² /s ²)
l_1, l_2	: 길이척도
\dot{m}	: 시간당 질량유량(kg/s)
\dot{m}_{inp}	: 흡기밸브로 시간당 유입되는 질량(kg/s)
\dot{m}_{ex}	: 배기밸브로 시간당 배출되는 질량(kg/s)
q	: 유체의 단위 질량당 전열량 (J/kg · s)
P	: 압력
P_s, P_t, P_{us}	: 난류 운동에너지 생성율의 스윙 성분, 텀블성분, 비구조성분
Pr_t	: 난류프란틀수
S_R	: 스윙계수
T	: 온도
T_R	: 텀블계수
u	: 유체입자의 속도(m/s)
u'	: 난류강도(m/s)
u_L	: 층류 화염속도(m/s)
u_T	: 난류 화염속도(m/s)
V_t	: 유입 축방향속도(m/s)

V_T	: 유입 접선방향속도(m/s)
$V_{inp,s}, V_{inp,t}, V_{inp,us}$: 흡입평균유속의 스윙성분, 텀블성분, 비구조성분
V_p	: 피스톤 평균속도
V_{ptn}, U_p	: 피스톤 순간속도

그리스문자

α	: 분자확산도
μ	: 점성계수
ϵ	: 난류 운동에너지 소멸율
ρ	: 밀도
θ	: 크랭크각

하첨자

u	: 미연혼합물
b	: 기연혼합물
inp	: 연소실유입
L	: 층류성분
s	: 스윙성분
T	: 난류성분
t	: 텀블성분
us	: 비구조성분
ex	: 연소실유출

참고문헌

1. 이홍국, 최영돈 "다중길이척도 난류운동에너지 생성율 모형을 이용한 가솔린기관의 성능 시뮬레이션", 한국자동차공학회 논문집 Vol 7 No 7, pp 1~14, 1999
2. 김철수 "DOHC 가솔린 기관의 연소실 난류특성이 기관성능에 미치는 영향에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1993
3. 광경근 "k-ε 모형을 이용한 4기통 DOHC 기관의 흡기관의 최적화에 관한 연구", 고려대학교 석사학위 논문, 1995
4. 윤건식 "4기통 4사이클 터보과급 가솔린기관의 성능 및 조성 예측에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1988
5. 김철수, 최영돈 "DOHC 가솔린 기관의 연소실 난류특성이 기관성능에 미치는 영향에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집 Vol 2 No 2, pp 12~23, 1994

6. 김철수, 최영돈 "4밸브 기관의 압축 상사점 부근의 난류 특성에 관한 수치해석적 연구", 한국자동차공학회 논문집 Vol 1 No 1, pp 1~13, 1993
7. Lucas, G. G and James, E. H, "A Computer Simulation of a Spark Ignition Engine", SAE Paper No. 730053, 1973
8. Annand, W. J. D, Heikal, M. R. and Benson, R. S, "A Model for Turbulent Burning Speed in Spark Ignition Engines", IMech E pp 195~200, 1979
9. Mathur, H. B. and Subba R. K., "A Thermodynamic Simulation Model for a Methanol Fueled Spark Ignition Engine", SAE Paper No. 830333, 1983

저 자 소 개



김철수(金喆洙)

1957년 3월생. 1981년 경북대학교 기계공학과 졸업. 1983년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1993년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1984~1989년 한국건설기술연구원 연구원. 1991~1993년 고려대학교 생산기술연구원 연구원. 1993~1996 대우자동차 기술연구소 책임연구원. 1996~현재 원주대학 자동차서비스과 조교수, 당학회 정회원.