

흡기밸브에서의 연료증발이 혼합기 형성에 미치는 영향

The effect of fuel evaporation in the intake valve back on mixture preparation

박승현*, 이종화**, 유재석**, 신영기*** 박경석***
Seunghyun Park, Jonghwa Lee, Jeasuk Lyu, Yunggi Shin, Kyungseok Park

ABSTRACT

Hydrocarbon emission from spark ignition engines deeply relates with fuel evaporation mechanism. Therefore, fuel evaporation on the back of the intake valve is very important to understand fuel evaporation mechanism during engine warm up period.

Intake valve heat transfer model was build up to estimate the amount of fuel evaporation on the intake valve back. Intake valve temperature was measured and used as input conditions for estimation. It was observed that the measured intake valve temperature is increased rapidly during few seconds right after engine start up and it takes an important role on fuel evaporation. The liquid fuel evaporation rate on the intake valve back proportionally increases as valve temperature increases, however its contribution slightly decreases as intake port wall temperature increases. The fuel evaporation rate on the valve back is about 40~60% during engine warm-up period and it becomes about 20~30% as intake port wall temperature increases.

The estimation model also makes possible to review the effect of valve design parameters such as the valve mass and seat area on fuel evaporation rate through intake valve heat transfer.

주요기술용어 : Fuel evaporation(연료증발), Intake valve temperature(흡기밸브 온도), Engine warm-up(엔진 워업), Heat transfer model(열전달 모델).

기 호 설 명

A : Area, [m²]
B : Bore, [m]

Bi : Biot number
C : Thermal capacity, [J/K]
h : Heat transfer coefficient, [W/m²K]
l, L : Length, [m]
m : Mass, kg; mass fraction
Nu : Nusselt
p : Pressure, [N/m²]
Pr : Prandtl number
 \dot{m} : Heat, [W]

* 정회원, 아주대학교 기계공학과 대학원
** 정회원, 아주대학교 기계공학과
*** 정회원, 세종대학교 기계공학과
**** 정회원, 금오공과대학교 기계공학과

Re : Reynolds number
 S : Velocity, [m/sec]
 t : Time, [sec]
 T : Temperature, [K]
 χ : Mass fraction
 ρ : Density, [kg/m³]
 γ : Specific heat ratio

1. 서론

엔진 워업기간 동안 배기가스 중의 미연 탄화수소의 배출량과 직접적인 관련이 있는 흡기포트 내에서의 연료공급 메커니즘 및 혼합기 형성과정은 흡기포트 내의 열적 환경에 의하여 좌우된다고 보고되었다. 즉 워업기간 중 흡기포트 내의 열적 환경에 따라 공급된 연료의 일부 또는 전부가 증발하여 공기와 혼합되어 실린더내로 공급되며, 잔여 연료는 포트 벽면에 액막을 형성하게 된다. 이 연료 액막은 포트벽면을 따라 이동하여 일부는 흡기밸브와의 접촉에 의하여 증발하여 혼합기를 형성하게 되며, 나머지 연료는 액상으로 실린더에 공급된다. 워업기간 중에 발생하는 연료 액막 및 흡기밸브와의 접촉에 의하여 증발되는 연료의 양은 포트벽면 및 흡기밸브의 온도에 의하여 좌우된다.¹⁾ 즉, 연료공급 메커니즘 및 혼합기 형성과정을 지배하는 흡기포트의 열적 환경의 주요한 인자는 포트벽면의 온도와 흡기밸브의 온도라고 할 수 있다.^{1),2)}

연료공급 메커니즘 및 혼합기 형성과정을 모델링하기 위해서는 엔진 열전달 모델링과 흡기포트 벽면 및 흡기밸브에서의 열전달 해석을 통하여 엔진 각 부위의 온도와 연료 증발량간의 관계에 대한 해석이 필요하다. 그러므로 본 연구에서는 밸브 온도 측정 기술 개발을 통하여 흡기 밸브온도를 측정하고, 이를 흡기밸브 열전달 모델에 적용하여 밸브에서의 연료증발이 혼합기 형성에 기여하는 정도를 알아보려고 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 엔진은 국내에서 현재 양산되고 있는 자동차용 4기통 1.5리터 DOHC 가솔린 엔진이며, 4번 실린더에 압전형 압력센서(Kistler, 6051A)를 설치(플러쉬 마운팅)하여 엔코더 신호에 따라 크랭크 각도별 압력을 측정할 수 있도록 하였다. 또 흡기압을 측정하기 위해서 플래넘 챔버에는 흡기압 센서(Kistler, 4045A)를 설치하였다. Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로 연료분사시기 및 공연비를 조절하기 위하여 연료 분사 조절 장치(IC5160)를 설치하였고, 그 밖에 부가장치로 연료유량계(AVL730), 배기가스 분석기(Horiba사의 Mexa-8120), UEGO센서 및 온도센서, 가스연료(프로판) 공급장치 등을 설치하였다. 또한, 고속 응답 화염이온 측정(FRFID, Fast-response Flame Ionization Detector) 장치(Combustion Ltd., HFR400 FRFID)를 사용하여 배기 매니폴드에서의 미연 탄화수소의 농도를 거의 실시간으로 측정하였다.

또한, 흡기밸브상의 연료 액막이 형성되는 밸브 뒷면의 온도 측정을 위해 Fig. 2와 같이 K-type의 열전대를 설치하였다. 열전대는 스파크 플러그 방향을 기준으로 90° 씩 시계방향으로 동일한 원주상에 4점을 설치하였다.

열전대 접점이 밸브의 격렬한 운동으로 떨어지지 않도록 접점에서 2~3mm상단에 작은 홈을 내어 고온 에폭시로 각 선을 고정된 후 가는 강철선을 이용하여 열전대를 밸브 스템에 고정하였다. 열전대는 흡기 매니폴드를 통해 엔진 밖으로 인출하였다.

2.2 실험 방법

엔진 시동과 워업시 연료 거동에 관계되는 중요한 인자인 흡기포트, 흡기밸브 온도와 미연 탄화수소량과의 관계를 알아보려고 실시간으로 미연 탄화수소량 측정이 가능한 FRFID를 이용하여

배기포트에서 미연 탄화수소량을 측정하였다. 또한 연료의 증발에 대한 영향을 알아보기로 가스 연료인 프로판과 액체 연료인 가솔린을 비교 실험하였고, 연료 분사 시기에 따른 영향을 알아보기로 흡기밸브가 닫혔을 때와 열렸을 때 각각 연료를 분사하여 비교하였다. 가솔린 연료의 경우 연료 분사의 양 및 시기는 연료분사 조절장치(IC-5160)를 이용하여 조절하였다. 시동시의 조건을 같게 하기 위해선 엔진 각 부분의 온도를 일정 온도 이하로 유지해야 할 필요가 있으므로 엔진 각 부분의 온도가 모두 35℃이하로 내려갈 때까지 충분히 냉각시킨 후 워업실험을 수행하였다.

3. 흡기밸브에서의 연료증발 모델

3.1 개요

먼저 해석하고자 하는 흡기밸브를 집중 열용량계(Lumped thermal mass)로 가정한다. 집중 열용량계로 가정하기 위해서는 흡기밸브의 Biot 수가 0.1보다 작아야 하며 이는 열이 전달되는데 있어 내부 저항이 외부 저항에 비해 충분히 작으므로 시스템 내부의 온도 구배를 무시할 수 있다는 것을 의미한다. 흡기밸브에 영향을 주는 열전달 메커니즘은 Fig. 3에서와 같이 다음의 경로를 통해 이루어진다. (1)연소가스에 의한 열전달, (2)흡기 유동에 의한 열전달, (3)밸브 오버랩시 역유동에 의한 열전달, (4)밸브시스템을 통한 열전달, (5)흡기 밸브 후면에서의 연료증발에 의한 열전달로 구분할 수 있다.¹⁾

3.2 흡기밸브에서의 열전달 및 연료 증발 모델

(1) 연소가스에 의한 열전달

흡기밸브의 주된 열원은 실린더 내의 연소가스로부터의 열전달이다. 이 열전달 메커니즘은 실린더 벽면으로의 열전달 메커니즘과 근본적으로 동일하므로 Woschni 관계식을 적용할 수 있다.³⁾

$$h_{woschni} = 3.26 B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.5} w^{0.8} \quad (1)$$

여기서 w 는 평균 가스 속도이며 다음과 같이 정의한다.

$$w = C_1 \frac{\bar{S}_p}{S_p} + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (2)$$

여기서 r 은 기준 상태에서의 값을 의미하며 흡기밸브가 닫혔을 때의 상태이다.

C_1, C_2 는 다음과 같이 정해진다.⁴⁾

- 가스 교환 과정 : $C_1=6.18, C_2=0$
- 압축 과정 : $C_1=2.28, C_2=0$
- 연소 및 팽창과정 :
 $C_1=2.28, C_2=3.24e-3$

(2) 흡기 유동에 의한 열전달

실린더 내로 유입되는 유동은 정상상태로 볼 수 없으며, 또한 밸브의 개폐 정도에 따라 유동단면 형상이 변하는 매우 복잡한 현상으로 해석이 어렵다. 여기서는 Engh 등이 제안한 실험식을 사용한다.⁵⁾

$$Nu = 0.0404 K_{intake} Re_D^{0.868} (D/H)^{0.275} \quad (3)$$

여기서 H 와 D 는 각각 밸브리프트와 밸브직경을 나타낸다. 또한 K_{intake} 는 수정계수이며 열평형 방정식을 이용하여 수정한다.

(3) 밸브 오버랩시 역유동에 의한 열전달

밸브 오버랩 기간 중에는 흡기관의 압력이 실린더 내의 압력보다 낮으므로 실린더로부터 흡기포트로의 고온의 연소가스 역류가 발생하며, 이 연소가스에 의하여 흡기밸브 후면으로 열전달이 일어난다. 하지만 이 기간중의 열전달 계수를 찾는 것은 매우 어려운 일이고, 또한, 오버랩 기간이 짧은 관계로 이 기간중의 열전달은 전체 열량 평형에 미치는 영향이 미미하다. 따라서 본 연구에서는 Caton의 유사한 실험 결과를 사용하여 다음

과 같은 열전달 관계식을 이용하였다.⁶⁾

$$N_u = (h_{back} l_v / k) = 1.2 Re_{back}^{0.58} (2 l_v / D)^{0.62} \quad (4)$$

(4) 밸브스텝을 통한 열전달

밸브스텝과 가이드 사이의 간극은 매우 작고 (0.035~0.065mm), 또한 그 사이에는 공기나 윤활유가 존재하고 있다. 이 간극 사이에서의 유동은 Couette flow로 가정할 수 있으며, 따라서 온도는 분포는 선형적이므로 Nusselt 수는 1이다. 밸브 스텝은 fin으로 간주하여 열전달량을 구한다.

$$\dot{Q} = \sqrt{h_{stem} P k A_{stem}} (T_v - T_{guide}) \tanh(mL) \quad (5)$$

여기서, P는 밸브 스텝의 원주 길이이다.

(5) 밸브 접촉으로 인한 열전달

실제로 금속과 금속이 맞닿는 부분에서의 접촉저항에 의한 열전달 과정은 해석적으로 유추하기 어려우므로 비슷한 경우의 실험결과를 참조하여⁷⁾ 접촉저항의 영향을 파악하고 다음의 열평형 방정식의 평형조건으로부터 간접적으로 접촉저항에 의한 열전달 계수를 계산하였다. Martins 등의 연구결과에 의하면⁷⁾, 밸브온도가 300℃일 때 밸브 접촉으로 인해 열전달로 소모되는 열량은 80W정도이며, 이때의 열전달 계수는 약 1,216W/m²K이었다.

앞에서 설명한 열전달 현상을 정리하여 흡기밸브에서의 에너지 평형식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_v c \frac{dT_v}{dt} &= \dot{q}_{cyl} + \dot{q}_{intake} + \dot{q}_{back} \\ &+ \dot{q}_{stem} + \dot{q}_{seat} - \dot{q}_{evap} \\ &= [(hA)_{cyl}(T_{gas} - T_v) \\ &+ (hA)_{intake}(T_{intake} - T_v) \\ &+ (hA)_{back}(T_{gas} - T_v) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ (hA)_{stem}(T_{coolant} - T_v) \\ &+ (hA)_{seat}(T_{port} - T_v)] - \dot{q}_{evap} \quad (6) \end{aligned}$$

또한, 밸브후면에서 연료증발에 의하여 소비된 열량은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\dot{q}_{evapo} = \dot{m}_{evapo} [h_{fg} + c_{fuel}(T_{sat} - T_{fuel})] \quad (7)$$

여기서 T_{sat} 는 가솔린의 경우 혼합연료이므로 일정한 값으로 설정하기 어려우나 100℃ 부근에서 상당량의 연료가 증발하므로 이 값으로 설정하였다. 식 (7)을 식 (6)을 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{evapo} &= [(hA)_{cyl}(T_{gas} - T_v) + (hA)_{intake}(T_{intake} - T_v) \\ &+ (hA)_{back}(T_{gas} - T_v) + (hA)_{stem}(T_{coolant} - T_v) \\ &+ (hA)_{seat}(T_{port} - T_v)] - m_v c \frac{dT_v}{dt} \\ &/[h_{fg} + c_{fuel}(T_{sat} - T_{fuel})] \quad (8) \end{aligned}$$

하지만 실제로 열전달 계수를 이론적으로 구할 수 없기 때문에 밸브에서의 열전달 관계를 명확히 할 필요가 있다.

식 (8)은 구하고자 하는 연료의 증발에 의한 열전달을 포함하고 있으므로 연료증발에 의한 열전달 현상이 없는 가스 연료에 대하여 다음과 같이 열전달 관계식을 세운다.

$$\begin{aligned} m_v c \frac{dT_v}{dt} &= [(hA)_{cyl}(T_{gas} - T_v) \\ &+ (hA)_{intake}(T_{intake} - T_v) + (hA)_{back}(T_{gas} - T_v) \\ &+ (hA)_{stem}(T_{coolant} - T_v) + (hA)_{seat}(T_{port} - T_v)] \quad (9) \end{aligned}$$

그리고 밸브의 온도가 급격히 증가하는 운전초기의 구간을 제외하면 밸브온도는 냉각수 온도의 영향만을 받게 되는 정상상태에 도달하게 되므로 이 기간 중에는 밸브 온도 증가가 완만하여 식 (9)에서 밸브 온도의 시간 변화율과 관련된 항을 무시할 수 있어 밸브 온도는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_v = -\frac{(hA)_{stem} + (hA)_{seat}}{\sum (hA)_i} T_{coolant} + \frac{(hA)_{cyl} + (hA)_{back}}{\sum (hA)_i} T_{gas} + \frac{(hA)_{intake}}{\sum (hA)_i} T_{intake} + \frac{(hA)_{seat} (T_v - T_{port})}{\sum (hA)_i} \quad (10)$$

다음은 모델에 사용된 열전달 계수의 예이며 프로판 연료를 사용한 온도측정 데이터를 이용하여 운전조건에 따라 정상상태에서의 열평형 조건으로부터 얻어졌다.

- ① 연소실 가스에 의한 밸브 전면에서의 열전달 계수 : $h_{cyl} = 78 \sim 355 \text{ W/m}^2\text{K}$
- ② 밸브 시트에서 냉각수로의 열전달 계수 : $h_{seat} = 876 \text{ W/m}^2\text{K}$
- ③ 흡입유동에 의한 밸브후면에서의 열전달 계수 : $h_{intake} = 17 \sim 119 \text{ W/m}^2\text{K}$

위의 결과를 이용하여 식 (9)를 만족하도록 밸브의 유효 집중 열용량 질량 m_v 를 구하였으며, 이렇게 교정된 열평형 방정식을 다시 동일한 운전조건에서 가솔린 연료로 실험했을 때의 열전달 관계식 (8)에 적용하면 연료증발에 의하여 소모된 열량 \dot{q}_{evapo} 을 다음의 식으로 계산할 수 있다.

$$\dot{q}_{evapo} = m_v c \frac{dT_v}{dt} - [(hA)_{cyl} (T_{gas} - T_v) + (hA)_{intake} (T_{intake} - T_v) + (hA)_{back} (T_{gas} - T_v)$$

$$+ (hA)_{stem} (T_{coolant} - T_v) + (hA)_{seat} (T_{port} - T_v)] \quad (11)$$

이로부터 가솔린 연료에 대해 밸브 후면에서 증발한 연료의 질량을 식 (8)과 (11)를 이용하여 분사한 연료의 비로 나타내면,

$$x_{evapo} = \frac{\dot{q}_{evapo}}{m_{injected} [h_{fg} + C_{fuel} (T_{sat} - T_{fuel})]} \quad (12)$$

와 같이 구할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 워업시 흡기밸브 및 포트 벽면의 온도

밸브 후면에서 연료 증발현상이 있는 가솔린을 연료로 사용할 경우에는 액체의 증발과정으로 인한 밸브에서의 열 손실이 예상되지만 가스연료인 프로판을 사용했을 경우 연료증발에 필요한 에너지가 필요 없게된다. Fig. 4와 Fig. 5는 프로판 연료와 가솔린 연료를 사용하여 동일 운전조건에서 워업 실험을 수행한 결과이다. 측정위치에 따른 온도편차는 가스 연료인 프로판을 사용했을 때의 25℃보다 가솔린을 사용했을 때가 약 12℃정도 온도 편차가 더 컸다. 그 이유는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 열전대 4번이 위치한 지점은 연료의 분사가 집중되는 지점이므로 순간적으로 연료 액막이 가장 많이 형성되는 곳이다. 또한 엔진부하가 증가할수록 분사 연료량 또한 증가하므로 측정 위치간 온도 편차 또한 증가하게 된다. 액체연료가 밸브 상에 잔류하는 시간에 따라 밸브에서 증발하는 연료의 양과 이에 따른 밸브에서의 열손실도 다를 것으로 예상된다. Fig. 6은 가솔린 연료의 분사 시기를 바꿔가며 워업 시의 밸브온도를 측정 한 것이다. 흡기밸브가 열렸을 때 연료를 분사할 경우에는 밸브에서의 연료 잔류시간이 상대적으로

작으므로 연료증발에 의한 열손실이 작게된다.

일정시간이 지난 후의 밸브 온도는 냉각수의 온도증가 기울기와 같은 모양으로 상승한다. Fig. 7은 밸브온도와 냉각수 온도와의 차이를 나타낸 것으로 밸브온도가 냉각수온도의 일차함수임을 나타낸다.

4.2 워업시 배기 매니폴드에서의 미연 탄화수소량 변화

워업초기에는 엔진의 온도가 충분히 높지 않으므로 흡기포트로 분사한 연료가 충분히 기화하지 못한 상태로 연소과정에 참여하게 된다. 따라서 불완전 연소로 인한 미연 탄화수소의 배출량이 증가할 것으로 예상된다.

Fig. 8은 배기 매니폴드에서 FRFID를 이용하여 미연 탄화수소량을 측정된 것이다. 상단 그림은 연료로 가솔린과 프로판을 사용했을 경우에 대한 미연 탄화수소량 측정 결과이다. 가스 연료인 프로판을 사용했을 경우에는 액체 연료 혼합물의 거동에 따른 영향이 없으므로 워업 초기와 워업된 후에서의 미연 탄화수소량 편차가 비교적 적다.

하단 그림은 연료 분사시기와 미연 탄화수소 배출과의 관계를 나타낸 것이다. 압축과정에서 연료를 분사하면 연소열의 영향으로 밸브후면에서 연료가 증발하는 양이 많아지게 되지만, 흡기밸브가 열려있는 흡기 과정에서 분사를 하게 되면 액상 연료가 밸브 후면에 머무는 시간이 감소하는 관계로 충분한 연료증발이 일어나지 못한다. 후자의 경우가 전자의 경우보다 시동부터 100초까지 미연 탄화수소량이 약 500ppm정도 더 많이 배출되고 이후부터는 그 차이가 줄어들다가 엔진이 워업된 후부터는 흡기 포트 및 실린더 내에서의 활발한 연료 증발로 인하여 미연 탄화수소로 배출되는 양이 적어진다.

4.3 흡기밸브온도와 연료증발량간의 관계

식 (12)를 이용하면 밸브 후면에서 증발한 연료

의 양을 구할 수 있다. 여기서 T_{sat} 는 흡기 압력에 따라 그 값이 달라진다. Fig. 9와 10은 각각 엔진 회전속도 1500rpm, 흡기압 0.35bar, 0.50bar에서 흡기밸브 후면에서의 연료증발량을 계산한 것이다. 과도구간을 제외한 구간에서의 밸브후면에서의 연료 증발율은 흡기압 0.35bar의 경우에는 20~50%이고, 흡기압 0.50bar의 경우에는 30~60%의 연료가 밸브후면에서 증발하였다. 두 경우 모두 시동 후 약 50초까지는 연료 증발량이 증가하다가 이후 천천히 감소하여 워업 후 일정하게 유지되었다. 이는 흡기 포트 벽면의 온도가 증가함에 따라 상대적으로 밸브에 닿는 연료의 양이 줄어들어 따른 것으로 풀이된다.

5. 결론

- 1) 흡기밸브에서의 온도측정 결과를 이용하여 밸브 후면에서의 액체 연료 증발량 모델을 적용한 결과 밸브후면에서 증발한 연료의 양은 약 20~60%에 이르는 것으로 계산되었다.
- 2) 시동 초기 밸브의 온도가 급격히 상승하는 구간을 제외하면 밸브의 온도는 냉각수 온도에 대한 일차 함수로 나타낼 수 있다.
- 3) 흡기밸브의 온도는 시동초기에 빠르게 상승하므로, 이 기간 중 전체 연료 증발율에 기여하는 바가 최고 약 60%정도로 크다. 또한, 흡기밸브의 온도는 단위시간당 투입된 연료의 열량에 비례하여 증가함을 보였다.
- 4) 흡기밸브에서의 연료증발량은 흡기 포트 벽면의 온도가 약 70℃에 이르기까지 증가하다가 이후 서서히 감소한다. 이는 흡기포트에서 증발하는 연료의 양이 증가함에 따라 상대적으로 흡기밸브에 닿는 연료의 양이 줄어들어 따른 것으로 풀이된다.

참 고 문 헌

1. Younggy Shin, "Liquid behavior in the Mixture preparation process during starting and

warm-up in a spark ignition engine", MIT, 1996.

2. Jordan A. Kaplan, "Modeling the Spark Ignition Engine Warm-Up Process to Predict Component Temperatures", MIT, 1990.
3. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Paper 670931, 1967.
4. J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill.
5. Engh. G. T., and Chiang, C., "Correction of Convection Heat Transfer for Steady Intake flow through a Poppet Valve", SAE Paper 700501, 1970.
6. Caton, J. A., "Heat Transfer, Mixing and Hydrocarbon Oxidation in an Engine Exhaust Port", Ph. D. Thesis, Mechanical Engineering of M.I.T., 1979.
7. Martins, J. J. G., and Finlay, I. C., "Fuel preparation in Port-Injected Engines", SAE Paper 920518, 1992.
8. 황승환, 이종화 등, "가솔린 엔진에서 액막 연료량 추정 및 이를 이용한 공연비 예측에 관한 연구", KSAE 98380146, 1998.

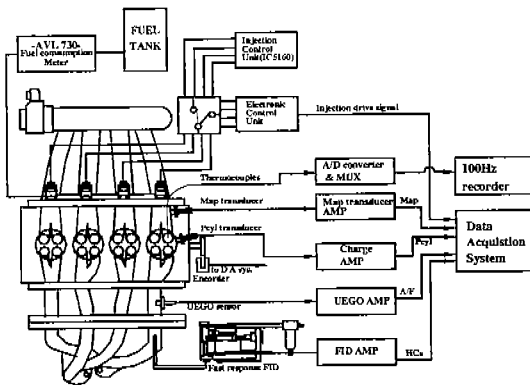


Fig. 1 Schematic diagram of test engine

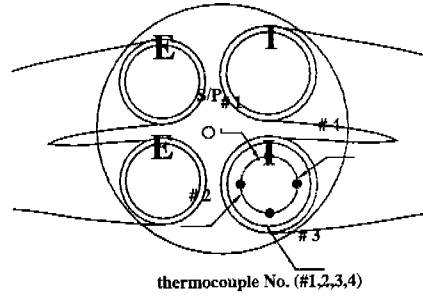


Fig 2. Thermocouple installation points on intake valve back

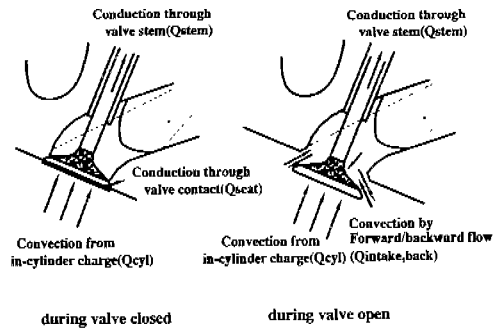


Fig. 3 Intake valve heat transfer diagram

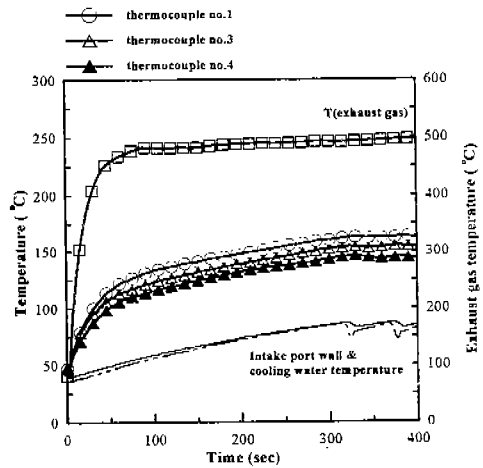


Fig. 4 Measured temperature profile of engine components during warm-up(1500rpm, Intake pressure=0.35bar, propane)

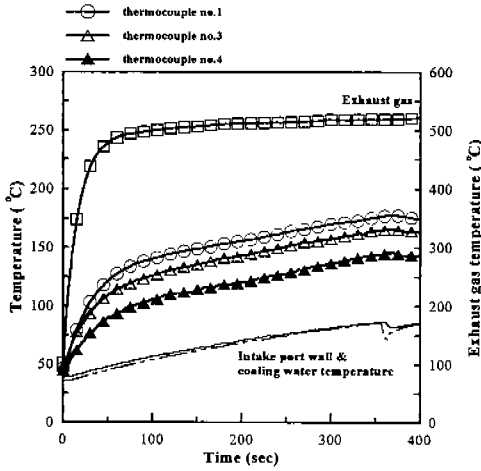


Fig. 5 Measured temperature profile of engine components during warm-up (1500rpm, Intake pressure=0.35bar, gasoline)

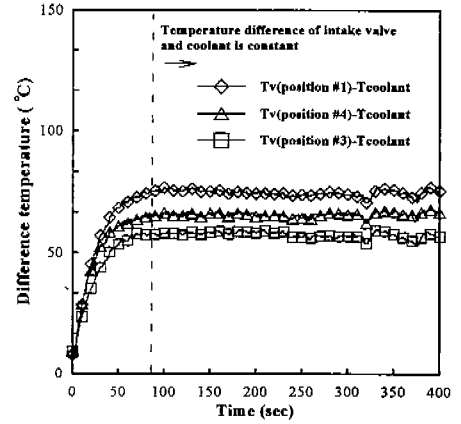


Fig. 7 Temperature difference between intake valve and cooling water

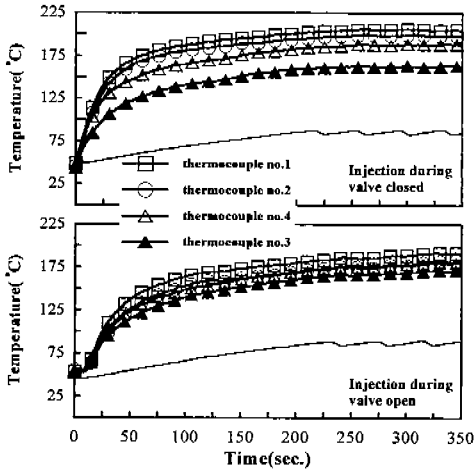


Fig. 6 Comparison of measured intake valve temperature profile during warm up as injection timing changes (Intake pressure=0.50bar)

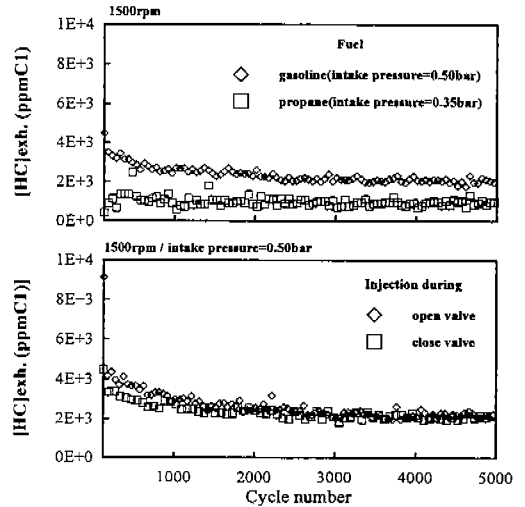


Fig. 8 Comparison of measured intake valve temperature profile during warm up as injection timing changes (Intake pressure=0.50bar)

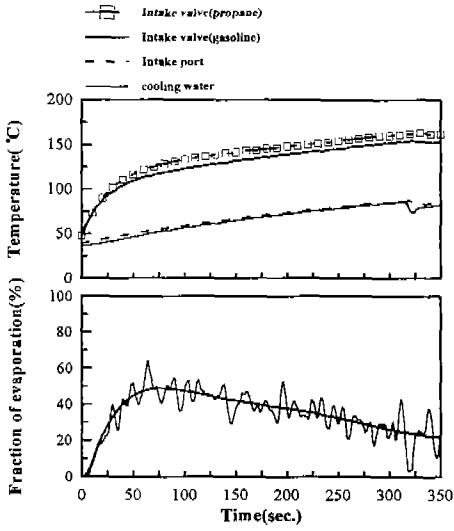


Fig. 9 Fraction of fuel mass evaporation on the valve back during warm up 1500rpm, (Intake pressure=0.35bar)

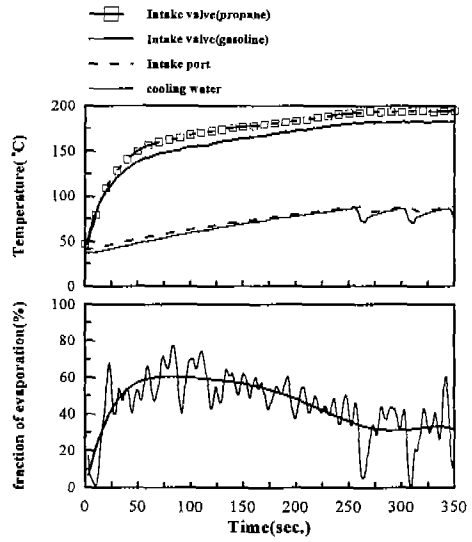


Fig. 10 Fraction of fuel mass evaporation on the valve back during warm up 1500rpm, (Intake pressure=0.50bar)