

SI엔진의 연소 진단

염인용†

Combustion Diagnostics on SI Engine

Inyong Ohm

1. 글을 시작하며

왕복동 내연기관은 작동 유체의 출입과 조성의 변화를 포함한 흡입, 압축, 점화 및 연소, 배기 등의 단속적인 과정으로 구성되고, 이들 과정의 수행 중에 피스톤 및 밸브의 거동에 의해 시스템의 경계가 변하기 때문에 작동 중에 발생하는 모든 현상은 기본적으로 비정상 과정이다. 그리고 가장 중요한 연소 과정은 SI(Spark ignition) 엔진의 경우 비정상 난류 예혼합 연소이고, CI(Compression ignition)인 경우는 비정상 난류 확산 연소이다.

실물엔진에서 연소 진단 또는 성능 해석을 위해서는 기본적으로 속도와 출력의 측정을 포함하여 흡기관, 실린더, 배기관의 크랭크 각에 따른 압력 측정 및 배기가스의 성분 분석 그리고 흡입 공기량 및 연료 유량의 측정 등이 필요하다. 그리고 위에서 언급한 내연기관 고유의 비정상 특성 외에 연소 과정, 궁극적으로는 출력/연소/배기 성능과 관련한 여러 지배 인자들이 서로 복잡한 연계관계를 형성하고 있기 때문에 진단 또는 해석은 주로 파라미터의 조사 등을 위주로 하고 있으며, 동시에 변경하여 조사하는 파라미터의 수에도 한계가 있다. 또한 엔진의 운전 영역 및 조건에 따라 변경이 사실상 금지되거나 변경의 폭이 제한된 변수도 있고 두 변수를 변경해야 하는 경우에도 조건에 따라 서로의 우선순위가 바뀌어 질 수 있으며 그 변경 방법도 재현성과 동일 기준에 의한 비교를 위하여 엄격히 규정된 경우가 대부분이다. 따라서 모든 성능 지배 인자의 영향에 대해 실험적으로 완벽하게 해석한다는 것은 불가능하기 때문에 거의 모든 엔진 개

받은 상황에 맞추어 필요한 성능만 파악하고 최적화하는 방식을 취하고 있으며 투입되는 시간과 노력을 줄이기 위해 대부분 성능 지배 인자에 대한 방대한 데이터베이스를 확보하고 적절히 수치적 기법을 혼용하고 있다.

한편 레이저의 보급과 동시에 이를 이용한 다양한 가시화 기법이 개발되면서 이 기법들을 엔진의 연소 진단에 이용하고자 하는 시도가 꾸준히 이루어져 왔고, 특히 최근에 이르러 PIV, LIF 등과 같은 기법과 CCD 카메라의 보급에 따라 엔진 내 현상의 가시화 분야는 그 수준과 양적 측면에서 과거와는 비교할 수 없을 만큼 커다란 진보를 이루었고 이에 따라 과거 불분명하였던 현상에 대한 해석이 가능해지기도 하였다.

그럼에도 불구하고 우선적으로 필자의 입장에서 지적하고 싶은 것은 현 단계에서는 아직 가시화를 통한 해석 방법이 전통적인 실험보다 연소 진단에서 더 우위에 있다고는 단언할 수는 없고 아직 극복해야 할 한계가 많다는 것이다. 물론 전통적 실험과 가시화에서 주목하는 대상 현상에는 차이가 있지만 무엇보다도 전통적인 실험에서는 극히 정밀한 제어기와 계측기로 엔진을 정밀 제어하며 통상 1%의 차이도 의미 있는 데이터로 취급하는 정량적 실험이 행해지는 반면 가시화의 경우 엄격히 제어된 이러한 실물 엔진의 운전 조건을 완벽히 재현하지 못한다는 것과 엔진의 구성상 광학적 접근이 불가능한 부분이 존재하므로 정량적, 정성적 결과에 항상 오류의 가능성이 내포되어 있다는 것이다.

이러한 맥락에서 가시화를 통해 내연기관의 연소를 진단하기 위해서는 광학적 접근의 불리함을 극복해야 하고 순수 유동, 연료의 액적 거동 및 증발/확산/혼합/분포, 점화 및 화염 전파 등의 다양한 현상에 대해 접근하여야 하므로 각 현상에 맞는 적절한 가시화기법

†서울산업대학교 기계공학과
E-mail: iyohm@snut.ac.kr

을 적용하는 것도 중요하지만 이보다 기관에서 발생하는 현상에 대한 이해와 이를 지배하는 인자 그리고 가시화로 획득할 수 있는 정보의 한계를 정확히 인식하는 것이 오히려 더 중요할 수 있다는 점을 지적하며 SI 엔진에 국한하여 가시화에 대한 필자의 논의를 시작하겠다.

마지막으로 양해를 구하고자 하는 부분은 필자가 엔진을 접한 경험과 가시화를 통해 연소를 진단한 경험이 일천하기 때문에 일반론적 사실을 제외하면 모든 서술에 대해 일일이 참고 문헌을 제시하는 것은 불가능하고 오히려 논의를 진행하는데 제약이 될 수도 있다. 또한 실제로 모든 엔진 성능 부분에 대해 가시화를 통한 해석이 이루어지지도 않았다. 따라서 모든 자료를 확보하여 그 성공/실패를 논하기 보다는 엔진의 운전 특성을 논의하면서 이에 적절한 가시화 방법에 대해 서술하도록 하겠다.

2. 가시화에 관련된 논의점들

2.1 어떤 지배 인자를 가시화로 파악하는가?

내연기관은 연료의 연소를 통해 동력을 얻는 것이 목적이므로 연소과정이 가장 중요한 과정이고 이를 제외한 전 과정은 연소 과정을 위해 준비하는 단계로 볼 수 있지만, 이들 준비 단계에서 연소과정에 영향을 주는 내부 유동, 혼합기 분포, 잔류 가스량 등이 결정되고, 실질적으로 이에 의해 연소 과정이 지배되므로 엔진의 성능 해석과 연소 진단을 위해서는 상기 전체 과정의 이해와 파악이 매우 중요하다. 이러한 맥락에서 가시화를 통한 연소진단에서 이전 단계의 현상에 대한 정보 없이 단순한 결과로서의 연소 현상만의 파악은 심각한 오류로 연결될 수 있는 개연성이 충분히 있다고 볼 수 있다. 따라서 연소 진단을 위한 가시화는 배기 과정을 제외한 전체 과정에 대해 이루어지고 있고, 이 과정들은 유동 가시화가 주를 이루는 흡입, 압축 과정과 연소 현상과 유동의 상호 작용이 존재하는 연소 과정(압축 말기에서 팽창 행정)으로 크게 나누어 생각할 수 있다. 또한 흡입 및 압축 과정 중에도 엔진에 공급된 연료의 거동 또한 연소 과정에 영향을 미치는 주요 인자이므로 가시화를 통한 이의 파악도 매우 중요한 영역이다.

SI 엔진의 성능을 지배하는 인자는 매우 많지만 그 중에서도 주요하게 취급되는 설계 변수는 주로 흡기계에 집중되어 있다. 흡기계 구성 요소 및 방법 중에

서도 엔진의 성능에 직접적으로 큰 영향을 주는 항목은 여러 가지가 있으나 그중 유동과 연소에 직접 영향을 미치는 요소는 밸브 각(Valve angle), 밸브의 수(No. of valve), 포트 각(Port angle), 포트 형상(Port shape), 포트 면적(Port area), 포트의 내측 시트 직경(ISD, Inner seat diameter), 밸브 형상(Valve shape), 밸브 개폐 시기(Valve timing, IVO, IVC, EVO, EVC), 흡기 다기관 길이(Manifold length), 플레넘 챔버 체적(Plenum chamber volume), 스로틀 직경(Throttle diameter) 등이 있다.

엄격한 구분은 불가능하지만 이들 요소를 크게 대별하면 출력 즉 흡입 공기량의 절대 값에 영향을 주는 변수와 연소 특성에 영향을 주는 요소로 구별할 수 있다. 전부하(Full load 또는 WOT, Wide Open Throttle)인 경우 SI 엔진의 기본 사상은 이상 연소를 억제하는 범위 내에서 최대 출력의 추구이다. 이를 위해 기본적으로 가능한 한 흡입 공기량의 최대화를 도모하고 당량비는 특별한 제약이 없는 한 최대 발열량(LBT, Leanest air-fuel ratio for Best Torque)으로 설정하며 점화시기도 이상 연소가 발생하지 않는 범위 내에서 최적의 시기(MBT, Minimum spark advance for Best Torque, 또는 MBT 설정이 노킹으로 불가능하면 $DBL < \text{Detonation Boarder Line} > -2^\circ$)로 설정된다.

이 시점에서 일단 전부하 성능에 관련된 가시화를 고려해 보자. 기본적으로 SI엔진의 작동은 오토 사이클과 매우 유사하므로 이의 해석 방법을 차용하면 효율은 압축비의 영향을 가장 크게 받는다. 이론적으로는 압축비를 높일수록 효율은 증가하지만 실제로는 마찰 등의 영향으로 12-20 정도가 최적의 압축비로 알려져 있는데, 통상 DI(Direct Injection) CI 엔진의 경우 최적 값에 접근을 하나 SI의 경우 압축비는 최대 효율을 고려하여 결정되지 않고 이상연소를 효과적으로 억제할 수 있는 곳에서 결정이 된다. 따라서 SI 엔진의 최대 출력과 효율은 이상 연소에 의해 제약을 받게 되며 대표적인 이상연소인 노킹의 억제가 매우 중요한 성능 개발 항목이 된다..

노킹은 그 발생 메커니즘에 대해 아직 확립된 이론은 없으나, 고온/고압의 조건에 놓인 미연 말단 가스 영역에서 열점(Hot spot) 등에 의해 표면 점화(Surface ignition)의 발생이 원인이 된다는 사실이 대체로 받아들여지고 있다. 여기서, 앞에서 열거한 흡기계 설계 변수들은 모두 노킹의 현상에 관여할 수 있는데 이중 고온/고압의 환경과 직접 관련된 것은 주로 유량에 관

런된 것으로 포트 면적, 밸브 수, ISD, 밸브 개폐시기, 다기관 길이 및 스로틀 직경이 이에 해당한다고 볼 수 있다. 그리고 말단 가스 지역과 관련된 것은 유동 패턴 및 화염 전파에 관련된 것으로 밸브 각, 포트 형상 및 각도 등이다.

가시화를 통해 정량적으로 유량을 측정하는 것은 아직 확립된 방법이 없고 있더라도 효과적인 방법은 아니다. 따라서 증가된 유량이 단순히 노킹을 유발하는지의 여부는 가시화의 영역이 아니고 가시화를 통해 밝혀야 할 부분은 정확한 발생의 위치이다. 앞서 언급한 바와 같이 노킹은 미연 말단 가스의 열점에 의한 표면 점화가 그 주 원인이므로 이의 관찰을 위해서는 화염이 가장 늦게 전파되는 지역을 관찰할 수 있도록 엔진을 구성해야 하는데 이 지역은 대부분 연소실의 가장 바깥쪽에 위치하므로 이러한 가시화 엔진 구성도 매우 어려운 문제이다. 그리고 노킹이 발생하기 시작하는 점화시기인 DBL에서도 매 사이클 마다 노킹이 발생하는 것이 아니라 단속적으로 발생하기 때문에 이를 가시화하기 위해서는 노킹이 매 사이클 발생할 수 있도록 점화시기를 전조해야 하는데 이런 상황에서 실물엔진에 비해 구조적으로 취약한 가시화 엔진을 운전하는 것은 엔진에 치명적 손상을 줄 우려가 있다.

결론적으로 흡입 유량을 지배하는 인자에 대한 가시화적 접근은 그 실효성이 떨어진다고 볼 수 있고, 이점에 대해 좀더 논의해 보겠다.

SI 엔진은 실린더에 흡입되는 공기량을 제어함으로써 부하를 조절한다. 유속은 기본적으로 피스톤의 속도에 영향을 받기 때문에 공기량이 변한다는 것은 실린더 내로 유입되는 흡기의 속도가 변함을 의미하는 것이 아니라 스로틀에 의해 압력 강하가 발생하여 흡기의 밀도가 변한다는 것이다. 따라서 실린더 내 현상은 정량적 차이만 보여 줄 뿐 정성적으로는 거의 동일하다. 이에 대한 예를 Fig. 1에 제시하였다.

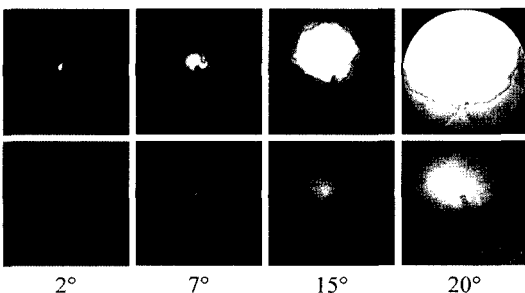


Fig. 1. Effect of load on flame propagation(A-Eng)

그림에서 위의 사진과 아래의 사진은 동일 엔진에서 부하만 달린 경우인데, 위의 사진은 BMEP 3bar의 부하로 그리고 아래의 것은 희박 연소 상태로 거의 무부하 상태로 운전하였을 때의 것이다. 그림의 아래에 점화 후 경과 시간을 크랭크 각으로 나타내었다. 사진에서 알 수 있듯이 부하의 변화에 대해 화염의 전파 형태는 변하지 않고 다만 전파 속도와 강도만 다르게 나타나고 있다. 이 엔진에 대한 전부하 화염의 가시화 결과를 SAE 970876에서 찾아볼 수 있는데 전부하의 경우도 정상적인 부분부하(3bar BMEP)와 화염 전파 형태와 전혀 다르지 않다. 상기 연구는 원래 노킹의 가시화가 목적이었는데 앞서 말한 가시화 가능 지역의 한계로 이 현상을 잡아내지는 못하였다. 그러나 화염 전파의 형태를 볼 때 화염 사진의 아래쪽이 말단 가스 지역임을 파악할 수 있었고 이 부분의 연소실 설계를 변경하여 노킹을 효과적으로 억제할 수 있었다. 그러나 지적하고 싶은 것은 부하에 따라 화염 전파의 형태가 다르지 않기 때문에 화염의 가시화를 굳이 높은 부하 조건에서 할 필요가 없고 또한 이를 통한 정량적 해석에도 문제가 많다는 것이다.

다음으로 흡기계 구성 요소 중 연소 특성에 영향을 주는 인자에 대해 논의하도록 하겠다. 이들은 결국 실린더 내 유동의 특성을 변화시키는 요소들로 밸브 각, 포트 형상 및 각도 등이다. 이들은 단순히 유동 특성만을 변화시키지 않고 연료의 공급 방법과 연관되어 실린더 내 전체의 혼합기 분포 상태에도 영향을 주기 때문에 화염 전파의 형태와 속도에 모두 관여한다. Fig 2에 포트 형상 변화에 따라 화염 전파의 형태와 속도가 변한 예를 제시하였다.

이 사진은 천연가스를 연료로 하여 정상 유동에서 정의한 RS(Ricardo swirl number)와 연료 분사시기의 영향을 조사한 것이다. 그림에서 NF는 연료가 없는 경우이다. 동일한 실험을 연료만 가솔린으로 변경한 결과를 Fig. 3에 나타내었다.

그림에서 알 수 있듯이 연료의 종류 또는 상(phase)은 화염 전파에 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있고 와류는 전파의 형태에 그리고 분사 시기(분사 시기는 분사 중점 기준)는 화염의 강도에 영향을 줌을 알 수 있다. 이는 화염 전파의 방향은 유동에 의해 지배되어 와류 회전 방향을 따르기 때문이고 분사시기의 변화는 혼합기의 분포 상태를 변화시키기 때문이다.

이상을 정리하면 화염 전파는 정성적으로 엔진 속도 및 부하와 무관하고 전파 속도와 화염 발광의 강

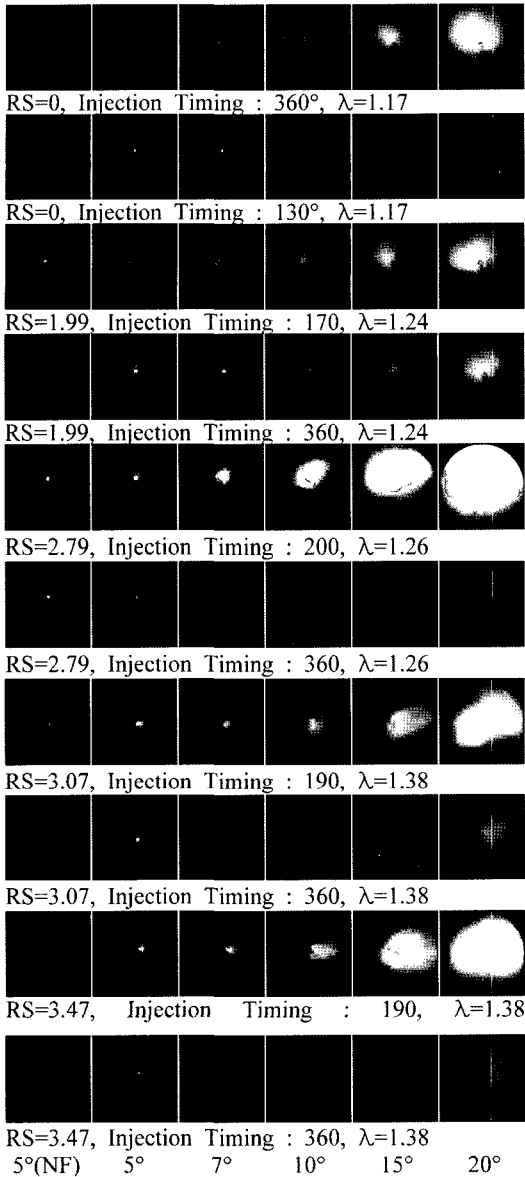


Fig. 2. Effect of swirl and injection timing on flame propagation(A-Eng., Natural Gas).

도에 약간의 차이가 있다. 이는 기본적으로 동일 공 연비, 동일 유동 패턴 하에서 초기 압력만 다른 상태의 연소이기 때문이다. 따라서 유량 지배 인자와 유동 특성 지배 인자 중 유량 지배 인자에 대한 효과는 가시화를 통해 유용한 정보를 얻는데 한계가 많기 때문에, 크게 정성적인 차이를 보여 주는 유동 특성 지배 인자에 초점을 맞추는 것이 효과적이다. 이는 비단 연소에만 관련되지 않고 기타 모든 가시화 항목에

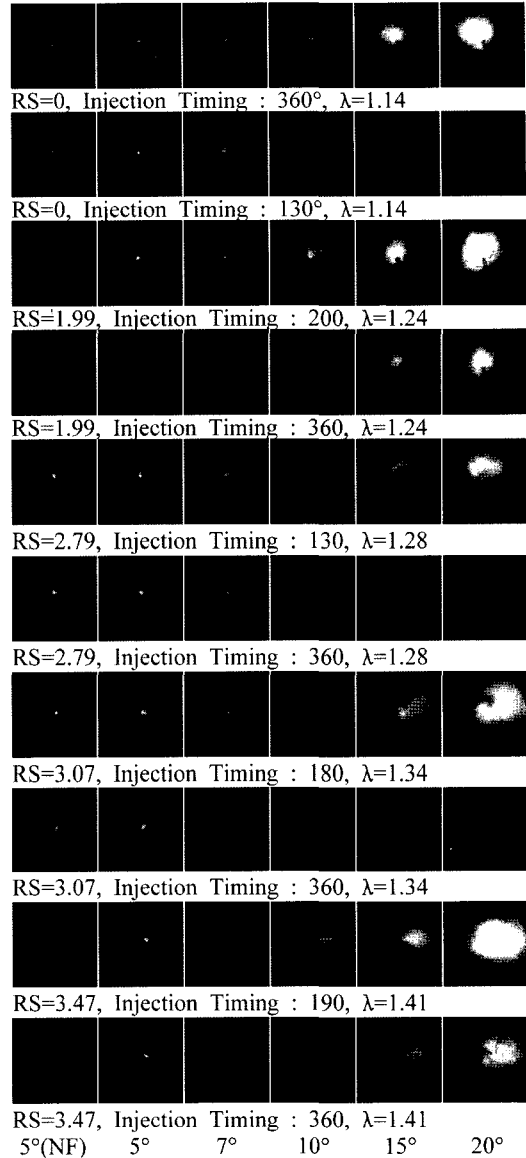


Fig. 3. Effect of swirl and injection timing on flame propagation(A-Eng., Gasoline).

대해서도 마찬가지이다.

2.2 거시인가 미시인가?

앞서 언급한 바와 같이 연소 과정 이외에도 흡입과 압축 과정은 결과적으로 연소에 영향을 주므로 이의 가시화도 매우 중요하며 또한 활발히 진행되고 있으며 엔진의 가시화 분야에서도 가장 오래된 분야이기도 하다.

LDV가 도입되고 아울러 이 기법이 정량적 유동 가시화의 거의 유일한 수단이었을 때, 이를 이용하여 이전까지 불가능하던 실린더 내 유속이 측정되었다. 그러나 여기에는 몇 가지 문제점이 있는데, 우선 실제로 가장 중요한 실린더 내 전체 유동장의 파악이 현실적으로 어렵다는 것과 둘째로 이의 대안으로 나온 특정 지점의 유동 특성 파악이 엔진의 연소 및 성능 해석에 아무런 도움을 주지 못했다는 것이다.

전체 유동장 파악을 파악하기 위해서는, 서두에 언급한 바와 같이 엔진의 모든 과정은 비정상이므로 한 측정 점에서 시간 변화(엔진에서는 크랭크 각)에 따른 모든 유동 특성을 파악하고, 이어 이송 장치 등을 이용해 측정 위치를 변경하면서 실린더 전체를 3차원적으로 검색하여야 하는데 이에 많은 시간을 요하고 움직이는 피스톤에 의한 간섭 및 입자에 의한 관측계의 오염 등으로 충분한 데이터의 확보에 어려움이 많았다. 이의 대안으로 정상 유동 장치에서 특정 평면의 속도장을 구하여 이를 충격식 와류 측정기(Impulse swirl meter) 또는 패들 휠(Paddle wheel)로 측정한 결과와 비교하기도 하였다. 이것은 위의 장치의 결과와 잘 일치하는 경향만 보여주었을 뿐 엔진 내 실제 유동에 대한 새로운 정보는 제공하지는 못하였고 또한 시간적 효율성도 크게 개선되지 못하였다. 이러한 측정의 예를 Fig. 4, 5에 도시하였다. 그림에 나타난 RS는 이 속도 측정 결과를 이용해 구한 것으로 충격식을 이용해 측정된 값과는 약간 다르다.(충격식으로 측정하면 RS 1.99는 3.4, 2.79는 4.5, 3.07은 5.5 그리고 3.47은 6.5 정도임)이다. 다만 후술하겠지만 이러한 한 평면의 결과가 아니라 전체 실린더에 걸쳐 연료의 혼합 과정을 추적한 경우 상당히 의미 있는 결과를 보여 주기도 한다.

이러한 공간적, 시간적 제약으로 엔진의 특정 부위의 유동 데이터를 집중적으로 조사하여 이를 해석하려는 시도도 있었다. 대표적으로 가장 강한 유동이 생성되는 흡입 밸브 주변의 유동을 조사하든지 또는 엔진 성능에 큰 영향을 주는 초기 연소가 일어나는 점화 플러그 주변의 유동의 파악 등이 그 예인데 이들 작업에서는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 앙상블 평균(Ensemble average)과 난류 특성의 평가 등이 주로 이루어졌다. 가시화를 통한 유동의 정량화 측면에서만 보자면 의미 있는 일이지만 이를 통해 연소 및 성능을 해석하는 데에까지는 이르지 못하였다. 심지어 이러한 유동 데이터와 엔진 성능과는 아무런 상관관

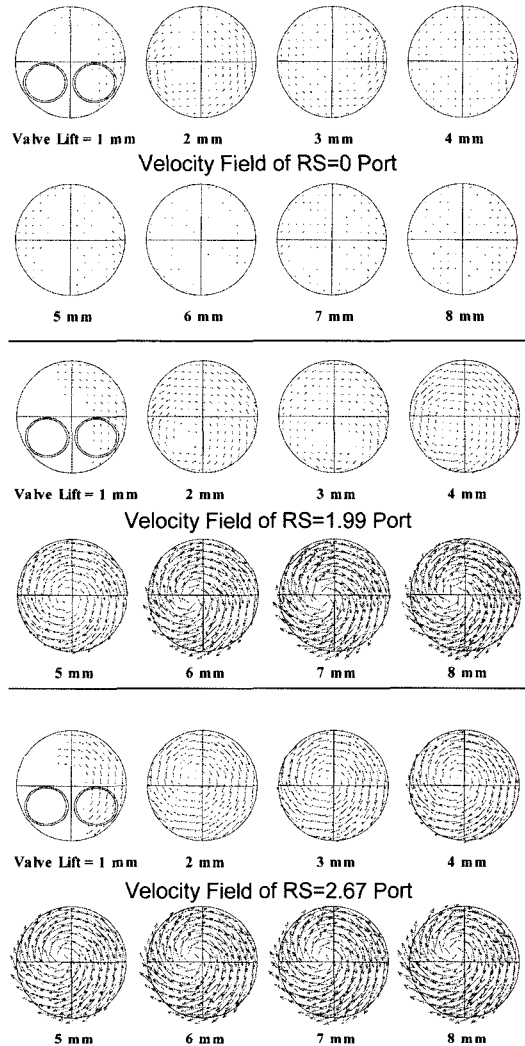


Fig. 4. LDA measurement result of velocity in steady flow bench (A-Eng., No and low swirl port).

계를 찾을 수 없다는 보고도 있었다.

이점에 관련하여 유동 및 연소 부분이 주 관심인 연구자들과 필자와의 한 가지 관점의 차이를 언급하고 싶다. 이 부분은 자주 의견의 상충을 보여주는 부분이기도 하며 독자의 판단에 따라 완전히 필자만의 사견일 수도 있다. 논점은 엔진에서 국부적 또는 난류와 같은 미시적 유동 특성이 중요한가 아니면 거시적 유동 형태가 중요한가 하는 것이다. 결론부터 이야기하자면 필자는 내연기관에 한해서는 거시적 유동이 미시적 유동보다 훨씬 중요한 역할을 하고 따라서 가시화를 통한 엔진 연소 진단도 이러한 거시적 유동에 변화를 줄 수 있는 인자에 초점을 맞추어야 한다는 것

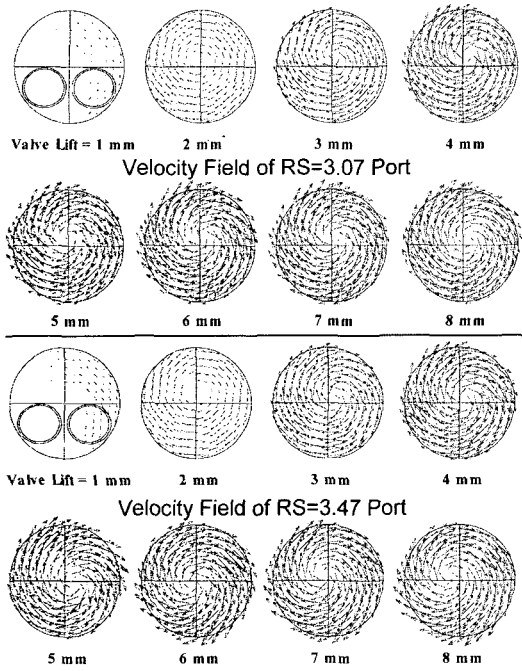


Fig. 5. LDA measurement result of velocity in steady flow bench(A-Eng., high swirl port).

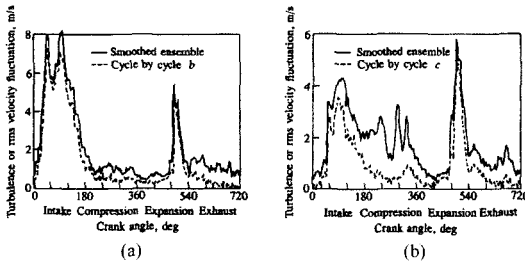


Fig. 6. Ensemble-averaged rms velocity fluctuations and ensemble-averaged individual-cycle turbulence intensity.(Heywood, Internal combustion engine fundamentals, pp 339).

이다. 이러한 주장의 근거는 다음과 같다.

내연기관도 기본적으로 연소기이며 여기서 연소 속도를 지배하는 주요 인자는 공연비(당량비)와 유동이다. 그리고 실린더 내에는 기본적으로 스윙(swirl), 텀블(tumble) 등으로 불리는 거시적 규모의 유동과 복잡한 난류 현상이 존재한다.

연소에 참가하는 혼합기의 실린더 내 전체적 분포는 상태는 거시적 유동의 지배를 받고 국부적 변동 또는 분포는 미시적 유동의 영향이 크다고 알려져 있다. 또한 거시적 유동은 기본적인 화염의 전파 방향을 결

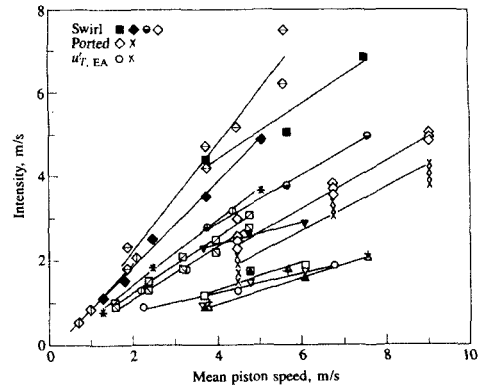


Fig. 7. Individual-cycle turbulence speed intensity and ensemble-averaged rms fluctuations at the end of compression.(Heywood, Internal combustion engine fundamentals, pp 341).

정하고 미시적 유동은 연소 속도에 영향을 준다.

내연기관 연소에서도 난류는 매우 중요한 역할을 한다. 최근의 SI엔진은 대부분 6000 RPM 정도의 최대 운전 속도를 가지고 있고 이 최대 속도에서 이론적으로 5 ms내에 연소를 완료해야 하는데 이는 강한 난류에 의해 연소 속도가 대폭 증가하기 때문에 가능한 것이다. 그런데 실린더 내 난류 강도는 흡입 유동 속도와 관련이 있고 이 흡입 유속은 대체로 엔진 속도에 비례한다. 즉 난류 강도를 흡입유동 속도(엔진 속도)로 무차원화 하면 연소가 일어나는 시점에서는 거의 일정한 수준이다(Fig. 7). 따라서 속도 증가에 의해 증가된 난류는 대부분 고속 운전 시 해당 사이클 내에 연소가 완료되는데 기여하고, 난류 증가로 엔진 성능의 향상을 도모하려면 속도 증가에 의한 증가분 외에 추가적으로 난류 필요하게 된다. 이는 곧 동일 엔진 속도에서 흡입 유속이 더 증가되어야 함을 의미하고 유속 증가를 위해서는 유동 면적의 축소가 필요하게 된다. 흡입 유량은 일차적으로 유동 면적에 의해 지배되고 아울러 실물 엔진의 흡기계에서는 압축성 효과가 발생하여 초크 현상 등이 발생하므로 난류 증가를 위한 유동 면적 축소는 바로 전부하 성능의 저하로 이어진다.

전부하 뿐만 아니라 부분 부하에서도 난류 증가나 제어를 통한 성능 개선에는 변수가 많다. 우선 난류는 그 제어나 측정이 문제가 되고 아울러 난류 증가에 의해 평균적인 연소 속도의 증가가 달성되어도 사이클 변동이 증가하면 개선의 효과는 상쇄되거나 또

는 오히려 악화될 수도 있기 때문이다. SI 엔진에서는 특별히 성층화 등의 수단을 이용해 획기적으로 연소의 기본 성격을 변화시키지 않는 한, 통상 10% 정도의 사이클 변동이 존재하는데 이의 원인으로는 사이클마다 흡기 유동 변화에 의한 속도장 변화, 점화시 점화 플러그 주변 혼합기 거동의 변화, 연소과정 중 가스 거동의 변동, 사이클마다 혼합기 조성/흡입 공기 양/신기와 잔류 가스 혼합비의 변화 등이 있다. 특히 이들 원인이 초기 화염 단계에서 변동을 야기하면 그 영향은 지배적이다. 통상 열핵을 갖 벗어난 초기 화염보다 작은 규모의 난류는 영향을 주지 않으나 이보다 더 큰 규모의 난류는 초기 화염의 진행, 주변의 혼합기 및 조성 분포에 영향을 주므로 이들은 변동성의 확대에 기여하고 결과적으로 성능 개선에 부정적으로 작용할 수도 있다. 실제로 난류 강도의 증가를 통해 엔진 성능을 획기적으로 개선하거나 아니면 특별한 다른 성능 목표를 달성하고자 하는 시도가 있었으나, 이에 성공한 예는 아직 없다.

이에 덧붙여 미시적 유동에 대한 효과를 가시화를 통해 규명하고자 할 때 사이클 변동과 연관해야만 의미를 가질 수 있다. 이 경우 최소 연속 300 사이클 데이터가 필요하다. 그리고 변동의 해석을 위해서는 유동 외에 위에서 언급한 여러 변동 요소를 모두 또는 일부만 대상으로 하여 전체 엔진 내부 영역과 시기를 대표할 수 있는 몇 개의 위치와 크랭크 앵글에 대하여 조사하고 동시에 전통적 엔진 실험에서 측정하는 정량적 데이터도 함께 획득하여야 하는데, 이 같은 실험은 현재로서는 거의 불가능하다고 판단된다.

반면 혼합기 분포 상태와 화염 전파 방향 등에 영향을 주는 거시적 유동은 사이클 간 변화가 크지 않고 일관성 있는 분포와 전파 상태를 유지하게 하므로 연소 시 변동의 축소에 기여한다. 그 외에 이들은 측정 가능하고 제어 가능하다는 특성도 지니고 있다. 따라서 이러한 거시적 유동 파라미터를 성능에 연관하는 다양한 개발 기법이 존재하고 방대한 데이터베이스를 구축하여 비교적 정확한 성능 예측이 가능하다. 현재까지 이러한 점에 주목한 엔진만 실질적인 성공을 거두었고 따라서 가시화도 이러한 점을 충분히 고려하여야 한다고 사료된다.

2.3 가시화 사례-성층화 현상의 추적

상기한 바와 같이 거시적 현상에 집중하는 경우 흡

입 및 압축과정에서 유동에 관련해서는 전 실린더에 걸친 아니면 최소한 몇 개의 평면에 대한 속도 분포가 대상이 될 것이다. 유동 외에 한 가지 추가할 것은 농도장인데 가시화로 이를 파악하는 것은 매우 어렵지만 어떤 측면에서는 속도장의 파악보다 더 중요하다고 볼 수 있다. 과거와는 달리 SI 엔진의 연료 공급계에 인젝터가 채용됨에 따라 실린더 내 혼합기는 더 이상 균일한 혼합기로 가정할 수 없게 되었다. 혼합기 분포 상태를 지배하는 인자는 거시적 유동의 형태와과 분사시기이며 이 분포 상태에 따라 동일 조건에서도 화염의 강도와 전파 속도가 상당히 달라지는 것을 Fig. 2, 3에서 이미 관찰하였다. 이에 따라 유동 자체만의 가시화는 과거에 비해 더 제한된 정보만을 전달하는 상황이 되었다. 그리고 속도 및 농도에서 공히 가장 중요한 시기와 위치는 점화 직전의 플러그 주변이지만 이를 통해서서는 최종 결과에 대한 정보만 획득하는 것이고 그 구체적 메커니즘의 파악이 어려우므로 여건이 된다면 가능한 흡입 초기부터 압축 말기까지 전 과정의 파악이 필요하다.

지금 언급한 한 위치 또는 시기에 대한 정보로는 현상 파악이 가능하지 않고 불가피하게 전 과정에 대한 파악이 필요하였던 예를 필자의 경험을 통해서 논의해 보겠다.

Fig. 8, 9에 연료의 분사시기를 달리하여 점화 플러그 주변의 연료 농도를 측정한 결과를 제시하였다. 이 그림은 본고에서 계속 제시한 엔진과는 약간 차이가 있는 다른 엔진의 데이터이며 따라서 이를 B-Eng.으

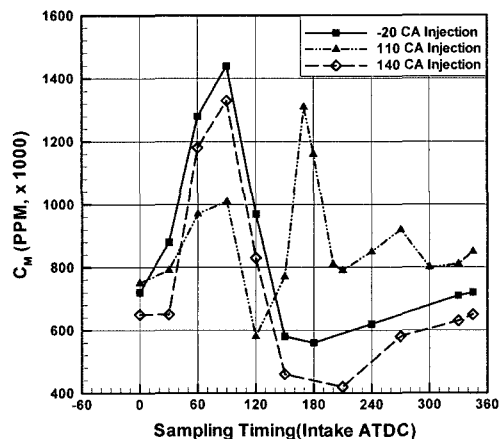


Fig. 8. Fuel concentration near spark plug according to injection timing as a function of CA(B-Eng).

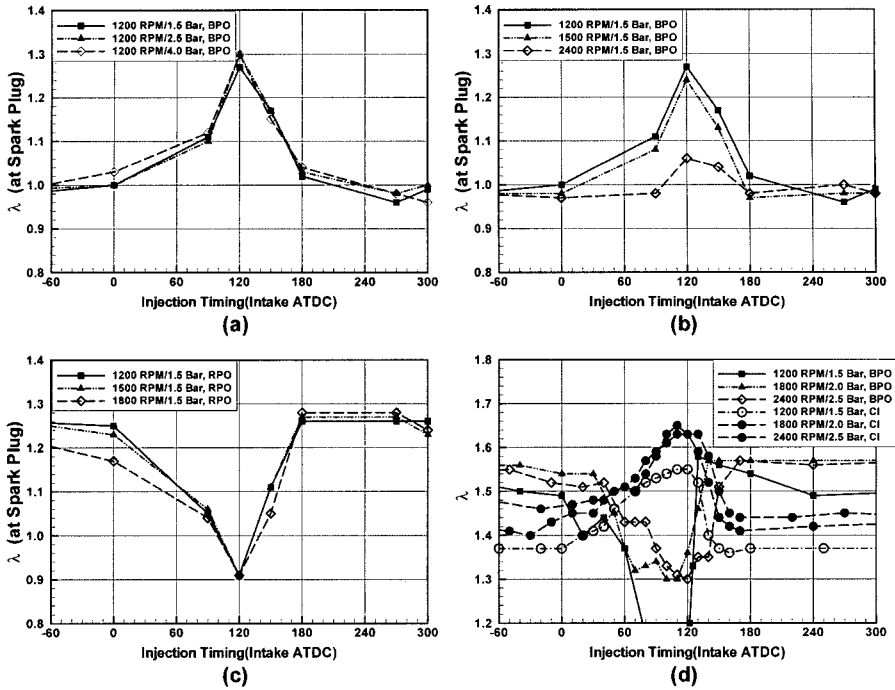


Fig. 9. Relationship between AFR at spark plug and LML (Type-V_S) as a function of injection timing, (a) 1200 RPM, RS=0, (b) 1.5 Bar BMEP, RS=0 (c) 1.5 Bar BMEP, RS=3.47 and (d) LML at corresponding condition.(B-Eng)

로 표기하였다.(B-Eng의 와류 값은 모두 충격식으로 측정) Fig. 9에서 LML(Lean misfire limit, 희박연소 한계)은 분사시기와 포트 형상만 다르고 모두 동일한 조건에서 측정된 것이기 때문에 연소의 안정성 또는 연소 성능의 지표로 사용할 수 있다.

그림에서 분사시기가 흡입 행정 중에 있다면, 혼합 및 내부 유동과정의 결과로 점화 직전 플러그 주위의 연료 농도가 변하고 이에 따라 엔진의 연소 특성이 대폭 변한다는 사실을 알 수 있다. 그러나 연료 분포 상태가 어떤 경과를 거쳐 이러한 상태에 이르게 되었는지에 대한 정보는 전혀 제공하지 못하고 있다. 만일 조직을 갖춘 개발 업무에서 이러한 상황이 발생하였다면 와류(RS), 분사시기 및 LML 사이의 연관관계를 조사하고 현 개발 대상에 대한 최적 값을 찾아낸 후 이를 데이터베이스에 추가하여 향후 개발에 이용하는 수준에서 마무리할 수 있다. 어떤 측면에서는 더 철저한 현상 규명을 위해 인적, 물적 자원과 시간을 투자하는 것이 양산 엔진을 개발하는 조직에서는 손실일 수도 있다.

이에 반하여 연구자 개인의 입장에서는 구체적인

메커니즘의 규명이 필요하다는 생각을 하게 될 것이고, 기존의 방법으로는 현상에 대한 원천적 접근이 불가능하다는 판단이 들면 새로운 접근법을 검토할 것이다. 여기에 제시한 현상(Fig. 2, 3, Fig. 9)에 관해서는 단순히 하나의 거시적 파라미터를 정의할 수 있는 정보(Fig. 3, 4)나 특정 부위(Fig. 8, 9)에 대한 정보보다는, 최소한 흡입 유동의 정적 특성 또는 연료 거동의 정적 특성에 대한 결과가 전체 실린더 영역에 걸쳐 확보되어야만 흡기 거동과 이 유동의 일정 부분에 혼합된 연료의 시간적, 공간적 거동을 유추할 수 있다.

Fig. 8, 9의 결과를 해석하기 위해 연료 거동의 정적 특성 즉 정상 유동 장치에서 연료 거동을 추적한 결과를 Fig. 10- Fig. 12에 제시하였다. 이 실험은 정상 유동 장치에서 실물 엔진의 헤드를 투명 실린더 보어에 장착하고 밸브의 양정을 변화시키면서 행하였다. 각 밸브 양정(1-8 mm, 1 mm 간격)에서 송풍기로 흡입 유동을 만들고 밸브 전후의 압력차를 일정하게 유지하여 정상 유동 상태를 조성하고 포트에서 연료를 분사하면서 각 실린더 평면에 걸쳐 Rayleigh scatter-

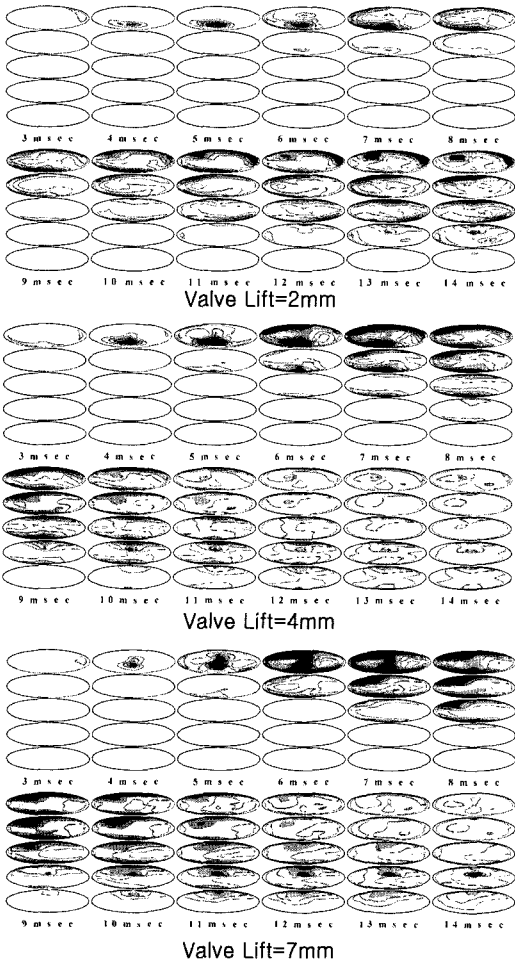


Fig. 10. LRS measurement of in-cylinder fuel concentration in steady state(A-Eng., RS=0)

ing 기법을 사용하여 연료 농도를 측정하였다. 그림에서 각 측정 평면의 수직 거리는 20 mm이다.

이 결과와 상기의 점화 플러그 주위의 연료 농도 측정 및 엔진 실험 결과를 상호 비교하고 유추한 결과는 다음과 같다. 와류가 강할수록 실린더에 유입된 연료는 흡입 유동의 거동을 따라 주로 실린더 외곽에 위치하며 동시에 실린더 종 방향으로 깊숙이 진행하지 못한다. 그리고 약한 와류가 있는 경우에는 중간 정도의 밸브 양정에서 텀블에 의해 연료가 실린더를 횡으로 가로지르는 현상이 나타난다.(Fig. 11, 2, 4 mm valve lift) 만일 정상 유동의 상황이 아니고 실린더의 아래쪽이 피스톤으로 막혀있고 이 피스톤이 다시 압축을 위해 상승한다면 와류 값에 따라 다음과 같은 현

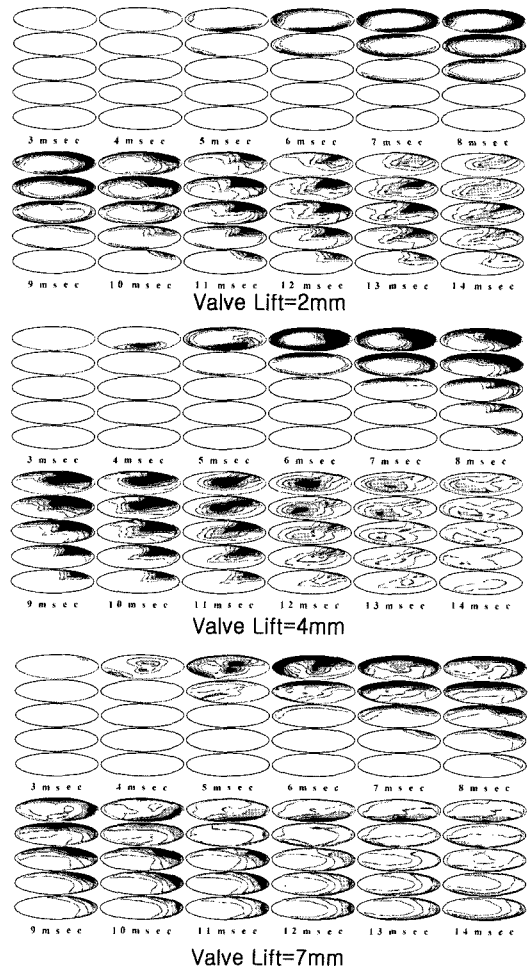


Fig. 11. LRS measurement of in-cylinder fuel concentration in steady state(A-Eng., RS=1.99).

상이 발생할 수 있다.

첫째 와류가 없는 경우 연료는 실린더 내로 깊숙이 빠르게 진행된다. 만일 강한 유동이 형성될 때(8 mm valve lift) 연료가 실린더 내로 유입된다면 유입된 연료는 너무 깊숙이 실린더 내로 진입하여 압축 과정 중 실린더 상하의 혼합기가 서로 바뀌지 않는 한 점화 직전 혼합기 분포는 실린더 상부가 희박한 상태가 될 것이다. 실물엔진에서 8 mm 밸브 양정은 이 엔진(A-Eng.)의 경우 ATDC 105° 근방이다. 이 엔진에 대해 Fig. 9와 같이 분사 시기에 따라 LML을 조사한 결과인 Fig. 13을 보면 ATDC 150-160° 부근에서 최저 LML이 관측되는데 분사 시기의 기준이 분사 종점이 고 분사된 연료가 밸브까지 도달하는데 걸리는 시간

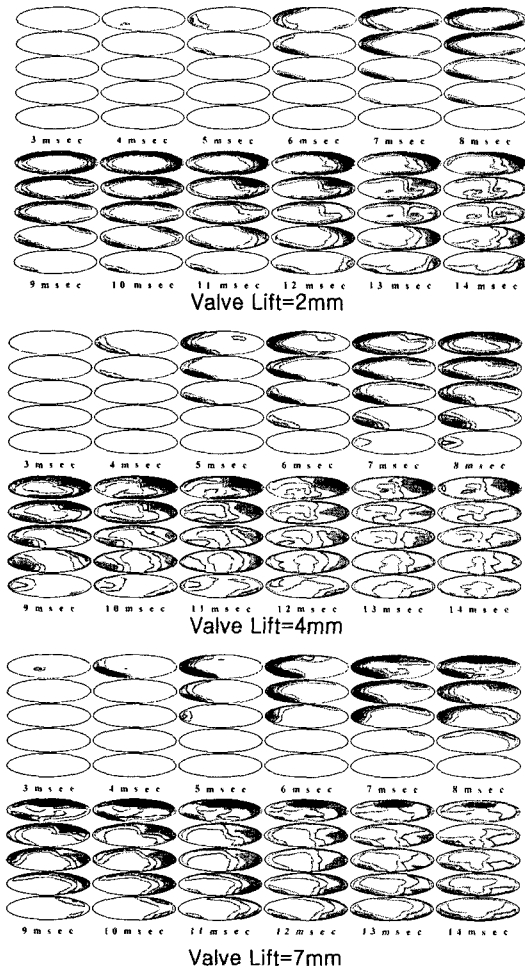


Fig. 12. LRS measurement of in-cylinder fuel concentration in steady state(A-Eng., RS=3.07).

을 고려하면 시기가 대체적으로 일치함을 알 수 있다. 둘째 약한 와류가 있는 경우도 분사 시기와 관련하여 두 가지 가능성을 유추할 수 있다. 우선 낮은 밸브 양정에 해당하는 시기에 연료가 유입된 경우 연료 거동이 텀블 형태를 갖기 때문에 이 연료는 다시 실린더의 상부로 진입할 가능성이 있고 이에 따라 연소 시 점화 플러그 주변에 농후한 혼합기가 생성될 것이므로 LML이 높아질 가능성이 있다. 이 경우 낮은 밸브 양정은 흡입 초기 또는 흡기 말기일 수 있는데 흡기 말기의 경우 분사된 연료가 밸브까지 도달하는 시간을 고려하면 가능성이 희박하다. 두 번째 경우로 높은 밸브 양정에서 연료가 유입된다면 연료는 주로 실린더 상부에 위치할 것이고, 실린더 내의 와류 거동

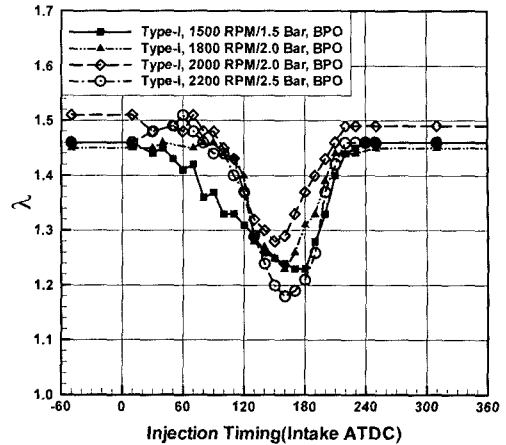


Fig. 13. LML as a function of injection timing(A-Eng., RS=0).

이 압축 말기까지 유지 된다면 역시 실린더 상부의 연료 농도가 높은 상태가 되어 LML의 확장에 기여할 것이다.

마지막으로 고와류의 경우는 낮은 와류의 두 번째 경우 즉 유입 초기부터 상부에 연료가 많이 분포하고 압축말기까지 와류에 의해 이 상태가 유지되는 경우와 동일하다. 따라서 메커니즘은 동일하고 와류 값에 따라 단지 정량적 차이만 발생한다. 이 경우에 대한 해석은 전통적인 축상 성층화(Axial stratification)의 이론으로 널리 받아들여지고 있다.

Fig. 14와 15를 보면 한 위치에 대한 농도 측정 결과 및 엔진 실험 결과 그리고 연료 거동의 정적 특성에 대한 결과로 유추한 상기 내용이 대체로 일치함을 알 수 있다. 특히 A-Eng. 보다 B-Eng.에서 이러한 경향이 뚜렷이 나타나고 있는데 이에 대한 논의는 본 가시화 부분의 범위를 심각하게 벗어나므로 생략하겠다.

그러나 유추에는 항상 가정이 따르고 만일 가정이 잘못된 경우 현상의 해석에 심각한 오류가 발생할 우려가 있다. 위의 가정에서 대표적으로 문제가 될 수 있는 부분은 실제로 비정상 상태로 작동하는 엔진에서 와류가 없는 경우 상하의 유동이 서로 뒤바뀌지 않는다는 것과 와류가 존재하는 경우 이 와류를 극복하고 실린더 위로 향하는 텀블 유동이 발생할 수 있는가 하는 것이다. 그리고 더 나아가 앞서 언급한 통상적 축상 성층화에 대한 메커니즘이 타당성이 있는가 하는 것도 역시 검증의 대상이다.

이미 정적 분포 상태가 파악된 이후이므로 이에 대

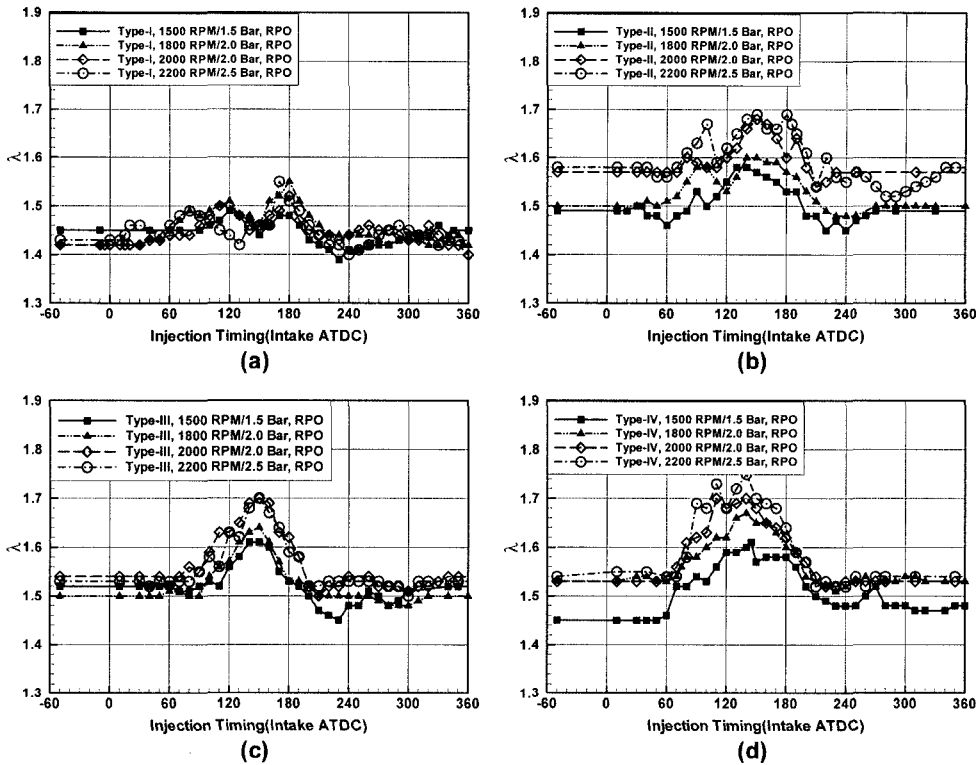


Fig. 14. LML as a function of injection timing and swirl ratio(A-eng), (a) RS=1.99, (b) RS=2.79, (c) RS=3.07 and (d) RS=3.47.

한 추가적인 정보는 실제 엔진 작동 상태에서 얻을 수 밖에 없으며 또한 점이 아닌 평면의 데이터가 필요하다. LIF가 이에 대한 해결책이 될 수 있으나 당시 여러 가지 여의치 않은 사정이 발생하여 Mie scattering을 이용하여 실험엔진을 개조한 가시화 엔진에서 와류와 분사시기에 따른 연료 거동을 측정하였다.

Fig. 16에 이 실험을 위해 제작한 연료 공급계를 도시하였다. 기본적으로 이 연료 공급방식은 공기보조(Air-assist)형인데, 연료 기화의 가능성을 줄여서 가능한 한 연료 액적에 의한 산란이 전 과정 동안 유지될 수 있게 기화 잠열이 큰 에탄올을 사용하였다. 분사하는 공기의 압력은 약 5 bar로 분사된 에탄올의 액적 SMD (Saute Mean Diameter)는 약 20 μm 로 미립화되어 흡입유동에 실려 엔진 내로 유입되므로 공기 유동을 추종하며 연료 거동을 나타낼 수 있다. Fig. 17-20은 이 방식으로 추적한 연료 거동에 대한 결과 중 와류 값에 따라 대표적인 것만 제시한 것이고 결과를 간략히 정리하면 다음과 같다.

와류가 없는 경우 전체적으로 실린더 내 축 방향의 연료진행 거리는 분사시기에 좌우되고, 흡입 행정 중 분사를 하면 실린더 내로 유입된 연료는 주로 실린더 상부에 머물고 연소실로는 진입하지 않아 낮은 LML을 야기한 것으로 판단된다. 정상 유동장치의 결과와 비교하면 일단 밸브의 아래쪽으로 나타나는 유동 또는 연료가 관찰되지 않는데 이는 피스톤 운동이 있고 밸브양정이 변하는 비정상유동의 효과가 나타나기 때문이라 사료된다. 그러나 그 외에 밸브의 반대쪽 실린더 벽을 타고 내려가는 강한 텀블의 유동은 매우 잘 일치하는 것으로 판단된다.

저/중와류의 포트에서 분사시기가 이른 경우 연료의 성층화는 텀블에 의해 지배되고 늦은 경우에는 짧은 침투거리와 실린더 하부의 와류에 의해 연료가 하방으로 진행하지 못하고 상부에 정체되어 성층화가 이루어진다고 판단된다. 정상유동 장치의 유동 모사는 비교적 압축행정을 잘 묘사한다.

고와류 포트에서 대부분의 연료는 연소실과 실린더

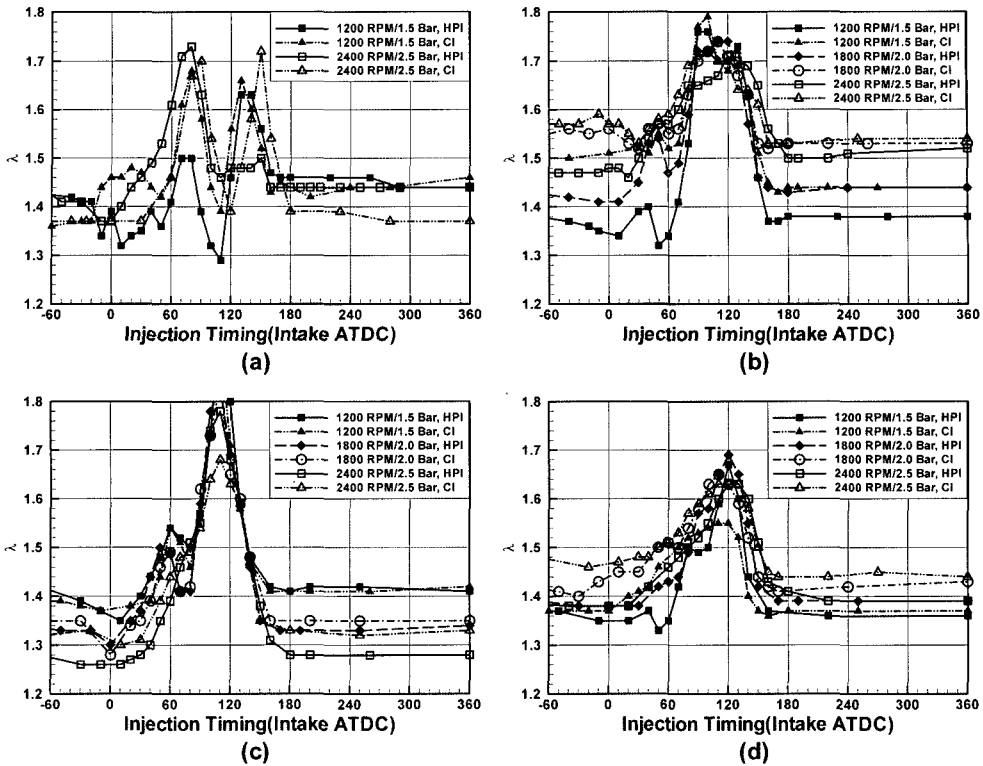


Fig. 15. LML as a function of injection timing and swirl ratio(B-Eng), (a)RS=3.31, RPO (b) RS=3.72, RPO (c) RS =3.71, FPO and (d) RS=4.21, FPO.

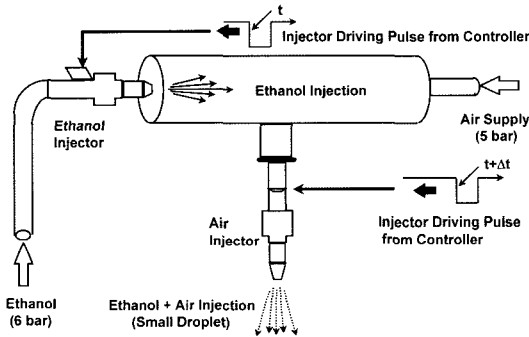


Fig. 16. Fuel injection assembly for Mie scattering.

의 상층부에 머물고 이러한 분포 형태는 분사시기에 거의 영향을 받지 않는다. 따라서 고와 포트에서는 다른 포트에 비해 대체로 LML이 높게 관찰된다. 그러나 실제 엔진 실험에서 LML은 분사시기에 따라 달라지는데, 이는 거시적 분포 형태는 달라지지 않으나 연소실 상부에 분포하는 연료의 양이 분사시기에 따

라 정량적으로 변하기 때문으로 판단된다. 정상 유동 장치와 비교하면 실린더 중 방향으로의 연료의 진입이 대체로 짧은 것은 일치하지만 정량적으로 실물엔진에서는 훨씬 짧게 나타나는 것이 특징이다. 또한 기존 축상 성층화 모델은 상층부 연료가 유동에 의해 분포 상태가 유지된다는 측면에서 대체로 타당성을 갖는다고 볼 수 있다.

이상을 종합적으로 정리하면 정상 유동 장치의 측정 결과도 전체 실린더 영역에 대한 것이라면 엔진의 작동 특성과 적절히 연관하여 충분히 실물엔진에서 발생하는 유동 및 연료 거동을 어느 정도 모사할 수 있다. 그러나 세부적으로는 정량적 또는 정성적 차이가 발생한다.

이러한 일련의 가시화를 통한 현상 추적 결과로 와류 및 분사시기가 최종적으로 실린더 내 연료 분포에 영향을 주는 구체적 과정이 어느 정도 밝혀졌다. 그러나 이러한 추적 과정 중 본 기사에서 구체적인 언급은 하지 않았지만 몇 가지 문제점이 도출되었다.

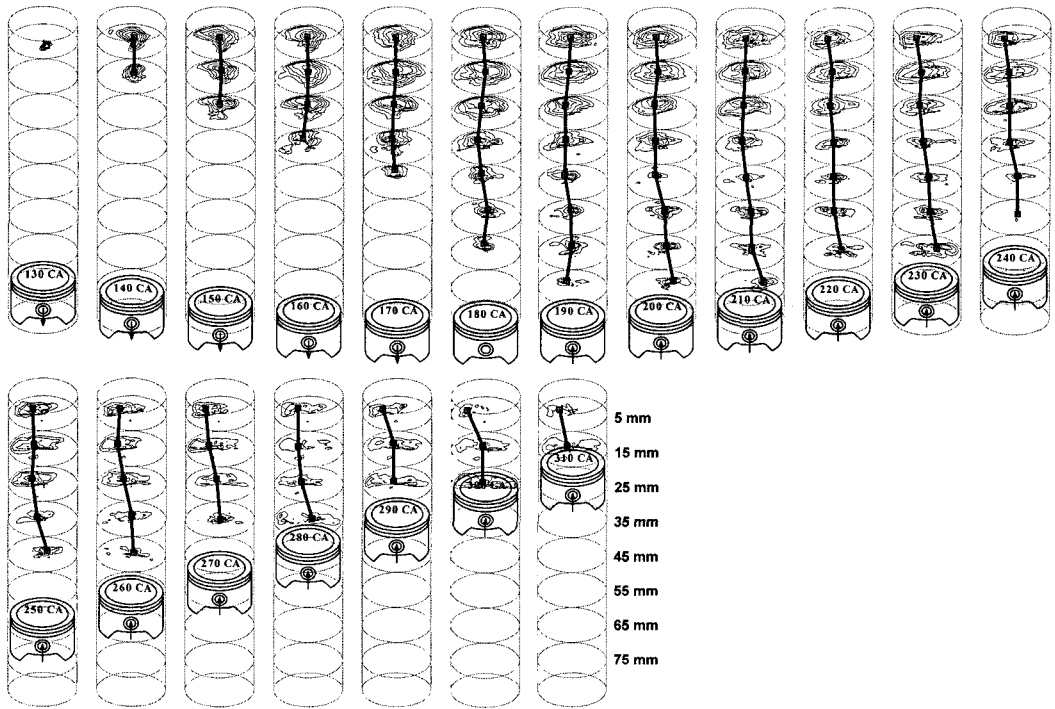


Fig. 17. Fuel charging motion at ATDC 130° CA injection(A-Eng., RS=0).

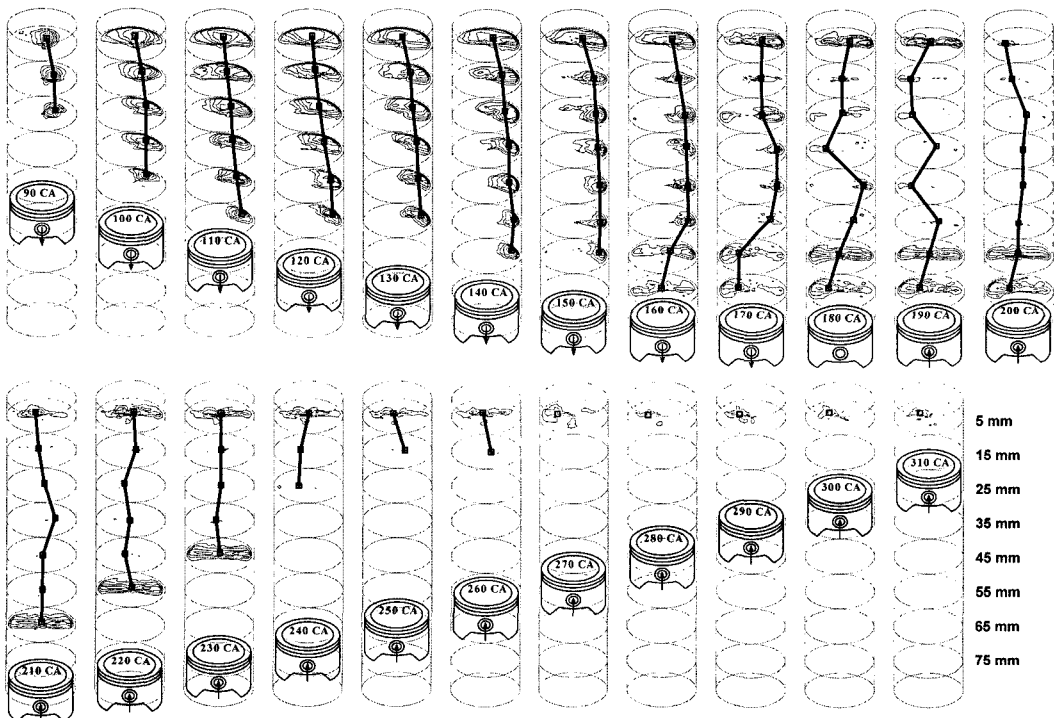


Fig. 18. Fuel charging motion at ATDC 90° CA injection (A-Eng., RS=1.99).

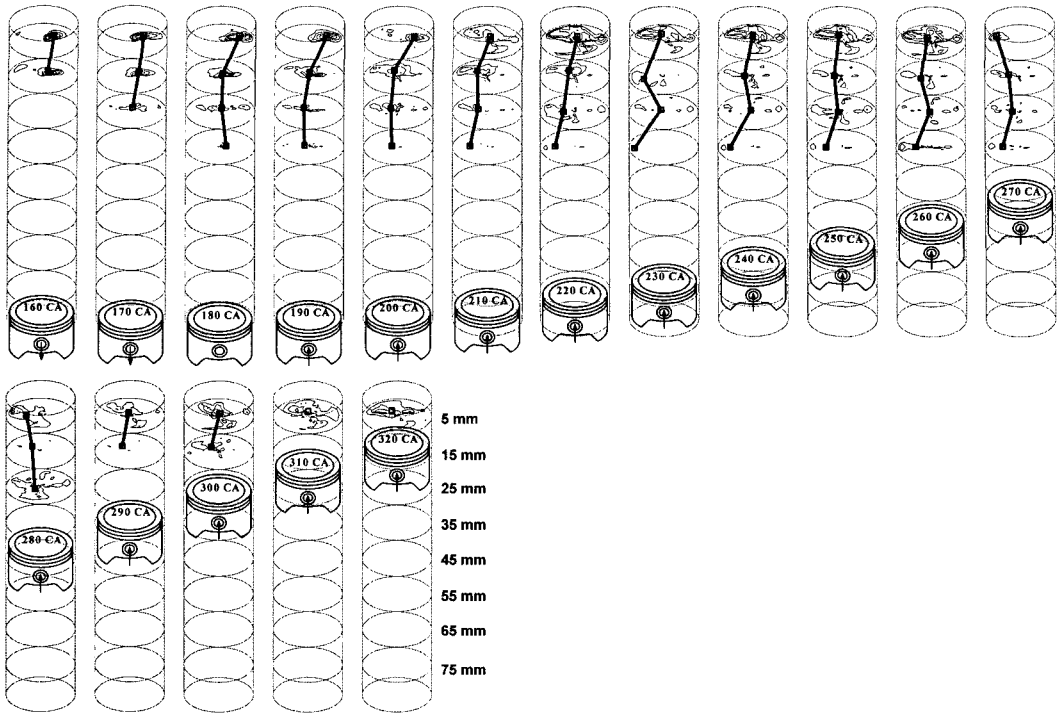


Fig. 19. Fuel charging motion at ATDC 150° CA injection (A-Eng., RS=3.07).

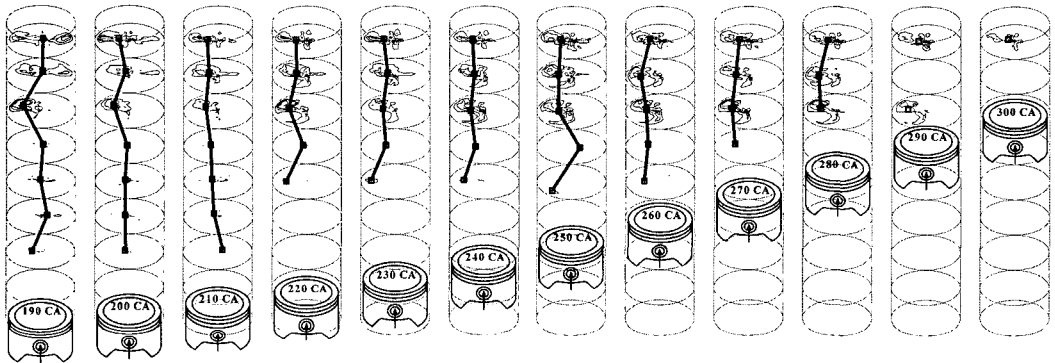


Fig. 20. Fuel charging motion at ATDC 130° CA injection (A-Eng., RS=3.47).

먼저 저/중 와류에서는 두 개의 텀블이 존재하고 고 와류에서도 텀블이 큰 규모로 존재한다는 상황 증거가 나타났다. 이에 관련해 고 와류에서 상부의 성층화를 유지시켜주는 유동이 반드시 와류인가에 대한 의문점도 발생하였다. 이는 밸브 각 및 포트 각과도 어느 정도 연관이 있는 문제이기도 하다. 그리고 연료 거동 가시화 실험의 가장 큰 단점은 흡입 및 압축 과정 중 완전히 기화된 연료의 거동은 파악할 수 없

고(실제 엔진의 경우 BDC 근방이면 이미 증발이 완료됨) 연료가 존재하지 않는 부분의 유동은 파악할 수 없다는 것이다.

이러한 이유로 사례연구에서 제시한 A, B 두 엔진에 대해 와류 값에 따라 유동장을 측정하였다.

Fig. 21과 22는 A-Eng.에서 RS=2.79인 경우 흡입 및 압축 행정 중 수직면 속도 분포를 나타낸 것이다. 그림에 나타나 있듯이 흡입 행정 중에 평면에 따라 다

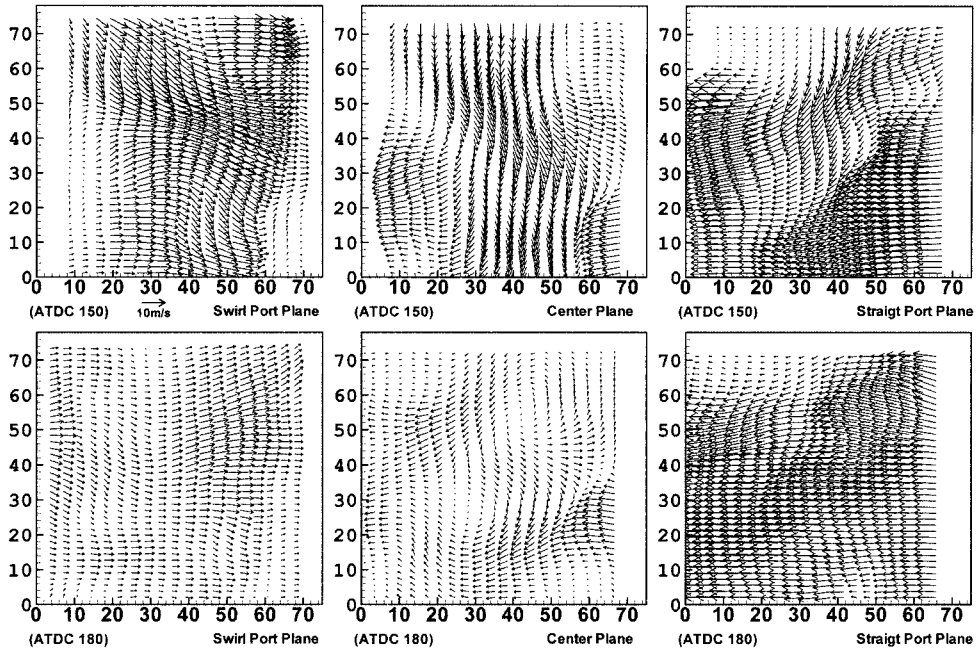


Fig. 21. Vertical plane velocity field during intake stroke(A-Eng, RS=2.79).

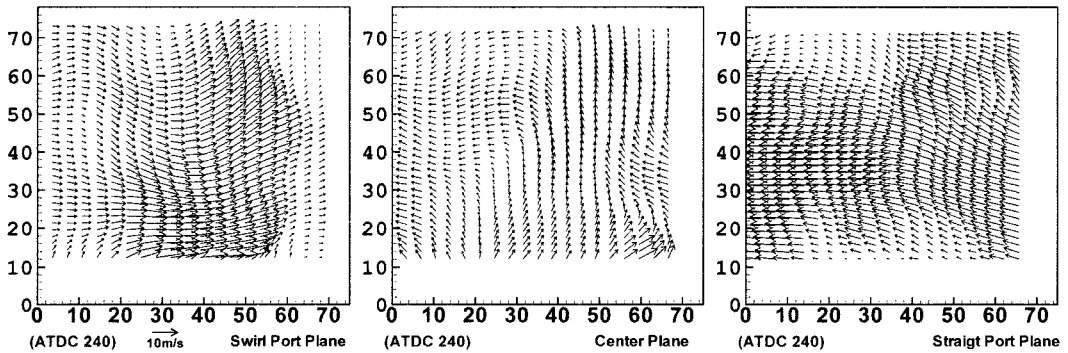


Fig. 22. Vertical plane velocity field during compression stroke(A-Eng, RS=2.79)

소의 차이는 있으나 실린더의 아래쪽에 큰 규모의 텀블 유동이 생성되고 그 위에 작은 텀블 유동이 생성됨을 알 수 있다. 이러한 상황은 압축 중에도 그 기본적인 구조를 유지하고 있음을 알 수 있다.

이 엔진의 LML 측정 결과인 Fig. 14 (a)를 보면 Fig. 15의 (a)와 매우 유사하다. 즉 분사시기에 대한 LML의 변화가 특이하게도 두 개의 정점을 보여준다는 것이다. 다만 B-Eng.보다 변화의 폭이 적어 B-Eng.처럼 뚜렷이 나타나지 않는다는 차이가 존재하고 있다. 따라서 상부의 작은 텀블 유동이 두개의 정점

중 이른 시기에 나타나는 정점에 관련한다면 B-Eng.에서도 동일한 현상이 관측되어야 하며 동시에 더 분명하게 나타나야 한다.

Fig. 23과 24에 도시한 B-Eng.의 수직면 유동 특성은 이 사실을 잘 반영하고 있다.

다음으로 고 와류의 경우에도 큰 규모의 텀블이 존재하는지의 여부를 역시 유동장 측정으로 확인하였는데 Fig. 25와 26에 이 결과를 도시하였다. 그림에 나타난 바와 같이 A-Eng.의 경우 고 와류 상황 하에서도 압축 행정 중 텀블이 발생하고 있음을 알 수 있다. 반

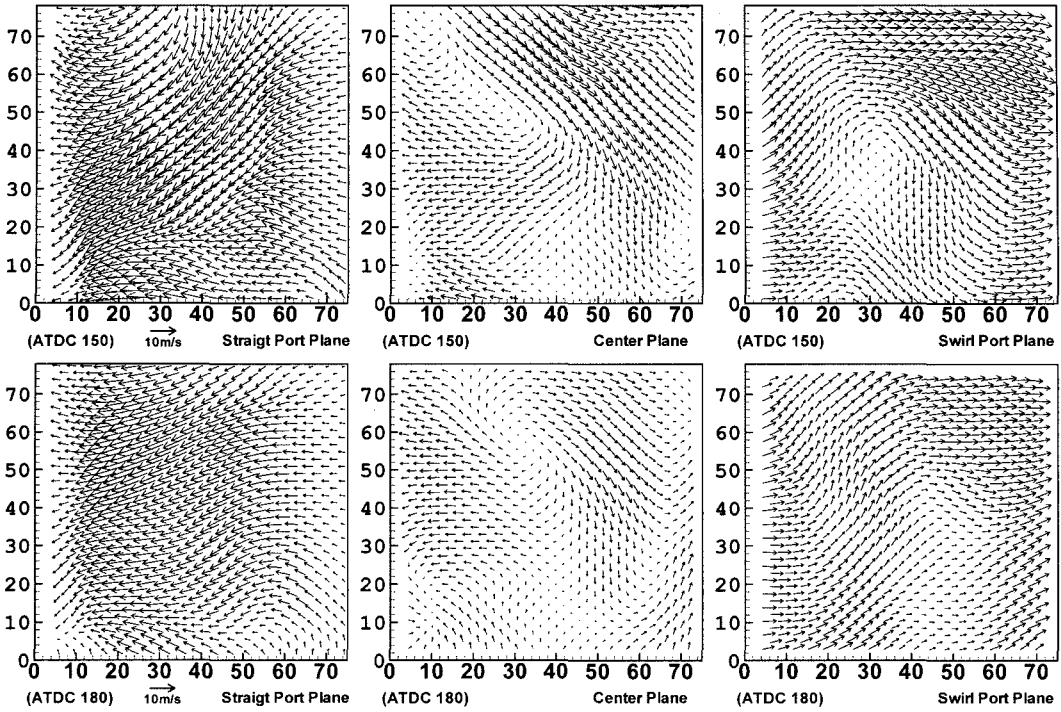


Fig. 23. Vertical plane velocity field during intake stroke(B-Eng, RS=3.31).

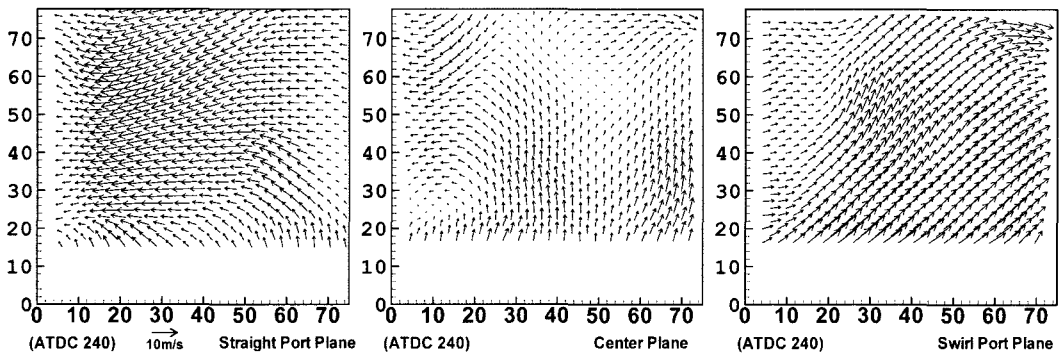


Fig. 24. Vertical plane velocity field during compression stroke(B-Eng, RS=3.31).

면 B-Eng.은 수직면을 따르는 유동이 관찰되었지만 수평면 유동과 상호 비교한 결과 텀블로 보기 힘들고 와류 거동의 성분이 측정된 결과로 판단되었다.

연료 거동 실험은 A-Eng에 대하여 행하였고 텀블의 예측도 이 실험을 통하여 하였기 때문에 A-Eng.에서 뚜렷한 텀블이 관찰된 것은 어쩌면 당연할 수도 있다. 관심을 끄는 부분은 B-Eng.에서 텀블이 관찰되지 않는다는 것이다.

우선 앞서 제기한 문제점 즉 상부의 성층화를 유지

시켜주는 유동이 반드시 와류인가에 대한 의문점으로 다시 돌아가 보면 반드시 그렇지는 않다는 것이다. 수평면 유동 측정 결과 A-Eng.의 경우 실린더 상부의 유동은 거의 정체된 것으로 나타났다. 이렇게 상부의 정체된 지역을 실린더 하부의 텀블 유동이 떠받치고 있는 형태로 성층화를 유지한다. 반면 B-Eng.의 경우 전 실린더 영역에 걸쳐 강한 와류가 유지되고 있으며 이는 전통적인 흡상 성층화 이론에 매우 잘 부합한다.

여기서 흡기계를 포함하여 엔진 하드웨어에서 어떤

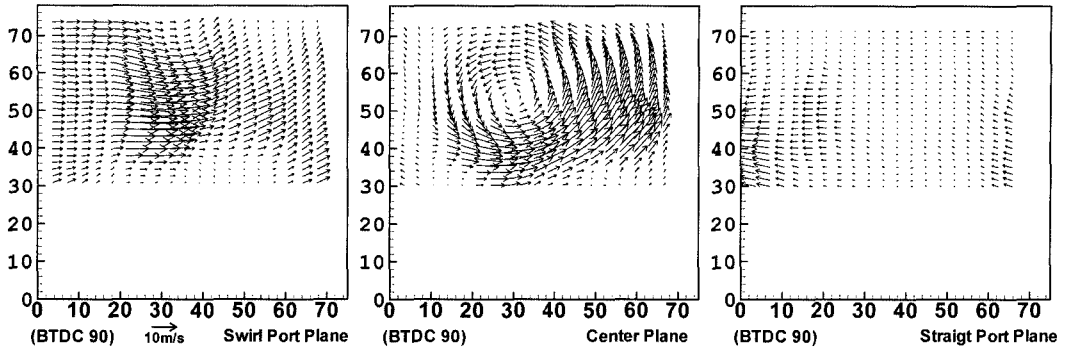


Fig. 25. Tumble motion in high swirl engine during compression stroke(A-Eng, RS=3.47).

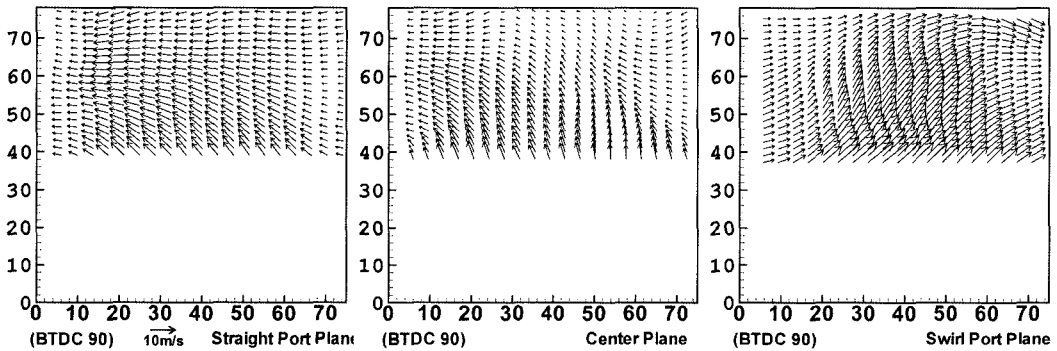


Fig. 26. Vertical plane velocity field in high swirl engine during compression stroke(B-Eng, RS=3.71).

차이가 이러한 심각한 차이를 야기시킨 것일까 하는 새로운 문제에 봉착하게 되었다. 일차적으로 두 엔진은 동일한 보어와 스트로크를 가지고 있는 동일한 계열의 엔진인데 포트 각도와 연소실 형상에서만 차이가 난다. 연소실 영역은 실린더 내 유동 현상에 큰 영향을 주지 않고 또한 가시화가 불가능한 지역이므로 논외로 하면 결국 포트 각도에 의한 차이가 전체 흡입 및 압축 유동의 차이를 발생시킨 것이다. A-Eng.은 23°의 포트 각도를 가지고 있고 B-Eng.의 경우 0°이다.(포트 각도는 포트의 중심선이 수평과 이루는 각도임)

포트 각도가 작으면 연소실 중심을 향하는 흡입 유동 성분이 강화되어 유동은 빠르게 실린더 중 방향으로 진행되고 압축 과정 중 와류도 강하고 안정적으로 형성된다. 이는 밸브 각도가 작은 협각엔진에서 일어나는 현상과 매우 유사하다.(밸브 각도는 실린더 종축과 밸브가 이루는 각도로 이것이 작을수록 밸브는 직립에 가깝게 된다.) 이에 대한 유동 측정 데이터를

Fig.27-28에 제시하였다. 여기서 점선의 원은 실제 엔진의 실린더 보어를 나타내고 실선의 원은 관측 가능한 범위이다.

Fig. 27은 A, B-Eng.에서 모두 고 와류의 경우 흡입 밸브가 닫히고 압축 행정이 시작될 무렵의 수평면 유동을 비교한 데이터이다. 그림에서 H1, H2, H3, H4는 TDC부터의 거리가 각각 7, 19, 41, 77 mm인 평면이고 이때 피스톤은 TDC에서부터 80 mm인 곳에 위치한다.

그림에서 알 수 있듯이 포트 각도가 작은 B-Eng.의 유동이 A-Eng.과는 비교할 수 없을 정도로 잘 정돈되어 있다. B-Eng.의 경우 최대 와류 값은 5.5 정도까지 가능하였는데 개발 중 포트 형상의 최적화를 거쳐 3.7 근방으로 설정된 것이고, 반면 A-Eng.의 RS = 3.47(충격식으로 6.5)은 이 엔진에서 실제로 얻을 수 있는 최대 와류 값을 고려하면 포트의 각도가 유동 특성에 미치는 영향의 중요성을 알 수 있다. 따라서 A-Eng.의 경우 강한 축상 성층화를 위해서는 효과적

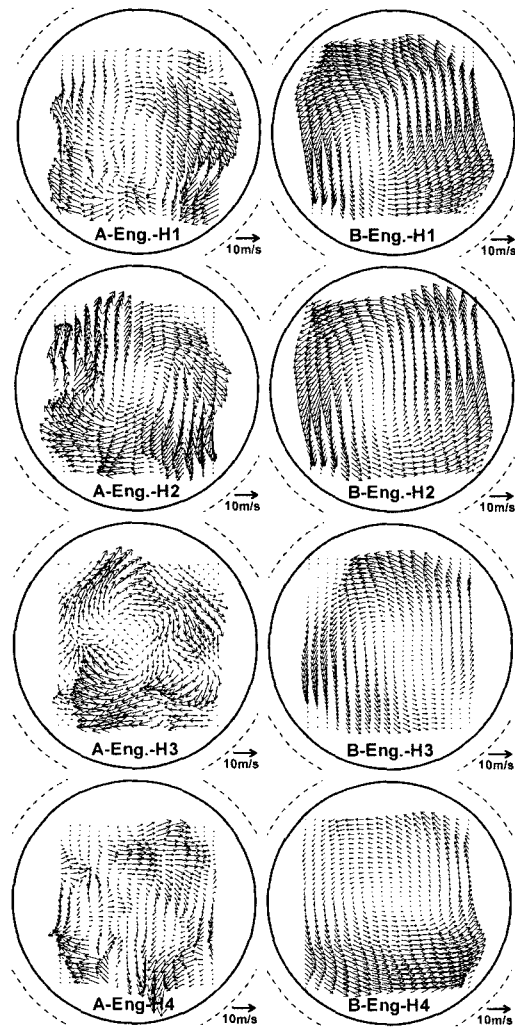


Fig. 27. Horizontal velocity field at intake valve closing (ATDC 210° CA), (H1) : 7mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm, (H4) : 77 mm from TDC. A-Eng.: RS=3.47, B-Eng : RS=3.71.

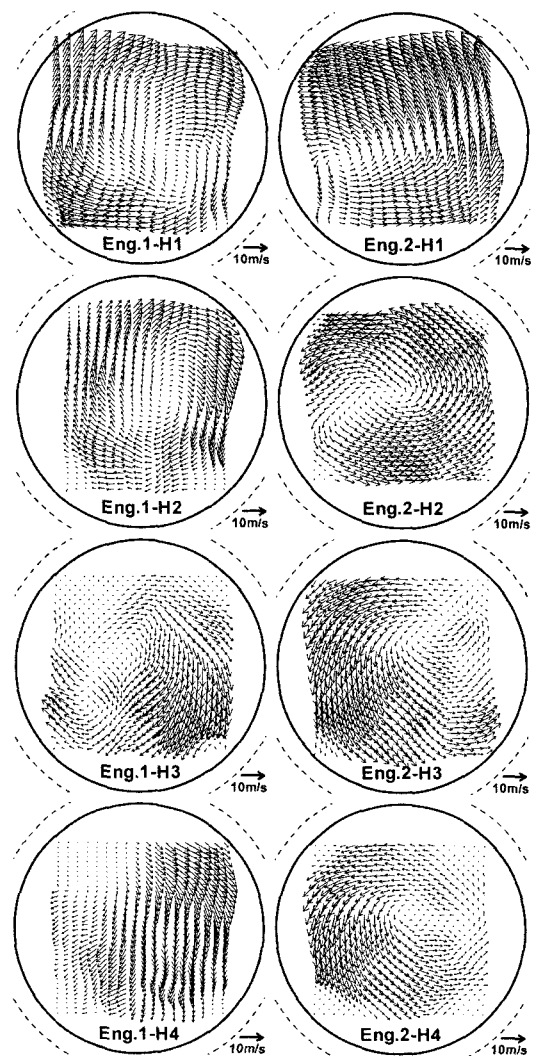


Fig. 28. Horizontal velocity field at intake valve closing (ATDC 210° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm, (H4) : 77 mm from TDC. Eng.1: RS=1.99, Eng.2 : RS=1.29.

인 텀블 유동의 억제에 필요한데 설계된 포트 각도로는 이 목적을 충분히 달성하지 못한다는 결론에 도달하였다. 결과적으로 Fig. 14, 15에 나타났듯이 엔진 실험에서도 B-Eng.에 비해 모든 구간에서 LML이 낮은 특성을 보여주고 있다.

앞서 포트 각도가 작은 포트의 유동 특성은 밸브 각도가 직립에 가깝게 작게 구성된 경우(협각 엔진)와 유사하다는 언급을 하였는데 이에 대한 측정 결과를 Fig. 28에 제시하였다.

그림에서 Eng.1은 A-Eng. 중 와류 값이 RS=1.99로 설정된 엔진이고 Eng. 2는 동일한 엔진의 흡입 밸브 각도만 변경한 것이다. 이때 Eng.1(RS=1.99인 A-Eng)의 밸브 각도는 25°이고 Eng.2의 밸브 각도는 6°이며 와류는 RS=1.29로 평가되었다.

이 경우를 보면 평균된 와류 값이 작음에도 불구하고 협각 엔진의 와류 발생 특성이 매우 양호하며 대체적으로 그 형태가 포트 각도가 작은 것과 유사한 형

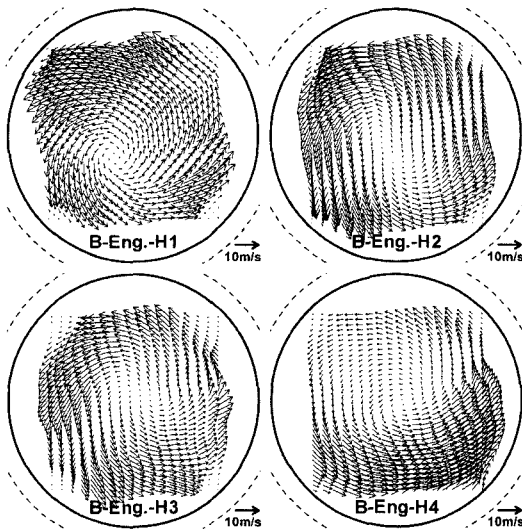


Fig. 29. Horizontal velocity field at intake valve closing (ATDC 210° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm, (H4) : 77 mm from TDC.(B-Eng, RS=3.31).

태를 보이고 있음을 알 수 있다. Eng.2의 와류 값에 충격식으로 측정하면 2.2 정도인데 B-Eng.과 비교하면 작은 와류 값에도 불구하고 발생 특성은 거의 비슷하다. 이는 작은 포트 각도와 밸브 각도는 모두 흡입 주 유동을 연소실 중심 쪽으로 향하게 하여 와류 발생에 유리한 조건을 형성하지만 효과 면에서는 밸브 각도의 변화가 유리하다는 결론에 이르게 한다.

지금까지 필자의 사례를 통하여 거시적 현상에 주목한 내연 기관의 가시화에 대해 논의하였다. 정리하면 큰 정성적 변화를 발생시키는 인자에 대해 가급적 공간적으로 전체 영역에 걸쳐 정보를 얻는 것이 중요하다는 것이다. 전체 공간에 대한 정보의 중요성은 그것이 비록 정적 상태에서 얻어지더라도 비정상 과정을 어느 정도 상사할 수 있다는 데 있다.

이에 덧붙여 강조하고 싶은 것은 엔진의 구성이 상당히 변하지 않는 한, 가시화를 통해 현상이 충분히 비교 가능할 만큼의 차이를 보여주지 않는다는 것이다. 그럼에도 불구하고 본고에서 때로 작은 변화에 대해서도 지나칠 만큼 일일이 데이터를 제시한 것은 이 데이터를 통해 필자가 기술한 것을 확인하기를 바라는 데서다. 이 부분에 대한 또 하나의 예를 Fig. 29에 제시하였다.

Fig. 29는 B-Eng에서 RS=3.31의 수평면 유동 측정

결과이다. 이것과 Fig. 27에 제시한 B-Eng.의 RS = 3.71의 경우를 비교하면 큰 차이를 발견할 수 없다. 물론 측정된 속도 데이터로 계산을 하면 정량화된 데이터를 얻을 수 있고 이의 비교를 통해 두 경우의 비교가 가능할지도 모른다. 그러나 서두에서 언급한 바와 같이, 실제현상이 일어나는 부분보다 관측 가능하여 측정된 부분은 작을 수밖에 없으므로 정량화된 데이터가 정확하다는 보장은 없다. 또한 제시된 예의 경우 와류 거동은 외각으로 갈수록 커지고 이러한 경향은 고 와류로 갈수록 심해지므로, 측정되지 않은 부분이 기여하는 부분은 전체 면적에서 측정되지 않은 면적의 비율보다 훨씬 크고 더구나 비율도 와류 값에 따라 달라질 수밖에 없다. 데이터의 정량적 처리에는 이런 점들이 충분히 고려되어야 하며 따라서 여러 제약에 의해 양적 비교 자체가 무의미한 결과보다는 정성적 특성의 파악에 주력하는 것이 효과적이라 사료된다.

마지막으로 비교의 대상이 없는 데이터는 심각한 오류로 연결될 수 있다. 엔진에서 화염 전파는 화염 핵 한 점에서 출발하여 점차 주위로 전파하기 때문에 거시적으로 복잡한 형태를 가지지 않는다. 그러나 일반적인 다른 유동 현상과는 달리 실물엔진에서 유동 및 혼합 과정은 상상외로 복잡하고 경우에 따라 전혀 예상하지 못했던 현상이 발생하기도 한다. 그리고 기준이 될 만한 하나의 전형적 형태도 존재하지 않는다. 이러한 때 이 예상치 못한 현상이 원래부터 발생하는 고유의 특성인지 아니면 인자를 바꾸었기 때문에 발생한 것인지 판단할 근거가 없고, 이 현상을 변경한 인자에 관련해 무리하게 해석하면 전혀 엉뚱한 결론에 이르기도 한다. 비교의 기준을 갖는다는 것은 어쩌면 언급하지 않아도 될 지극히 기본적인 사항일지 모르나 필자는 종종 엔진의 가시화 분야에서 이러한 예를 보았기 때문에 이점을 특별히 지적하고자 한다.

3. 글을 마치며

내연기관 분야는 여타 다른 공학적 분야와 비교해 볼 때 실용성의 측면이 매우 강하다. 이 기관이 고안되고 사용된 지 벌써 100년 이상이 경과하였지만 기관 내에서 발생하는 현상은 대부분 아직까지 규명되지 않고 있으며 어쩌면 완벽한 규명이 이루어지기 전에 수명을 다할 가능성도 상당히 높다. 이러한 맥락

에서 지금까지 내연기관은 연구의 대상이라기보다는 개발의 대상으로 존재해 왔다. 여기서 연구자와 개발자 사이에는 현상에 대한 인식 및 접근 방법에 큰 괴리 존재가 존재하여 왔고 이는 때로 불필요한 오해를 불러일으키기도 한다.

내연 기관을 진단 대상으로 할 때 지금까지 본 기사에서 누누이 강조해 온 것처럼 기법을 적용하기에 앞서 우선 현상을 파악하고, 해석을 위해 어떤 부분에 대한 정보가 필요한지를 면밀히 검토하여야 한다. 특히 실물 엔진의 운전에는 여러 변수가 개입하기 때문에 한 가지 목표점을 지향하며 운전을 하여도 그 운전 조건의 조합은 무한대가 될 수도 있다. 그러므로 실제로 어떤 제약 조건 하에서 엔진이 운전되는가를 이해하고 가능한 한 이 조건을 충실히 지키는 것도 필요하다. 중요한 제약 또는 구속 조건을 넘어서 운전한 엔진에서 획득한 정보는 엔진을 개발하는 사람들에게는 아무런 감동을 주지 못하고 실제로 데이터로서의 가치도 상실한다. 이러한 부분이 연구자와 개발자 사이를 갈라놓는 대표적 원인이 될 수 있다.

필자가 가시화를 통해 엔진에 접근한 것은 개발 중에 봉착한 문제에 대해 전통적 방법으로는 도저히 해답을 얻을 수 없었기 때문에 그 방법을 택했을 뿐이다. 가시화는 엔진 구성과 장비 설치 및 운용 그리고 측정 측면에서 경제적, 시간적으로 매우 불리하기에 가장 선택하기 싫은 방법이었다. 만일 가시화 외에 다른 수단이 있었다면 아마 그 쪽을 선택하고 이 분야에는 관심을 가지지 않았을지도 모른다.

이러한 뜻에서 본 기고에서 가시화와 별 관련성이 없다고 판단될 수도 있는 엔진 특성의 기술에 많은 부분을 할애하였다. 즉 가시화를 통해 엔진의 연소 진단을 하고 이를 제시할 때 개발자들은 이러한 측면에 관심을 두고 데이터를 평가할 수밖에 없는 것이 현실이고 내연기관은 앞서 언급한 바와 같이 무엇보다도 실용성이 강조되는 부분이기 때문이다.

끝으로 개발자와 연구자가 꾸준히 대화와 교류를 확대하여 가시화를 통한 엔진 내 현상에 대한 해석과 규명 분야가 가일층 발전하기를 소망한다.