

가솔린 기관 공연비 제어를 위한 흡기포트 내의 연료액막 모델링

조 훈* · 민경덕** · 황승환*** · 이종화****
(1999년 5월 10일 접수)

Modeling of Liquid Fuel Behavior to Control Air/Fuel Ratio in the Intake Port of SI Engines

Hoon Cho, Kyoungdoug Min, Seung-hwan Hwang and Jong-hwa Lee

Key Words: Wall-Fuel-Film(벽면 연료액막), Air-Fuel Ratio(공연비), Intake Port(흡기포트), Backflow(역류), Model(모델), Liquid Fuel Film(연료액막), Cold Start(냉시동)

Abstract

A wall fuel-film flow model is developed to predict the effect of a wall-fuel-film on air-fuel ratio in an SI engine in transient conditions. Fuel redistribution in the intake port resulting from charge backflow and a simple liquid fuel behavior in the cylinder are included in this model. Liquid fuel film flow is calculated of every crank angle degree using the instantaneous air flow rate. The model is validated by comparing the calculated results and corresponding engine experiment results of a commercial 4 cylinder DOHC engine. The predicted results match well with the experimental results. To maintain the constant air-fuel ratio during transient operation, the fuel injection rate control can be obtained from the simulation result.

1. 서 론

심각해져 가는 대기오염에 대응하기 위하여 가솔린 자동차 배출물에 대한 규제가 점점 강화되고 있다. 특히 가솔린 자동차에서 발생하는 미연탄화수소는 대기중의 직접적인 오염원으로 인식되고 있어, 이러한 미연탄화수소를 저감하고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.

미연탄화수소의 발생은 crevices 효과, 소염 영

향, 오일 유막 및 carbon deposits의 영향, 액체 연료 효과, 실화 등에 기인한다. 미연탄화수소에 대한 FTP(Federal Test Procedure)75 시험 결과에 의하면 엔진 시동 시나 예열기간 동안 발생하는 미연탄화수소의 발생량이 전체 시험기간의 발생량 중 약 80%가 되고 이는 초기의 낮은 삼원 촉매 장치의 효율, 그리고 실린더 벽면과 흡기포트에서의 액체연료효과에 기인한다. 최근 연구결과에 의하면 엔진이 완전히 예열된 상태에서의 전체 미연탄화수소 형성구성요소는 crevice 효과가 약 50% 그리고 오일 유막 및 carbon deposits의 영향, 액체연료효과가 각각 20% 정도이다.⁽¹⁾ 그러나 엔진 시동 시나 예열구간에서는 액체연료효과 때문에 미연탄화수소의 발생량이 정상시 보다 50%~200% 정도 증가한다.

이러한 흡기밸브와 흡기포트 표면에서의 액체 연료는 실린더 벽의 액체연료 형성에 큰 영향을 미친다. 그리고 엔진부하 변동시에 공기유량 변

* 회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : kadmin@snu.ac.kr

TEL : (02)880-1661 FAX: 883-0179

*** 아주대학교 대학원 기계공학과

**** 회원, 아주대학교 기계 및 산업공학부

화특성과 흡기포트 표면에서 액체연료액막 유동 특성에 의해 공연비가 과농 또는 희박해질 수 있고, 또 심할 경우 실화가 발생하여 다량의 미연탄화수소가 가솔린 엔진으로부터 발생될 수 있으므로 흡기포트 표면에서의 액체연료 유동에 대한 연구가 필연적이다.

이에 본 연구에서는 액체연료 유동이 과도 상태 시 공연비 변화 및 미연탄화수소 발생에 미치는 영향을 연구하기 위하여 흡기포트에서의 액체연료액막에 대한 2차원 모델을 개발하였다.

2. 모델링

2.1 연료액막 모델링

계산상의 편의를 위해 흡기포트를 직선 파이프로 흡기밸브를 평평한 원으로 단순화 시켜서 모델링을 하였다. Fig. 1은 흡기포트에서의 액체연료액막 유동 모델링에 대한 대략적인 특징을 나타낸 것이다.

흡기포트 내의 액체연료액막 두께는 대략 10~200 μm 정도이므로 액체연료 유동 방향(x방향) 특성 길이(characteristic length scale)가 유동 방향의 수직 특성 길이보다 상당히 크기 때문에 경계층근사를 적용하였고, 실린더로 유입되는 공기의 온도는 흡기포트 내부에서는 일정하다고 가정하였다. 액체연료 유동의 구동력은 흡입되는 공기 유동에 의한 전단력과 흡기포트 형상에 따른 중력이고, 액체연료액막의 두께가 매우 작기 때문에 액체연료액막 내부에서의 온도 변화는 없고 흡기포트 벽면 온도 즉 냉각수 온도와 같다고 가정하였다.

흡기밸브 표면에서의 액체연료 유동에 대한 계산도 위와 같은 가정을 도입하고 원통 좌표계를 이용하여 수행하였다. 이러한 가정을 종합한 2차원 유동의 연속 방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_p}{\partial x} + \frac{\partial v_p}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_p}{\partial t} + \frac{\partial u_p^2}{\partial x} + \frac{\partial u_p v_p}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u_p}{\partial y^2} + g_x \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r u_v}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

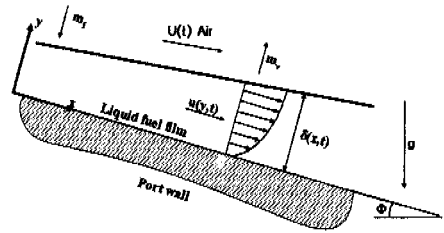


Fig. 1 Modeling of wall fuel film flow

$$\frac{\partial u_v}{\partial t} + \frac{\partial u_v^2}{\partial r} + \frac{\partial (u_v v_v)}{\partial z} + \frac{u_v^2}{r} = \nu \frac{\partial^2 u_v}{\partial z^2} + g_r \quad (4)$$

식(1)~식(4)를 0부터 δ(x,t)까지 적분하면

$$\frac{\partial \delta_p}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u_p} \delta_p)}{\partial x} = S_p \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\overline{u_p} \delta_p)}{\partial t} + \zeta_p \frac{\partial (\overline{u_p}^2 \delta_p)}{\partial x} \\ = \frac{1}{\rho} (\tau_{o,p} - \tau_{w,p}) + g_x \delta_p \end{aligned} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \delta_v}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u_v} \delta_v)}{\partial r} + \frac{\overline{u_v} \delta_v}{r} = S_v \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\overline{u_v} \delta_v)}{\partial t} + \zeta_p \frac{\partial (\overline{u_v}^2 \delta_v)}{\partial r} + \zeta_p \frac{\overline{u_v}^2 \delta_v}{r} \\ = \frac{1}{\rho} (\tau_{o,v} - \tau_{w,v}) + g_r \delta_v \end{aligned} \quad (8)$$

$$S_p = \dot{m}_{injected,p} + \dot{m}_{backflow,p} - \dot{m}_{vaporized,p} \quad (9)$$

$$S_v = \dot{m}_{injected,v} + \dot{m}_{backflow,v} - \dot{m}_{vaporized,v} \quad (10)$$

여기서 $\zeta_p = \frac{\int_0^\delta u^2 dy}{\delta \overline{u}^2}$, 그리고 $\overline{u_p}$, $\overline{u_v}$ 는 각각

흡기포트와 밸브에서의 평균속도이며 δ_p , δ_v 는 연료액막 두께이다. 또한 $\tau_{o,p}$, $\tau_{o,v}$ 는 각각 포트와 밸브에서의 흡입공기와 연료액막 사이의 전단력이고, $\tau_{w,p}$, $\tau_{w,v}$ 은 포트와 밸브표면에서의 전단력이다.

2.2 연료 증발 모델링

가솔린은 여러 가지 탄화수소의 혼합물이기 때문에 주어진 압력에서의 단일 비등점을 갖기란 불가능하다. 만약 대표적인 몇가지의 탄화수소종을 가정한다면 주어진 온도에서의 포화 증기압을 추정할 수 있다.⁽²⁾ 본 연구에서는 가솔린을 대표하는 탄화수소를 10가지로 정하고 팩키지인

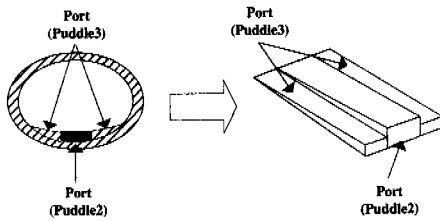


Fig. 2 Schematic diagram of fuel distribution in the intake port wall

STRAPP을 이용하여 얻은 증기압 데이터를 이용하였다.⁽³⁾

흡기포트에 쌓여있는 연료액막에서의 연료증발은 대부분 흡기밸브가 열릴 때 고속의 공기 유동에 의해 일어난다. 공기 유동에 의한 단위 면적당 연료의 증발량은 다음과 같다.

$$\dot{m} = h_d (C_o - C_\infty) \quad (11)$$

여기서 $C_o = \frac{p_{sat}}{R_f T_f}$

$$h_d = 0.023 \frac{D^{1/2}}{d_p} Re^{0.8} Sc^{0.4}$$

정상상태의 경우 흡기밸브의 온도는 실린더 내의 연소로 인하여 냉각수 온도보다 대략 50 °C ~ 150 °C 정도 높다^(3, 4). 본 연구에서는 정상상태의 경우 흡기밸브의 온도가 냉각수 온도보다 50 °C 높다고 가정하였고, 냉각수 온도 20 °C를 제외한 시뮬레이션에서는 흡기밸브로 분사되는 연료는 모두 증발되어 실린더 내로 유입된다고 가정하였다.

2.3 흡기포트내의 연료 분포 모델링

Hentschel 등은⁽⁵⁾ 리그 실험 장치에서 광학적 기법을 이용하여 흡기포트 내에서의 연료액막 두께를 시간적 공간적으로 측정하였다. 그 결과 연료액막의 두께는 흡기포트에서 밸브 쪽으로 갈수록 기하학적 형상에 의한 중력과 연료액막과 흡입되는 공기층 사이의 전단력으로 인하여 점점 두꺼워짐을 알 수 있었고, 흡기포트 단면의 중간부분에 상대적으로 두꺼운 연료액막층을 형성하고 있다는 것을 알았다.

이러한 결과를 이용하여 본 연구에서는 분사된 연료의 일부는 증발되어 기체 상태로 존재하다가 흡입행정 시 실린더 내로 직접 유입되고 나머지 부분은 흡기밸브(puddle 1)와 흡기포트의 두

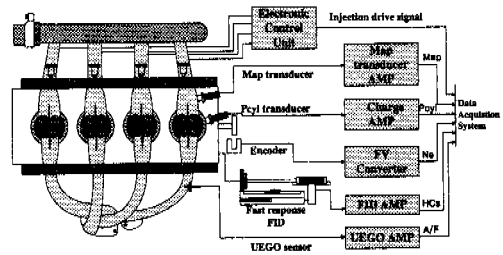


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

부분, 즉 흡기포트의 중간부분과 양쪽 가장자리 부분(puddle 2 와 puddle 3)으로 분포된다고 가정하였다. Fig. 2는 흡기포트 표면에서의 연료분포에 대한 개략도이다.

현재 대부분의 상용엔진에서는 흡기밸브가 닫혀있을 때 연료를 분사한다. 따라서 분사된 연료의 일부는 흡기밸브의 가장자리에 분포하게 된다. 한편 흡기행정의 경우 실린더와 흡기포트 사이의 압력 차이로 발생하는 실린더 내의 잔류 가스의 역류현상을 관찰할 수 있다. 이러한 고온 고속의 역류가스는 흡기밸브 가장자리에 분포하고 있던 연료액막을 액적으로 분산시키거나 증발을 촉진시킨다. 이러한 역류에 의한 연료 액적들은 흡기포트나 흡기밸브에 재분포 되거나 흡입되는 공기 유동에 의하여 실린더 내로 직접 유입된다. 그러나 이와 같은 잔류가스 역류에 의한 액체연료의 재분포에 대한 상세한 연구 결과가 아직 발표된 것이 없기 때문에 본 연구에서는 모든 엔진조건에서 역류에 의한 액체연료의 재분포가 일정하다고 가정하였다.

2.4 실린더 내의 액체연료 모델링

분사된 연료는 증기, 액적, 그리고 액체연료 상태로 실린더에 유입된다. 이러한 액적 상태의 연료 일부와 액체연료들은 실린더 내에서 완전증발되지 않고 실린더 벽면에 연료액막을 형성한다. Saito 등은⁽⁶⁾ 실험을 통하여 실린더 내와 흡기포트에서의 연료액막을 측정하였고 실험결과, 연소 후 실린더 내에 남아 있는 액체연료의 양이 포트 내에 남아 있는 액체연료양과 비례함을 보였다. Nagaoka 등도⁽⁷⁾ 실험을 통하여 포트 내에 남아 있는 액체연료의 양이 실린더 내에 형성되는 액체연료액막의 양과 비례함을 보였다.

실린더 내의 액체연료의 현상은 매우 복잡하기 때문에 본 연구에서는 이러한 실험결과를 바탕으로

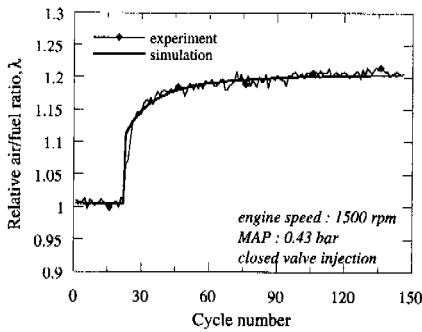


Fig. 4 Comparison of the relative air-fuel ratio of simulation with experiment result in step changing fuel injection duration at 1500rpm, Tcoolant = 40°C, intake pressure = 0.43 bar

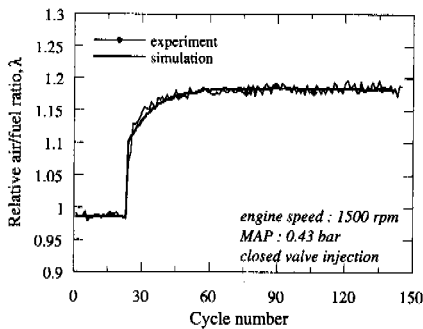


Fig. 5 Comparison of the relative air-fuel ratio of simulation with experiment result in step changing fuel injection duration at 1500rpm, Tcoolant = 80°C, intake pressure = 0.43 bar

로 실린더 내로 유입되는 액체연료 중 흡기포트에 남아 있는 액체연료와 비례하여 일부만이 기화된다고 가정하였다.

3. 엔진 실험 및 계산

Fig. 3은 본 연구에서 사용한 실험 장치의 개략도이다. 엔진은 4기통 1,500cc DOHC 엔진이며 AC 동력계를 사용하여 엔진 속도 및 부하를 제어하였다. 연소 압력을 측정하기 위해 4번 실린더에 압력 센서를 설치하였으며, 공연비는 광영역 산소센서와 FR-FID를 사용하여 측정하였다.

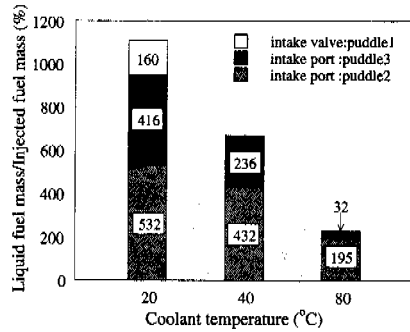


Fig. 6 Calculated liquid fuel mass in the intake port at 1500 rpm, intake pressure = 0.43 bar

Table 1 Initial fuel distribution rate per injected fuel

Valve (puddle1)	Port (puddle2)	Port (puddle3)	Direct into cylinder by back flow effect
52%	23%	10%	15%

광영역 산소센서는 4번 실린더 배기 포트 바로 뒤에 설치하여 다른 실린더의 영향을 받지 않도록 하였고 FR-FID는 실린더 내부와 배기 포트 바로 뒤에 설치하여 탄화수소의 농도를 측정하였다. 엔진의 냉각수는 냉각수 조절 장치에 의하여 조절되어지며 연료 분사 시기 및 공연비 제어를 위하여 연료 분사 조절 장치를 설치했다. 연료량은 흡기압 비례방식으로 조절되며 점화시기는 상용 ECU에 의하여 조절된다. 각 데이터는 A/D 변환기에 의해서 크랭크 각도 1도 간격으로 측정되어 PC에 저장된다.

본 연구의 실험에 사용한 엔진은 실린더 당 두 개의 흡기밸브를 가지고 있으므로 연료 및 공기의 유동이 똑같이 나누어 실린더 내로 유입된다고 가정하여 한쪽 밸브만을 계산하였고 모델링으로 통한 각종 방정식들은 수치해석 방법 중 implicit up-wind 방법을 사용하여 계산을 수행하였다.

4. 결과 및 검토

계산을 위한 입력조건은 냉각수 온도 40°C 일때의 실험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치하는

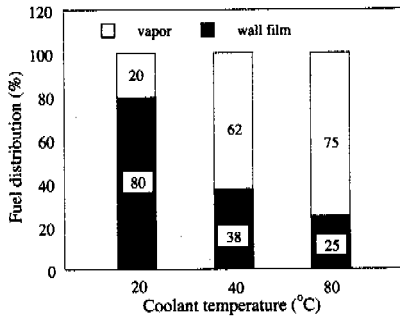


Fig. 7 Calculated fraction of fuel entering the cylinder in the liquid phase at 1500 rpm, intake pressure = 0.43 bar

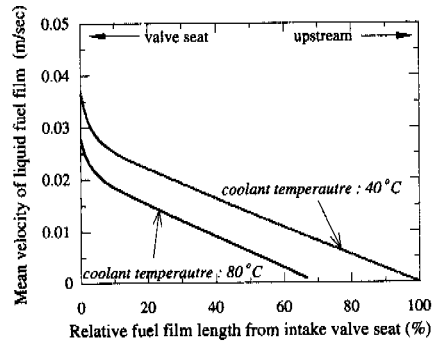


Fig. 9 Calculated mean velocity of fuel film on the intake port wall at 1500 rpm, intake pressure = 0.43 bar

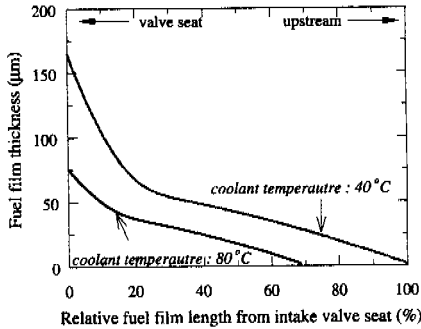


Fig. 8 Calculated fuel film thickness on the intake port wall at 1500 rpm, intake pressure = 0.43 bar

것으로 정하였고 다른 운전 상황에서도 같은 입력 조건을 사용하였다. Table 1은 계산에 사용된 입력조건이다. 모든 실험결과들은 각각의 경우를 3번씩 반복 실험을 수행하여 평균한 값들이다.

Fig. 4과 Fig. 5는 흡기포트 내에서 연료액막 유동 모델링의 검증 방법으로, 분사되는 연료량을 step 변화시킬 때의 공연비 특성을 엔진 실험 결과와 비교한 것이다.

냉각수 온도 80 °C일 경우 본 연구에서 모델링한 계산결과가 실험결과와 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 냉각수 온도 40 °C 일 경우 새로운 공연비로 수렴하는 시간이 약 100사이클 정도임을 알 수 있는데 이는 냉각수 온도가 낮을수록 연료의 증발량이 적고 흡기포트 내에 존재하는 액체연료가 많아 분사량 변화에 대한 공연비의

응답속도가 다소 늦기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 6은 엔진 속도 1500 rpm, 흡기압 0.43 bar 일 때 냉각수 변화에 따른 흡기포트 내에 남아 있는 액체연료의 양을 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 냉각수 온도가 20 °C 일 경우 흡기포트에 남아 있는 액체연료의 양이 분사된 연료의 10배 정도가 되고 냉각수 온도가 높을수록 연료의 증발량이 많아 흡기포트 내에 남아 있는 연료량이 감소함을 알 수 있다. 이는 과도 상태시 공연비의 응답 속도에도 직접적인 영향을 끼친다. 이러한 계산 결과는 Nagaoka 등의⁽⁷⁾ 실험 결과와도 비슷한 경향을 보이고 있다.

Fig. 7은 냉각수 온도 변화에 따른 실린더 내로 유입되는 연료의 상태를 나타낸 것이다. 역시 냉각수 온도가 높을수록 실린더 내로 유입되는 연료의 상태중 기체 상태가 많이 존재함을 알 수 있다. 냉각수 온도가 낮을 경우 흡기포트에 존재 하였던 연료가 액체 상태로 실린더에 유입되는데 이러한 액체연료는 압축 과정이나 연소과정 시에도 완전히 증발되지 않아 미연탄화수소의 발생 원인이 된다.

Fig. 8은 흡기포트 벽면에 따른 액체연료액막의 두께를 냉각수 온도 변화에 따라 나타낸 것이다. 냉각수 온도가 높을수록 연료의 증발 때문에 연료액막의 두께가 낮아지는 것을 볼 수 있고 액막 길이도 상대적으로 짧아지는 것을 볼 수 있다. 그리고 그림에서 보듯이 냉각수 온도가 80 °C일 경우 연료액막의 최대 두께는 75 µm이고 40 °C일 경우 160 µm 정도임을 알 수 있다.

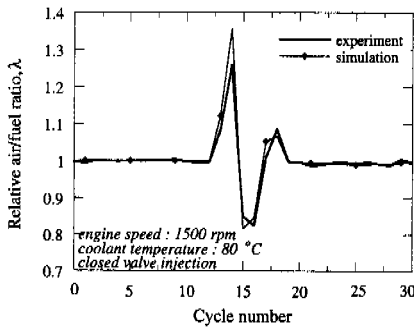


Fig. 10 Comparison of the relative air-fuel ratio of simulation with experiment result in throttle opening at 1500 rpm, Tcoolant = 80°C

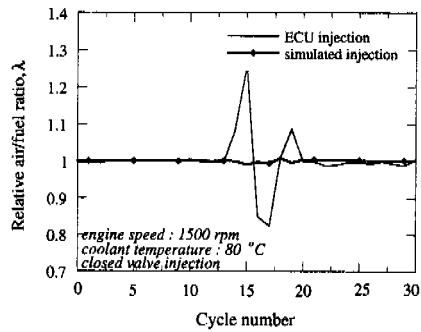
Fig. 9은 흡기밸브가 열릴 동안의 액체연료액막의 평균 속도를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 최대 평균 속도가 약 0.035 m/s 인데, 이는 공기 유동 속도에 비해 상당히 낮은 값이다. 이러한 낮은 액막속도 때문에 과도 운전 상태 시에 흡입되는 공기의 변화를 따라가지 못하여 공연비 일탈의 원인이 되는 것으로 생각된다.

Fig. 10은 연료 분사량 제어를 상용 전자 제어 장치의 로직을 바탕으로 하고 흡기압을 0.4 bar에서 0.7 bar로 변화시키면서 공연비 변화를 나타낸 것이다. 모델링에 의한 공연비의 변화가 실험 결과와 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

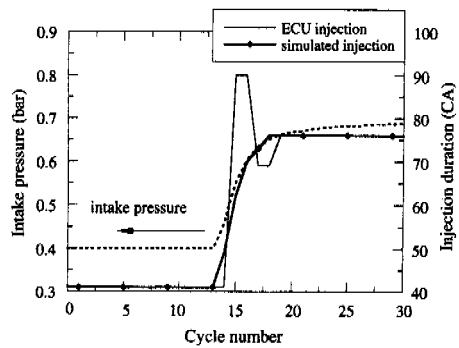
Fig. 10에서 보듯이 공연비의 일탈은 미연탄화수소의 발생 원인이 된다. Fig. 11에서는 이러한 공연비의 일탈을 줄이기 위하여 계산에 의해 과도 운전시 공연비가 일정하게 유지될 수 있는 분사량을 구하고 계산된 분사량을 이용하여 공연비를 시뮬레이션한 것이다. 그림에서 보듯이 계산된 분사량에 의해 과도 상태에서 공연비가 일정하게 유지됨을 볼 수 있고, 본 연구의 모델링을 통하여 과도 상태에서 공연비가 일정하게 유지될 수 있는 연료 분사량을 예측할 수 있다.

5. 결론

역류에 의한 연료의 재분포와 실린더 내의 액체연료효과를 포함한 흡기포트에서의 액체연료액막에 대한 모델을 개발하였다. 이 모델을 증명하기 위해서 엔진 실험을 수행하였으며 다음 과 같



(a)



(b)

Fig. 11 Calculated injection duration to maintain the air-fuel ratio constant in throttle opening at 1500 rpm, Tcoolant = 80°C

은 결론을 얻었다.

(1) 냉각수 온도 40 °C 일 때, 계산된 액체연료액막의 평균 속도는 0.035 m/s 이고 최대 두께는 160 μm 이다.

(2) 냉각수 온도 20 °C 일 때, 흡기포트 내에 남아 있는 액체연료액막의 양은 분사된 연료량의 9.4배 정도이고, 이러한 계산 결과는 다른 연구 결과와도 잘 일치한다.

(3) 냉각수 온도 80 °C 일지라도 실린더 내로 유입되는 연료의 25% 정도는 흡기포트 내의 액체연료로부터 유입된다.

(4) 과도 상태시, 시뮬레이션 결과로부터 공연비를 일정하게 유지시킬 수 있는 연료 분사시간을 얻을 수 있고 이러한 결과는 연료분사로직의 기초로 이용될 수 있다.

후 기

본 연구는 1998년도 교육부 학술연구 조성비에 의하여 수행된 일부 결과이며, 이에 관계기관에 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Chen, W., Hamrin, D., Heywood, J., Hochgreb, S., Min, K. and Norris, M., 1993, "An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines," SAE paper 932708.
- (2) Chen, K., 1994, "Fuel Volatility Modeling, M.S. Thesis," MIT.
- (3) Shin, Y., 1996, "Liquid Fuel Behavior in the Mixture Preparation Process During Starting and Warm-Up in a Spark Ignition Engine," Ph.D. Thesis, MIT.
- (4) Bauer, W., Balum, P. and Heywood, J., 1997, "Heat Transfer and Mixture Vaporization in Intake Port of Spark-Ignition Engine," SAE paper 972983,
- (5) Hentschel, M., Grote, A. and Langer, O., 1997, "Measurement of Wall Film Thickness in the Intake Manifold of a Standard Production SI Engine by a Spectroscopic Technique," SAE paper 972832.
- (6) Takeda, K., Yaegashi, T., Saito, K. and Imatake, N. 1995, "Mixture Preparation and HC Emissions of a 4-Valve Engine with Port Fuel Injection During Cold Starting and Warm-up," SAE paper 950074.
- (7) Nagaoka, M., Ohsawa, K., Cray, B., Yamada, T., Sugiura, S. and Imatake, N., 1997, "Numerical Analysis of Fuel Behavior in a Port-Injection Gasoline Engine," SAE paper 970878.