

압축비에 의한 엔진 출력 변화 특성

양현수* · 임주헌**

*군장대학 자동차디지털공학부 · **서울자동차고등학교 자동차과

The Compression Ratio Change Characteristics of Engine Horse Power Characteristics

Hyun Soo Yang* · Ju Hun Lim**

*Department of Automobile, Kunjang College · **Seoul Automobile High School

Abstract

The object of this study is to investigate the penetration characteristics according to the change of stacking sequences and curvature radius in the composite laminated shell. They are staked to [02/902]S and [0/902/0]s, their interlaminar number are two and four. We are manufactured to composite laminated shells with various curvature radius. Curvature radius of composite shell is 100, 150, 200mm and ∞ (it's meaning flat-plate). In general, kinetic energy after impact-kinetic energy before impact increased linearly in all specimens. Absorbed energy increased linearly as the curvature increased, and absorbed energy of [02/902]S specimen, which is small interlaminar number, was higher than [0/902/0]s specimen.

Keywords : Flat-Plate, Impact-Kinetic Energy, Kinetic Energy

1. 서론

피스톤이 상사점에 도달함에 따라서 혼합기는 연소실로 압축되는데, 그 압축되는 연소실 용적이 작아질수록 당연히 반발력은 커지게 된다. 즉 압축비를 높이면 배기량은 늘리지 않고도 엔진의 마력상승을 꾀할 수 있지만 여기에는 한계가 있다. 기체는 압축하면 열을 발생하여 고온으로 되는 성질이 있기 때문이다.[1][2]

압축비를 차츰 높여 가면 피스톤의 압축에 의한 압축열로 인하여, 점화플러그에서 점화하기도 전에 착화하여 조기착화(Pre-ignition)를 일으키고 또한 착화후의 이상연소로 Detonation이 발생한다. 이것을 종합하여 노킹(Knocking)이라고 한다. 이 현상이 발생하면 '까르륵 까르륵'하는 이음이 발생하고 출력 저하 및 Over Heat 경향이 되어 엔진의 상태가 악화될 뿐만 아니라, 심한 경우에는 피스톤 및 실린더의 파손을 초래한다.

따라서 무턱대고 압축비를 높일 수는 없는 것이며, 고

속회전에서도 자연착화가 일어나지 않도록 압축비를 적절하게 결정하여야 한다. 압축비는 가솔린의 경우 7~10, 디젤의 경우 16~22정도인데 디젤엔진의 경우에는 가솔린과는 반대로 압축열을 이용하여 공기만을 압축하기 때문에 노킹이 일어나기 어렵고 따라서 가솔린 엔진보다 압축비를 높게 설정할 수 있다. 디젤은 압축비가 높을수록 착화성이 좋고 연료소비율도 적은 특징이 있는 반면 엔진부품은 가솔린보다 강도를 높게 하여야 한다.

압축비를 올리지 않고 압축압력을 높이는 방법으로서는 흡입공기의 압력을 높이는 방법이 있다. 이것을 이용한 것이 터보차저(Turbo Charger)와 수퍼차저(Super Charger)이다. 예를 들면, 터보차저는 배출가스의 압력을 이용하여 터빈을 고속 회전시켜서 컴프레서를 구동함으로써 실린더 안에 통상 이상의 공기량을 강제적으로 밀어 넣어 압축압력을 높여 출력 증대를 꾀하고 있다. 압축압력이 높다는 것은 결과적으로 압축비를 올린 것이라 할 수 있다.

† 교신저자: 임주헌, 서울시 관악구 신림10동 304-18 1층

M · P: 011-9643-4311, E-mail: kumsarangs@naver.com

2008년 2월 접수; 2008년 5월 수정본 접수; 2008년 5월 게재확정

그렇지만 압축압력이 높아지면 노킹의 문제가 발생하기 때문에 Non-Turbo보다는 압축비를 낮추고 있으며 노킹센서를 붙여 노킹의 발생을 억제하는 대책을 펴하고 있다. 노킹을 방지하기 위하여서는 압축비를 낮추는 것이 가장 좋지만 결과적으로 압축압력을 낮추는 것이 되어 모순이 생기게 된다. 일본 자동차의 가솔린 엔진 주요 압축비는 <표 1>과 같다.

압축비의 설정량은 헤드 캐스킷과 밸브 리세스(Valve recess)가 만들어내는 공간과 실린더 헤드의 연소실 용적을 실측한 값을 기준으로 하게 되는데 여기에서 필요로 하는 것이 연소실 용적의 실측방법이다.[3] 실측 방법은 Automatic Transmission Fluid를 사용하여 점화 플러그의 위치를 모두 제거한 후 주사기로 주입하는 방법이 있다. ATF는 실측 후 녹의 발생이 우려되지만 점성이 없으므로 주사기를 용이하게 사용할 수 있고 취급이 쉽다는 장점이 있다.[4] 단품별 실측방법을 살펴보면 실린더 헤드의 연소실 용적 실측은 밸브를 장착한 연소실 위에 투명 아크릴 판을 얹어 표면장력을 제거하여 액체를 주입한다. 피스톤의 오목한 부분은 액체를 주입하여 연소실 용적에 포함시키며 개스킷의 용적은 헤드 볼트 체결전 두께에서 약0.2mm정도를 빼면 실제 볼트 체결 후의 용적 값과 거의 같다.

<표 1> 가솔린 엔진의 압축비 비교

회사	형식	지름X행정	배기량	압축비
도요타	6M-GEU	83X91	2954	9.2
	1G-GEU	75X75	1988	9.1
	3S-GEUL	86X86	1998	9.2
	4A-GEU	81X77	1587	9.4
닛산	VH45DE	93.0X82.7	4494	10.2
	SR20DE	86X86	1998	10.0
	VG30DE	87X83	2960	10.0
	VG30ET	87X83	2960	7.8
	RB20DET	78.0X69.7	1998	8.5
	CA18DET	83X83.6	1809	8.5
혼다	BA20	81.0X95.0	1958	9.4
	BA18	81.0X89.0	1834	9.4
	ZC	75.0X90.0	1590	9.3
	C25A	85.0X75.0	2493	9.0
	C20A	82.0X63.0	1996	9.2
마쓰다	B6	78.0X83.6	1597	7.9
	CAPELLA	86.0X77.0	1789	8.8
	G6	92X93.0	2605	8.4

압축비를 낮추려면 헤드 캐스킷의 두께를 키우거나 2장으로 겹치는 방법이 있으며, 피스톤 헤드를 깎는 방법 등이 있다.[9][10][11] 그 외에 압축압력을 낮추지 않고 노킹을 방지하는 방법으로는 점화시기를 지연시키는 방법을 들 수 있다.[5] 이 경우 초기 점화시기를 지연시키는 것이 아니라 진공지각용의 호스에 구멍을 두어 공기를 빨아들임으로써 진각을 늦추는 방법이 있다.

디젤 엔진의 경우에는 인젝션 펌프의 가버나(Governor) 진각인 경우는 가버너 스프링을 강하게 하든지, 고정시켜 행하지 않는다. 또한 흡입공기 온도를 낮추거나 옥탄가가 높은 가솔린을 사용하는 것도 좋은 방법이다.

압축비를 높이려면 실린더 헤드를 깎거나 실린더 헤드 캐스킷을 얇게 하는 방법 등을 생각할 수 있다. 실린더 헤드 캐스킷에 특별히 얇은 것을 사용하는 경우에는 실린더면의 평면도 정도를 정확히 하지 않으면 나중에 헤드 캐스킷이 이탈하는 문제가 발생하므로 주의해야 한다. 특히 주의해야 하는 것은 밸브가 배기 상사점일 때 피스톤이 밸브와 닿지 않도록 하는 것이다.

이것은 피스톤을 상사점으로 했을 때, 밸브를 오버랩하여 밸브가 어느 정도 나와 있는가를 확인한다.[6] 이것을 점검하지 않으며 밸브와 피스톤이 닿아 파손하는 경우가 있다. 또한 조립한 후에는 엔진을 손으로 돌려보아 밸브가 피스톤과 닿는지 어떤지를 확인하지 않으면 시동 모터의 회전과 동시에 엔진이 파손하는 원인이 된다.[7]

이론적 압축비와는 달리 실제 엔진에서는 압축비의 미세한 변화가 있어 특수한 시험 장비를 사용하여야 한다. 단 이러한 압축비 변화는 엔진의 출력 성능에 영향을 미치게 되는데 가장 정확한 방법은 엔진 동력계를 사용하여 시험하는 것이다. 엔진시험은 압축압력 측정법, 블루바이 가스 측정법, 오일 소모량 측정법, 엔진 내구시험, 냉시동성 시험, 흡입공기 특성 시험 등 다수이며 또한 도로 부하 성능 시험법도 다양하다.[8]

엔진 동력계 시험은 엔진 개발 단계에 매우 중요한 시험이나 개발된 엔진을 정비 사용하는 입장에서는 큰 의미가 없게 되므로 레이싱 차량 및 튜닝부품을 장착 개조 시에는 그때마다 각 엔진에 맞는 최적의 데이터를 입력하여 ECU를 자체 튜닝하게 되는 것이 일반적이다.

본 연구에서는 터보차저 및 인터쿨러, 블루 오프 밸브 등 튜닝 부품을 장착한 스쿠푸 알파 차량의 경우 N/A 엔진에 비해 흡입 공기량의 변화가 오게 되고 이에 따른 연료 보정 및 ECU의 튜닝을 목적으로 연구되었다. 이와같은 터보 엔진은 압축압력의 변화가 있게 되며 이때 인위적으로 캐스킷의 두께를 조절하여 압축비에 변화를 주게 되면 엔진의 출력 특성 변화를 살펴볼 수 있다.[12][13] 시험은 제동압력이나 마

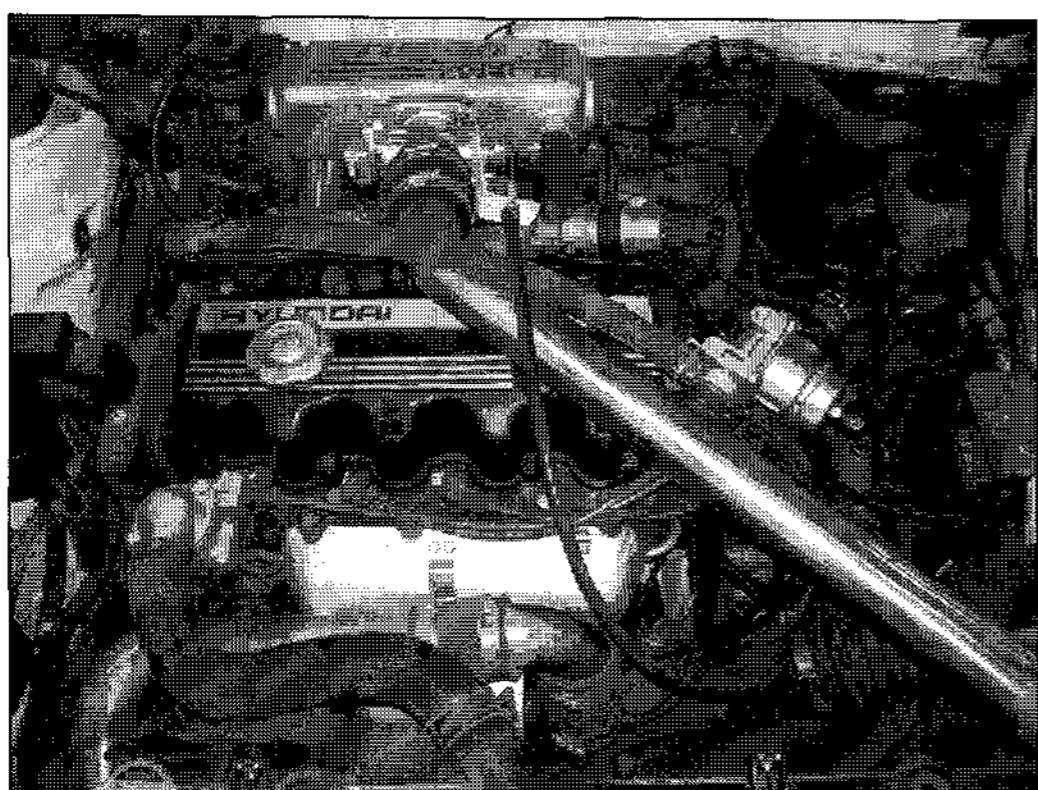
력 측정이 불가능하므로 ECU튜닝 장비인 모텍리서치(주)의 Engine Management System장비를 기본으로 시험하였고 성능 공식 전개를 통하여 출력의 변화를 살펴 보았다. 엔진 다이내모미터 시험보다 엔진 ECU데이터를 사용하기 때문에 개발된 ECU 데이터를 이용하면 튜닝엔진에 바로 접목시킬 수 있어 앞으로 튜닝 정비 분야에서는 이러한 노력이 많이 필요로 할 것으로 예측된다.

2. 본 론

압축비의 변화에 따른 ECU 튜닝 시험을 하기 위하여 <그림 1>과 같이 스쿠프알과 시험용 튜닝 엔진 차량을 제작하고, 모텍리서치(주)의 Engine Management System 장비를 사용하여 점화시기 시험과 흡입공기압과 흡기공기온도 등의 시험 데이터를 얻었다. 이 기본 데이터를 사용하여 출력 성능식을 전개 및 대입하여 출력 변화를 살펴보았다.

2.1 시험용 튜닝 엔진

공기량의 변화에 따른 엔진 출력 성능을 살펴보고자 일반 N/A 엔진을 수정하여 터보차저 및 인터쿨러 등으로 튜닝 개조한 스쿠프 알과 차량에 대해 시험을 하였다. 시험용 엔진을 장착한 튜닝차량의 제작과정은 다음과 같다.



<그림 1> 터보차저 및 인터쿨러를 개조 장착한 스쿠프알과엔진

- ① 튜닝을 위한 적용차종의 선정 및 결정차량의 재원 및 성능과 관련한 자료를 수집.
- ② 튜닝 대상 차량의 엔진 및 샴시부 내부 소모부품의 교환 작업을 행하고 각 조정항목들에 대해 정비규정에 맞도록 정비한다.
- ③ 대상차량의 성능과 관련한 설계요소를 고찰한 후

이론적 배경을 정리하고, 튜닝 항목들의 순서를 정하여 튜닝 범위를 결정하고 그에 따른 문진표를 작성한다.

- ④ 튜닝을 위한 부품의 조율 및 차량내 세팅을 위한 배치공간을 고려한 부품을 설계한다.
- ⑤ 튜닝 부품을 가공하고 조립한다.
- ⑥ 조립된 부품들의 원활한 작동여부를 확인한 후 튜닝효과를 테스트한다.
- ⑦ 성능 개선 효과를 체계적으로 정리한다.

시험에 사용된 배기량 1,495cc 스쿠프 알과 엔진의 제원은 행정 83.5mm, 보어 75.5mm 이다. N/A 엔진의 압축비는 10, T/C엔진의 압축비는 7.5이며, 압축압력은 N/A엔진이 13.5 kg/cm², T/C엔진이 10.5 kg/cm²이다. 기타 상세한 제원은 <표 2>와 같다.

<표 2> 시험에 사용된 스쿠프 터보 차량의 기본 제원

차종 : * SCOUPE 1.5 turbo α *	
DIMENSION	
전 장 (mm)	4,213
전 폭 (mm)	1,626
전 고 (mm)	1,328
공차 중량 (kg)	970
축 거 (mm)	2,383
ENGINE	
형 식	SOHC직렬4기통12밸브
배기량 (cc)	1,468
연료탱크 용량 (ℓ)	45
압축압력 (kg/cm ²)	N/A : 13.5, T/C : 10.5
연료 장치	전자식 연료분사
TRANSMISSION	
형식	5단 M/T
변속비 1단	3.363
2 단	1.947
3 단	1.285
4 단	0.939
5 단	0.777
후진	3.083
CHASSIS	
서스펜션(앞/ 뒤)	맥퍼슨 타입 / 트레일링암 타입
브레이크(앞/ 뒤)	디스크/드럼
타이어	175/70/13
PERFORMANCE	
최고속도(km/h)	180
연비(km/ℓ)	16.4

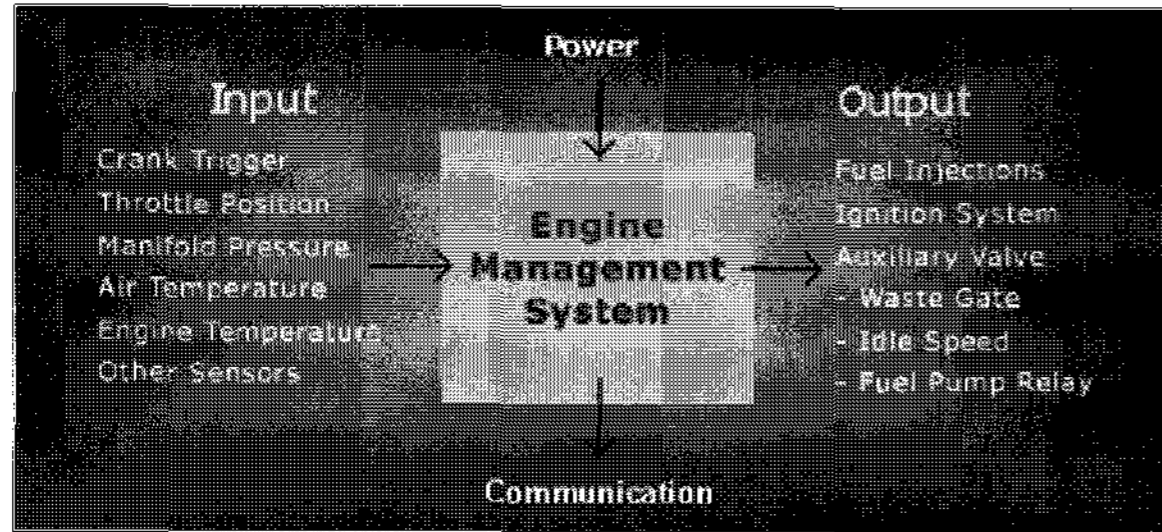
2.2 E.M.S(Engine Management System) 시험

2.2.1 EMS 개요

엔진의 성능을 계산하기 위해서는 엔진ECU Data가 필요로 하는데 Engine Management System은 연료 분사, 점화 그리고 엔진과 관련된 여러 가지 장치들을 제어하는 것이다. ECU는 여러 개의 다양한 센서로부터 얻어진 데이터를 이용하여 현재 운전조건에서 최적의 연료 분사량과 점화시기를 결정하며, 필요에 따라 이를

보상하기 위하여 보정 데이터를 입력하여 이용할 수 있다. 이 보정 데이터는 사용자가 Calibration할 수 있다.

아래 <그림 2>는 Engine Management System의 시험에 사용된 M8 모델의 기본 운영 구조를 나타내는 것이다.



<그림 2> Engine Management System 장비의 기본 운영 구조

I/O Module은 ADL의 부속품으로 이 Module은 Power Supply, RS232 Communication Port, Real Time Clock 뿐만 아니라 사용자의 Data Logging에 많은 유연성을 제공한다. I/O Module은 37Pin Cable(길이:1M)로 ADL과 연결되며, 모든 연결부는 Plug-In Screw 단자를 사용하고 있다.

1) Additional Features for ADL

I/O Terminal Module은 ADL에 다음 3가지 기능을 추가할 수 있습니다.

- ① Real-Time Clock : RTC는 ADL에 날짜와 시간 채널을 제공하며, Time & Data stamp Logging 및 Alarm기능을 지원한다.
- ② RS232 Data : 데이터 입력과 PC통신을 위해 Full-duplex RS232 포트를 제공한다.
- ③ Power Supply : 12VDC-24VDC의 전원을 ADL에 공급한다.

2) ADL Channel Support

I/O Terminal Module은 ADL기본 I/O 환경을 지원한다.(10 Analog, 8 Digital, 4 Aux. Output) 또한 모든 PIN은 하나 이상의 개별 Screw단자로 이루어져 있으며, 자주 사용되는 5V, 8V, 12V, 0V 단자는 Multi Connection Points를 가지고 있다.

2.2.2 ECU 커넥터 연결

<그림 3>에서 <그림 6>에서의 작업과 같이 엔진의 원래 ECU를 제거하고 M8커넥터를 연결하여 새로운 데이터를 얻기 위해서 ECU커넥터에 핀을 ASSIGN하

여 다음의 <표 3>과 같이 연결하였다. 성능 계산에 필요한 흡입공기량, 흡입공기온도, 매니폴드 흡입공기압력 등을 DATA LOGGER를 통하여 기록하고 엔진이 어느 정도 최적의 상태가 되었다고 판단될 때 까지 반복 시험을 하였다. 그러나 터보차저 장착으로 엔진의 흡입공기량 등이 변경되어 ECU를 튜닝 시 수많은 시험과 주행을 해야 되나 시험장소와 시간적 제한 때문에 어느 정도 엔진에 무리가 없다고 주관적으로 판단되는 시험값을 기록하고 성능계산에 사용하였다.



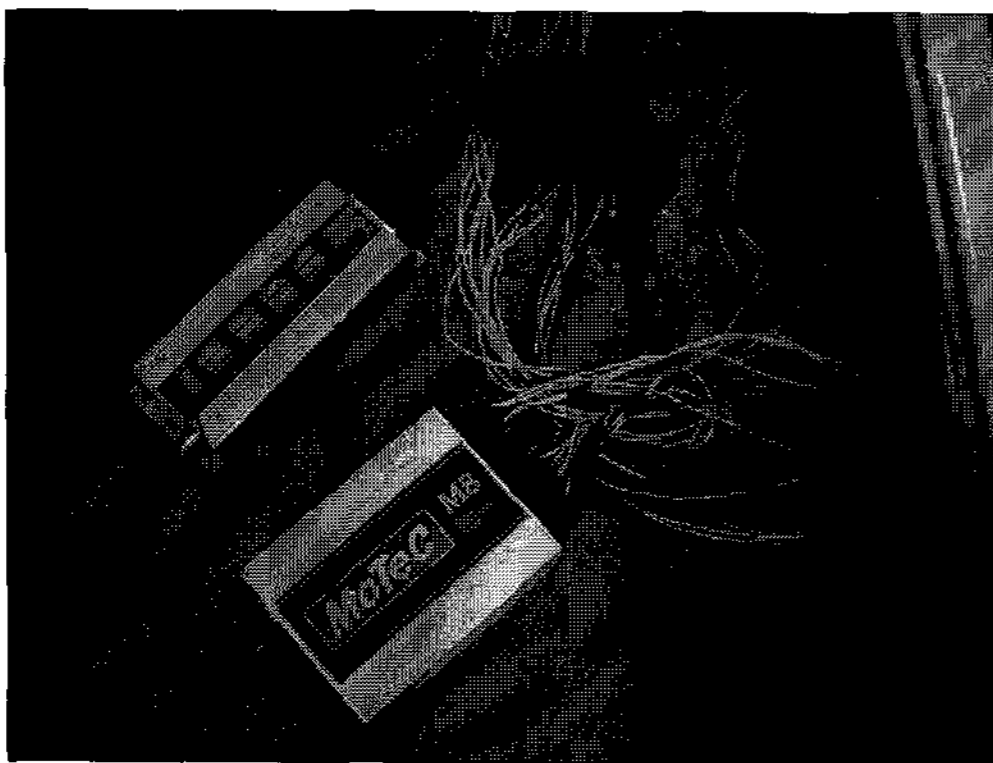
<그림 3> M8 시험 장비 구성 SET-UP



<그림 4> M8 ECU 커넥터 연결 장면



<그림 5> ECU 커넥터 연결배선



<그림 6> EMS, I/O MODULE, ADVANCED DATA ACQUISITION SYSTEM 연결 배선

아래 표는 스쿠프 알파 엔진의 핀 커넥터를 ECU핀에 연결한 핀 번호 연결 체계도이며 상기의 그림과 같은 작업을 통해 체결한 후, 스쿠프 알파 T/C 엔진의 기본 ECU 데이터를 입력한 후 수많은 반복 작업 끝에 엔진의 시동을 걸고 연료 보정 등의 작업을 수행하였다. 또한 시험에 사용된 M8 Engine Management System외에 연료량 측정을 위해 일본 HKS사의 ECU 연료량계를 보조적으로 사용하였으며 점화시기가 M8에 입력되는 값과 맞는지 확인하기 위하여 BOSCH FSA560 전자제어 진단장비의 타이밍 라이트를 보조적으로 사용하였다.

<표 3> 스쿠프 알파 터보장착 엔진의 M8-to-ECU 핀 체결

M8 Connector		Scoupe Turbo Connector		
Name	Pin			
ground	A01	A13	14	GND FOR POWER STAGES
ground	A02	A13	24	GND
battery+	A03	A13	27	IGNITION KEY
Ign 1	A04		1	IGNITION SIGNAL
Injector1	A05		17	INJECTOR FOR CYL#1
Injector2	A06		176	INJECTOR FOR CYL#3
Injector3	A07		35	INJECTOR FOR CYL#4
Injector4	A08		34	INJECTOR FOR CYL#2
4 Amps. MAX	PWM output1	A09	4	IDLE SPEED ACTUATOR 1(OPEN)
0V	A10		19	ECU GND
0V	A10		26	AFS GND
5V Sensor Power	A12		12	SENSOR SUPPLY
4 Amps. MAX	P W M Output2	A21	22	IDLE SPEED ACTUATOR 2(OPEN)
Ref/Sync Gnd	A22		19	GND FOR PHASE SENSOR
O2 Signal	A24		28	OXYGEN SENSOR(+)

	ECT	A25		45	ENGINE COOLANT TEMP. SENSOR
	IAT	A26			INTAKE AIR TEMPERATURE
!!check sensor	EMAP or MAF	A27		7	MASS AIR FLOW SENSOR
	MAP or MAF	A28			
	TP	A29		53	THROTTLE POSITION SENSOR
Hall type	Sync+	A31		8	TDC SENSOR INPUT SIGNAL
Mag type	Ref+	A34		47	CRANKSHAFT POSITION SENSOR A
mag type	Ref-	A35		48	CRANKSHAFT POSITION SENSOR B
	O Ground ²	A36		10	OXYGEN SENSOR(-)
	S i g n a l ground	B02	B03	30	KNOCK SENSOR GND
2 Amps. MAX	Switched Output 1	B05			
2 Amps. MAX	Switched Output 2	B06		36	MAIN POWER RELAY
2 Amps. MAX	Switched Output 2	B06		3	FUEL PUMP RELAY
	Knock	B16		11	KNOCK SENSOR INPUT

2.2.3 점화시기 시험

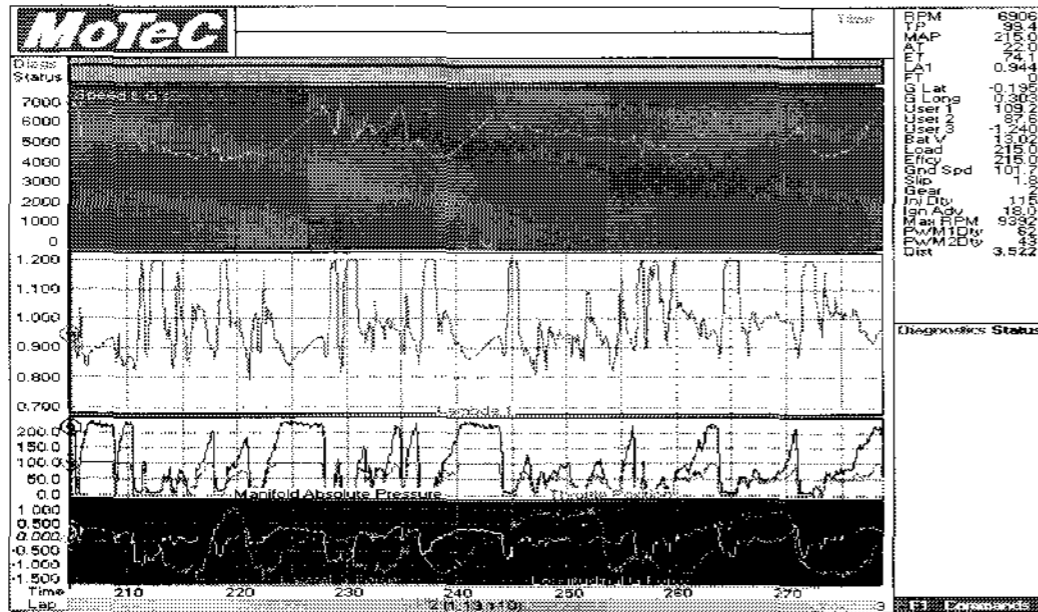
엔진 시험 항목 중에서는 일정한 연료 소모량 또는 일정한 공연비 상태로 시험하고자 하는 엔진회전수 및 부하조건에서의 엔진이 낼 수 있는 최대 토크를 얻을 수 있는 최소의 점화시기(MBT ; Minimum Spark Advance for Best Torque)와 그때의 최대 토크를 평가하는 시험이 있다. 본 시험은 토크를 측정할 수 없어 엔진회전수, 진동 및 토크가 안정된 것을 확인하고 노킹의 가청 시험구간(약4,500rpm)에서 노킹이 발생할 때까지 점화시기를 2°씩 지각시켜 가면서 시험하였다.

2.2.4 시험 DATA

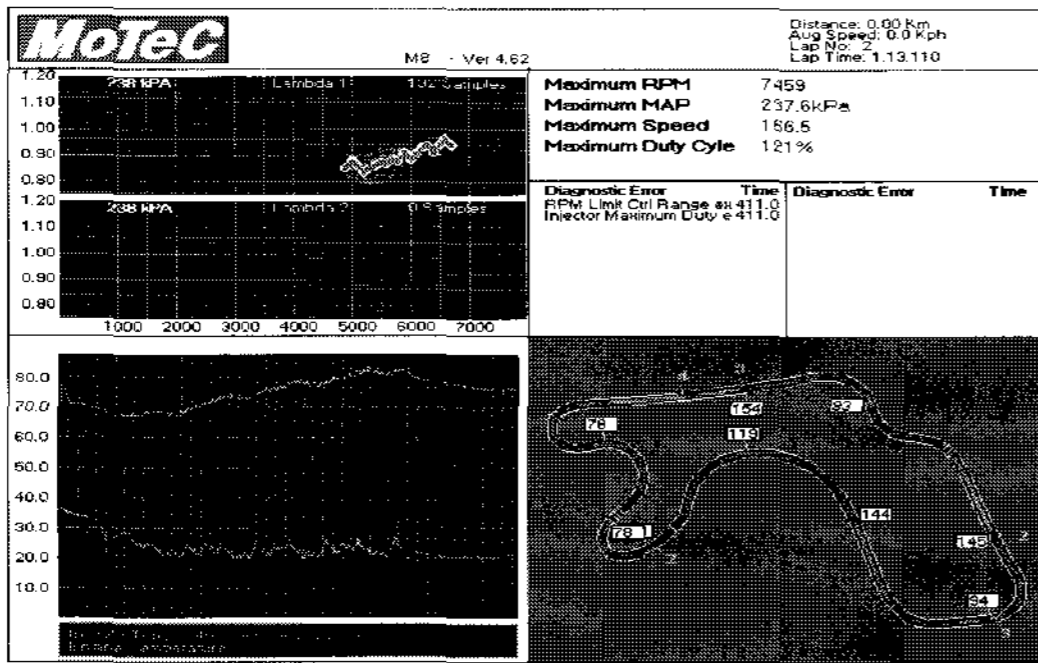
EMS 시험 장비를 장착하여 시험한 결과 엔진 ECU 분석 데이터에는 기본적으로 엔진 회전수에 대한 트로틀 개도, 흡입공기온도, 흡입 공기압력, 공연비, 연료 분사량 등을 알 수 있었다. 이 데이터를 이용하여 엔진의 출력 특성을 성능 계산식을 이용하여 파악할 수 있다. 주행 모드에 따른 부하 조건이 많이 달라질 것이기에 따른 엔진 출력 특성도 달라질 것이나 시험 조건의 제약 때문에 본 시험에서는 일반 평지에서 주행하여 시험하였다.

<그림 7>은 엔진 회전수에 따른 공연비 변화, 트로틀 개도각, 매너홀드 압력 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 시험을 통해 트로틀 개도각이 커짐에 따라 엔진회전수가 상승하고 매니폴드 내 흡입 공기 압력도 상승되는 것을 알 수 있다. <그림 8>은 도로 주행 중 운

전 특성과 공연비 변화 범위를 지도로 나타낸 것인데, 엔진에 흡입되는 공기의 온도와 엔진의 온도 변화를 그래프로 나타낸 결과이다.



<그림 7> 공연비 변화, 스로틀 개도각, 매너홀드 압력 변화



<그림 8> 공연비 변화 그래프

2.3 압축비에 따른 엔진 성능

2.3.1 압축비 및 효율 성능

가솔린 엔진의 압축비는 성능, 연비, 배기가스 등에 영향을 미치는 기본적인 변수로서 이론적으로 압축비 증가는 효율 상승에 따른 성능 증가를 가져오지만 노킹, 마찰 증대, 배기가스 악화 등으로 약 10 정도에서 결정된다. 압축비는 피스톤이 상사점에 있을 때의 연소실 체적과 행정체적의 비로 정의하는데, 행정체적은 보어와 스트로크가 결정되면 고정되므로 압축비는 연소실 체적과 피스톤 보울 체적의 설계 변경을 통해 이루어진다.

압축비의 계산 방법은 크게 두 가지 경우로 나누어 생각해 볼 수 있다.

첫째, 설계 단계에서 고려되는 연소실 체적의 변경에 의한 압축비 변경이다. 최근에는 헤드 모양보다는 연소 성능 등에 유리한 피스톤 보울의 형상 변경에 의한 체적 변경이 자주 사용된다. 이 경우 체적 계산은 CATIA 등 상용 설계 소프트웨어나 계산에 의해 구할 수 있다.

<그림 9>은 압축비 계산시 연소실 체적에 포함되는 부위를 나타낸 것인데 피스톤 탑 랜드(Piston top land),

피스톤 보울, 피스톤과 헤드 사이 체적, 개스킷, 밸브 컷아웃(Valve cut-outs)이 포함된다. 이외에 인젝터 및 점화 플러그의 체적은 연소실 체적에서 빼야한다.

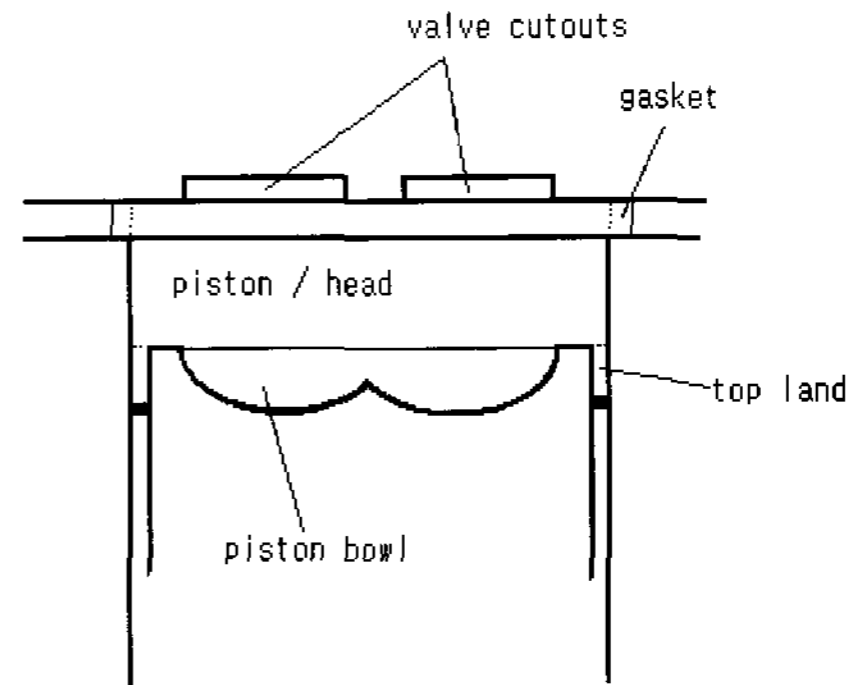
둘째, 기하학적인 압축비뿐만 아니라 피스톤 압축에 의한 온도 상승과 연소실 벽면과의 열전달 등에 의한 최종 압축압력과 압축온도에 의해 실제 혼합 가스의 압축비는 달라진다. 이 경우의 압축비는 계산이 복잡해질 뿐 아니라 측정 장비도 직접 측정 방법에 의한 고가의 장비가 필요로 한다.

$$P_c = P_o \epsilon^n$$

$$T_c = T_o \epsilon^{n-1}$$

(1)

여기서 P_o, T_o : 압축 초기 압력 및 온도
 P_c, T_c : 압축 말기 압력 및 온도
 ϵ : 압축비
 n : 실제 가스의 폴리트로픽 지수



<그림 9> 연소실 체적 계산

체적 효율은 배기 측정으로 얻은 raw emission을 공식에 적용하여 공연비를 구하고 이를 연료량에 곱하여 계산하는 방법이 있으나 이 경우 체적 효율의 오차는 연료량 측정, 밀도 계산, 공연비 계산에서 오게 되므로, 본 시험에서는 다음의 공식을 사용하여 흡기매너홀드의 압력과 온도, 공기 밀도에 의해서만 영향을 받도록 하였다.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{air} \times (N/2)}{\rho \times 0.06 \times RPM \times V_{total}} \times 100$$

(2-1)

$$\dot{m}_{air} = \frac{P_{in} + P_o}{2.8704 \times (T_{in} + 27.315)}$$

(2-2)

- 여기서 η_{vol} : 체적효율(%)
- \dot{m}_{air} : 흡입공기유량(kg/h)
- ρ : 흡입공기밀도(kg/m³)
- RPM : 엔진 회전수(rpm)
- V_{total} : 총 배기량(ℓ)
- P_{in}, T_{in} : 흡기 매너홀드 압력 및 온도
(mbar, °C)
- P_0 : 대기압(mbar)
- N : Number of cycle

2.3.2 압축비 계산

시험에 사용된 자동차는 배기량 1,495cc 스쿠프알과 엔진으로서, 제원은 행정 83.5mm, 보어 75.5mm 이며 N/A 엔진의 압축비는 10, T/C엔진의 압축비는 7.5이다. 또한 압축압력은 N/A엔진이 13.5 kg/cm², T/C엔진이 10.5 kg/cm²이다. 압축비의 기계적인 변화는 연소실 형상을 변화시키지 않고 헤드 개스킷의 두께를 변화하여 체적을 변화시키도록 하였다. 단, 엔진 동력계를 사용하지 않은 관계로 엔진에 작용하는 토오크를 측정할 수 없어 유효마력을 측정할 수 없으며 이는 차후 이 과제에서 보완할 부분이다.

시험에서 압축비의 변화를 주기 위하여 실린더 헤드 개스킷 두께는 각각 1.4mm인 경우와 개스킷을 2장 겹친 2.8mm인 경우를 사용하였다. 이때 실린더 헤드 볼트 체결에 의한 개스킷의 눌림량은 0.2mm로 가정한다. 용적 계산법에 의하면 헤드 개스킷 1.4mm인 T/C엔진의 압축비가 정상상태에서 7.5 라면, 2.8mm 인 T/C엔진의 압축비는 연소실 용적의 증가에 의해 예상 압축비(ECR; Estimated compression ratio)가 다음과 같이 6.95가 된다.

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 L = \frac{\pi}{4} \times 75.5^2 \times 83.5 = 373.83 \text{mm}^3$$

$$V_c = 57.51 \text{mm}^3$$

$$CR = \frac{57.51 + 373.83}{57.51} = 7.5$$

$$V'_c = V_c + \left(\frac{\pi}{4} \times 75.5^2 \times 0.12\right) = 62.88 \text{mm}^3$$

$$CR = \frac{62.88 + 373.83}{62.88} = 6.95$$

(3)

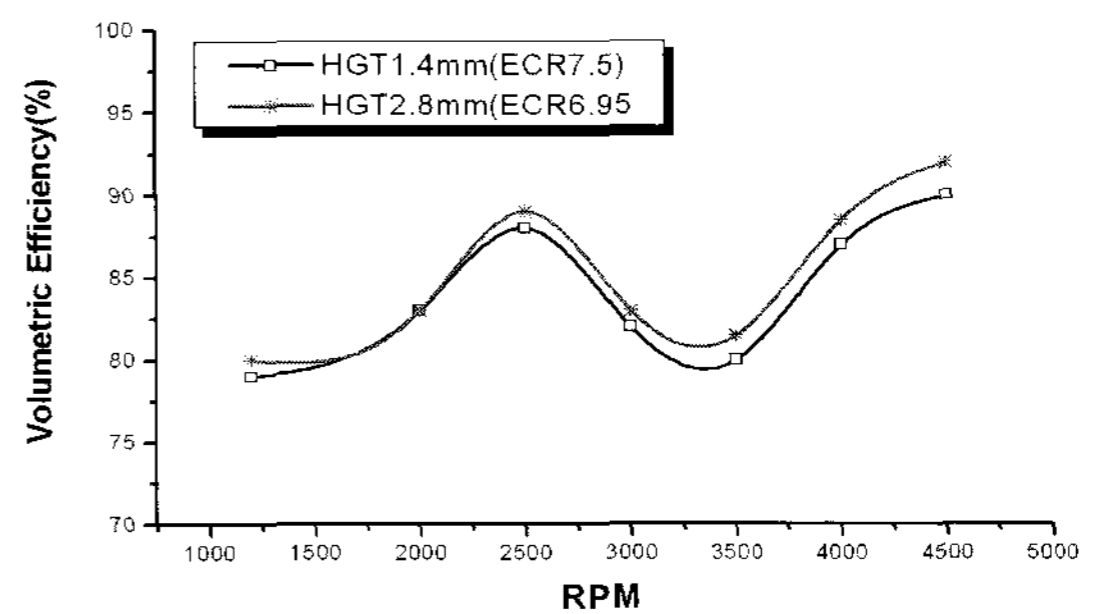
2.3.3 실험 결과

연료량 측정은 일본 HKS 사의 ECU 연료 장비를 사

용하여 ECU에서 입력되는 연료량을 측정하였다. 실험 결과 연료량이 부하에 따라 많은 오차를 보여 본 시험에서는 제외하였다.

밀도계산의 오차는 이상 기체의 상태 방정식에서의 오차($\rho = P/ZRT$ 에서 $Z=1$)와 압력 및 온도 측정의 오차이다. 이상 기체의 상태 방정식에서의 자체 오차는 제외하고, 대략 절대압 0.1kPa 당 0.1%, 온도 1°C 당 0.3% 정도의 오차를 가져온다고 볼 수 있다. 절대압 측정은 0.1kPa 까지 정확하다고 볼 때 0.1%, 온도 측정 오차가 0.5°C 정도 있다고 해도 절대 온도에 미치는 영향 역시 0.15% 정도이므로, 밀도 측정의 최대 오차는 0.25%이다.

실린더 헤드 개스킷 두께는 각각 1.4mm인 경우(HGT1.4)와 개스킷을 2장 겹친 2.8mm(HGT2.8)인 경우를 사용하여 시험한 결과, <그림 10>에서와 같이 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)가 HGT 1.4(예상 압축비 7.5)인 경우보다 체적효율이 약 2% 정도 높은 것으로 나타났다. 압축과정을 폴리트로픽 과정(즉, $PV^n = const.$)으로 가정하면 압축과정 말기 압력과 흡기과정 말기 압력의 관계는 $P_2 = P_1(V_1/V_2)^n$ 와 같이 되고, 흡기과정 말기의 압력은 흡입 공기량에 비례하므로 압축말기과정의 압력은 흡입 공기량과 압축비에 따라 결정된다. 즉, 압축비가 저하하여도 체적효율 상승이 합쳐져 작용하면 실제 압축과정 말기의 압력은 크게 낮아지지 않으며 출력저하도 적거나 오히려 상승한다. 만약 같은 압축비에서 연소실 체적만 증가하여 체적효율이 상승한 경우는 압축말기 압력이 상승하므로 노킹이 발생할 가능성이 커지며, 이러한 경향은 체적효율 증가가 큰 고속영역에서 뚜렷이 나타난다.

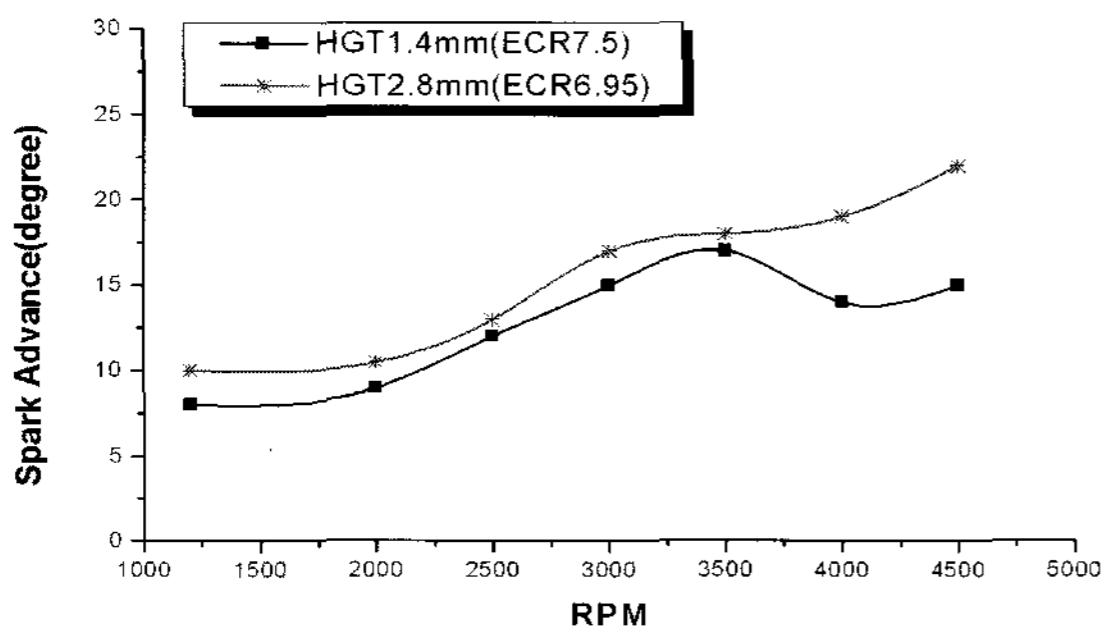


<그림 10> 체적효율 변화

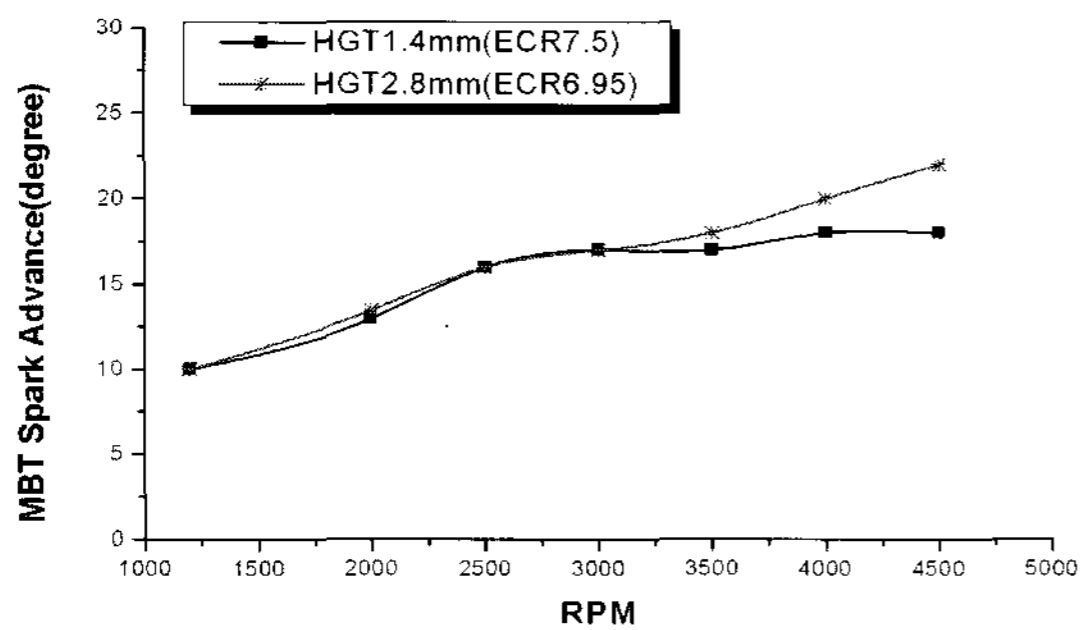
전부하 성능 상태에서 엔진의 점화 진각 시기를 각 엔진 속도 영역별로 반복하여 시험한 결과, 최적 점화 시기(MBT; Minimum spark advance for best torque) 또는 노킹 발생 점화시기(DBL; Detonation border

line)를 얻을 수 있었다. <그림 11>에서와 같이 점화시기를 보면 저속영역에서는 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)가 HGT 1.4인 경우(즉 예상 압축비 7.5인 경우)에 비해 약 2° 정도 지각되며 중속 영역에서는 점화시기가 거의 같고, 고속영역에서는 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)일 때 흡입효율의 증가로 HGT 1.4인 경우(즉 예상 압축비 7.5인 경우)인 엔진보다 점화시기가 약 7° 정도 지연된다. <그림 13>에서 점화시기의 지각은 노킹이 빨리 발생하였다는 것을 의미하므로 노킹 특성이 악화된 것으로 판정할 수 있다.

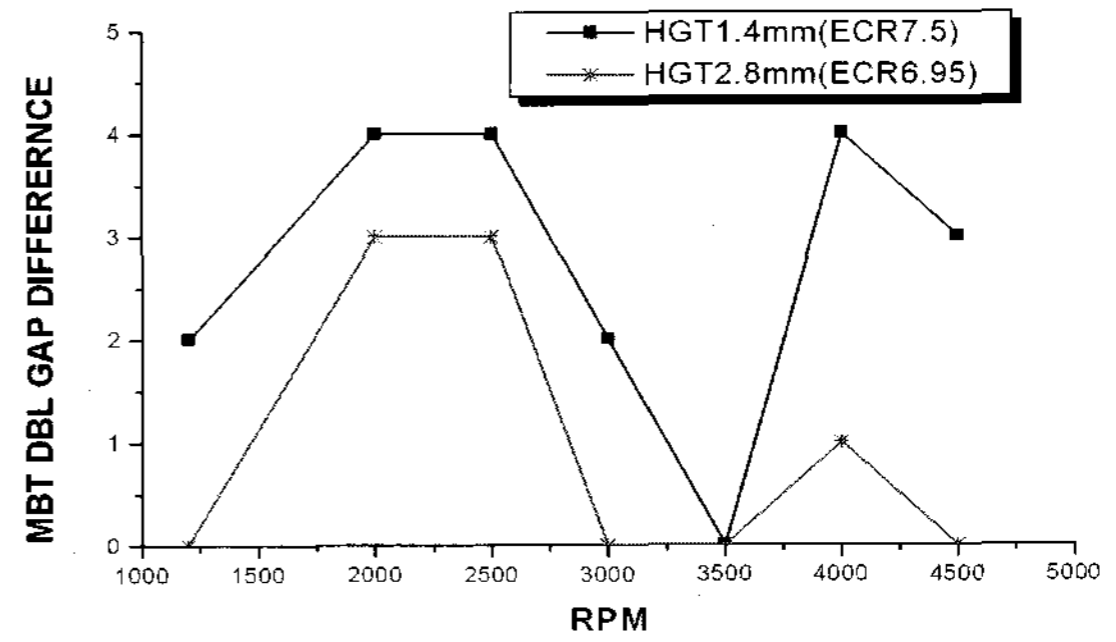
최적의 점화가 나타나는 점화 진각 시기를 각 엔진 속도 영역별로 반복하여 시험한 결과 <그림 12>의 결과에서와 같이 중속 및 저속 영역은 거의 같다고 할 수 있으나 고속 영역에서는 연소실 체적이 작은 경우가 최적 점화시기가 최고 5° 정도 지각되었다. 또한 <그림 13>에서 최적 점화시기와 노킹 발생 점화시기 차이도 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)와 HGT 1.4인 경우(즉 예상 압축비 7.5인 경우) 모두 중속 영역에서는 큰 차이가 나지 않지만 저속 및 고속 영역에서는 엔진이 불안정하며 많은 차이를 보이고 있다. 시험 결과만을 살펴보면 일반적으로 최적 점화시기가 압축비에 어느 정도 영향을 받는다고 판단하는 것이 옳은 것으로 보인다.



<그림 11> 엔진회전수에 대한 점화 진각시기 변화



<그림 12> 엔진회전수에 대한 최적 점화시기 변화



<그림 13> 최적 점화시기와 노킹 발생 점화시기 차이

이상의 시험에서 개스킷 두께 증가에 의해 연소실 체적의 변화에 따라 압축비의 변화가 약 0.5 정도 차이가 날 것으로 예상되며, 실제 엔진이 작동하고 있는 중의 압축비 변화는 실측에 의해서만 확인할 수 있으므로 이에 대한 연구는 추가되어야 할 것이다. 또한 엔진 제작 시에도 피스톤 상면 또는 헤드 하면을 가공 시에도 0.1mm 정도의 가공 오차가 발생할 수 있고 이러한 오차가 심각한 성능 변화는 주지 않을 것으로 예상되고, 연소실내 연소 특성이나 체적효율에 직접 영향을 주지는 않을 것이다. 또한 압축비에 따른 연료량의 특성은 경향이 일정하지 않아 결과가 정확하게 파악되지 않았는데 이는 엔진의 부하에 따른 연료 소모량 특성 시험이 보완되어야 할 것이다.

3. 결 론

본 연구에서는 엔진 출력 성능 공식에 의거 기본 조건을 가정 계산하여 출력 성능을 도출하였다, 그러나 보다 정확한 데이터를 얻기 위해서는 연소실의 압축비를 직접 측정할 수 있는 장비를 사용하여 실시간에 따른 압축 압력비 변화를 측정, 엔진 출력성능을 비교하여 보아야 할 것으로 보여 진다. 또한 주행 시험에서도 새시 다이노미터 등을 이용하여 주행 모드를 설정 시험하여 전 부하 및 부분 부하에 따라 달라지는 엔진 출력 특성을 살펴보아야 하는 연구가 추가 되어야 할 것으로 본다. 본 연구에서는 여러 가지 실험을 통하여 엔진 성능을 점검하고 체계적으로 제어할 수 있는 기술의 방향과 토대를 마련하였다고 하며 다음과 같은 결론을 내렸다.

첫째, 엔진 ECU의 데이터를 이용한 압축비 변화에 따른 성능 시험 결과 헤드 개스킷 두께 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)가 HGT 1.4(예상 압축

비 7.5) 인 경우보다 체적효율이 약 2% 정도 높은 것으로 나타났다.

둘째, 압축비가 저하하여도 체적효율 상승이 합쳐져 작용하면 실제 압축과정 말기의 압력은 크게 낮아지지 않으며 출력저하도 적거나 오히려 상승한 것으로 나타났다. 만약 같은 압축비에서 연소실 체적만 증가하여 체적효율이 상승한 경우는 압축말기 압력이 상승하므로 특히 고속영역에서 노킹이 발생할 가능성이 커지는 것으로 나타났다.

셋째, 최적 점화 진각 시기를 보면 압축비 변화에 따른 변화가 심하지 않으나, 저속영역에서는 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)가 HGT 1.4인 경우(즉 예상 압축비 7.5인 경우)에 비해 약 3° 정도 지각되며 중속 영역에서는 점화시기가 거의 같고, 고속영역에서는 HGT 2.8인 경우(즉 예상 압축비 6.95인 경우)일 때 HGT 1.4인 경우(즉 예상 압축비 7.5인 경우)인 엔진보다 오히려 노킹 특성이 악화되는 것으로 나타났으며 이것은 연소실 체적 증가에 의한 흡입효율의 증가가 원인인 것으로 결론지었다.

넷째, 자동차 안전 및 운전자 안전과 관련하여 자동차의 압축비가 높으면 엔진의 효율은 좋아질 수 있으나 상대적으로 노킹은 일어나기 쉽다는 결론을 얻었다.

이러한 노킹 발생은 엔진 과열, 피스톤 소손, 엔진에서 발생하는 노킹 소음 등을 발생 시키므로 보다 안전하고 쾌적한 운전을 위해서는 보다 많은 연구가 필요할 것으로 본다.

4. 참 고 문 헌

- [1] LAURA. KISTLER, ANTHONY M, WAAS "Impact response of cylindrically curved laminates including large deformation scaling study" Publish by Elsevier Science Ltd. Vol 21, pp. 61-75, 1998.
- [2] Dimitris A Saravanos, Andreas P. Christoforou "Low-energy impact of adaptive cylindrical piezoelectric-composite shells", *Internation Journal of Solids and structures* Vol. 39, pp 1757-1779, 2002.
- [3] Y. N. Kim and I. Y. Yang, "Impact Response and Damage of Composite Shell With Various Curvatures", *Key Engineering Materials*, Vol. 270-273, pp. 1911-1916, 2004.
- [4] Y. N. Kim, K. H. Im and I. Y. Yang, "Characteristics of Impact Damages and Response in CFRP Composite Shells", *Materials Science Forum*, Vol. 465-466, pp. 247-252, 2004.
- [5] Im, K. H., Sim, J. K. and Yang, I. Y., "A Study on Impact Response Damage Behavior of CF/Epoxy Composite Laminates", *Transactions of the KSME*, Vol. 26, No. 5, pp. 835-842, 2002.
- [6] Nam, H. W., Jung, S. W. and Han, K. S., "Stacking Sequence Effects on Indentation Damage Behaviors of Fiber Metal Laminate", *Transactions of the KSME*, Vol. 26, No. 5, pp. 960-968, 2002.
- [7] Cantwell, W. J. and Villanueva, G. Reyes, "The high velocity impact response of composite and FML-reinforced sandwich structures", *Composites Science and Technology* 63, pp. 1-20, 2003.
- [8] Krishnamurthy, K. S., Mahjn, P. and Mittal, R. K., "Impact Response and Damage in Laminated Composite Cylindrical Shells," *Composite Structures*, Vol. 59, pp. 15-36, 2003.
- [9] Wardle, B. L. and Lagace, P. A., "Behavior of Composite Shells under Transverse Impact and Quasi-Static Loading," *AIAA Journal*, Vol. 36, No. 6, pp. 1065-1073, 1998.
- [10] Wardle, B. L. and Lagace, P. A. "Importance of Instability in Impact Response and Damage Resistance of Composite Shells," *AIAA Journal*, Vol. 35, No. 2, pp. 389-396, 1997.
- [11] Cho, Y. J., Kim, Y. N. and Yang, I. Y., "Energy Absorption Characteristics of CFRP Laminated Shell According to High Speed Penetration", *KSPE Proceeding*, pp. 912-915, 2004.
- [12] Kim, Y. N., Kim, J. H. and Yang, I. Y., "Influence of Stacking Conditions on the Absorbed Energy Characteristics of Composite Tubes", Vol. 18, No. 11, pp. 34-41, 2001.
- [13] Im, K. H., Park, N. S., Kim, Y. N. and Yang, I. Y., "A Study on Impact Characteristics of the Stacking Sequences in CFRP Composites Subjected to Falling-Weight Impact Loading," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 4, No. 4, pp. 203-211, 2003.

저 자 소 개

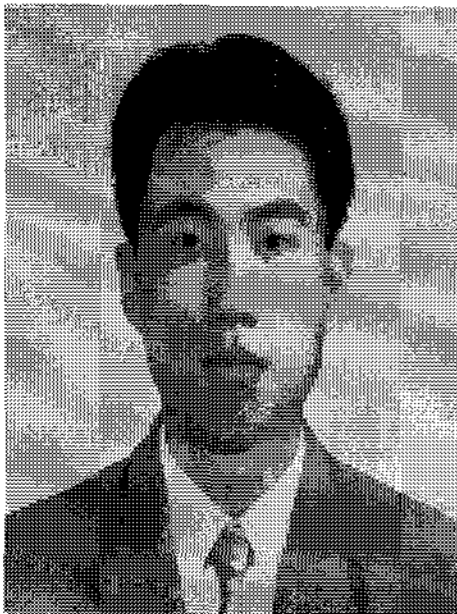
양 현 수



현 군장대학 자동차디지털 공학부 부교수로 재직 중이며, 조선대학교 정밀기계과 학사, 인천대학교 공학 석·박사 학위 취득. 현재 서울대학교 조선해양공학과 박사과정 재학. 주요 관심분야는 자성 재료, 자동차 재료 개선 및 복합 재료 분야, 조선 관련 분야, 해양 관련 분야 등입니다.

주소: 전북 군산시 성산면 도암리 608-8 군장대학 자동차디지털공학부

임 주 현



현 서울자동차고등학교 자동차과 교사로 재직 중이며 호원대학교 공학사, 원광대학교 교육학석사, 현 인천대학교 공학박사 과정에 재학 중이며 주요 관심분야는 자동차성능시험, 용접 실무, 파괴역학, 조선 관련 분야 등입니다.

주소: 서울시 용산구 효창동 5-198 서울자동차고등학교 자동차과