

## CNG 직접분사식 연소기에서의 열량해석(2) : 비균질급기

최 승 환<sup>1)</sup> · 전 충 환<sup>\*2)</sup> · 장 영 준<sup>2)</sup>

부산대학교 기계공학과<sup>1)</sup> · 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소<sup>2)</sup>

### Analysis of Heat Quantity in CNG Direct Injection Bomb(2) : Inhomogeneous Charge

Seunghwan Choi<sup>1)</sup> · Chunghwan Jeon<sup>\*2)</sup> · Youngjune Chang<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, RIMT, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received 24 October 2003 / Accepted 12 February 2004)

**Abstract** : A cylindrical constant volume combustion bomb is used to investigate the combustion characteristics and to analyze the heat quantity of inhomogeneous charge methane-air mixture. To analyze the heat quantity, some definitions including the CHR ratio, the UHC ratio and the HL ratio are needed and are calculated. It is shown that the effect of stratification is not significant in case of the overall excess air ratio of 1.1, mainly due to the higher heat loss and lower thermal efficiency compared to those of homogeneous condition. In the case of the overall excess air ratio of 1.4, as the initial charge pressure decreases, the CHR ratio has been decreased while the HL ratio has been increased. Generally, as the initial charge pressure increases, the amount of injection mixture has been decreased and has resulted in lower mean velocity and turbulence intensity for injection mixture. Also, the injected mixture is too rich to result in mixing deficiency in combustion chamber. From these results, it could be possible to acquire the improvement of thermal efficiency and the reduction of heat loss simultaneously through the 2-stage injection in CNG direct injection engine.

**Key words** : Constant-volume combustion bomb(정적연소기), Inhomogeneous charge(비균질급기), Rate of heat release (열발생율), Analysis of heat quantity(열량해석), CHR ratio(CHR비; Cumulative heat release ratio), UHC ratio(UHC비; Unburned hydrocarbon ratio), HL ratio(HL비; Heat loss ratio), 2-stage injection(2단 분사)

### 1. 서론

저연비·저배기의 동시 실현을 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 최근에는 가솔린 연료보다 공해배출물이 적은 압축천연가스(compressed natural gas) 엔진에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며,<sup>1-3)</sup> 지구환경보존 및 에너지 절약문제를 만족시키기 위해 희박연소에 초점을 맞추고 있다.<sup>4,5)</sup> 그러나 희박연

소시 착화성의 악화, 열효율 및 연소속도의 저하, 연소상태의 불안정 등과 같은 문제점이 발생되기 때문에 이를 개선할 연구가 절실히 요구되고 있다.

가솔린 기관에 있어서 예혼합된 연료와 공기가 점화되어 연소가 완료되는 과정은 물리적, 화학적으로 복잡하지만 기관 성능 개선과 향상을 위해서는 실린더내의 각종 정보를 명확히 이해해 둘 필요가 있다. 가솔린 기관의 연소과정은 공기과잉율, 공기유동, 연소실 형상 등과 같은 여러 가지 요인에 강

\*To whom correspondence should be addressed.  
chjeon@pusan.ac.kr

하게 지배받고 있다. 실제 엔진을 이용한 연구에서는 각종 계측의 난해함뿐만 아니라 이들 요인들이 복잡하게 상호 간섭하고 있으므로 각각의 요인이 연소과정에 어떻게 관여하는지를 파악하기는 쉽지 않다. 따라서 기관의 연소현상을 기본적으로 조사하기 위해서는 먼저 공기 유동이 없고 연소실 형상이 단순화된 정적연소실에서 점화된 예혼합 화염의 연소특성을 상세히 조사할 필요가 있으며, 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.<sup>6-11)</sup> 이에 본 저자들은 2단 분사가 가능한 정적연소기를 제작하여 메탄-공기 예혼합기의 연소특성과 배기배출물 특성을 조사하였다.<sup>12-14)</sup>

일반적으로 연소기 내에 유입된 연료는 연소를 통해 열에너지, 미연탄화수소, 그리고 벽면 등으로 열손실의 형태로 변화된다. 이들을 각각 조건에 관계없이 단위 공급에너지에 대한 비로 나타내면, 엔진에서의 IMEP와 같은 용도로 서로 다른 조건에 대해서도 단위 공급에너지에 대한 상호 비교가 가능하게 된다.<sup>15)</sup> 따라서 본 연구에서는 상기와 같은 개념으로 성층화 패턴과 초기 충전조건의 변화에 따른 성층급기 연소 해석과 배기배출물의 실험결과로부터 취득된 압력 데이터와 UHC 데이터를 이용하여 성층급기의 열량(heat quantity) 해석을 수행하고자 한다. 또한 본 연구에서는 연료의 원활한 공급을 위해 압축천연가스의 대부분을 차지하는 메탄을 이용하여 실험을 수행하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 정적연소기 및 주변장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 정적연소기의 개략도로 직경 86mm, 폭 25mm(체적 145cc)이다. 충전 혼합기 공급을 위한 흡입포트는 연소실 벽면에 접선 방향으로 설치하였으며, 반대편 벽면에 분사용 흡입포트를 설치하였다. 또한 직경 1mm의 피아노선을 이용하여 개조한 점화플러그 한 쌍을 연소실 상하 벽면에서부터 대향형으로 설치하여 연소실의 중심에서 점화하였다. 연소실의 압력측정을 위해 압전형 압력변환기(Kistler 6160B)를 이용하였으며, 한번의 연소 이벤트가 종료된 후 연소가스는 진공펌프를 통해 배출된다.

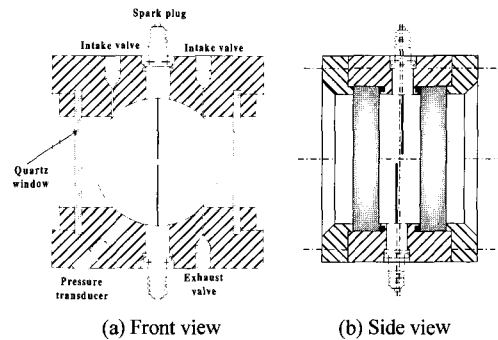


Fig. 1 Schematic diagram of CVCC

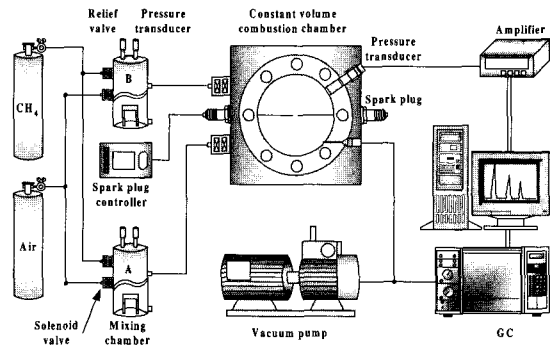


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

Fig. 2는 실험장치의 구성도로 크게 연료-공기 혼합부, 정적연소기, 배기 및 퍼지(purge) 시스템 그리고 데이터 취득부로 구성된다.

연료와 공기를 충전용 혼합탱크(A) 및 분사용 혼합탱크(B) 내에 충전하여 서로 다른 공연비를 갖는 균질혼합기를 만들었다. 이때 공기과잉율은 충전되는 연료와 공기의 분압비에 의해 결정된다.

UHC(unburned hydrocarbon)을 분석하기 위해 사용한 GC는 6 port, 2 valve, 0.2cm<sup>3</sup>의 샘플 루프, 직렬연결 또는 우회할 수 있는 2개의 칼럼과 TCD(thermal conductivity detector)와 FID(flame ionization detector)를 장착한 HP 5890 series II이다.

### 2.2 실험방법 및 조건

연소 이벤트가 종료된 후 진공펌프를 이용하여 연소실 내의 잔류가스를 배출하여 EGR 효과를 최소로 하였다. 실험을 재개할 운도가 되면, 연소실을 진공 상태로 한 후 충전용 혼합탱크와 연결되어 있

는 솔레노이드 밸브에 전압을 인가하여 설정된 초기 충전압력( $P_{ini}$ )으로 충전한다. 충전용 혼합기의 분사 종료 10초 후 분사용 혼합기가 최종압력인 0.30 MPa로 연소실 내로 충전된다. 정해진 점화시기( $\tau_{in} = 300$  ms)에 따라 연소가 진행되고, 연소가 종료되면 배기 포트를 통해 배기가스가 배출된다.

먼저 농후분사(RI, rich injection), 균질분사(HI, homogeneous injection) 그리고 희박분사(LI, lean injection)로 명명되는 성층혼합기 패턴(stratified pattern)에 대한 실험을 수행하였다. 농후분사는 최종압력( $P_{overall} = 0.30$  MPa)의 50%에 해당하는 압력의 공기( $\lambda_{ini} = \infty$ )로 연소실을 충전하고, 유동 특성이 거의 소멸되는 10초 후에 농후한 혼합기( $\lambda_{inj} = 0.497$ )를 분사하는 경우이며, 균질분사는 초기 충전혼합기와 분사혼합기의 공기과잉율이 동일한( $\lambda_{ini} = \lambda_{inj} = 1.1$ ) 경우이며, 희박분사는 농후분사와 반대의 경우( $\lambda_{ini} = 0.497, \lambda_{inj} = \infty$ )이다. 이때 전체 공기과잉율( $\lambda_{overall}$ )은 1.1이며, 최종압력( $P_{overall}$ )은 0.3MPa, 점화시기( $\tau_{ig}$ )는 300 ms로 하였다. 성층혼합기 패턴에 따른 실험조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Experimental condition for stratified pattern

Pattern	HI	RI	LI
$\lambda_{ini}$	1.1	$\infty$	0.497
$\lambda_{inj}$	1.1	0.497	$\infty$
$P_{ini} = P_{inj} = 0.15$ MPa (50%), $\lambda_{overall} = 1.1$ , $\tau_{ig} = 300$ ms			

Table 2 Experimental condition for initial charge condition

$P_{ini}$ (MPa)	$\lambda_{ini}$	$\lambda_{overall} = 1.1$		$\lambda_{overall} = 1.4$	
		$\lambda_{inj}$	$\lambda_{inj}$	$\lambda_{inj}$	$\lambda_{inj}$
0.075 (25%)	2	0.950	1.269		
	3	0.896	1.179		
	5	0.855	1.114		
	$\infty$	0.799	1.024		
0.150 (50%)	2	0.739	1.066		
	3	0.642	0.888		
	5	0.578	0.778		
	$\infty$	0.497	0.647		
0.225 (75%)	2	0.423	0.706		
	3	0.320	0.486		
	5	0.261	0.378		
	$\infty$	0.196	0.271		
RI condition $P_{overall} = 0.3$ MPa, $\tau_{ig} = 300$ ms					

또한 초기 충전조건(initial charge condition)의 변화에 따른 영향을 조사하기 위해 농후분사 조건에 대해 초기 충전압력( $P_{ini}$ )을 최종압력의 25%(0.075 MPa), 50%(0.15 MPa), 75% (0.225 Mpa)로, 초기 충전혼합기의 공기과잉율( $\lambda_{ini}$ )을 2.0, 3.0, 5.0,  $\infty$ 의 조건으로 하여 실험을 수행하였다. 이때 전체 공기과잉율( $\lambda_{overall}$ )은 1.1, 1.4이며, 연소실 충전압력( $P_{overall}$ )은 0.3MPa, 점화시기는 300 ms로 하였으며, 초기 충전압력의 변화에 따른 실험조건은 Table 2와 같다.

연소 데이터는 5회의 실험결과를 앙상블 평균(ensemble averaging) 한 것이며, 몇몇의 조건에서는 신뢰성 있는 결과를 취득하기 위해 10회 이상의 실험을 수행하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 최고연소압력과 연소기간

Fig. 3은 최종압력 0.30 MPa, 점화시기 300 ms의 경우 성층화 패턴과 초기 충전조건에 따른 최고연소압력을 공기과잉율 1.1과 1.4에 대해 나타낸 결과이다. 비교를 위해 균질급기(homogeneous charge) 결과 중 점화시기 10000 ms와 300 ms의 결과를 추가하였다. 이때 점화시기 10000 ms의 경우(이하 H1)는  $P_{ini} = 100\%$ 에, 300 ms의 경우(이하 H3)는  $P_{ini} = 0\%$ 에 상응한다. 그리고 다른 조건과는 달리 공기과잉율 1.4의 조건에서 공기로 초기 충전압력의 75%를 충전한 경우, 불안정한 연소를 나타내어 논문에서는 제외하였다.

Fig. 3(a)는 공기과잉율 1.1의 경우로 성층화 패턴과 초기 충전조건에 따른 최고연소압력은  $P_{ini} = 25\%$ 를 제외하고 H1보다 더 낮게 나타난다. 그러나 Fig. 3(b)의 공기과잉율 1.4의 경우는 모든 초기 충전조건에 최고연소압력이 H1보다 높으며, 특히  $P_{ini} = 25\%$ 의 경우는 H3보다 더 높은 값을 갖는다.

이상의 결과로부터 공기과잉율 1.1의 경우는 성층화의 효과가 크지 않음을 예측할 수 있으며, 희박 조건인 1.4의 경우 성층화를 통해 최고연소압력의 상승효과를 볼 수 있음을 예측할 수 있다.

Fig. 4는 Fig. 3과 동일한 조건에서 최고연소압력에 도달하는 시간을 나타낸 결과이다. 공기과잉율 1.1과 1.4 모두 H3보다는 도달시간이 증가하지만 공

기과잉율 1.4의 경우, 대부분의 조건에서 H1의 도달 기간에 비해 단축됨을 알 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4의 결과를 종합해보면 특히 초기 충전조건의 경우 동일한 초기 공기과잉율( $\lambda_{ini}$ ) 조건에서  $P_{ini}$ 의 비가 증가함에 따라, 즉 농후해짐에 따라, 최고연소압력은 감소하며, 도달기간이 증가하는데 이는 연소실 내에서의 혼합 부족에 의한 결과로 사료된다. 일반적으로 연소 생성물은 산화에 의해 생성되는 높은 화학적 엔탈피를 갖게 된다. 그러나 연소기 내에서의 혼합의 결핍은 이를 방해하며, 농후한 중심 영역에서의 혼합기는 완전한 산화를 할 수 없게 되며, 이로 인해 최고연소압력이 저감되며, 이는 최고연소압력 도달기간에도 영향을 미치기 때문인 것으로 사료된다.

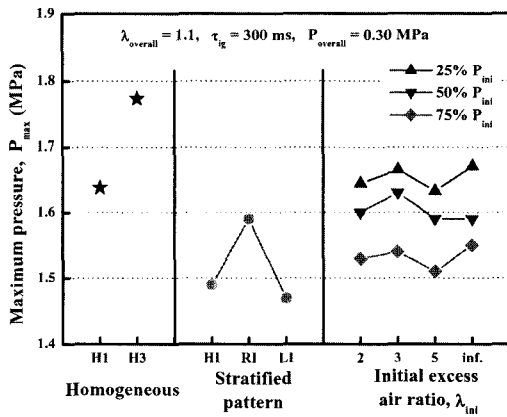
### 3.2 열발생을

압력 데이터를 이용하여 식 (1)<sup>15)</sup>과 같이 열발생율(rate of heat release, RHR)을 계산하였다.

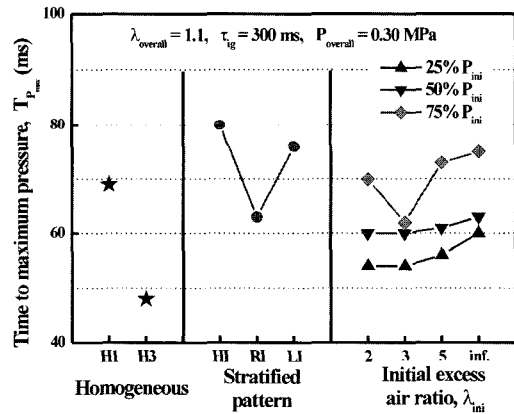
$$RHR = \frac{dQ}{dt} = \frac{V}{\kappa - 1} \cdot \frac{dP}{dt} \quad [kJ/s] \quad (1)$$

여기서 V는 연소실 체적 [m<sup>3</sup>],  $\kappa$ 는 비열비, P는 충전압력 [kPa], 그리고 t는 점화시기를 원점으로 하는 연소 진행시간 [s]을 나타낸다.

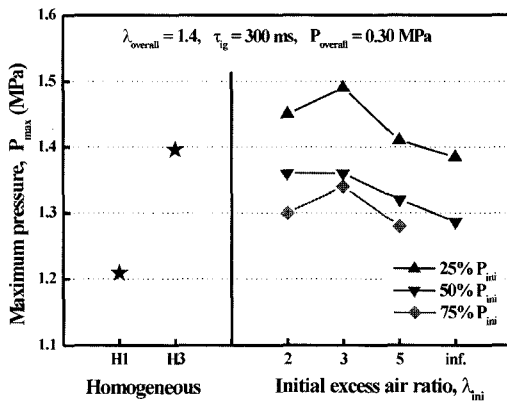
Fig. 5는 초기 공기과잉율 3.0의 경우, 초기 충전압력의 변화에 따른 열발생율의 대표 결과이다. Fig. 3과 4의 결과와 동일하게 초기 충전압력이 증가할수록 열발생율의 최대값이 감소되며, 도달기간은 증가함을 알 수 있다. 열발생율이 음의 값을 갖는 이유는 열손실과 수증기의 응축 때문이다.



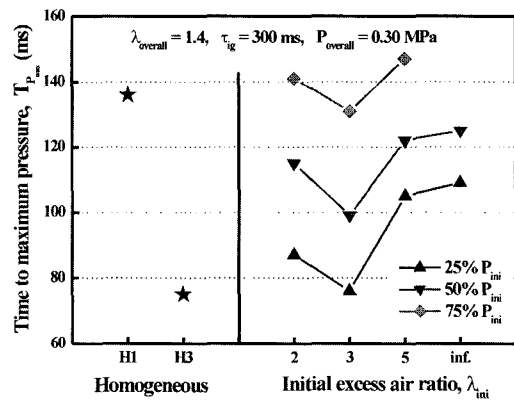
(a)  $\lambda_{overall} = 1.1$



(a)  $\lambda_{overall} = 1.1$



(b)  $\lambda_{overall} = 1.4$



(b)  $\lambda_{overall} = 1.4$

Fig. 3 Effects of each condition on maximum combustion pressure

Fig. 4 Effects of each condition on time to maximum combustion pressure

Fig. 6은 열발생율의 최대값에 대한 결과이다. 공기과잉율 1.1의 조건에서 성층화 패턴의 경우 RI 조

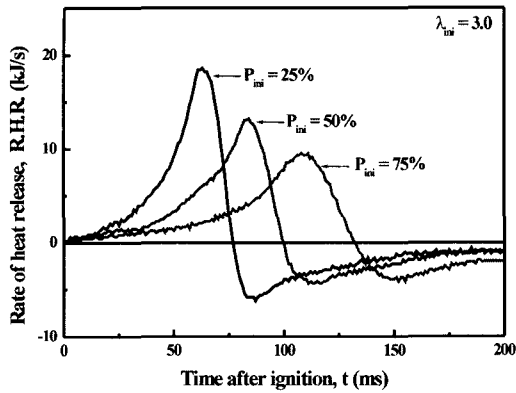
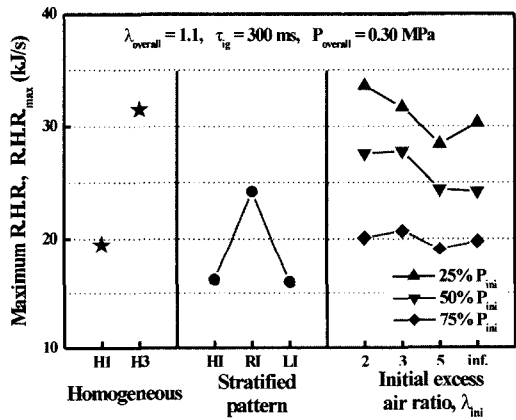


Fig. 5 Representative heat release rate ( $\lambda_{ini} = 3.0$ )

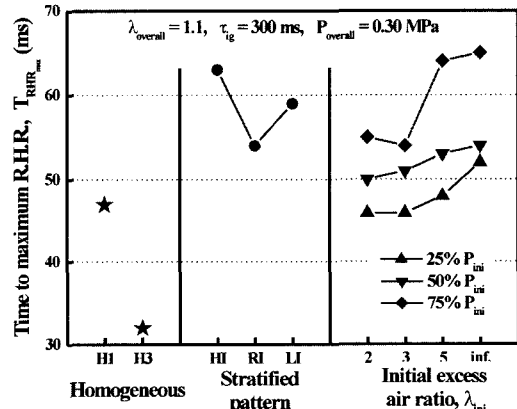
건을 제외한 나머지 조건은 HI보다 낮은 반면 초기 충전조건은 대부분 HI보다 높은 값을 갖는다. 따라서 LI와 HI를 제외한 나머지 조건은 성층화를 통해, 다시 말해 유동의 효과를 통해, 유동이 없는 경우보다는 급속연소가 이루어짐을 알 수 있다. 특히  $P_{ini} = 25\%$ 의 조건에서는 H3보다 높은 열발생율을 보이는 조건도 관찰된다.

공기과잉율 1.4의 조건에서는 이러한 경향이 더 뚜렷하게 나타남을 관찰할 수 있으며, 성층화는 희박조건에서 더 큰 효과가 있다는 사실을 알 수 있다.

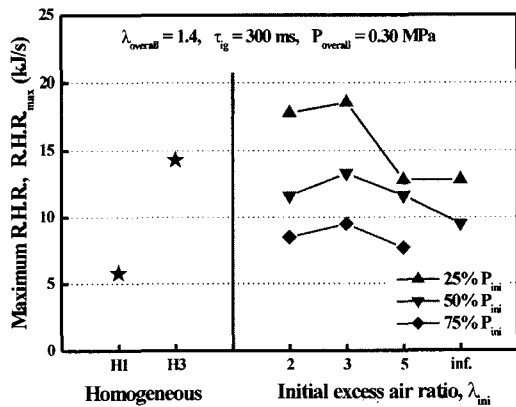
Fig. 7은 최고 열발생율에 도달하는 시간에 대한 결과이다. 공기과잉율 1.1의 경우 대부분의 조건에서 HI보다 시간이 길어지지만, 공기과잉율 1.4의 경우는 성층화를 통해 최고 열발생율에 도달하는 기



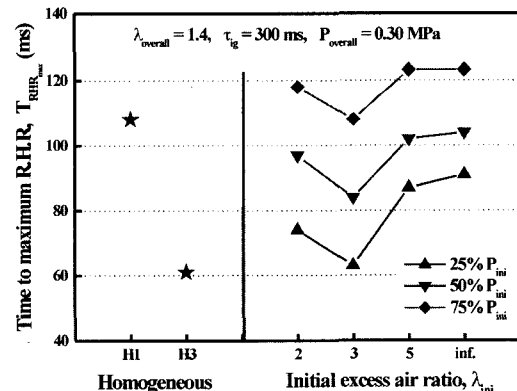
(a)  $\lambda_{overall} = 1.1$



(a)  $\lambda_{overall} = 1.1$



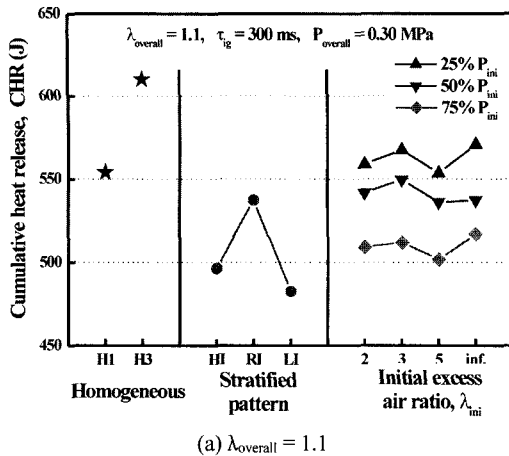
(b)  $\lambda_{overall} = 1.4$



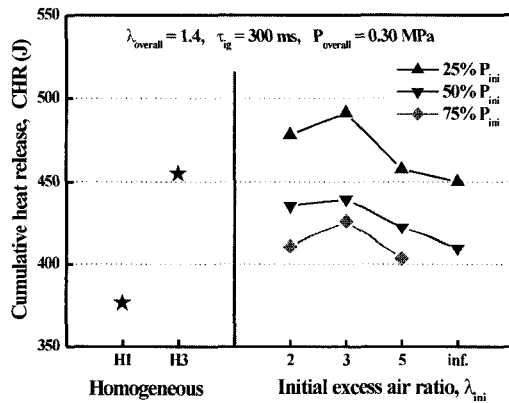
(b)  $\lambda_{overall} = 1.4$

Fig. 6 Effects of each condition on maximum heat release rate

Fig. 7 Effects of each condition on time to maximum heat release rate



(a)  $\lambda_{overall} = 1.1$



(b)  $\lambda_{overall} = 1.4$

Fig. 8 Effects of each condition on cumulative heat release rate

간이 상대적으로 단축됨을 관찰할 수 있으며, 특히 각 초기 충전압력 조건에서  $\lambda_{ini} = 3.0$ 의 경우 최고 연소압력의 도달기간의 경우와 동일하게 그 효과가 탁월함을 알 수 있다.

식 (2)<sup>15)</sup>는 누적 열발생량(cumulative heat release, CHR)으로 양의 열발생률 값을 적분한 것이다.

$$CHR = \int \frac{dQ}{dt} dt \quad [kJ] \quad (\text{where } \frac{dQ}{dt} \geq 0) \quad (2)$$

Fig. 8은 누적 열발생량의 결과이다. 공기과잉율 1.1의 경우  $P_{ini} = 25\%$ 를 제외한 나머지 조건에서는 H1의 경우보다 낮은 값을 보인다. 각각의 초기 충전 조건에 대해서는 특히  $\lambda_{ini} = 3.0$ 의 경우 상대적으로 높은 경향을 보인다.

공기과잉율 1.4의 경우는 1.1의 경우보다 양호한

누적 열발생량 결과를 보이며, 모든 경우에 있어서 H1보다 높은 값을 갖는다. 특히  $P_{ini} = 25\%$ 의 경우는 H3보다 높은 값을 보이며,  $P_{ini}$ 의 모든 조건에서  $\lambda_{ini} = 3.0$ 의 경우 가장 높은 값을 갖는다.

이상의 결과로부터 보다 희박조건에서 성층화를 구현함으로써 최고연소압력을 포함한 열발생율, 누적 열발생량이 증가하는 효과를 볼 수 있으며, 특히 2단 분사를 통해 초기에 충전되는 혼합기가 기존의 GDI의 경우와 같은 순수 공기가 아닌 공기과잉율 3.0 근방으로 공급하는 것이 더 좋은 결과를 취득할 수 있을 것으로 예상된다. 또한 이론공연비 영역에서의 성층화는 큰 의미가 없음을 예측할 수 있다.

### 3.3 열량해석

열량(heat quantity) 해석을 위해 연소기 내에 유입된 연료는 연소를 통해 열에너지와 미연탄화수소의 형태로 배출되며, 또한 벽면 등으로 열손실의 형태로 변화된다고 가정하였다.

이들을 각각 입력되는 연료의 열에너지로 나누어 단위 열에너지에 대한 비로 나타내게 되어, 엔진에서의 IMEP와 같은 용도로서 다른 조건에 대한 상호 비교가 가능하게 된다. 따라서 상기와 같은 개념으로 열량해석을 수행하였다.

먼저 CHR비(cumulative heat release ratio)는 누적 열발생량을 공급에너지로 나눈 것으로 연료 열에너지에 대한 생성 열에너지의 비를 의미한다.

또한 UCH비(unburned hydrocarbon ratio)는 GC를 이용하여 취득된 미연탄화수소의 양에 해당하는 미연 에너지를 공급 열에너지로 나눈 것으로 정의하였으며, 또한 전체 공급에너지에서 누적 열발생량과 미연탄화수소에 기인하는 에너지를 제외한 나머지 에너지를 열손실 에너지로 정의를 하였으며, 열손실 에너지를 공급 열에너지로 나눈 값을 HL비(heat loss ratio)로 명명하였다. (CHR비 + UCH비 + HL비 = 100%)

Fig. 9는 공기과잉율 1.1의 경우로 CHR비는 H3의 경우가 가장 높으며, 성층화 패턴에서는 RI 조건이 높게 나타나며, 초기 충전조건인 경우는 전반적으로 초기 충전압력이 증가함에 따라 감소하는 경향을 보인다. HL비는 균질급기의 경우가 가장 낮으며,

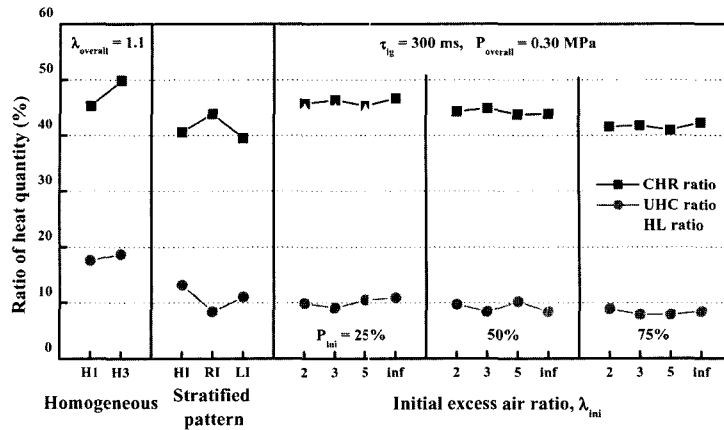


Fig. 9 Ratio of heat quantity for each condition ( $\lambda_{overall} = 1.1$ )

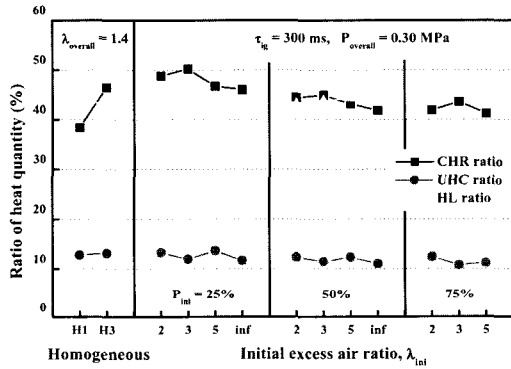


Fig. 10 Ratio of heat quantity for each condition ( $\lambda_{overall} = 1.4$ )

초기 충전압력이 증가함에 따라 증가하는 경향을 나타낸다. 특히  $P_{ini} = 50\%$ 와  $75\%$ 의 경우는 CHR비보다 HL비가 더 크게 나타남을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 이론공연비 조건에 근접한 공기과잉율 1.1의 경우 성층화의 효과가 크지 않다고 판단된다.

Fig. 10은 공기과잉율 1.4의 경우로 UHC비가 각각의 조건에 대해 거의 유사함을 관찰할 수 있다. 먼저 균질급기의 경우 H1은 HL비가 CHR비보다 크게 됨을 알 수 있다. 공기과잉율 1.4의 경우도 1.1의 결과와 동일하게  $P_{ini}$ 가 증가하면 CHR비는 감소, HL비는 증가한다. 또한 각 조건에서  $\lambda_{ini} = 3.0$ 의 경우 CHR비가 가장 높으며, 대부분의 경우 HL비는 낮음을 알 수 있다.  $P_{ini} = 50\%$ 의  $\lambda_{ini} = 3.0$ 과 5.0을 경계로 CHR비가 HL비보다 작아지기 시작하여  $P_{ini} = 75\%$ 에서는 HL비가 더 크게 나타난다. 이는 초기 충전압

력이 증가함에 따라 분사 혼합기의 양이 상대적으로 적어지며, 이로 인해 평균속도와 난류강도가 작아지는 유동효과의 감소뿐만 아니라, Table 2에 나타난 바와 같이 분사되는 혼합기의 공연비가 더욱 더 농후해져서 전술한 바와 같은 혼합의 결핍에 의한 영향으로 인해 CHR의 비가 감소하는 것으로 판단된다.

이상의 결과로부터 희박연소의 경우는 균질급기보다 성층급기를 수행함이 더 좋은 효율의 연소특성을 보임을 알 수 있으며, 특히  $P_{ini} = 25\%$  또는  $50\%$  조건에서 초기 공기과잉율을 현재와 같은 순수 공기가 아닌  $\lambda_{ini} = 3.0$  또는 2.0으로 공급하는 2단 분사 방식을 통해 연소효율의 상승과 열손실의 저감효과를 동시에 취득할 수 있을 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

정적연소실에서 비균질 메탄-공기 혼합기의 연소특성을 해석하여 다음과 같은 결론을 취득하였다.

공기과잉율 1.1의 경우는 균질급기 대비 성층화의 효과가 크지 않음을 알 수 있었으며, 실제 직접분사식 가솔린 엔진의 운전조건 매핑(mapping)에서도 단순히 고출력을 위해 균질급기를 분사 하는 것이 아니라, 본 연구의 결과와 같이, 이론공연비 근방에서의 성층화는 균질급기에 비해 큰 효과가 없기 때문임을 알 수 있었다.

또한 연료의 공급에너지에 대해 CHR비, UHC비, HL비를 정의하고 열정산을 수행한 결과, 공기과잉율 1.4의 조건에서도  $P_{ini} = 50\%$ 의  $\lambda_{ini} = 5.0$ 과  $\infty$  그리고  $P_{ini} = 75\%$ 의 모든 조건에서 CHR비 보다 HL비가 증가하였다. 통상 초기 충전압력이 높은 경우, 2차로 분사되는 혼합기의 양이 상대적으로 적으며, 이로 인한 평균속도 및 난류강도가 상대적으로 감소되며, 이로 인해 CHR비 보다 HL비가 증가하는 현상이 발생하게 된다. 또한 초기 충전압력이 증가할수록 2차로 분사되는 혼합기가 너무 농후하게 되어, 연소실 내에서 혼합의 결핍 역시 그 원인이 된다 할 수 있다.

이상의 결과로부터 CNG 직접분사식 엔진에서 일정한 공기과잉율의 2단 분사를 통해 희박운전영역에서의 열효율의 상승효과와 열손실의 저감효과를 동시에 취득할 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 청정생산기술사업의 지원에 의해 수행된 연구결과로, 관계 기관에 감사드립니다.

## References

- 1) J. M. Addy, A. Bining, P. Norton, E. Peterson, K. Campbell, O. Bevillaqua, "Demonstration of Caterpillar C10 Dual-Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses," SAE 2000-01-1386, 2000.
- 2) C. Zuo, M. Yang, "Operating Characteristics and Description of a Dual-Fuel Engine for Diesel-Natural Gas Heavy-Duty Operation," SAE 1999-01-3523, 1999.
- 3) K. Kato, K. Igarashi, M. Masuda, K. Otsubo, A. Yasuda, K. Takeda, T. Sato, "Development of Engine for Natural Gas Vehicle," SAE 1999-01-0574, 1999.
- 4) T. Kato, K. Saeki, H. Nishide, T. Yamada, "Development of CNG Fueled Engine with Lean Burn for Small Size Commercial Van," JSAE Review, Vol. 22, pp.365-368, 2001.
- 5) B. Ursu, G. C. Perry, "Natural Gas Powered Heavy Duty Truck Demonstration," SAE 961669, 1996.
- 6) A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, Taylor and Francis, pp.38-39, 1999.
- 7) C. S. Lee, D. S. Kim, K. S. Oh, "A Study on the Combustion Characteristics of Methane- Air Mixture in Constant Volume Combustion Chamber," Transactions of KSAE, Vol.4, No.4, pp.201-209, 1996.
- 8) C. Arcoumanis, C. S. Bae, "Correlation between Spark Ignition Characteristics and Flame Development in a Constant-Volume Combustion Chamber," SAE 920413, 1992.
- 9) S. Shiga, S. Ozone, H. T. C. Machacon, T. Karasawa, H. Nakamura, T. Ueda, N. Jingu, Z. Huang, M. Tsue, M. Kono, "A Study of the Combustion and Emission Characteristics of Compressed-Natural-Gas Direct-Injection Stratified Combustion Using Rapid-Compression- Machine," Comb. and Flame, Vol.129, pp.1-10, 2002.
- 10) S. Furuno, S. Iguchi, T. Inoue, "Lean Combustion Characteristics of Locally Stratified Charge Mixture : Basic Studies of In-vessel Combustion Ignited by Laser," JSAE Review, Vol.16, pp.357-361, 1995.
- 11) S. J. Lee, J. T. Lee, S. Y. Lee, "A Study on the Influence of Turbulence Characteristics on Flame Propagation in Swirl Flow Field," KSME(B), Vol.20, No.10, pp.3282-3292, 1996.
- 12) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(1) : Homogeneous Charge," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.48-57, 2003.
- 13) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(2) : Inhomogeneous Charge," Transactions of KSAE, Vol.11, No.4, 2003.
- 14) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(3) : Exhaust Emission," Transactions of KSAE, Vol.12, No.2, 2004.
- 15) Y. Moriyoshi, M. Morita, "Effects of Fuel and Diluents on Stratified Charge Turbulent Combustion in Simplified Condition," SAE 2003-01-1807, 2003.