

<論 文>

스파크 점화기관의 난류화염전파 모델의 개선에 관한 연구

최인용* · 전광민**

(1995년 1월 19일 접수)

A Study on the Refinement of Turbulent Flame Propagation Model for a Spark-Ignition Engine

I. Y. Choi and K. M. Chun

Key Words : Engine Cycle Simulation(엔진사이클 시뮬레이션), Combustion Model(연소모델), Turbulent Flame Propagation(난류화염전파), Flame Radius(화염 반지름)

Abstract

In this study, three turbulent flame propagation models are compared using experimentally measured data of a 4 valves/cylinder spark-ignition engine. First two conventional models are B-K model and GESIM combustion model. The burning rates calculated from the two models are compared with the burning rates calculated from measured pressure data using the one-zone heat release analysis. GESIM combustion model predicts burning rates closer to the data acquired from the experiment in wide operating ranges than B-K model does. The third model is refined based on GESIM combustion model by including the effect of flame stretch, turbulent length scale band pass filter and a variable that considers flame size and the area of flame contacting the cylinder wall surface. The refined combustion model predicts burning rates closer to experimental results than GESIM combustion model does. Also, the refined combustion model predicts flame radius close to the experimental result measured by using optical fiber technique.

1. 서 론

내연기관의 연소과정 동안 연료의 화학적 에너지는 압축과정 말기와 팽창과정 사이의 짧은 시간 동안 방출되어 실린더내의 온도와 압력을 높이고, 이 높은 압력이 피스톤에 작용하여 추력을 발생시킨다. 이러한 연소과정은 스파크 에너지의 방출, 연료와 산소의 화학적 반응, 열전달에 의한 손실, 난류의 효과 등이 복합적으로 작용하는 매우 복잡한 과정이다.

내연기관에서 에너지의 변환이 높은 효율을 가지

기 위해서는 전체 사이클 중 연소과정이 차지하는 시간이 짧아야 한다. 그러므로 난류화염의 전파 속도는 기관의 출력에 큰 영향을 미치는 인자중 하나이다. 스파크 점화기관 연소실 내에서의 화염 전파는 기관의 연비와 배기공해 물질생성에 밀접한 관계가 있다. 화염전파속도를 증가시킴으로써 출력을 향상시킬 수 있으며 안정된 운전을 할 수 있는 운전조건의 범위를 확장시켜 희박연소와 배기가스 재순환(EGR)을 가능케 함으로써 간접적으로 내연기관의 연료소비를 감소시키고 배기공해를 줄일 수 있다. 또, 빠른 화염전파는 노킹의 발생확률을 낮추어 운전 안정성의 향상에도 도움을 준다.

스파크 점화기관의 난류화염전파를 계산하는 방법 중 널리 쓰이고 있는 모델은 Blizard와 Keck에

*연세대 대학원

**정회원, 연세대학교 기계공학부

의해 제안된 방법이며, 난류화염속도와 화염 면적으로부터 연소율을 계산하는 것이다.⁽¹⁾ 이런 계산 방법은 실험으로 확인된 물리적 근거에 바탕을 둬서 실린더 내의 유동, 연소실 형상, 스파크 플러그의 위치 등이 연소율의 변화에 어떠한 영향을 미치는지 연구할 수 있다는 장점을 지니고 있다. Blizard와 Keck이 제안한 이 접근방법은 Hires et al.⁽²⁾ Tabaczynski et al.⁽³⁾ Morel et al.^(4,5) 등에 의해 개선되었으며 그 후로도 많은 사람들이 이에 대해 연구를 계속해 왔다.

유옥재^(6,7)는 이제까지 여러 연구자에 의해 제안된 몇 가지 연소모델을 2밸브 스파크 점화기관에 적용하여 GESIM 연소모델^(8,9)의 예측이 실험으로 측정된 결과에 가장 근접함을 보였다. 본 연구에서는 B-K 모델⁽¹⁾과 GESIM 연소모델을 4밸브 스파크 점화기관에 적용하여 연소과정을 계산하고, 그 결과와 실험으로 취득한 압력값으로 단일 영역 열방출량 계산법⁽¹⁰⁾을 사용하여 계산한 질량연소량을 비교하여, 두 연소 모델의 예측 정확성을 비교하였다. 그리고 GESIM 연소모델을 바탕으로 좀 더 개선된 연소모델을 구하여 그 계산결과와 광섬유를 이용한 화염전파 측정결과⁽¹¹⁾를 비교하였다.

2. 난류화염전파 모델

난류화염전파 모델은 내연기관에서의 화염전파는 유동의 난류성분에 의해 지배된다는 개념에 의해 실험에서 관찰된 결과를 바탕으로 연소에 대한 지배방정식을 유도하는 현상학적 모델이다. 이 모델을 사용하는 대부분의 연구들은 화염이 구형으로 스파크플러그로부터 연소실을 향해 전파되며 연소과정 중 화염의 중심은 스파크플러그에 고정되어 있다는 가정을 사용하고 있다. 본 연구에서도 이와 같은 가정을 사용하였다.

본 연구에서는 여러 가지 난류화염전파 모델 중 두 가지를 선정하여 스파크 점화기관의 연소 과정을 계산하였으며 각 모델의 방정식은 다음과 같다.

2.1 B-K 모델

Blizard와 Keck은 난류화염전파에 대한 다음의 방정식들을 처음으로 제안하였다.⁽¹⁾ 이 식들에 의해 연소해석은 획기적인 발전을 하게 되었으며 그 후 이 모델은 많은 연소모델에서 채택되었고 보완이 되는 연구가 계속되고 있다.

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f S_f \quad (1)$$

$$S_f = (u' + S_L) \quad (2)$$

$$\dot{m}_b = \frac{m_e - m_b}{\tau} \quad (3)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (4)$$

여기에서,

m_e : 화염 전면속으로 들어오는 혼합물의 질량

ρ_u : 미연가스의 밀도

A_f : 화염 전면적

S_f : 화염 전면속으로 미연가스가 유입되는 속도

u' : 난류강도

S_L : 층류화염속도

m_b : 기연가스의 질량

τ : 특성연소시간

λ : 특성길이척도

여기에서 와류류브 사이의 거리를 나타내는 특성길이 λ 는 등방성 난류유동에 기초한 Tennekes와 Lumley가 제안한⁽¹²⁾ 다음의 식이 사용된다.

$$\lambda = L \left(\frac{15}{C} \right)^2 \left(\frac{u' L}{v} \right)^{-2} \quad (5)$$

2.2 GESIM 모델

GESIM (General Engine Simulation)은 Blizard와 Keck, Tabaczynski 등이 개선해 온 연소모델에 연소과정의 사이클당 변화를 발생시키는 여러가지 원인을 고려하여 만든 연소모델이다. 여기에서 사용되는 연소모델은 다음과 같다.^(8,9)

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f S_f \quad (6)$$

$$S_f = a \sqrt{\frac{\rho_u}{\rho_b}} u' \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{r_f}{r_c}\right) \right\} + S_L \quad (7)$$

$$\dot{m}_b = \frac{m_e - m_b}{\tau_c} + \rho_u A_f S_L \quad (8)$$

$$\tau = C \frac{\lambda}{S_L} \quad (9)$$

여기에서,

ρ_b : 기연가스의 밀도

r_f : 구형화염의 반경

r_c : 적분길이 척도의 차원을 가지는 특성길이

τ_c : 와류가 연소되는데 걸리는 시간

a, C : 상수

3. 기존 모델의 계산 결과 및 고찰

본 연구에서는 1500~3500 rpm에 걸쳐 1000 rpm 간격으로 취득된 압력값과 시뮬레이션 결과를 비교하였으며 상수 조정은 중간 회전수인 2500 rpm에서 행하였다.

3.1 압력값의 비교

Fig. 1부터 Fig. 3까지 1500 rpm부터 3500 rpm까

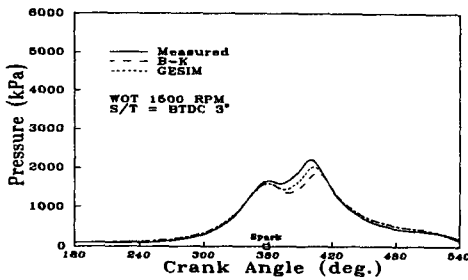


Fig. 1 Comparison between measured and calculated cylinder pressures as a function of crank angle at WOT 1500 rpm

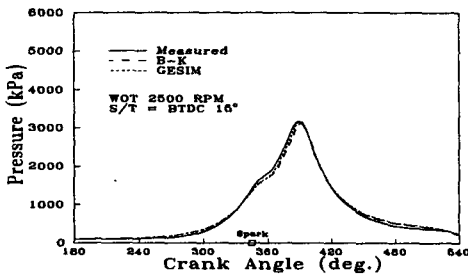


Fig. 2 Comparison between measured and calculated cylinder pressures as a function of crank angle at WOT 2500 rpm

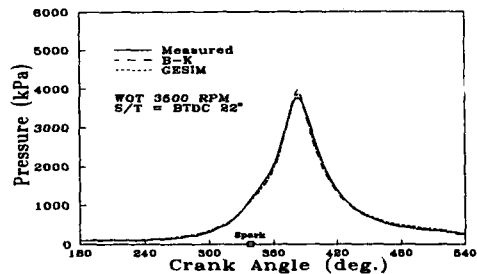


Fig. 3 Comparison between measured and calculated cylinder pressures as a function of crank angle at WOT 3500 rpm

지 1000 rpm 간격으로 측정된 압력값과 시뮬레이션에서 예측한 압력값이 비교되어 있다. 본 연구에서는 총 80 사이클의 압력값을 크랭크각 0.2° 의 해상도로 취득하였다. 그림의 실험결과는 80 사이클을 평균한 압력값이며 각 회전수에서 최고 압력의 COV_{Pmax} 는 5.5~6.5%의 범위로 변화하였다. 상수들이 조정된 2500 rpm에서는 두 개의 시뮬레이션 압력값들이 측정 압력값과 거의 일치하고 있음을 볼 수 있다. 압력의 측정값과 계산값의 차이는 압축과정에서부터 나타나고 있는데 이는 오차의 원인이 연소모델뿐만 아니라 열전달 모델에도 있기 때문이다.

2500 rpm 이외의 다른 엔진회전수에서 측정값과 계산값을 비교해 보면 두 개의 모델들에서 계산된 최고 압력값이, 낮은 엔진회전수에서는 측정값보다 낮게, 높은 엔진회전수에서는 측정값보다 높게 나타났다. 이는 연소모델뿐만 아니라 연소모델 계산에 필요한 길이 척도와 난류강도를 계산하는 난류모델의 영향도 있기 때문이라고 생각된다. 두 가지 연소모델을 비교해 보면 GESIM에서 사용하는 연소모델이 비교적 측정값을 근접하게 예측하고 있음을 볼 수 있다.

3.2 질량연소량의 비교

Fig. 4부터 Fig. 6까지는 연소된 연료의 질량을 실린더내 초기연료의 질량으로 나눈 값(mass fraction burned)을 크랭크각도에 따라 나타낸 그림이다.

측정된 실린더내 압력으로 단일영역 열방출량 해석을 하고 여기에서 구한 열방출량 곡선과 계산값을 비교했을 때 실린더내 압력의 측정값과 계산값이 거의 유사했던 2500 rpm에서는 질량연소량도 거의 유사한 경향을 보였다. 2500 rpm 이외의 엔진회전수에서 비교해 보면 B-K 모델과 GESIM 모델은 낮은 엔진회전수에서는 실험치보다 느리게 연소과정을 예측하였으며, 높은 엔진회전수에서는 두 가지 연소모델이 모두 실험값보다 빠르게 연소과정을 예측하였다. 특히 높은 회전수에서는 연소말기 과정에서 큰 오차를 보였다. 두 가지 모델을 비교해 보면 GESIM 연소모델이 실험값에 더 가깝게 예측을 하였다.

질량연소량 곡선에서 엔진회전수가 증가함에 따라 0~10% 연소기간은 길어지고 10~90% 연소기간은 거의 일정한 경향을 보였다. 0~10% 연소기

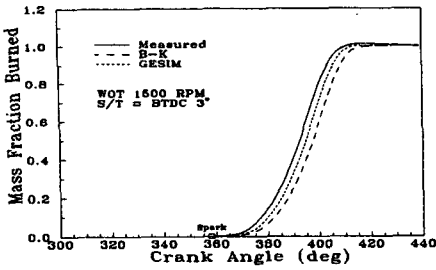


Fig. 4 Comparison between measured and calculated mass fractions burned as a function of crank angle at WOT 1500 rpm

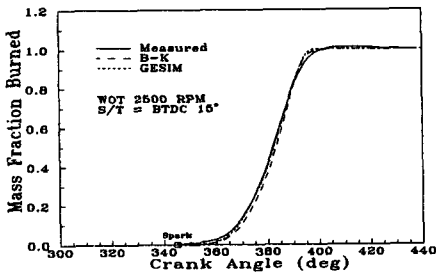


Fig. 5 Comparison between measured and calculated mass fractions burned as a function of crank angle at WOT 2500 rpm

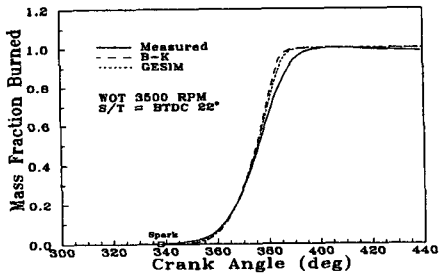


Fig. 6 Comparison between measured and calculated mass fractions burned as a function of crank angle at WOT 3500 rpm

간에서 GESIM 연소모델이 이러한 경향에 근접한 결과를 보였다. 10~90% 연소기간을 비교했을 때에도 GESIM의 연소모델이 측정값에 근접함을 볼 수 있다.

4. 연소모델의 개선

실험값을 각 연소모델에서 예측된 값들과 비교하여 얻어진 결과를 토대로 연소모델을 개선하였다.

연소모델의 개선은 두 가지 연소모델중 GESIM 연소모델을 기본으로 하였다. 이를 바탕으로 층류화염속도, 난류강도와 모델의 지배방정식 등을 개선하였다. 각각의 개선 내용은 다음과 같다.

4.1 층류화염속도의 개선

점화초기의 층류화염속도는 화염의 큰 곡률로 인하여 단일 층류화염속도보다 느려진다. 본 연구에서는 Markstein⁽¹³⁾이 제안한 화염스트레치(flame stretch)와 층류화염속도의 관계를 이용하여 층류화염속도를 다음과 같이 계산하였다.

$$S_L = S_{L,ad} - Ma\delta_f K \quad (10)$$

여기에서,

$S_{L,ad}$: 단일 층류화염속도

Ma : Markstein수

δ_f : 화염두께

K : 화염스트레치

Markstein수는 연료 공기당량비의 함수로 2~6의 값을 가진다.⁽¹⁴⁾ 또 화염두께와 구형 전파 화염의 화염스트레치는 다음과 같은 식으로 계산하였다.^(15,16)

$$\delta_f = \frac{\mu_t}{Pr S_L} \quad (11)$$

$$K = \frac{2}{r_f} \frac{dr_f}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dr_f}{dt} = \frac{u' \delta_f}{\tau S_L} \quad (13)$$

4.2 난류강도의 개선

화염 핵이 층류화염에서 난류화염으로 변해가면서 난류운동에너지의 스펙트럼은 화염과의 상호작용으로 점차 넓게 확대되어 간다. 화염에 영향을 미치는 유효 난류강도는 난류운동에너지의 스펙트럼을 적분함으로써 얻어질 수 있다. 본 연구에서는 Boulouchos et al.⁽¹⁵⁾의 연구를 바탕으로 실제로 화염에 영향을 미치는 난류성분을 얻기 위하여 일정한 낮은 주파수와 높은 주파수의 구간 통과필터를 응용하였다.

$$u'_{eff} = u' \left(\frac{l_{10}^{2/3} - l_{hi}^{2/3}}{L^{2/3} - \eta^{2/3}} \right)^{1/2} \quad \text{if } l_{10} > l_{hi}$$

$$= 0 \quad \text{otherwise} \quad (14)$$

여기서,

- u'_{eff} : 유효 난류강도
- u' : 난류강도
- l_{io}, l_{hi} : 난류 스펙트럼에서 화염과 상호작용을 하는 cut off 스케일
- L : 적분길이 척도
- η : Kolmogorov 길이 척도

여기에서, l_{io}, l_{hi} 및 η 는 다음과 같이 구해진다.

$$l_{io} = \min(a \cdot r_f, L) \tag{15}$$

$$l_{hi} = 2\delta_f \left(\frac{S_{L,ad}}{u'}\right)^{3/4} \left(\frac{L}{\delta_f}\right)^{1/4} \tag{16}$$

$$\eta = LRe_t^{-3/4} \tag{17}$$

- 여기서, a : 상수
- Re_t : 난류 레이놀즈수

4.3 모델 지배방정식의 개선

화염면의 성장과 난류화염속도와의 관계에 관한 연구로는 화염면을 난류강도에 의해 특성지워지는 높이를 갖는 원뿔로 가정한 Shelkin⁽¹⁷⁾의 연구와 실험에서 취득한 압력을 자료로 하여 화염의 크기와 난류화염속도의 관계를 살핀 Lancaster et al⁽¹⁸⁾의 연구, 그리고 실제 엔진을 가시화하여 연소과정을 촬영하고 화염의 성장과 화염의 전면적 난류화염속도 등의 관계를 밝힌 Beretta et al⁽¹⁹⁾의 연구 등이 있다. 또, 실제 화염을 촬영해 난류에 의한 화염의 형상인자를 화염 반지름의 함수로 보인 König et al⁽¹⁷⁾의 연구, 화염속도 모델에 화염성장과 화염이 피스톤에 접촉하는 면적을 포함시킨 유욱재^(6,7)의 연구 등이 있다.

개선한 연소모델의 지배방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f S_f \tag{18}$$

$$S_f = C_f \sqrt{\frac{\rho_u}{\rho_u}} u'_{eff} + S_L \tag{19}$$

$$\dot{m}_b = \frac{m_e - m_b}{\tau} + \rho_u A_f S_L \tag{20}$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \tag{21}$$

$$C_f = 1 + \frac{r_f^2}{A_{fw}} \quad (A_{fw} \neq 0) \tag{22}$$

$$= 1 \quad (A_{fw} = 0)$$

여기서,

A_{fw} : 연소실 벽면에 닿은 화염의 면적

이전의 여러 연구에 의하면 화염 전단면의 면적은 초기화염 성장구간을 지난 후 빠르게 증가하다가 화염면이 피스톤 면에 접하면서 그 증가속도가 둔화되며 화염중심에서 멀리 떨어진 실린더 벽면에 접하면서 감소하는 경향을 보여 주고 있다. Ting et al⁽²¹⁾은 연소실내의 화염을 가시화 하여 난류강도와 난류화염속도 사이의 비례상수는 화염의 크기에 비례함을 보였다. 본 연구에서는 이를 바탕으로 화염속도 모델에 식(22)의 수정 항을 곱해 주어 화염의 가속효과를 고려하였다. 이 수정 항의 r_f 는 화염이 커지면서 가속되는 효과를 고려한 것이며 A_{fw} 는 화염이 연소실 벽면에 닿으면서 느려지는 효과를 고려한 것이다. GESIM 모델에서의 지수항의 역할을 개선된 모델에서는 u'_{eff} 가 대신하여 주고 있으므로 이를 생략하였다.

4.4 실험결과와 개선된 모델과의 비교

본 연구에서는 개선된 모델의 계산결과를 실험으로 측정된 연소실 압력, 질량연소량 및 화염 반지름과 비교하였다. 화염 반지름을 측정하기 위한 실험에서는 광섬유를 이용해 화염의 전파를 측정⁽²¹⁾하였으며 연소실 압력을 동시에 취득하여 단일영역 열방출량계산법으로 해석하였다. 실험은 1500 rpm 부터 4000 rpm까지 500 rpm 간격으로 실시하였으며, 계산시의 상수조정은 중속영역인 3000 rpm에서 행하였다.

4.4.1 압력값의 비교

Fig. 7부터 Fig. 12까지는 연소실 압력에 대하여 비교한 그림이다. 그림의 측정된 압력값은 80사이클을 평균한 값이며 COV_{Pmax} 는 4.9~6.2%의 범

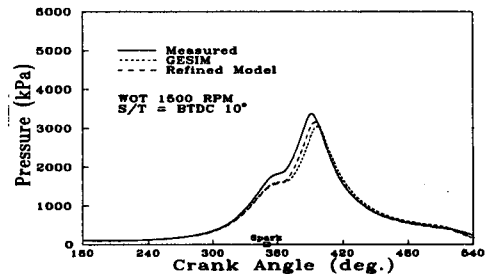


Fig. 7 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 1500 rpm

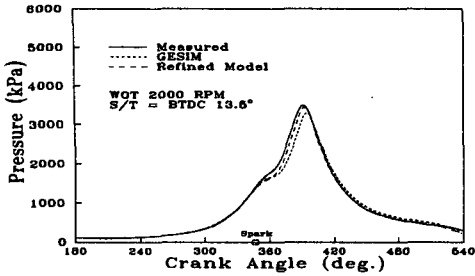


Fig. 8 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2000 rpm

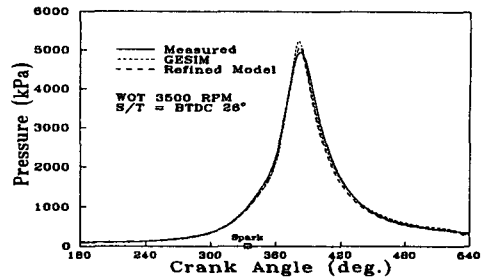


Fig. 11 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3500 rpm

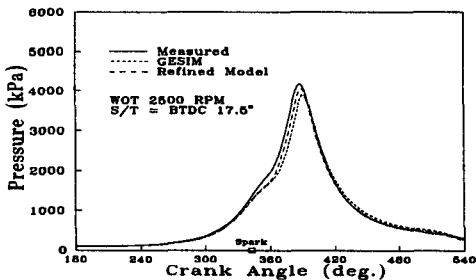


Fig. 9 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2500 rpm

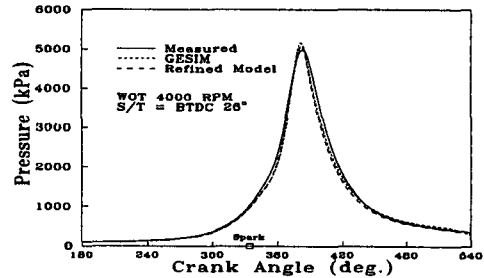


Fig. 12 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 4000 rpm

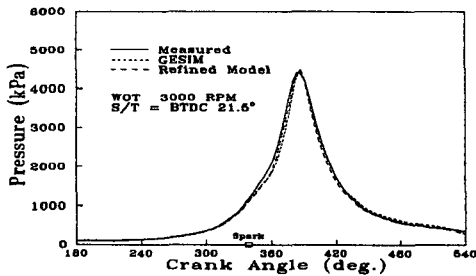


Fig. 10 Comparison between measured and calculated cylinder pressure by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3000 rpm

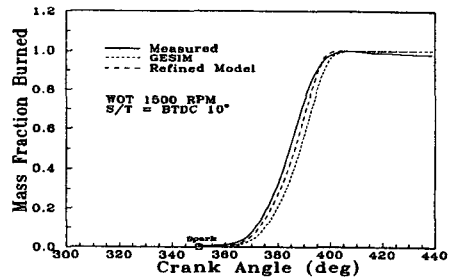


Fig. 13 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 1500 rpm

위로 변화했다. 상수가 조정된 3000 rpm에서는 개선된 연소모델과 GESIM 연소모델에서 각각 계산된 압력값이 거의 유사하지만 다른 엔진회전수에서 개선된 연소모델이 GESIM 연소모델보다 저속에서는 높게, 고속에서는 낮게 연소실 압력을 계산하여 좀 더 실험값에 가깝게 예측하였다. 특히 저속인 1500, 2000rpm 에서 GESIM 연소모델은 실험값과 차이를 많이 보였으나 개선된 연소모델에서는 그 차이가 많이 줄어들었다.

4.4.2 질량연소량의 비교

Fig. 13부터 Fig. 18까지는 연소된 연료의 질량을 실린더내의 초기연료 질량으로 나눈 값(mass fraction burned)을 크랭크각도에 따라 나타낸 그림이다. 압력에서와 마찬가지로 개선된 연소모델은 저속영역에서 GESIM 모델보다 실험값에 훨씬 근접한 결과를 나타내었다. 또, 고속영역에서도 개선된 연소모델이 실험값에 가까운 예측을 하였다.

4.4.3 화염 반지름의 비교

Fig. 19부터 Fig. 23까지는 개선된 연소모델로 계산된 화염 반지름과 광섬유를 이용한 화염전파 측정결과⁽¹¹⁾를 비교한 그림이다.

광섬유 프로브는 스파크플러그로부터의 거리를 달리하여 16개를 장착하였는데 그림에서 실험결과 한 점은 광섬유 하나의 측정결과를 나타낸다. 실험에서 총 80 사이클의 화염전파자료를 취득하였는데, 그림에서 medium으로 표시한 것은 각 광섬

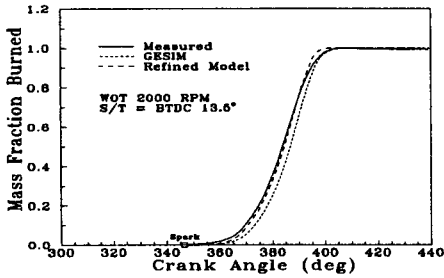


Fig. 14 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2200 rpm

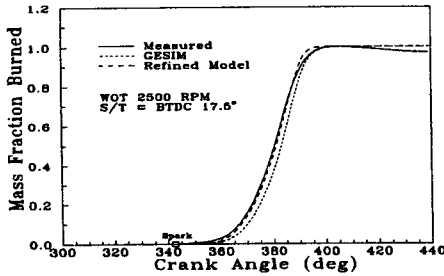


Fig. 15 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2500 rpm

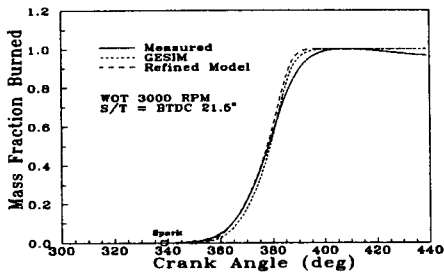


Fig. 16 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3000 rpm

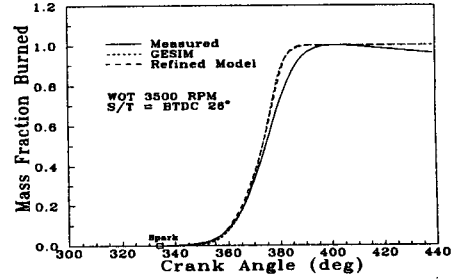


Fig. 17 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3500 rpm

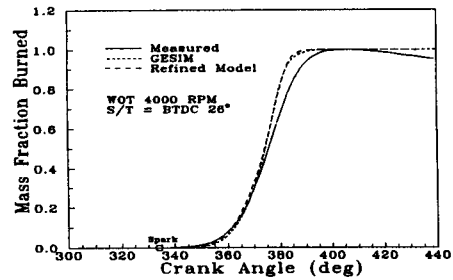


Fig. 18 Comparison between measured and calculated burned mass fraction by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 4000 rpm

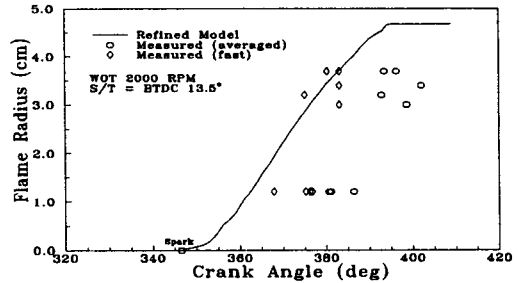


Fig. 19 Comparison between measured and calculated flame radius by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2000 rpm

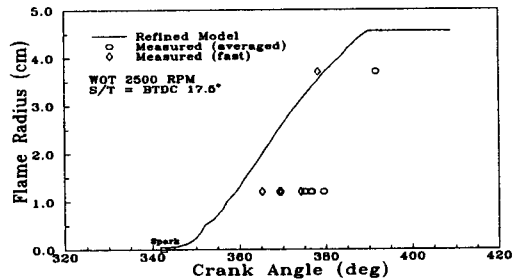


Fig. 20 Comparison between measured and calculated flame radius by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 2500 rpm

유의 측정결과를 평균하여 표시한 것이며 fast로 표시한 것은 각 광섬유 프로브에 80 사이클 중 최초로 화염이 검출된 결과를 나타낸 것이다.

연소모델에서 화염 반지름은 각 크랭크각도에서 연소된 연료·공기 혼합기의 질량을 모델로써 계산한 후 화염이 스파크플러그를 중심으로 구형으로 전파된다는 가정하에 연소실의 형상을 고려하여 계산하였다.

화염 반지름 1.2 cm의 연소 초기화염의 결과를 보면 실험결과는 화염이 너무 늦게 나타난 것으로

측정되었고 계산결과는 연소 초기의 화염이 너무 빠르게 성장하는 것으로 예측하였다. 그 결과 연소 초기 화염에서는 실험결과와 계산결과 사이에 큰 오차를 보였다. 이러한 오차를 줄이기 위해서는 난류의 영향이 적은 초기화염의 연소 모델을 개선할 필요가 있다.

이에 비해 화염 반지름 3~3.7 cm의 연소말기의 화염에서는 실험과 계산이 비슷한 결과를 보였는데 특히 각 프로브에 화염이 최초로 검출된 결과와 개선된 연소모델의 계산결과가 전 회전수에서 거의 일치하였다. 또, 2000 rpm 이외의 회전수에서는 계산결과가 80 사이클을 평균한 실험결과와도 비슷함을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 스파크 점화기관을 대상으로 하는 시뮬레이션 프로그램의 예측능력을 향상시키기 위하여, 기존의 두 가지 연소모델로써 계산된 연소실 압력 및 연소량을 실험으로 측정된 압력 및 단일영역 열방출량 해석을 통해 얻은 결과와 비교하고, 기존의 연소모델에 화염스트레치, 난류스케일 구간 통과필터, 그리고 화염의 크기와 연소실 벽면에 접촉하는 화염의 면적을 고려한 변수를 도입하여 모델을 개선한 후 실험에서 측정된 연소실 압력, 연소량 및 화염 반지름과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기존의 연소모델인 GESIM 연소모델과 B-K 모델은 질량연소율을 실험으로 구한 질량연소율보다 저속인 엔진회전수에서는 낮게, 고속인 엔진회전수에서는 높게 예측하였으며, 두 가지 연소모델 중 GESIM 연소모델이 실험값에 더 근접한 예측을 하였다.

(2) GESIM 연소모델을 바탕으로 개선된 새로운 연소모델이 기존의 연소모델보다 연소실 압력과 질량연소량 값을 실험값에 더 가깝게 예측하였다.

(3) 개선된 연소모델은 연소 후기에는 화염의 성장을 측정값에 매우 근사하게 예측하였으나, 연소 초기에는 화염의 성장을 측정값보다 빠르게 예측하였다.

참고문헌

- (1) Blizard, N. C. and Keck, J. C., 1974, "Experi-

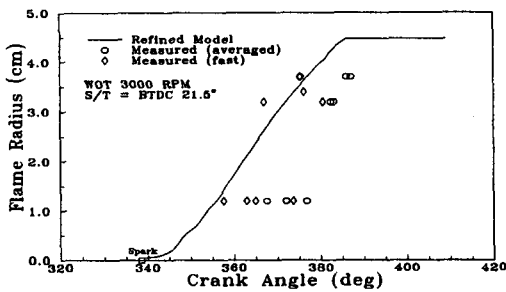


Fig. 21 Comparison between measured and calculated flame radius by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3000 rpm

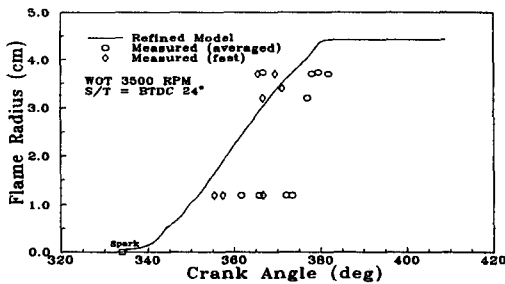


Fig. 22 Comparison between measured and calculated flame radius by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 3500 rpm

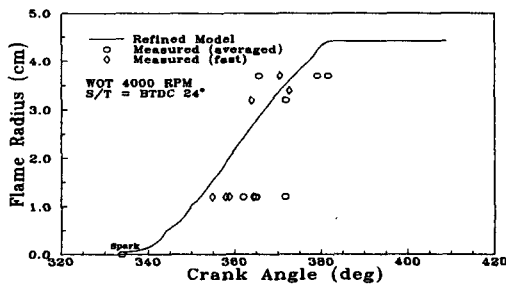


Fig. 23 Comparison between measured and calculated flame radius by refined combustion model as a function of crank angle at WOT 4000 rpm

- mental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," *SAE Paper 740191*.
- (2) Hires, S. D., Tabaczynski, R. J. and Novak, J. M., 1978, "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine," *SAE Paper 780232*.
- (3) Tabaczynski, R. J., Trinker, F. H. and Shannon, B.A.S., 1980, "Further Refinement and Validation of a Turbulent Flame Propagation Model for a Spark-Ignition Engines," *Combustion and Flame*, Vol. 39, pp. 111-121.
- (4) Morel, T., Rackmil, C. I., Keribar, R. and Jennings, M. J., 1988, "Model for Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and Its Comparison with Experiments," *SAE Paper 880198*.
- (5) Wahiduzzaman, S., Morel, T. and Sheard, S., 1993, "Comparison of Measured and Predicted Combustion Characteristics of a Four-Valve S. I. Engine," *SAE Paper 930613*.
- (6) 유욱재, 1993, "스파크 점화기관의 난류화염전파 모델에 관한 연구," 석사학위논문, 연세대학교, 서울.
- (7) 유욱재, 최인용, 전광민, 1994, "스파크 점화기관의 난류화염전파 모델에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제18권, 제10호, pp. 2787~2792.
- (8) Brehob, D. D., and Newman, C.E., 1992, "Monte Carlo Simulation of Cycle by Cycle Variability," *SAE Paper 922165*.
- (9) Heywood, J. B., 1994, "Combustion and its Modeling in Spark-Ignition Engines," *Proceedings of International Symposium on Diagnostics and Modeling of Internal Combustion Engines, COMODIA 94*, Yokohama, Japan.
- (10) Chun, K. M., and Heywood, J. B., 1987, "Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned from Spark Ignition Engine Pressure Data," *Combust. Sci. Tech.*, Vol. 54, pp. 133~143.
- (11) 박덕규, 1994, "4밸브 DOHC 스파크 점화기관에서 광섬유를 이용한 공연비에 따른 화염전파 측정," 석사학위논문. 연세대학교, 서울.
- (12) Tennekes, H. and Lumley, J. L., 1972, *A First Course in Turbulence*, The MIT Press.
- (13) Markstein, G. H., 1964, *Non-Steady Flame Propagation*, Pergamon Press, New York.
- (14) Searby G. and J. Quinard, 1990, "Direct and Indirect Measurements of Markstein Numbers of Premixed Flames," *Combustion and Flame*, Vol. 82, pp. 298~311.
- (15) Boulouchos, K., Steiner, T. and Dimopoulos, P., 1994, "Investigation of Flame Speed Models for the Flame Growth Period During Premixed Engine Combustion," *SAE Paper 940476*.
- (16) Hiroyuki Kido and Shuwei Huang, 1993, "Comparison of Premixed Turbulent Burning Velocity Models Taking Account of Turbulence and Flame Spatial Scales," *SAE Paper 930218*.
- (17) Shelkin, K. I., 1947, "On Combustion in a Turbulent Flow," *NACA TM 1110*.
- (18) Lancaster, D. R. and Krieger, R. B., 1976, "Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE Paper 760160*.
- (19) Beretta, G. P., Rashidi, M. and Keck, J. C., 1983, "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," *Combustion and Flame*, Vol. 52, pp.217~245.
- (20) Merdjani, S. and C.G.W. Sheppard, 1993, "Gasoline Engine Cycle Simulation Using the Leeds Turbulent Burning Velocity Correlations," *SAE Paper 932640*.
- (21) Ting, D. S-K., Checkel, M. D., Haley, R. and Smy, P. R., 1994, "Early Flame Acceleration Measurements in a Turbulent Spark-Ignited Mixture," *SAE Paper 940687*.