

배기재순환과 기관성능 및 배기조성

李 成 烈

〈成均館大 工大 教授〉

1. 서 론

기관의 흡기에 배기의 일부를 혼입하는 배기재순환 (Exhaust Gas Recirculation, 약해서 EGR)은 배기중의 NO_x 농도를 저하시키는 효과가 있기 때문에 자동차용 기관의 배기정화를 위한 유효한 수단의 하나로 생각된다.

배기가스의 공해성분인 CO , HC , NO_x 중에서 CO , HC 는 실용적인 처리방법이 각각 여러종류 개발되어 있지만 NO_x 를 기관으로 부터 배출한 후의 단계에서 처리하는 실용적인 방법은 매우 어렵다. 따라서 이와같은 단계에 있어서는 EGR를 유효하게 이용하는 것이 NO_x 저감대책의 지름길이라 할 수 있다.

그러나 EGR를 시행하는 경우, 신기의 흡입량은 EGR에 의하여 제한을 받아 감소하므로 신기의 감소분 만큼 출력이 저하하는 것을 막을 도리는 없다. 따라서 장래 대부분의 자동차용기관이 EGR시스템을 장착하게 되면 동력성능을 저하시키지 않기 위하여 EGR에 상당하는 실린더용적의 증가를 하거나, 어떠한 대책이 필요할 것이다.

그러므로 저자는 장래 EGR시스템을 장착하게 될 경우를 고려하여 기관에 EGR을 시행하는 경우, 기관사이클, 연소 및 배기성분 운전 Parameter와 EGR의 관계등에 대하여 기술하고자 한다.

2. 기관사이클

2.1 이론사이클

EGR을 시행하는 경우와 EGR을 시행하지 않은 경우에 대하여 오토사이클로 비교하고자 한다.

이 경우

(i) 압축시작의 온도 T_1 은 H.C. Hottel¹⁾의 근사식에 의존 하였으며

(ii) 압축시작의 압력 P_1 은 흡입신기, 잔류가스 및 배기재순환을 고려해서 가스의 상태방정식에 의존 하였다.

(iii) 압축행정의 가스성분은 흡입신기량, EGR가스 및 잔류가스의 혼합물이다.

(iv) 연소가스의 열해리는 고려하지 않는다.

(v) 팽창행정에 있어서의 연소가스의 성분은 EGR을 시행한 경우나 시행하지 않은 경우 모두 같은 것으로 가정한다.

이론사이클의 계산결과를 Table 1에 나타낸다. Table 1에서 보는 바와 같이 ERG량이 증가됨에 따라 압축시작온도 T_1 은 약간씩 감소하고, 압축시작압력 P_1 은 약간씩 증가한다. EGR량이 증가할 수록 CO_2 , H_2O 등의 3원자기체가 증가하기 때문에 비열비가 적게되고 압축끝온도 T_2 는 저하되지만, 압축끝 압력 P_2 는 높게 된다.

연소끝 압력 P_3 은 EGR을 증가할 수록 높고 그 때의 온도 T_3 은 역으로 저하 된다. 이 경향은 팽창끝 압력 P_4 및 온도 T_4 에 대하여도 마

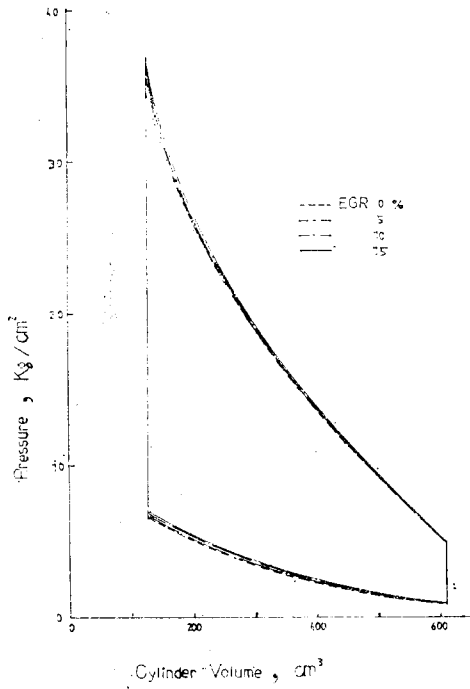


Fig. 1 P-V Diagram

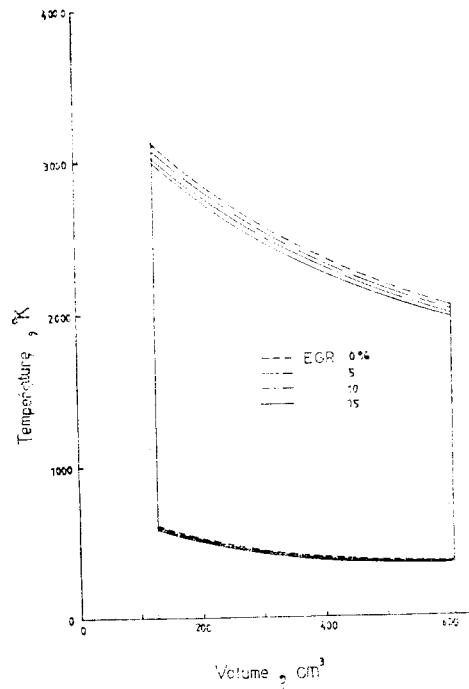


Fig. 2 T-V Diagram

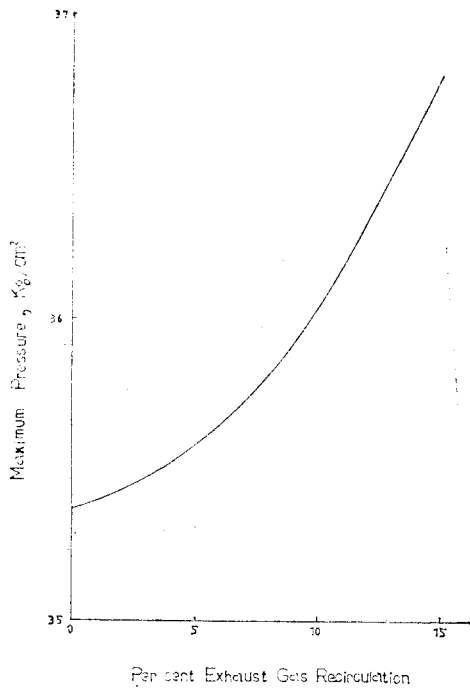


Fig. 3 Maximum pressure VS EGR

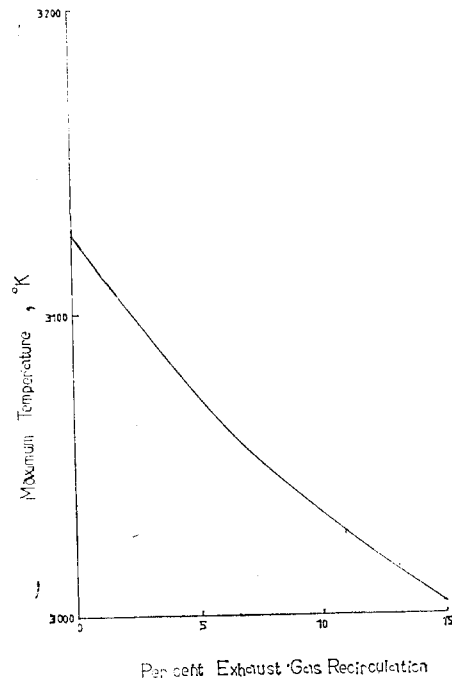


Fig. 4 Maximum temperature VS EGR

참가지이다. 팽창행정의 비열비는 EGR을 시행하는 경우나 시행하지않은 경우 가스성분은 같지만 EGR을 시행하는 경우 온도가 저하되므로 크기된다.

이론사이클 계산에 있어서의 압축비는 4.8이며 EGR rate의 증가에 따라 열효율 및 도시평균유효압력(IMEP)은 약간 저하한다.

여기서 EGR rate는

$$\%EGR = \frac{EGR \text{ 량}}{\text{흡입신기량} + EGR \text{ 량}} \times 100$$

으로 정의 한다.

Table 1. Computation results of ideal cycle

Item	EGR, %	0	5	10	15
T ₁ ,	°K	355.9	355.4	353.4	351.8
P ₁ ,	kg/cm ²	0.79	0.81	0.83	0.85
T ₂ ,	°K	604.7	603.9	600.6	597.7
P ₂ ,	kg/cm ²	6.47	6.61	6.74	6.92
T ₃ ,	°K	3125.5	3072.4	3033.9	3004.0
P ₃ ,	kg/cm ²	35.4	35.6	36.4	36.8
T ₄ ,	°K	2046.9	2012.1	1986.9	1967.4
P ₄ ,	kg/cm ²	4.8	4.9	4.9	5.0
Thermal eff., %		51.8	51.4	51.0	50.7
IMEP, kg/cm ²		12.6	12.5	12.4	12.4

Fig 1 및 Fig 2는 저자들의 계산에 의한 이론사이클의 P-V선도 및 T-V선도이다. 또한 Fig 3 및 Fig 4는 EGR rate에 대한 사이클의 최고압력 및 최고온도의 변화를 나타내며 이와같은 것으로 부터 EGR을 시행하는 경우 기관사이클의 정성관계를 알 수 있을 것이다.

2.2 실제사이클

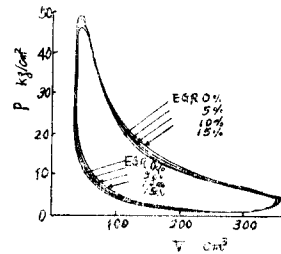
EGR을 시행할 때의 실제사이클을 Fig 5 및 Fig 6에 나타낸다. Fig. 5는 옥탄가 ON=88의 연료를 사용한 경우 이고, Fig. 6은 ON=70의 연료를 사용한 경우이다. 이들은 JARI(Japan Automobile Research Institute)에서 측정된 것을 인용한 것이다.²⁾ ON=88에서는 P-V선도는 오토사이클에 유사하다.

ON=70의 경우는 EGR=0에서 노킹(knock)이 강하고 점화진각을 그 이상 크게할 수 없기

때문에 TDC부근이 둥근 곡선으로 되어 있다. 그러나 EGR을 증가 시킴에 따라 점화진각을 크게 할 수가 있으며 P-V선도의 모양도 양호하게 된다. 그러나 점화진각을 크게 하여도 연소속도는 그다지 증가되지 않으므로 오토사이클에 근사한 모양으로는 되지 못한다. EGR을 함으로써 Fig. 6의 경우도 실질적으로 연료의 옥탄가를 향상시킨 것과 같은 효과가 있다.

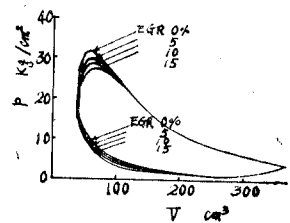
이와같이 EGR을 하면 비열비의 변화에 의한 효율의 개선과 옥탄가 증가에 의한 사이클의 정적사이클로의 접근효과가 더해져서 열효율이 증가하고 출력이 약간 증가하는 것으로 되어 있지만 연료의 옥탄가가 MBT(minimum spark advance for best torque)설정의 주요한 제한요인이 되는지에 따라 EGR이 기관 열효율에 미치는 영향이 달라진다.

또한 실제기관에 있어서 EGR을 한 경우 모든 공기연료비(A/F)에 있어서 열효율이 개선되지



Fuel 88 ON 3/4 Load
A/F 14.0 ε=9.25
3000 rpm IGT MBT
GA=23kg/h

Fig. 5 Actual cycle with EGR rates (Ref. 2)



Fuel 70 ON 3/4 Load
A/F 14.0 ε=9.25
3000 rpm IGT MBT
GA=23kg/h

Fig. 6 Actual cycle with EGR rates (Ref. 2)

□ 解 說

않고 어느 범위의 공기연료비에 있어서만 개선 되는 것은 점화진각(spark advance)을 증가시켜도 EGR이 증가됨에 따라 불규칙연소가 증가 되기 때문이다.

3. 연소 및 배기조성에 관한 EGR의 영향

3.1 배기조성에 관한 EGR의 영향

Komiyama 및 Heywood³⁾ 등에 의한 질소산화물(NO)의 계산 및 실험에 의한 측정결과를 다음에 기술하고자 한다.

실험에 사용한 기관은 Table 2에 나타내는 바와같은 치수 및 운전상태를 가진다.

Table 2. CFR Engine dimensions and operating conditions

Bore, in	3.25
Stroke, in	4.5
Connecting rod length, in	10
Compression ratio	7 : 1
Engine speed, rpm	1200
Mixture inlet temperature, °F	190-195
Mixture inlet pressure, in Hg	29.4-29.8
Exhaust pressure, in Hg	29.9
Relative humidity, %	45-60
Jacket water temperature, °F	170-190
Lubricating oil temperature, °F	120
Lubricating oil pressure, psig	26-34
Fuel	isooctane
Spark timing.	optimized for max torque

크랭크 각에 대한 평균 실린더압력의 측정은 M.I.T. balanced pressure indicator를 사용하고 peak cylinder pressure의 cycle-to-cycle variation을 측정하기 위해서 Kistler의 pressure gage를 사용하고 있다.

또한 배기가스조성의 측정은 요구압력과 정상 유동이 유지되는 diaphragm pump와 stainless-steel tubing, condenser, filter, chemical dryer로 되는 standard gas sampling system에서 가스샘플을 하여 측정하는데 NO농도는 Thermo Electron Corp.의 chemiluminescent

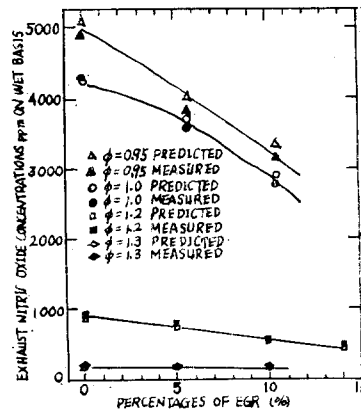


Fig. 7. Measured and calculated exhaust No concentrations as function of EGR percentages for four different equivalence ratios (Ref. 3)

NO_x analyzer로 측정된 것이다.

측정 및 계산결과를 나타낸 것이 Fig. 7이다. Fig. 7은 equivalence ratio 0.95~1.3 (air-fuel ratio 15.8~11.5)의 범위에 걸친 EGR에 대한 NO농도를 나타낸 것이다. 여기서 equivalence ratio란 이론연료공기비에 대한 연료공기비의 비로 정의 된다. 즉 $\phi = \frac{F/A}{(F/A)_s}$ 이다.

일반적으로 EGR의 증가에 따라 NO농도가 감소하는데 equivalence ratio의 증가, 즉 rich mixture ratio로 됨에 따라 EGR에 의한 NO농도 감소효과는 없어진다.

Gumbelton, Bolton, Lang⁴⁾은 NO_x조절과 EGR, 공기연료비사이의 기본관계를 주고 있다.

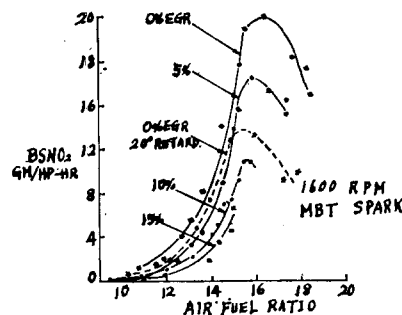


Fig. 8. Relationship of No_x emissions and A/F at various EGR rates (Ref. 4)

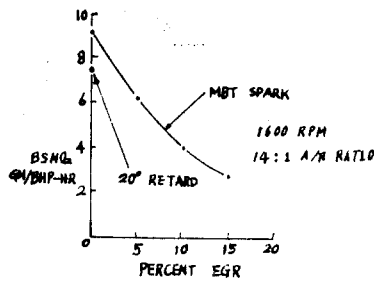


Fig. 9. Cross plot of NO_x emissions and % EGR at mbt spark and 20 deg retard (Ref. 4)

이들에 의하면 Fig 8과 같이 EGR rate 0~15%에 있어서 공기연료비와 NO_2 방출량 사이의 관계를 주고 있다. 0% EGR에 있어서 NO_2 방출량의 peak는 stoichiometric air-fuel ratio부근이며 EGR의 증가에 따라 NO_2 최대방출량은 현저히 감소하고 최대점에 대한 공기연료비는 약간 rich쪽으로 기울어진다. 이 경우의 점화진각은 MBT를 취하고 있는데 0% EGR에 있어서 MBT로부터 20°점화진각을 지연시킨 경우(그림에서 0% EGR 20° Retard) EGR rate는 같은데 점화진각을 적게 취함으로써 NO_2 방출량이 극히 감소함을 볼 수 있다. 이와같이 NO_2 방출량은 EGR rate외에 기관의 operating parameter인 spark advance 및 air-fuel ratio에 크게 영향을 받고 있음을 나타내고 있다.

Fig 9는 1,600rpm, 14:1 air-fuel ratio에 있어서의 EGR rate에 대한 BS NO_2 (brake specific mass NO_2)를 나타낸다. EGR rate증가에 따라 NO_2 방출량의 감소를 나타내는데 0% EGR에서 MBT spark의 경우와 20° retard의 경우

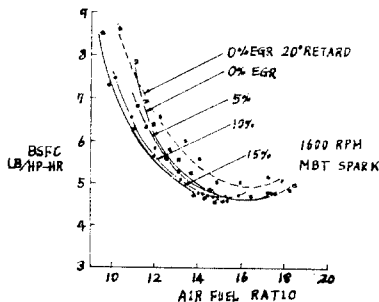


Fig. 10. Effect of EGR and spark retard on bsfc and A/F (Ref. 4)

에 대한 NO_2 방출량의 차이를 나타내고 있으며 일반적으로 점화진각을 지연시키면 NO_2 방출량은 감소할 것이다. 그것은 연소속도 저하에 의한 영향으로 생각된다.

Fig 10은 bsfc(brake specific fuel consumption)에 관한 EGR와 점화지연(spark retard)의 영향을 나타낸다. EGR의 증가에 따라 minimum bsfc points는 richer air-fuel mixtures에서 얻어지고 EGR의 증가에 따라 fuel economy가 약간 향상되고 있다. NO_x 을 감소하기 위해 MBT로부터 점화진각을 20°지연시키면 bsfc는 증가하고 따라서 fuel economy는 감소한다.

Morgan, Hetrick등⁵⁾도 이들과 같은 결과를 주고 있다. Fig 11 및 Fig 12는 0% EGR에 있어서 NO_x 방출에 관한 공기연료비의 영향 및 연료소비율에 관한 공기연료비의 영향을 나타낸다. 이들에게서 점화시기가 또한 NO_x 방출 및 연료비율에 크게 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 그림에서 MBT-10° 및 MBT-20°는 MBT로부터 점화진각을 10° 및 20° 지연시킨 경우이다.

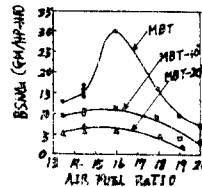


Fig. 11. Effect of air-fuel ratio on NO_x emissions at 0% EGR (Ref.5)

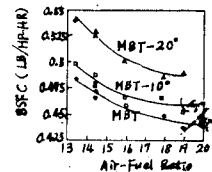


Fig. 12. Effect of air-fuel ratio on fuel consumption at 0% EGR(Ref5)

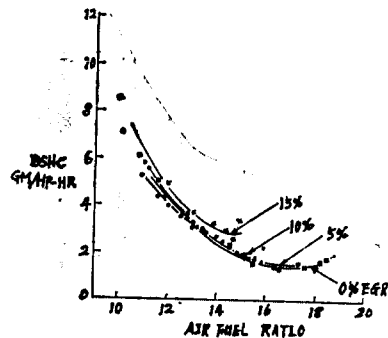


Fig. 13. Relationship between brake specific HC and A/F with constant EGR rates and mbt spark timing (Ref 4)

□ 解 說

결과적으로 점화진각을 지연시킴으로써 NO_x 방출량은 감소하나 연료소비율은 증가하는 것으로 된다.

Fig 13 및 Fig 14는 HC 및 CO방출에 대한 공기연료비와 EGR의 영향을 나타낸 것이다. lean mixture가 됨에 따라 HC 및 CO방출량은 감소한다. 그러나 HC는 어느 lean mixture 이상에서는 다시 증가하게 된다. EGR에 관한 영향은 HC에 있어서 Fig 13에서 보는 바와같이 EGR rate를 증가하면 HC방출량은 증가한다. 그것은 연소온도 저하 및 연소속도 저하에 기인하는 디연소분의 증가 때문이다. 그러나 CO방출에 있어서는 Fig 14에서 보는 바와같이 EGR의 영향은 거의 없으며 CO방출량은 공기연료비만의 인자가 된다.

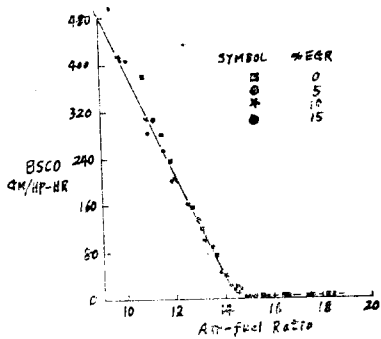


Fig. 14. CO Emissions are a function of A/F, and are not affected by EGR rate (Ref 4)

3.2 연소에 관한 EGR의 영향

일반으로 EGR을 시행하면 연소속도는 저하한다. 이 때의 열발생율은 마치 점화시기를 지연시킨 것과 같은 모양으로 된다. 연소속도가 저하하면 NO는 감소하고 또한 출력도 저하한다.

Fig 15는 equivalence ratio $\phi=1.05$ 및 EGR rate 0, 5 및 10%에 대한 지압선으로부터 얻은 질량연소분을 나타낸다. 그림에서 보는 바와같이 EGR rate의 증가에 따라 연소지연이 더욱 커진다. 예를 들어 상사점후 10° (10° ATC)에 있어서 EGR 0%에서는 약 50%의 질량연소인데 비하여 EGR 5%에서 약 30%의 질량연소, EGR 10%에서는 약 20%의 질량연소로 된다. Mass Fraction Burnt가 바로 Flame Speed는

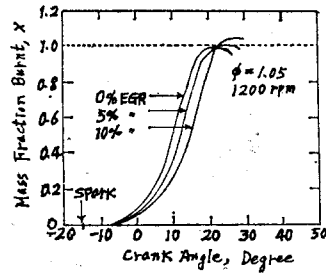


Fig. 15. Mass fraction burned x as function of crank angle obtained from pressure curves for $\phi=1.05$ with 0, 5, and 10% EGR (Ref. 3)

아니지만 이와같은 연소지연은 연소속도의 저하에 기인하는 것이다. 따라서 Fig 15는 EGR rate의 증가에 따른 연소속도 저하를 간접적으로 보여주고 있다.

EGR를 시행할 때의 연소에 있어서 문제가 되는 것은 Misfire의 문제이다.

실화는 기관의 load condition, EGR rate, air-fuel ratio간의 상관관계로 이루어진다. Harrington, Shishu, Asik등⁵⁾이 이론 이들의 관계를 Fig 16에 나타낸다. 이것에 의하면 IMEP (Indicated Mean Effective Pressur)를 증가하는 운전일 수록 Air-Fuel Misfire는 Lean Mixture Side로 되고, 반면 EGR rate를 증가할 수록 A/F Misfire는 Rich Mixture Side로 된다.

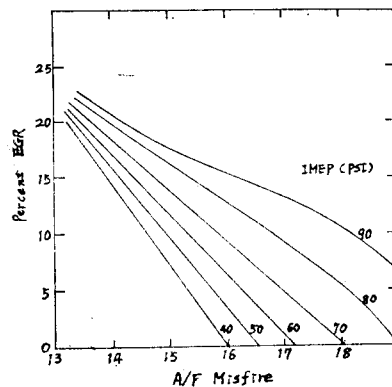


Fig. 16. Variation of misfire A/F with EGR rate along lines of constant imep for a single-cylinder engine with a conventional ignition system(Ref. 6)

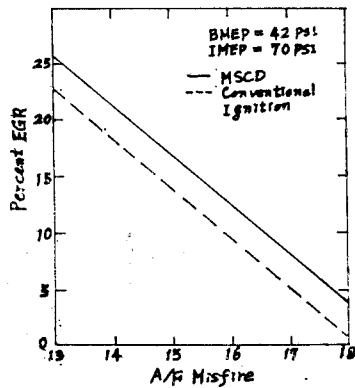


Fig. 17. Variation of EGR tolerance at constant engine power with A/F for MSCD and conventional ignition system (Ref. 6)

이와같은 A/F Misfire의 범위도 Ignition System의 개선으로 그 범위를 확대할 수 있는 것을 나타낸 것이 Fig 17이다. 그림에서 보는 바와같이 Conventional Ignition System에 비하여 MSCD(Multiple Spark Capacitor Discharge) Ignition System의 경우가 실화를 일으키는 공기연료비가 더욱 Lean Mixture Side이고 그 범위가 넓다.

4. EGR와 기관성능

4.1 EGR와 기관출력

일반으로 EGR을 하면 흡입공기량은 EGR량에 따라 감소될 것이다. 따라서 EGR rate의 증가에 따라 흡입공기량의 감소로 기관출력은 감소하게 될 것이다.

행정체적 482cm³, 압축비 4.8인 단기통기관으로 실험한 결과를 이하 소개하고자 한다.

Fig. 18은 EGR rate에 대한 제동마력의 변화를 나타낸다. 이 경우 0% EGR에 있어서의 제동마력(BHP)의 비로 나타내며 점화진각은 12° btc에서 일정하다.

그림에서 보는 바와같이 15% EGR부근까지는 제동마력은 거의 직선적인 감소를 나타내는데 15% EGR이상에서는 제동마력의 급격한 감소를 가져온다. 이것은 EGR rate를 증가함에 따라 공기연료비가 감소하며 rich mixture에 있

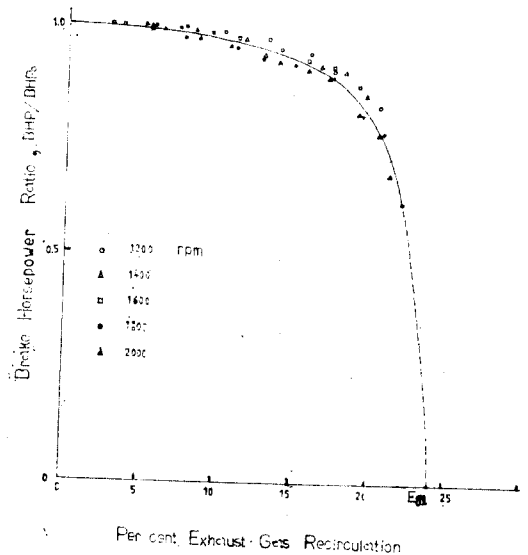


Fig. 18. Brake horsepower ratio VS EGR

어서의 불완전연소의 증대와 또한 부분적인 misfire가 일어나기 때문인 것으로 생각한다. 그림에서 Egr₁점은 추정점이며 이것은 EGR의 한계점으로 본다. 즉, EGR의 한계점이란 EGR rate의 증가에 따라 제동마력이 감소하고 드디어 제동마력이 0이 될 때의 EGR rate를 말한다. 본 실험용 기관에 있어서의 Egr₁은 약 24% EGR이며 어느 기관을 막론하고 EGR의 한계점인 Egr₁ 점이 존재할 것이지만 이를 값은 각각의 기관에 따라 다를 것이다.

4.2 EGR와 연료소비율

Fig 19는 EGR rate에 대한 연료소비율을 나타낸다. 10% EGR까지는 EGR에 따라 연료소비율이 약간 감소한다. 따라서 fuel economy는 향상되는 것으로 보아야 한다. 이것은 EGR에 따른 제동마력의 감소보다 연료소비량 감소가 더욱 크기 때문이다. 그러나 그림에서 보는 바와같이 15%EGR이상에서는 연료소비율이 급격히 증가하는데 이것은 Fig 18에서 보는 바와같이 제동마력의 급격한 감소에 기인하는 것이다.

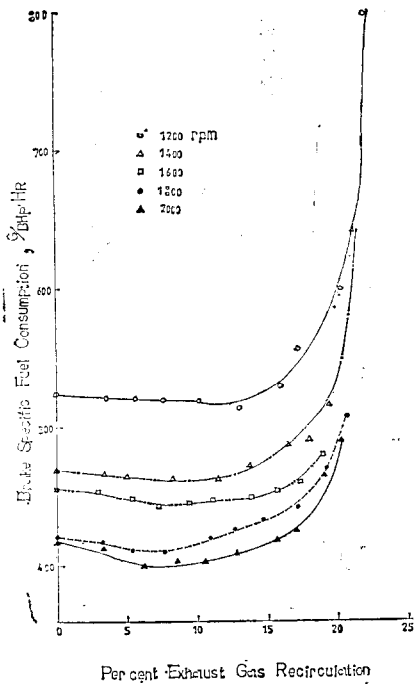


Fig. 19. Brake specific fuel consumption VS EGR

4.3 제동열효율

Fig 20은 EGR rate에 대한 제동열효율을 나타낸다. 대체로 EGR을 시행함에 따라 제동열효

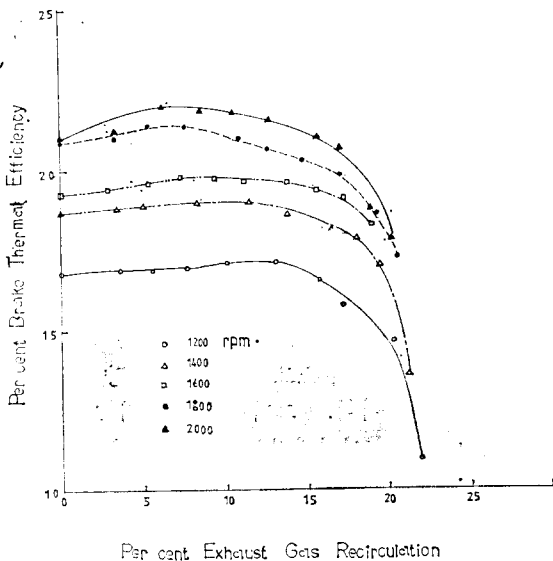


Fig. 20. Brake thermal efficiency VS EGR

율은 약간 증가하는 경향을 가지는데 어느 EGR rate부터 다시 감소하기 시작해서 15% EGR 이상에서는 제동열효율이 급격히 감소한다. 이것은 4.1에서 언급한 바와같이 15% EGR 이상에서 rich mixture에 의한 불완전연소 및 misfire등에 의한 급격한 출력감소를 가지기 때문인 것으로 판단한다.

4.4 운전속도에 대한 성능

Fig 21은 기관운전속도에 대한 제동마력의 변화를 나타낸다. 기관운전속도에 대한 제동마력

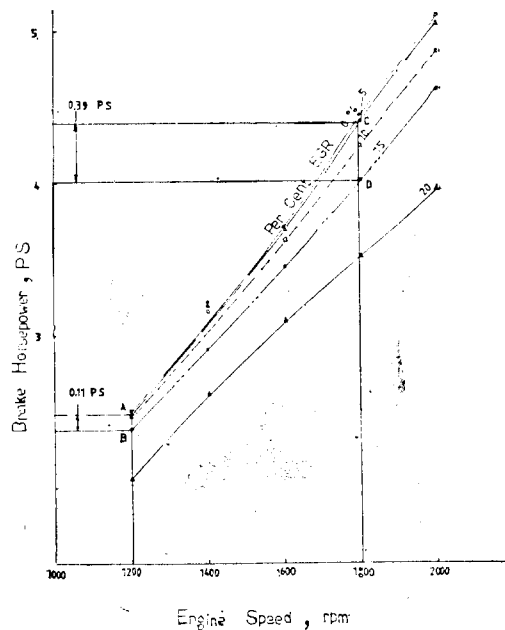


Fig. 21. Brake horsepower VS engine speed

의 변화가 직선적인 변화를 가지는 범위이다. 따라서 이 범위에 있어서는 운전속도에 대한 제동마력의 변화율은 직선의 기울기가 된다. 이들의 직선의 기울기, 즉 제동마력의 변화율은 EGR rate의 증가에 따라 감소한다. 그러므로 저속운전에 있어서는 EGR rate의 차이에 의한 제동마력의 차이는 그다지 크지 않지만 고속운전이 됨에 따라 그 차이는 점차 커질 것이다.

이것을 비교하기 위하여 기관운전속도 1200 rpm과 1800 rpm을 선택하고 또한 EGR rate는 5%와 15%를 선택하기로 한다. Fig 21에서

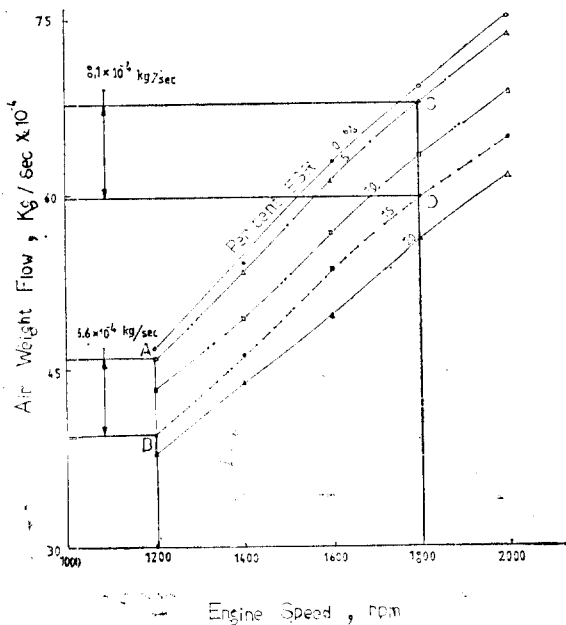


Fig. 22. Air weight flow per second VS engine speed

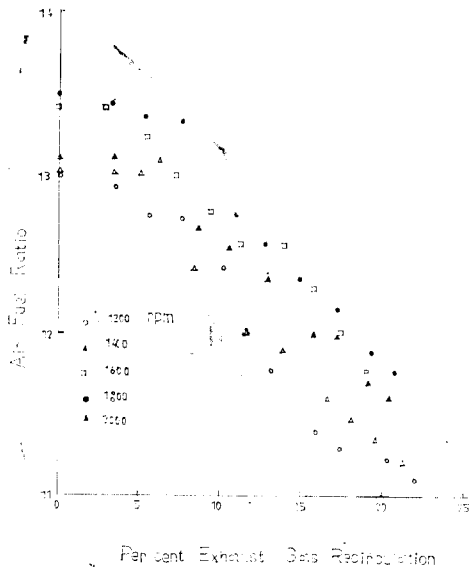


Fig. 23 Air fuel ratio VS EGR

보는 바와같이 1200 rpm, 5% EGR에 있어서의 제동마력은 A점의 제동마력인 2.49 PS이고, 1200 rpm, 15% EGR에 있어서의 제동마력은 B점의 제동마력인 2.38 PS이다. 따라서 이들의

제동마력의 차이는 0.11 PS이다.

그런데, 1800 rpm, 5% EGR에 있어서의 제동마력은 C점의 제동마력인 4.40 PS이고, 1800 rpm, 15% EGR에 있어서의 D점의 제동마력인 4.01 PS이다. 그러므로 1800 rpm에 있어서의 제동마력의 차이는 0.39 PS이다.

그림에서 확연하게 볼 수 있는 바와같이 저속 운전때 보다 고속운전이 됨에 따라 EGR rate의 증가와 더불어 제동마력의 감소가 더욱 커진다.

이상의 기관운전조건과 같은 경우의 흡입공기 중량유량을 나타낸 것이 Fig 22이다. Fig 21의 A,B,C 및 D점과 같은 점을 Fig 22에서 취할 때 A점과 B점의 공기중량 유량의 차이와 C점과 D점의 흡입공기 중량유량의 차이는 서로 비슷하며 그다지 큰 차이가 없다. 따라서 Fig21에서와 같은 EGR rate의 증가에 따른 제동마력의 변화율의 감소는 흡입공기중량의 영향은 매우 근소하며 Fig23에서 보는 바와같이 공기연료비의 영향이 지배적인 것으로 생각한다. EGR rate의 증가에 따라 공기연료비는 감소(rich mixture로 됨) 하므로 불완전연소가 증대되어 이것이 출력감소의 주 원인이 되는 것으로 생각한다.

5. 결 론

(1) EGR을 함으로써 NO농도를 저하시키면서 연료소비율도 개선할 수 있다.

(2) EGR을 시행할 때의 사이클의 해명을 하였다.

(3) misfir의 air-fuel ratio는 EGR rate 및 bmep에 관계함을 언급했다.

(4) 기관운전속도와 제동마력과의 관계에 있어서 EGR rate의 증가에 따라 제동마력의 변화율이 감소한다. 따라서 고속운전에서 요구출력에 미달하는 경우가 생길 것이다. 그러므로 저속운전시는 적절한 EGR rate를 유지하더라도 고속운전이 됨에 따라 EGR rate를 감소시켜 요구출력에 도달하도록 할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- 1) H.C. Hottel: Thermodynamic Chart for Combustion Processes, John Wiley & Sons, 1949
- 2) 內燃機關編集委員會編：自動車用機關の燃焼と排氣 p. 133, 山海堂 1973
- 3) K. Komiyama, J.B. Heywood: Predicting NO_x Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark-ignition Engines. SAE paper 730475, 1973
- 4) J.J. Gumbelton, R.A. Bolton, H.W. Lang: Optimizing Engine Parameters with Exhaust Gas Recirculation, SAE paper 740104, 1974
- 5) O.R. Morgan, S.S. Hetrick: The Effect of Engine Variables and Exhaust Gas Recirculation on Emission, Fuel Economy, and Knock-Part II, SAE Paper 760198, 1976
- 6) J.A. Harrington, R.C. Shishu, J.R. Asik: A Study of Ignition System Effects on Power, Emissions, Lean Misfire Limit, and EGR Tolerance of a Single-cylinder Engine Multiple Spark versus Conventional Single Spark Ignition, SAE Paper 740188, 1974

科學技術者倫理要綱

現代的 國家發展에 미치는 科學技術者의 役割의 重要性에 비추어 우리들 科學技術者는 우리들의 行動의 指針이 될 倫理要綱을 아래와 같이 制定하고 힘써 이를 지킴으로써 祖國의 近代化에 이바지 할 것을 깊이 銘心한다.

1. 우리들 科學技術者는 모든 일을 最大限으로 公正하게 處理하여야 한다.
2. 우리들 科學技術者는 恒常 專門家로서의 權威를 維持하도록 努力하며, 自己가 所屬하는 職場 또는 團體의 名譽를 昂揚하여야 한다.
3. 우리들 科學技術者는 法律과 公共福利에 反하는 어떠한 職分에도 從事하여서는 안되며, 의아스러운 企業에 自己의 名稱을 빌려주는 것을 拒絕하여야 한다.
4. 우리들 科學技術者는 依頼人이나 雇傭主로부터 受得 또는 그로 因해 얻어진 技術資料나 情報에 對하여서는 秘密을 지켜야 한다. 또한 他人의 資料情報를 引用할 때는 그 出處를 밝혀야 한다.
5. 우리들 科學技術者는 誇張 및 無限한 發言과 非權威的 또는 眩惑的 宣傳을 삼가야 하며 또 이를 制止 하여야 한다. 特히 他人의 利害에 關係되는 評價報告 및 證言하는 慎重을 期하여야 한다.
6. 우리들 科學技術者는 어떠한 研究가 그 依頼者에게 利益이 되지 않음을 아는 경우에는 이를 미리 알리지 아니하고는 어떠한 報酬를 위한 研究도 擔當하지 않는다.
7. 우리들 科學技術者는 祖國의 科學技術의 發展을 위하여 最大限으로 奉仕精神을 發揮하여야 하며, 또한 이를 위한 應分의 物質的 協助를 아껴서는 안된다.