

2영역 에너지법과 화염 화상 처리법을 이용한 디젤 연소실내 스월 유동 특성에 관한 연구

정재우* · 이기형* · 이창식*

(2002년 1월 7일 접수, 2002년 10월 23일 심사완료)

A Study on the Characteristics of Swirl Flow in a Diesel Engine by 2-Zone Energy Method and Image Process of Flame

Chung, Jae-woo, Lee, Ki-hyung and Lee, Chang-sik

Key Words: 2-Zone Energy Method(2영역 에너지법), Swirl Flow(스월유동), Diesel(디젤), Image Process(화상처리), Swirl Control Valve(스월 제어 밸브)

Abstract

Recently, many researches have been performed to improve the performance of the combustion and emission in a D.I.Diesel engine. And many new techniques have been introduced and developed to reduce NO_x and soot exhausted from diesel combustion. Some of these methods have the peculiar injection timing which is not used to traditional timing. To optimize these injection timing, characteristics of swirl flow and interaction of swirl with injection in the diesel engine should be investigated more carefully. Therefore, in this study, 2-zone energy method is adopted for the understanding of swirl flow in condition of moving piston, and then flame visualizations and image process are performed. From these studies, the characteristics of the swirl flow generated by SCV was investigated and the effect of swirl on injection timing was elucidated. As the results, velocity distribution caused by swirl flow increase the space utilization rate of flame plums. And flame plums of weak momentum are remained inside of combustion chamber by the swirl flow.

기호설명

dH : 각 운동량의 증가량 [kg· m²/s]
dKE : 운동에너지의 증가량 [J]
dm : 질량 전달량 [kg]
dt : 시간증가량 [sec.]
H_{cyt} : 초기 각 운동량 [kg· m/s]

h : 피스톤 보울(bowl)의 깊이 [m]
I_c : 실린더 축에 대한 흡기의 관성모멘트 [kg· m²]
R₁, R₂ : 피스톤 보울(bowl) 및 연소실 직경[m]
l : 순간적인 피스톤의 높이 또는 위치 [m]
m₀ : 연소실내 공기의 전체 질량 [kg]
m_c : 흡입 공기 질량 [kg]
V_i : 흡입 유동의 평균 유속 [m/s]
z : 실린더 헤드면으로부터 피스톤 크라운 부까지의 거리 [m]

* 책임저자, 회원, 자동차부품연구원

E-mail : chjwoo@hanmail.net

TEL : (031)418-9293 FAX : (031)406-5550

* 회원, 한양대학교 기계공학과

- δm_i : 흡기의 증가량 [kg/s]
 μ_a : 공기의 동점성 계수 [kg/(m·s)]
 ρ_a : 실린더내 공기의 밀도 [kg/m³]
 τ : 전단응력 [kg/(m·s²)]

1. 서론

최근 자동차용 내연기관에 의한 대기 오염의 심각성과 화석 연료의 점차적 고갈에 따라서 고효율 저배기의 자동차용 기관에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이 중에서 최근 주목받고 있는 기술은 연소 원리상 희박 연소가 가능한 직분식 디젤 엔진의 연소실 형상 최적화를 통한 연소 및 배기 성능의 향상이라고 할 수 있다.

이러한 디젤 엔진의 연구 방향은 기존에는 구현하기 어려웠던 고속화⁽¹⁾ 및 소형화에 초점이 맞추어지고 있으며, 이를 통하여 출력의 향상 또한 도모하고 있다. 그러나 직분식 디젤엔진의 소형화 및 고속화는 연료와 공기의 혼합 시간이 부족하여 혼합 특성을 악화시킬 수 있으므로, 결과적으로 soot 등의 심각한 유독성 배기물의 생성을 초래하는 결과를 가져온다. 따라서 직분식 디젤 엔진의 소형화와 고속화에 따른 연료와 공기의 혼합시간의 저감은 연료 공기 혼합의 중요성을 더욱 증대시키고 있다. 이에 대응하기 위한 방법으로 제시되고 있는 기술들은 크게 연료 분사의 고압화,⁽²⁾ 예혼합 압축착화연소 시스템의 개발⁽³⁾ 및 MK(modulated kinetics) 연소 시스템⁽⁴⁾ 등이 주목받고 있으며, 이러한 모든 개념에서 스윙 유동이 이용되고 있다. 기존의 디젤 압축착화의 연소 개념에서 착화시기는 압축 상사점 직전으로 설정하였으며, 그 분사시기의 변화는 그리 크지 않았으나, 최근의 연소 개념에는 다양한 착화시기가 고려되고 있으므로, 유동장의 적절한 응용을 위하여서는 연소에 미치는 스윙의 영향을 좀더 광범위하면서도 구체적으로 제시할 필요가 있을 것으로 생각된다.

따라서 본 연구에서는 엔진 연소실 내에서의 스윙의 특성을 2-영역 에너지법⁽⁵⁻⁷⁾을 이용하여 개념적으로 정리하고, 이의 특성을 가시화 실험 및 연소압력의 해석 결과를 통하여 명백히 제시함과 동시에 디젤 연소에 미치는 스윙 유동의 다양한 특성과 원인을 구체적으로 파악하였다.

2. 스윙 유동의 개념적 고찰

동일한 흡입 스윙 운동량이라고 하더라도, 연소실내의 스윙은 연소실의 형상 및 크랭크 각도에 따라 서로 다르게 나타난다. 따라서 스윙의 영향을 단순히 혼합의 촉진 또는 확산연소의 향상등으로 표현하는 것은 무리가 있다. 본 절에서는 2영역 에너지법을 이용하여 bowl-in-piston 형상의 연소실내에서 생성되는 스윙 유동의 특성을 개념적으로 고찰하였다.

2.1 2 영역 에너지법

2 영역 에너지법은 연소실을 스퀴시 영역과 보울 영역의 두 가지로 분류하고 각 영역내의 운동 에너지로부터 스윙 유속을 계산하는 방법이라고 할 수 있다.^(6,7)

본 연구에서 연소실내 공기의 운동량 제공은 입력되는 스윙 운동량 및 흡입 유동에 의한 운동량으로 간주하며, 소멸은 마찰에 기인한다고 고려한다. 또한 각 영역의 운동량은 피스톤 운동에 의한 연소실내 체적 변화에 따른 관성모멘트의 변화에도 영향을 받는 것으로 한다.

다음에 평균 유동(스윙 및 흡입유동)의 계산은 흡기와 압축 및 밸브 닫힘기간(압축 및 팽창기간 중) 등으로 구분하여 정리하였다.

2.1.1 흡입 유동

흡입시 질량에 의한 운동에너지의 증가와 각운동량(평균 운동에너지)의 증가는 다음과 같다.

$$dKE_i = \delta m_i \frac{V_i^2}{2}, \quad dH_i = \delta m_i h_i \quad (1)$$

각운동량의 증가는 스윙 유동의 운동에너지를 증가시키고, 피스톤 속도와 실린더 내부 공기의 축방향 유속의 변화는 축방향 평균 유속을 변화시킨다. 순간 시간 변화에 대한 평균 유동장의 운동에너지 변화는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dKE_{bulk} = dKE_{swirl} + dKE_{axial} \quad (2)$$

2.1.2 흡입 기간중의 스윙 유동

흡입기간 동안 연소실내의 속도 분포는 강제 회전(solid vortex)이라고 가정한다. 따라서 흡입기간 중의 각운동량의 누적치와 그 기간 중의 마찰

에 의한 손실을 고려하면 실린더내의 순수 각운동량을 계산할 수 있다.

연소실내의 밀도가 모두 균일하다고 가정하고, 연소실내의 관성모멘트를 계산하여 각속도(ω)를 계산할 수 있다. 이 때 관성모멘트(I_c)의 식은 다음과 같다.

$$I_c = \frac{m_c B^2}{8} \frac{[(z/h_b) + (D_b/B)^4]}{[(z/h_b) + (D_b/B)^2]} \quad (3)$$

흡입기간 중의 각속도는 다음의 식을 사용하여 계산할 수 있다.

$$\omega = \frac{H_{cyl}}{I_{cyl}} \quad (4)$$

2.1.3 흡기 밸브 닫힘 기간 중의 스윙 유동

흡기 밸브가 닫히고 난 이후의 연소실내의 속도 분포는 점차적으로 변화되어 압축시에는 강제 회전이라는 가정이 불가능하게 된다. 따라서 연소실내의 속도 분포를 다음의 Fig. 1과 같이 보울 영역에서의 속도 분포와 스퀴시 영역에서의 속도 분포로 나누어 스윙 유속을 계산하였다.

위의 그림에서와 같이 보울 영역에서의 속도 분포는 강제 회전(solid vortex)이라 가정을 하는 반면, 스퀴시 영역에서의 회전은 자유회전(free vortex)이라고 가정하였다.^(6,7)

평균 유속의 계산 등에 있어서 각 영역에 대한 운동량의 변화는 마찰과 두 영역간의 질량 전달에 의존한다고 가정할 때, 압축과 팽창 등 피스톤이 움직임에 따라 질량과 각운동량은 보울 영역과 스퀴시 영역을 이동하며, 각 영역에서 마찰의 영향으로 인하여 각운동량은 감소된다.

각각의 영역에 대한 운동량 증가를 식으로 표

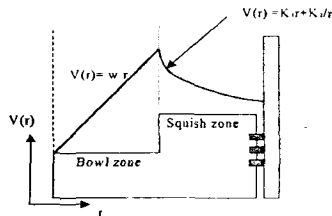


Fig. 1 Velocity profile in a combustion chamber used to calculation

현하면 다음과 같다.

$$-\frac{d}{dt}(I_{bz}\omega_{bz}) = T_{fBB} + T_{fTB} + T_{fSB} + T_{s21} \quad (5)$$

$$-\frac{d}{dt}(I_{sqz}\omega_{sqz}) = T_{fBC} + T_{fTC} + T_{fSC} + T_{s12} \quad (6)$$

위 식들에 사용된 각각의 항들에 관한 설명을 각 위치별로 Fig. 2에 나타내었으며, 다음에 정리하였다.

- T_{s21} : 보울 영역에서 스퀴시 영역으로의 스퀴시 유동에 의한 운동량 전달율
- T_{fTB} : 보울 영역 헤드면 마찰 토크 (= T_{fBB})
- T_{fSB} : 보울 영역의 보울 벽면부의 마찰 토크
- T_{fTC} : 스퀴시 영역 실린더 헤드부의 마찰 토크
- T_{fSC} : 스퀴시면의 마찰 토크

압축과정 동안의 T_{s21} 은

$$T_{s21} = \frac{1}{2} \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} \omega_2 \frac{dm_1}{dt} \quad (dm_1 \geq 0) \quad (7)$$

한편, 팽창과정 동안은 dl 이 양수이기 때문에 dm_1 은 음수가 되며, T_{s21} 은

$$T_{s21} = \frac{R_1^2}{2} \omega_1 \frac{dm_1}{dt} \quad (dm_1 \leq 0) \quad (8)$$

마찰은 전단 응력으로부터 계산하며, 마찰 전단 응력의 식은 다음과 같다.

$$\tau(r) = C_1 \frac{1}{2} \rho_a [v_\theta(r)]^2 Re^{-0.2} \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho_a v_\theta(r) r}{\mu_a} \quad (10)$$

위의 식을 Fig. 2의 각 부위에 적용시킴으로써 마찰 운동량을 계산할 수 있다. 다음은 각 순환에 있어서의 각 영역에 대한 스윙에 의한 운동량을 나타내었다.

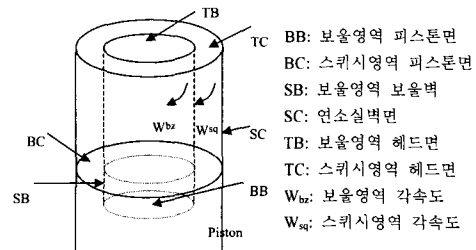


Fig. 2 Definition of two zones in combustion chamber - bowl zone and squish zone

$$KE_{swirl} = KE_{sw, bz} + KE_{sw, sqz} \quad (11)$$

$$KE_{sw, bz} = \frac{\pi \rho_a h_{bz} \omega_{bz}^2 d^4}{64} \quad (12)$$

$$KE_{sw, sqz} = X_1 K_1^2 + X_2 2K_1 K_2 + X_3 K_2^2 \quad (13)$$

2.2 연소실내의 스웰 속도 분포

다음의 Fig. 3은 위 식들을 이용하여 연소실내의 보울과 스퀴시 영역에서의 속도 분포를 계산한 결과이다.

흡입 행정 동안의 스웰 유속은 초기에 강하였다가 마찰의 영향으로 인하여 스웰 운동량을 조금씩 잃고, 마찰과 체적의 증가로 인하여 스웰 유속은 저감된다. 특히 흡입기간 중의 모든 연소실 영역과 압축 및 팽창 행정 중의 보울 영역내 유동은 강제 회전이라 가정할 수 있으므로, 연소실 체적 증가에 의한 관성모멘트의 증가는 연소실내 스웰 유속을 저감시키게 된다.

이후의 압축 행정동안 연소실 체적의 저감은 관성 모멘트를 저감시키고, 이후 TDC로 근접할수록 스퀴시 영역으로부터 보울 영역으로의 각운동량 및 질량의 전달은 보울 영역내의 스웰 유속을 증가시킨다.

이러한 계산 결과는 종래의 계산 및 측정 결과

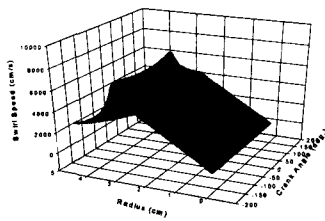
와 동일한 형태를 나타내고 있으며, 기존의 연구에서는 비교적 적은 범위의 분사시기에 대한 연구가 이루어져 있어 스웰이 상대적으로 강한 크랭크 각도에 대한 연구가 주로 수행되었다.^(8~10) 그러나 본 연구에서는 이러한 스웰의 특성에 대하여 관점을 달리하여 분사시기의 변화를 좀 더 크게 하여 스웰의 특성이 명확하게 나타나도록 하였다.

3. 가시화에 의한 화염특성의 고찰

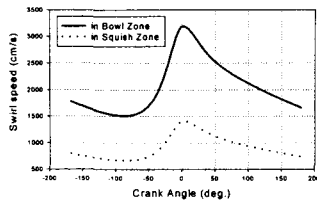
위에서 파악한 크랭크 각도에 따른 스웰의 변화가 화염에 미치는 영향을 확인하기 위하여 화염의 가시화와 간단한 이미지 처리를 수행하여 그 특성을 파악하였다. 다음의 Table. 1에는 본 실험에 사용된 가시화 엔진의 주요 제원을 나타내었다. 본 연구에서 연소실내의 스웰 생성 방법으로서 SCV(swirl control valve, 이하 SCV)를 사용하였으며, SCV는 흡기구에 부착되어 유입 유동을 편향시켜 연소실내 스웰 유동을 생성시키는 역할을 한다. Fig. 4에는 원형 SCV의 형상과 연소실 및 가시화 영역을 나타내었으며, SCV에 의하여 생성된 스웰의 방향은 시계방향인 것으로 나타났다.

Fig. 4에서 빗금이 쳐진 부분은 스퀴시 영역이며, 가시화 영역은 보울의 내부이다.

스웰이 크랭크 각도에 따라 위의 계산결과인 Fig. 3과 같은 형태를 나타낸다면, 매우 빠른 분사시기에서는 스웰이 아직 크게 발달되어있지 못한 상태에서 연소가 이루어지게 될 것이며, 한편으로 압축상사점 직전에 분사가 이루어지는 경우에는 매우 빠른 스웰 유동장 속에서 연소가 진



(a) Velocity distribution



(b) Swirl speed profile

Fig. 3 Calculated results of swirl velocity in the two zone

Table 1 Specifications of the visualization engine

Engine type	D.I. diesel single cylinder	Displacement volume	673cc
Combustion chamber	Bowl-in-piston	Compression ratio	17
Bore×Stroke	95×95(mm)	No. of Intake valve	1
Nozzle hole number	5	Fuel line pressure	160(bar)

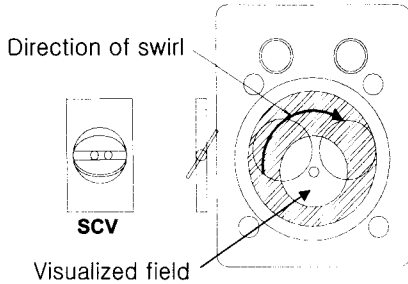


Fig. 4 Shape of SCV and direction of the flow

행되어질 것이다. 이러한 의미에서 상사점전 26°인 경우와 상사점전 9°인 분사시기에서 각기 스윙의 유무에 대한 자발 화염 화상 취득 실험을 수행하였다. 실험시 엔진의 회전속도는 400rpm이었으며, A/F는 40 이었다.

다음의 Fig. 5는 분사시기가 상사점전 9°와 26°인 경우의 화염사진이다. 이 가시화 화염사진으로부터 분사시기가 빠른 경우인 상사점전 26°분사의 경우 SCV부착에 의한 스윙 존재 유무에 관계없이 연소가 시작되기 전에 이미 많은 연료공기의 혼합이 이루어진 후 연소되고 있음을 알 수 있으며, SCV 미부착의 경우에는 상대적으로 연소실 벽쪽에 화염이 편재하고 있는 것을 알 수 있다. 이는 기존의 계산에 의한 연구에서 지적되었듯이 진각된 분사시기에서는 긴 착화지연과 예혼합의 형성이 촉진된다⁽¹¹⁾라는 결과와 부합되며, 이와 함께 긴 착화지연기간동안 스윙공기의 운동량에 의하여 분사되는 연료의 운동량이 저감되어 결국 분무의 관통도에 영향을 미치는 것으로 생각된다.

이를 좀 더 분명히 하기 위하여 분사시기별로 착화지연 기간 Fig. 6에 나타내었다.

이러한 착화지연의 실험 결과에서 보이듯이 상사점전 26°분사시기는 긴 착화지연기간으로 인하여 상사점전 14°부근의 착화까지 연료와 공기의 혼합시간이 길며, Fig. 3에 나타낸 바와 같이 상사점전 8°분사와 같이 TDC에 매우 근접하여 분사되는 경우보다 비교적 스윙의 강도가 적은 시기라고 볼 수 있다.

Fig. 7에는 분사시기가 상사점전 26°인 경우의 화염사진을 2.4°CA 후의 자기 화염사진과 비교함으로써 2.4°CA 기간동안 화염의 변화를 좀더 보기 쉽게 나타내고자 하였다.

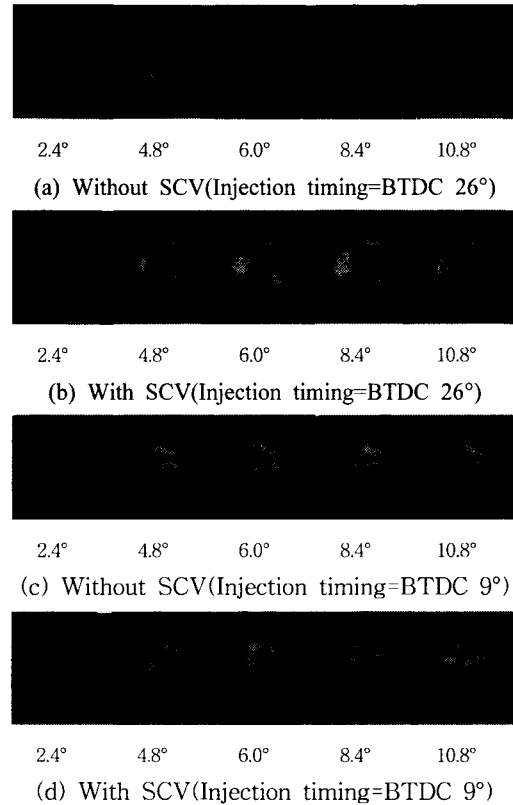


Fig. 5 Flame images

(Deg. in a image means the elapsed degrees from ignition start)

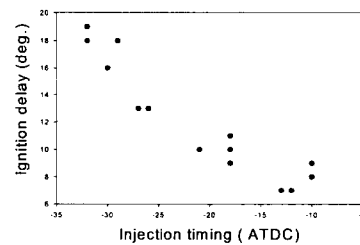


Fig. 6 Ignition delays according to Injection timing

Fig. 7의 결과로부터 스윙 존재시 화염의 회전 경향은 확인할 수 없었다.

이러한 결과로부터 작은 스윙 강도를 가지는 분사시기에서 스윙은 긴 착화지연기간 동안 연료와 공기의 혼합을 촉진하는 특성을 가지나, 연소 시작 이후 스윙이 연소에 미치는 영향은 그리 크지 않다는 것을 알 수 있다.

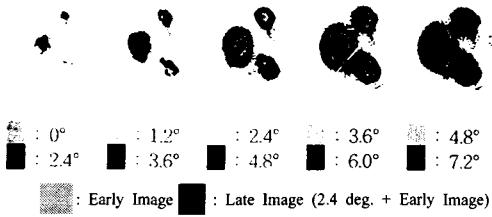


Fig. 7 Overlapped images(With SCV, Overlapped with image elapsed 2.4deg., Injection Timing = BTDC 26°) (Deg. in a image means the elapsed degrees from ignition start.)

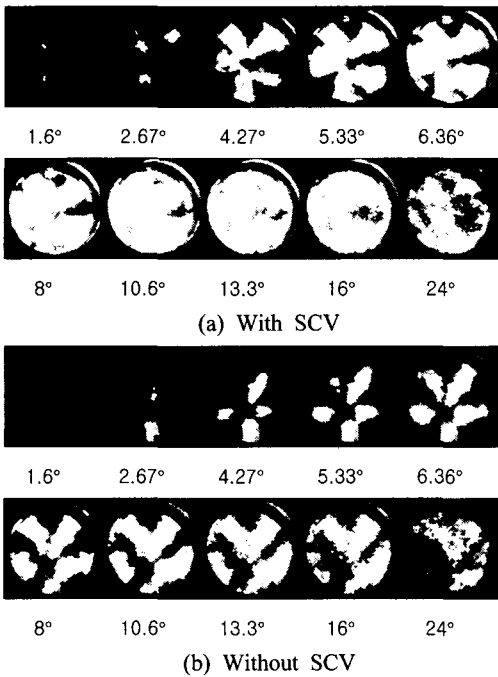


Fig. 8 Comparison of flame image (Injection Timng=BTDC 8°)

(Deg. in a image means the elapsed degrees from ignition start)

그러나 비교적 스월의 강도가 큰 분사시기 상사점전 8°인 경우에는 이와는 다른 현상이 나타날 수 있음을 예상할 수 있으며, 다음의 Fig.8과 Fig.9의 결과 그림들을 통하여 확인할 수 있었다. Fig.8에는 분사시기 상사점전 8°에서 SCV 부착 유무에 의한 스월 유무시의 화염 사진을 나타내고 있다. 이러한 사진으로부터 스월이 존재하는 경우 스월 유동에 의한 화염 존재 영역의 확대와 연소실 중앙부의 화염의 존재 특성 등을 확인할 수 있다. 또한 화염발생 시작시기의 사진을

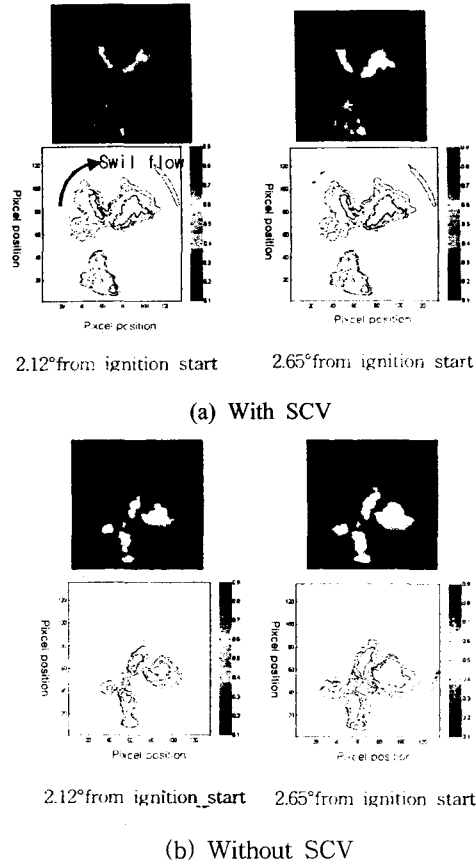


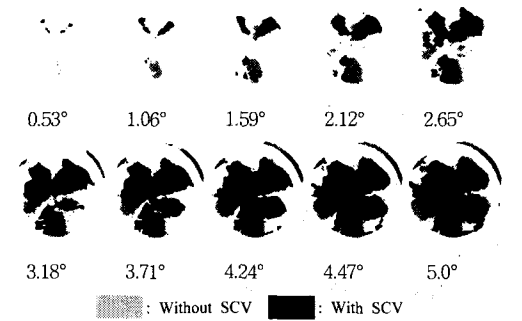
Fig. 9 Comparison of images for evaluation of spray eccentricity caused by swirl flow.

(Deg. in a image means the elapsed degrees from ignition start.)

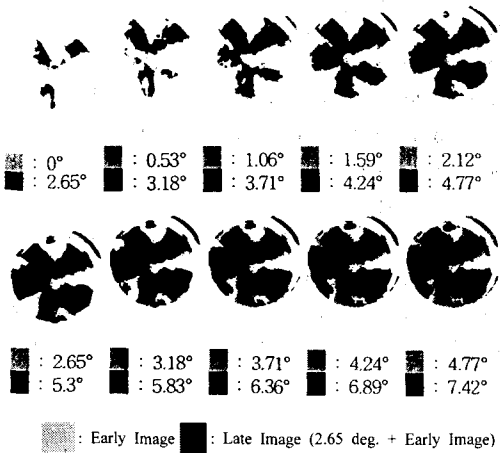
나타내는 Fig. 9에서 스월이 존재하는 경우 스월 유동에 의하여 분무의 쏠림 현상이 생겨 화염이 스월 유동과 직접 접촉하는 부분은 낮은 화염 강도를 그리고 분무화염에 의하여 스월의 운동량이 저감되어진 반대편 쪽은 화염 강도가 크게 나타나는 현상이 나타남을 알 수 있다.

만약 이처럼 스월에 의하여 화염이 영향을 받는다면, 스월 존재시는 화염의 발달 방향과 스월 유동의 방향이 일치할 것이라고 생각되었다. 또한 스월이 없는 경우는 단지 분무의 운동량만이 존재하다고 생각할 때 분사방향으로 화염이 발달될 것이라고 추측되었다.

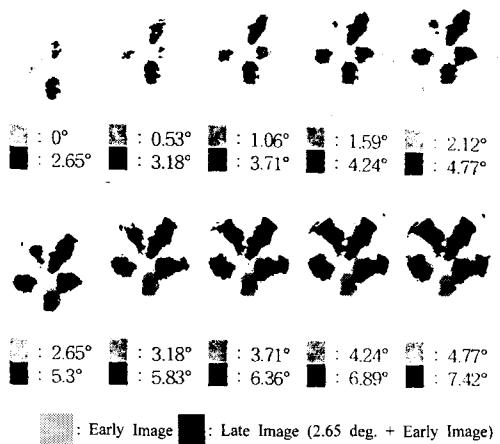
따라서 이를 좀더 자세히 확인하기 위하여 화염사진을 2.65°CA 후의 자기 화염사진과 비교함



(a) Overlapped images(Without SCV + With SCV)



(b) Overlapped images(with SCV)



(c) Overlapped images(without SCV)

Fig. 10 Comparison of flame behaviors after image processing (Injection Timing = BTDC 9°) (Deg. in a image means the elapsed degrees from ignition start.)

으로서 2.65°CA 기간동안 화염의 변화를 좀더 보기 쉽게 나타내고자 하였다.

Fig. 10의 (a)에는 SCV 부착 또는 미부착으로 인한 스윙 유무시 화염사진의 겹침 결과를 나타내고 있으며, 스윙의 유무에 따라 매우 다른 화염의 발생위치를 가지는 것을 알 수 있다. 이는 화염이 발생되기 전 상대적으로 강한 스윙에 의하여 분무가 밀려나거나 휩쓸려서 나타나는 현상으로 판단된다. 이와같이 초기에서부터 스윙의 영향을 받아 연소가 시작된 이후 스윙이 존재하는 경우는 화염이 스윙의 유동방향과 일치하여 발달되는 것을 Fig. 10의(b)로부터 알 수 있다. 즉, 각 그림의 검은 색으로 표현된 2.65°CA 이후의 화염면적은 스윙의 진행 방향쪽으로 확대되는 것을 알 수 있다. 그러나 Fig. 10의 (c)에 나타낸 스윙이 없는 경우의 2.65°CA이후의 자기 화상과의 겹침에서는 분사방향으로만 화염면적이 증가되는 것을 알 수 있었다. 즉, 상대적으로 스윙의 강도가 강한 시기에는 연소시작 이후에도 스윙의 영향을 매우 강하게 받고 있으며, 연소실내의 스윙 속도 분포는 각 위치의 화염군의 속도를 서로 다르게 하여, 속도 구배에 의한 화염의 분리를 초래하는 것으로 생각된다. 이러한 현상은 화염군의 연소실내 공간 이용율을 향상시키며, 특히 중심부의 적은 운동량의 화염군은 스윙 유동의 영향을 강하게 받아서 중심부에 계속적으로 존재하게 되는 것으로 생각된다.

4. 결론

이상과 같은 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 2영역 에너지법을 이용하여 비교적 간단히 연소실내 스윙 유동장의 분포 및 크랭크 각도에 따른 강도 특성을 알 수 있었다.

즉, 스윙은 크랭크 각도에 따라 다른 강도를 가지며, bowl-in-piston의 경우에는 상사점 근처에서 가장 강한 스윙 유속을 가지는 것을 알 수 있었다.

(2) 이미지 겹침을 통하여 스윙에 의한 화염의 회전 및 혼합 특성을 구체적으로 확인할 수 있었으며, 분사시기가 진각된 경우(상사점전 26°분사)에는 스윙의 강도가 낮아 화염의 회전특성을 확인할 수 없었다. 그러나 상사점 부근에서 분사하

는 경우에는 화염의 회전 특성이 뚜렷하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

(3) 연소실내 스월 유속의 구배는 화염군의 분리를 촉진하여, 화염군의 공간이용율을 증가시키며, 운동량이 작은 화염군은 스월 유동의 영향을 받아서 연소실 내부에 계속적으로 존재하는 특성을 보이는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 목적 기초 연구 사업(R01-2000-000303-0)의 지원에 의하여 수행된 연구 결과의 일부로서, 관계 기관에 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Johannes Bierbaumer, Rainer Cichocki, Walter Ospelt, "1998, "CO₂ Emission Reduction - the Contribution of Modern HSDI Engines," *Fifth Engine Workshop on CO₂ Reduction Technologies in Reciprocating Engines*, KSAE.
- (2) Roy M. Cuenca, "Evolution of Diesel Fuel Injection Equipment - The last 20 years " SAE paper No. 933015.
- (3) Greg R Pucher, DavidP Gardiner, Michael F Bardon, Vittoria Battista, "Alternative Combustion Systems for Piston Engines Involving Homogeneous Charge Compression Ignition Concepts - A Review of Studies Using Methanol, Gasoline and Diesel Fuel," SAE paper, No. 962063.
- (4) 松井幸雄, 木村修二, 小池正生, "1997, "小形DIディーゼル機関の新燃焼コンセプト," *日本自動車技術會論文集*, Vol. 28, No. 1, pp. 41~46.
- (5) 城戸 裕之, 和栗 雄太郎, 中島 健四郎, 1984, "シリンダ内ガス流動の豫測方法に関する研究," *自動車技術會論文集*, No. 29, pp. 18~29.
- (6) Akira Murakami, Masataka Arai, and Hiroyaki Hiriyasu, "Swirl Measurements and Modeling in Direct Injection Diesel Engines," SAE paper No. 880385.
- (7) William J. Smith, "Estimation of Air Motion Kinetic Energy Dissipation Rates in a D.I. Diesel combustion system," SAE paper No. 960876.
- (8) Nicos Ladommatos, Razmil Aivaz Balian, and Richard Stone "Analysis of Swirl in Unsteady Flow and Its Effects on Diesel Combustion" SAE paper No. 921643.
- (9) Arold, M.L., Espey, C., Litzinger, T.A., Santavicca, D.A. and Santoro, R.J., "A Study of Non-Swirling and Swirling and Their Effects on Spray Flow Fields and Combustion in an Optically-Accessible, DI Diesel Engine" SAE paper No. 900396.
- (10) Espey, C., Pinston, J.A., and Litzinger, T.A., "Swirl Effects on Mixing and Flame Evolution in a Research DI Diesel Engine," SAE Paper 902076.
- (11) Im Yong H., Huh Kang Y., 2000, "Phenomenological Modeling of a Direct Injection Diesel Engine with In-Cylinder Flow Effects," *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 5, pp. 569~581.