

실린더내의 연료 액적의 기화과정에 관한 수치 연구

전홍신 · 김형택*

경희대학교 기계산업시스템공학부, *아주대학교 에너지공학과

Simulation for Fuel Droplet Evaporation in Cylinder

Heung Shin Jeon and Hyung Taek Kim*

College of Mechanical and Industrial System Engineering, Kyunghee University

*Department of Energy, Ajou University

요 약

본 연구는 불꽃 점화 기관의 실린더내의 연료 액적의 기화과정에 대한 수치 해석이다. 본 연구의 특징은 무차원 임계 액적 수명시간을 정의하여 가솔린엔진의 흡입 및 압축행정동안 연료 액적의 가열 및 기화과정을 모델화한 것이다. 수치해석 결과는 압축행정동안 기체 온도 및 압력의 동시적 증가는 액적의 기화율에 서로 보상적인 영향을 미치려는 경향을 보이고 있다. 즉 실린더 내 환경의 변화는 연료 액적의 기화과정에 민감하지 않다는 것을 보이고 있다. 이 프로그램은 압축행정 말기에 완전히 기화할 수 있는 액적의 크기를 예측할 수 있다.

Abstract—In this study, a numerical method for fuel droplet evaporation in cylinder of S.I. engine is presented. This study was newly defined non-dimensional critical droplet lifetime and modeled heating and evaporation processes of fuel droplet during intake and compression stroke of gasoline engine. The simulation results show that simultaneous increase of gas temperature and pressure in compression stroke seems to have compensative effect on droplet gasification rate. The environment variations in cylinder have little effect on the fuel droplet gasification process. The droplet size for full evaporation at the end of compression stroke can be estimated using this program.

1. 서 론

액체 연료 연소는 액적의 크기가 연소특성 및 배기특성에 영향을 미치므로^[1] 연소기기를 설계함에 있어서는 점화하는 순간까지 연료가 완전히 기체상이 될 수 있는 최적의 입경 크기를 미리 고려할 필요가 있다. 그러나 현재 사용중인 가솔린 전자제어 연료 분사시스템은 차량의 운전조건에 따라 적당량의 연료를 공급하는 것을 주 목적으로 하고 있고, 또 분사된 연료의 평균입경은 200~300 μm 라고 보고하고 있어^[2,3] 이 정도 크기의 액적의 연료가 점화하는 순간까지, 즉 압축행정 말기에서 완전히 기화될 수 있을지는 의문시 되고 있다.

액적 연소는 연료와 산화제가 이룬 혼합비 부근에서 발생하는 확산 화염이고, 화염온도는 가능한 최대가 되어 열에 의한 NO_x , SO_x 와 같이 높은 온도에 민감한 오

염물질을 생성하며, 더욱이 고밀도의 분무 상황하에서 개개의 액적들 중 연소 되지 않는 액적들은 상대적으로 기화율이 낮아 연소특성을 지배하게 된다고 알려지고 있다^[4].

지금까지 가솔린과 같은 휘발성이 높은 액체 연료의 실린더내의 연소 해석은 연료가 실린더 내에서 완전히 기화된 상태라는 가정 혹은 생각하에서 연료 공기의 혼합기로서 고려하여 왔다. 그러나 주위 온도가 낮은 냉간 시동시에 분사된 연료의 기화율은 상당히 낮기 때문에 농후한 혼합비로서 연료를 공급한다는 것은 주지의 사실이다. 특히 이런 상황하에서는 액상의 연료가 압축행정 말기까지 존재하게 되어 엔진 출력 성능의 악화는 물론 유해 배출 가스량을 증대 시킬 것이다. 더욱이 분사된 연료의 일부는 흡기관 혹은 흡기밸브에 충돌하여 부착한 채 액상의 연료로 실린더 내로 공급하게 된다. 이 액막상의 연료가 흡기 밸브를 통하여 유입되면서 미

립화된 연료(secondary droplets)는 분사기에서 분출된 연료(primary droplets)의 입경보다 클 뿐만 아니라 상대적으로 기화할 수 있는 시간이 짧아 압축행정 말기까지 실린더 내에 존재할 확률이 높을 것이다. 더욱이 압축행정 중에 실린더내의 혼합기는 온도 및 압력이 상승한다. 이 때 온도상승은 연료 액적의 기화를 향상시키려는 경향을 보이겠지만, 이와는 반대로 압력의 증가는 연료의 기화를 늦추려는 경향을 보일 것이다.

본 논문은 엔진의 흡입, 압축행정 동안에 실린더 내에 존재하는 단일 액적의 기화과정을 수식화 하여 수치 해석하였다. 수치해석은 현재 사용중인 H사의 두 종류의 엔진을 대상으로 압축행정동안에 실린더 내 혼합기의 온도 및 압력의 동시적 증가가 액적상 연료의 기화에 미치는 영향 및 압축비, 엔진회전수, 흡기온도 등의 변화가 연료 기화에 미치는 영향도 검토하여 궁극적으로는 압축행정 말기에 액상의 연료가 존재할 가능성이 있는 초기 액적들의 크기를 검토하였다.

2. 기본 방정식

엔진의 흡입, 압축행정동안 단일 액적상 연료의 기화과정을 수치 해석하는 본 모델은 2가지 요소로 구분할 수 있다. 한가지는 흡입, 압축행정동안 실린더내 혼합기의 온도 및 압력이 변화하는 주위 환경과 다른 한가지는 그 환경하에서 액적의 기화과정과 기화율을 기술하는 것이다.

2-1. 단일 액적의 기화

단일 액적의 기화과정에 대해서는 액적 직경의 제곱이 시간과 더불어 선형적으로 감소한다는 액적의 기화 및 연소에 대한 고전적인 d²-법칙^{[5][7]}을 사용하였다. 압축행정동안 실린더내 혼합기의 온도와 압력이 증가하면 연료 액적은 주위에서 열을 흡수하여 일부는 기화하는데 사용되고 일부는 액적 자신을 가열하는데 사용된다. 액적 표면에서 연료증기는 확산 및 대류에 의해서 주위로 퍼져 나갈 것이다. 따라서 준정상, 축대칭 가스상이라 가정하면, 다음 식과 같이 연료증기의 질량 및 에너지 보존법칙이 성립한다.

$$mY - 4\pi\rho Dr^2 \frac{dY}{dr} = m \tag{1}$$

$$mc_p(T - T_s) - 4\pi\lambda r^2 \frac{dT}{dr} = -mQ \tag{2}$$

여기에서

$$m = 4\pi\rho vr^2 \tag{3}$$

위 식들을 무차원하기 위하여 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \bar{m} &= m / (4\pi\rho Dr_s) \\ \bar{r} &= r / r_s \\ \bar{T} &= c_p T / L \\ \bar{Q} &= Q / L \end{aligned} \tag{4}$$

식(1), (2)는 식(4)의 무차원 식을 대입하고 Lewis수(=λ/c_pD)를 1이라 가정하면 다음과 같은 식이 된다.

$$\bar{m} Y_F - \bar{r}^{-2} \frac{dY_F}{dr} = \bar{m} \tag{5}$$

$$\bar{m} (\bar{T} - \bar{T}_s) - \bar{r}^{-2} \frac{d\bar{T}}{dr} = -\bar{m}\bar{Q} \tag{6}$$

식(5), (6)를 풀기 위하여 다음과 같은 경계조건을 고려한다.

$$\bar{r} = 1 \text{ 에서 } \bar{T} = \bar{T}_s, Y_F = Y_{FS} \tag{7}$$

$$\bar{r} = \infty \text{ 에서 } \bar{T} = \bar{T}_\infty, Y_F = Y_{F\infty} \tag{8}$$

식(5), (6)를 적분하고, 식(7)의 경계조건을 대입하면 다음식과 같은 반경방향에 따른 연료증기 농도 및 온도에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$Y_F(\bar{r}) = 1 + (Y_{FS} - 1) \exp\left\{ \bar{m} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}} \right) \right\} \tag{9}$$

$$T(\bar{r}) = (\bar{T}_s - \bar{Q}) + \bar{Q} \exp\left\{ \bar{m} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}} \right) \right\} \tag{10}$$

위 식(9), (10)에 경계조건 식(8)을 대입하여 정리하면 다음 식이 된다.

$$\bar{m} = \ln\{(1 - Y_{F\infty}) / (1 - Y_{FS})\} \tag{11}$$

$$\bar{Q} = \frac{(1 - Y_{FS})(\bar{T}_\infty - \bar{T}_s)}{(T_{FS} - Y_{F\infty})} \tag{12}$$

식(11)과 식(12)에서 \bar{m} 과 \bar{Q} 는 Y_{FS} , $Y_{F\infty}$, \bar{T}_s , \bar{T}_∞ 의 4 가지 변수의 함수인 것을 보이고 있다. 그러나 이 중 $Y_{F\infty}$ 와 \bar{T}_∞ 는 실린더내 환경으로 주어지므로, 결국 \bar{m} 과 \bar{Q} 는 Y_{FS} 와 \bar{T}_s 만의 함수가 된다. 또한 연료증기는 액적 표면에서 포화되어 있으므로 Y_{FS} 와 \bar{T}_s 의 관계는 Clausius-Clapeyron식으로 얻을 수 있다.

$$Y_{FS}(\bar{T}_s) = [1 + (W_A / W_F) \{ p_\infty \exp((c_p / R)(\bar{T}_s^{-1} - \bar{T}_b^{-1})) - 1 \}]^{-1} \tag{13}$$

위 식의 T_b 는 1기압에서의 비등점이고, p_∞ 는 실린더내의 압력이다. 따라서 식(11), (12)의 \bar{m} 과 \bar{Q} 는 식(13)를 사

용하면 액적의 온도 \bar{T}_s 에만 의존한다.

액적 표면온도 \bar{T}_s 의 임시적 변화는 정의로부터 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$(Q-L) = \left\{ \frac{4}{3} \pi r_s^3 \rho_s c_p \frac{dT}{dt} \right\} / m \quad (14)$$

여기에서

$$m = -\frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi r_s^3 \rho_s \right) \quad (15)$$

이므로 식(14)는 다음 식이 된다.

$$\bar{Q}(\bar{T}_s) = 1 - \left(\frac{2}{3} \right) S \frac{d\bar{T}_s}{dS} \quad (16)$$

여기에서 $S = (r_s/r_{so})^3$ 는 표준화한 액적의 표면적이다. S의 정의식을 사용하여 식(16)을 적분하면 다음 식을 얻는다.

$$S = \exp \left\{ \int_{\bar{T}_\infty}^{\bar{T}_s} G(\bar{T}_s) d\bar{T}_s \right\} \quad (17)$$

여기에서

$$G(\bar{T}_s) = \left(\frac{2}{3} \right) \{ 1 - \bar{Q}(\bar{T}_s) \} \quad (18)$$

이며 $\bar{Q}(\bar{T}_s)$ 는 식(12)로 주어진다.

결국 식(15)는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{m} = \frac{dS}{dt} \quad (19)$$

여기에서 $\bar{t} = \{ (2\rho D) / (\rho_s r_{so}^2) \} t$ 이고 시간에 대한 \bar{T}_s 의 변화는 식(19)를 적분하고 식(17)을 사용하여 역으로 표현할 수 있다.

$$\bar{t} = \int_{\bar{T}_\infty}^{\bar{T}_s} \{ \bar{m}(\bar{T}_s) \}^{-1} G(\bar{T}_s) \exp \left[\int_{\bar{T}_\infty}^{\bar{T}_s} G(\bar{T}_s) d\bar{T}_s \right] d\bar{T}_s \quad (20)$$

2-2. 실린더내 온도 및 압력

실린더 내 혼합기의 온도 및 압력을 계산하기 위하여 실린더 내에 잔류 가스가 존재한 이상화된 공기 표준 사이클을 사용한다. 흡입행정동안에는 실린더내의 압력은 일정하고, 온도는 피스톤의 상사점에서부터 하방향으로 이동하는 거리 x, 즉 흡입 공기량에 따라 변화하며 다음식으로 주어진다.

$$T_\infty = \frac{T_r(l_3 - 2l_1) + xT_c}{l_3 - 2l_1 + x} \quad (21)$$

여기에서

$$l_3 = \frac{2r_v l_1}{(r_v - 1)} \quad (22)$$

$$x = l_2 - (l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \theta)^{1/2} + l_1(1 + \cos \theta) \quad (23)$$

$$\theta = \pi \bar{t} \bar{t}_c \quad (24)$$

흡입행정동안에는 실린더내 혼합기의 압력 및 온도는 동시적으로 변화하고, 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$p_\infty = \left(\frac{l_3}{l_3 - y} \right)^k p_c \quad (25)$$

$$T_\infty = \left(\frac{l_3}{l_3 - y} \right)^{(k-1)} \left\{ \frac{T_r(l_3 - 2l_1) + 2l_1 T_c}{l_3} \right\} \quad (26)$$

여기에서

$$y = (l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \theta)^{1/2} + l_1(1 + \cos \theta) - l_2 \quad (27)$$

2-3. 무차원 액적 입계 수명시간

일반적으로 연소기 또는 실린더내의 압력 및 기체온도는 높기 때문에 그곳에 존재하는 연료 액적의 레이놀즈 수는 높다. 예를 들어 압력 $p=20 \text{ kgf/cm}^2$, $\rho=0.7 \times 10^{-2} \text{ g/cm}^3$ 밀도 온도 $T=1000 \text{ K}$ 및 점성계수 $\mu=0.4 \times 10^{-3} \text{ poise}$ 를 고려하면 초기 액적 직경 r_{so} 이 $25 \mu\text{m}$ 보다 크고, 가스와의 액적의 상대속도가 25 m/s 보다 큰 경우에는 레이놀즈 수가 100 보다 크다는 것을 예상할 수 있다. Yuen and Chen⁸⁾은 증발하는 액적에 대한 항력 데이터는 고체 구에 대한 항력 데이터를 사용할 수 있다고 제의하였고, 항력계수 $C_d=12/Re$ 를 고려하여 항력법칙은

$$m \frac{dV_1}{dt} = \frac{C_d}{2} \rho \pi r^2 |V|(-V) \quad (28)$$

여기서 m은 액적의 질량이고, V는 액적의 상대속도, V_1 은 절대 액적 속도이다.

위 식(28)에 C_d 를 대입하여 다시 정리하면

$$\frac{dV_1}{V} = -\frac{9\rho |V| r dt}{2\rho_s Re r^2} \quad (29)$$

여기서 $|V|/Re$ 의 값은 전술한 값들을 대입하면 $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 정도이고 밀도비 ρ/ρ_s 가 10^{-2} 정도라면 상대 속도 감소에 대한 특성시간 t^* 은 다음과 같이 주어진다.

$$t^* = r^2/k \quad (30)$$

여기에서 k 는 $10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ 정도이고, 액적 직경 r^2 을 $r_{so}^2/2$ 혹은 평균을 취하면 t^* 는 약 1 ms 정도이다.

실린더내의 조건이 전술한 조건 및 액적의 크기라면 액적 수명 t 도 역시 1 ms 정도이다. 액적의 초기 반경이 증가할 때 액적 수명은 대류 영향때문에 반경의 제곱보다 다소 작은 값으로 증가한다. 즉 젖은 다공성의 구(sphere)로부터 얻은 액적 수명시간에 대한 실험식은 다음과 같다^[9].

$$t \approx r^2(1 + 0.3Pr^{1/3}Re^{1/2}) \quad (31)$$

따라서 1 보다 작은 매우 낮은 레이놀즈 수에서 액적의 수명시간은 $t \approx r^2$ 인 반면, 큰 레이놀즈 수에서는 $t \approx r^{3/2}$ 이다.

본 연구에서는 액적 직경을 $r_{so}^2/2$, 비례상수로서 (ρ/ρ_D) 을 고려하여 액적이 완전히 기화하는 시간을 다음식과 같이 고려하여

$$t = \left(\frac{\rho_l}{\rho_D} \right) \frac{r_{so}^2}{2} \quad (32)$$

위 식을 근거로 액적이 압축행정 말기에서 완전한 기화하기까지의 무차원 임계시간을 다음과 같이 정의하였다.

$$\tau = \left(\frac{2\rho D}{\rho_l r_{so}^2} \right) t = \left(\frac{\rho D}{\rho_l r_{so}^2} \right) \left(\frac{60}{\text{rpm}} \right) (2^\circ) \quad (33)$$

여기에서 만약 압축행정만을 고려하면 $\sigma=0$, 반면에 흡입 압축행정을 고려하면 $\sigma=1$ 이다. 이 임계시간은 압축행정 시간과 액적이 완전히 기체화하는 시간과 맞도록 반복적으로 결정되어진다.

2-4. 수치해석

수치해석은 먼저 엔진 설계값, 연료성질 및 시뮬레이션 조건(엔진회전수, 압축비, 액적 초기입경, 연료증기 농도) 및 액적 초기온도 T_{so} 가 주어지면 액적의 온도 및 기화율의 변화는 크랭크 회전 각도(혹은 시간)에 따라 실린더내 온도 $T_w(t)$, 압력 $p_w(t)$ 및 무차원 시간을 계산한다.

실린더내 주위 기체 온도로부터 액적으로 전달되는 열량, 즉 액적의 표면온도를 기정한 후, 초기 크기의 액적이 초기온도에서 임의로 가정한 온도까지 도달하는 시간을 식(20)을 사용하여 계산한다. 수치해석 조건인 임의의 엔진 회전수에서 크랭크 회전각도에 따른 시간과, 임의로 가정한 온도까지 도달된 시간과를 비교 평가한 후, 상대오차가 허용오차 내에 있으면 임의로 가정한 온도가 액적의 새로운 온도라고 판단하였다. 따라서 연료 액적의 초기 직경 및 초기 온도가 주어지면 크랭크 회전 각도에 따라, 표준화된 액적의 표면적을 계산하여 액적의 기화율 및 액적 크기의 변화를 추적하였다.

Table 1. Engine specification.

	α -engine	Grandeur engine
Compression ratio (γ_c)	10.0	9.0
Length of crank (l_1)	4.2 cm	4.4 cm
Length of connecting rod (l_2)	13.1 cm	14.1 cm

본 연구에서 채택한 엔진은 현재 사용중인 (주)현대 자동차의 2종류를 고려하였으며 Table 1에 나타내었다. 본 수치해석은 크랭크 회전 반경 및 컨넥팅 로드 길이가 10% 변화하여도 연료의 기화율에 미치는 영향은 무시할 수 있었다. 연료는 iso-octane을 고려하였고, 그 외 $L=64 \text{ cal/g}$, $T_b=372 \text{ K}$, $c_p=0.675 \text{ cal/g} \cdot \text{K}$, $R=1.987 \times 10^{-2} \text{ g} \cdot \text{K}$ 이다. 기체의 비열비는 1.33, 잔유 기체온도(T_r)는 1150 K를 선택하였다.

액적의 초기반경 r_{so} 에서 r_s 를 계산하는데 식(20)은 연료증기의 공기 증으로 확산계수의 정확한 값을 필요로 한다. 연료 증기의 공기 증으로 확산계수는 액적의 증발에 대한 Kent^{[10][11]}의 측정결과 를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

이 모델 해석에서는 많은 변수에 대하여 평가할 수 있으나, 여기에서는 기관회전수, 연료온도, 액적의 초기 직경 및 압축비의 변화에 대한 액적의 표면적을 살펴보았다.

먼저 압축행정 중에 실린더내 혼합기의 온도 및 압력의 동시적인 증가가 연료 액적의 기화에 미치는 영향을 검토하여 대표적인 일례를 Fig. 1의 ①에 나타내었다. 압축행정 전반기에 액적의 표면적의 변화는 다소 직선적으로 감소하는 것에 대하여, 압축행정 후반기에는 그 기울기가 점차 증가하는 경향을 보이고 있다. 이것은 압

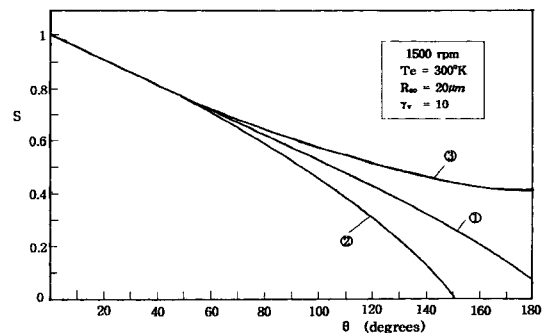


Fig. 1. Variation of the nondimensional droplet surface area for various engine simulation mode ① standard case ② only temperature varying ③ only pressure varying.

축행정 후반기에 연료의 기화율이 증가하는 것을 의미하고 있다. 이러한 결과는 압축행정동안 실린더내 혼합기의 온도증가가 기화를 억제 시키려는 압력의 증가보다 연료 액적의 기화에 보다 강하게 영향을 미친다는 것을 의미하고 있다. 그림에는 압축행정동안 압력이 일정하고 온도만이 상승하는 경우(Fig. 1의 ②)와 온도가 일정하고 압력만이 상승할 때(Fig. 1의 ③)의 연료 액적의 표면적의 변화도 함께 도시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 압축행정 초기에는 그다지 차이를 보이지 않고 있으나, 후반기에서는 각 조건이 액적의 기화에 영향을 크게 받은 것을 알 수 있다. 즉 압축행정 말기에 완전히 기화하는 연료 액적이라도 실린더내의 환경이 압력만이 상승하면 압축행정말기에도 연료가 완전히 기화하지 않고 액상으로 존재함을 알 수 있고, 온도만이 변화할 때에는 압축행정말기에 도달하기 전에 완전히 기화된 것을 보이고 있다.

Fig. 2는 흡기온도, 연료 액적의 초기 반경을 일정하게 두고, 엔진 회전수만을 700~3000 rpm으로 변화 시킨 경우의 표준화된 액적의 표면적을 도시한 것이다. 그림은 동일한 크기의 액적이라도 엔진 회전수가 낮을 수록 기화율이 증가하는 것을 보이고 있다. 이것은 액적이 기화할 수 있는 시간이 길기 때문이라고 사료된다. 결국 Fig. 2는 액적의 반경이 20 μm 인 경우에는 엔진회전수가 1500 rpm이하이면 압축행정 말기에 완전히 기화할 수 있다는 것을 보여 주고 있다.

Fig. 3은 흡기온도, 엔진 회전수를 일정하게 두고, 연료 액적의 반경을 14 μm , 16 μm , 20 μm 으로 변화 시킨 경우를 나타낸 것이다. 그림은 액적의 직경이 작을 수록 액적의 표면적이 감소하는 기율기가 심한 것을 보이고 있어 기화가 빨리 일어나는 것을 알 수 있다. Fig. 3의 조건에서는 액적의 직경이 32 μm 이하이면, 압축행정 말기에 이르러서는 완전히 기화되는 것을 예견할 수 있다.

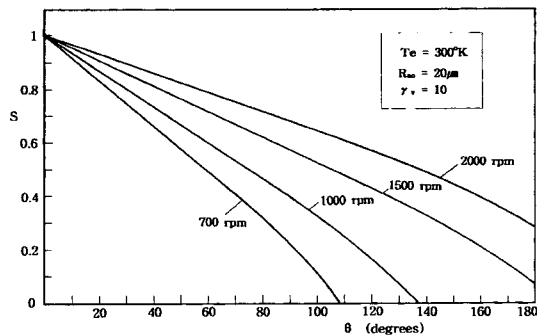


Fig. 2. Variation of the nondimensional droplet surface area for revolution per minute.

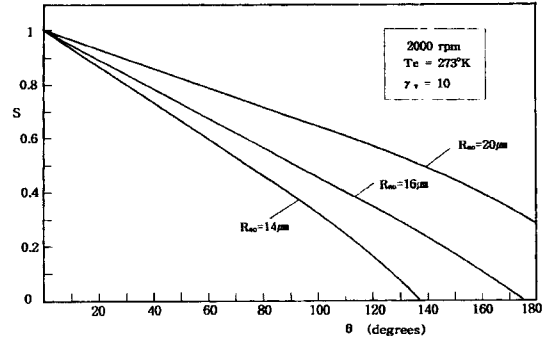


Fig. 3. Variation of the nondimensional droplet surface area for fuel droplet radius.

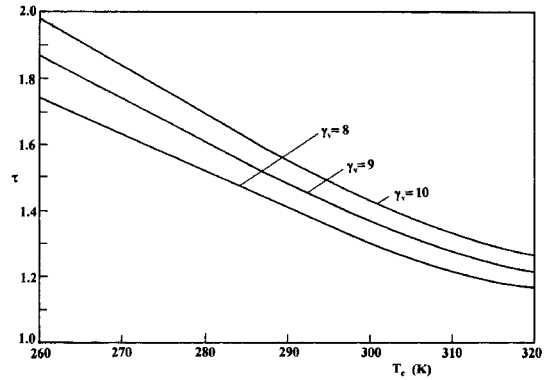


Fig. 4. Critical time to achieve complete evaporation during compression stroke.

Fig. 4에 액적의 온도와 압축비의 함수로써 임계시간을 나타내었다. 이 곡선에 의하여 연료의 초기상태(액적 초기 반경 r_{00} , 온도 T_c)와 운전조건(엔진 회전수 rpm)이 주어지면 각 압축비에 대하여 압축행정 말기에서 완전

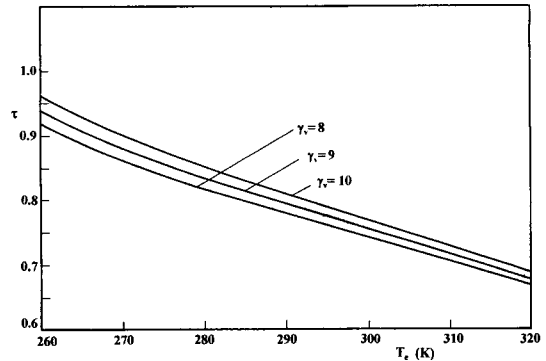


Fig. 5. Critical time to achieve complete evaporation during intake and compression stroke.

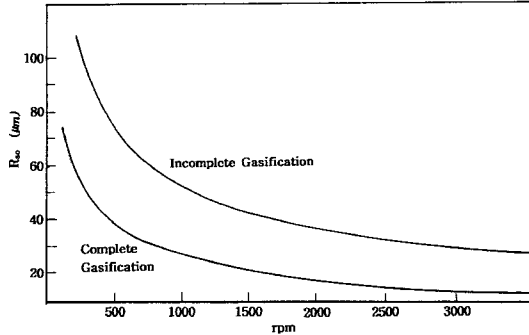


Fig. 6. Critical droplet size range to achieve complete evaporation for the standard case.

히 기화할 수 있는지를 판단할 수 있다. 즉 Fig. 5에 주어진 것보다 작은 연료 액적의 크기는 압축행정의 말기에 완전히 기화한다.

Fig. 5는 흡입행정 및 압축행정을 모두 고려할 때의 임계시간을 연료 액적 온도에 따라 나타낸 것이다. 액적은 흡입행정 초기에 도입되었으므로 액적이 가스화에 이르기까지는 최대시간을 갖게 된다. 그러므로 그림에 주어진 것 보다 큰 크기의 액적은 압축행정 말기에 완전히 기화를 이룰 수 없다. 따라서 Fig. 4와 Fig. 5의 결과는 각각 압축행정 말기에 완전히 기체상이 될 수 있는 액적 크기의 한계를 의미한다.

Fig. 6은 압축행정 말기에서 완전히 기화할 수 있는 초기 액적의 반경의 최소값과 최대값을 엔진 회전수에 대하여 나타낸 것이다. 그림 중 불완전 기화영역을 표시하는 곡선은 흡입행정 초기부터 존재한 액적의 크기로부터 구한 값들이며, 완전 기화영역을 표시하는 곡선은 압축행정 초기에 존재한 액적상 연료의 크기를 평가하여 나타낸 것이다. 그림은 아이들링시에 액적상 연료의 반지름이 32 μm 이면 압축행정말기에서 완전히 기화할 수 있고, 반면에 61 μm 이상에서는 완전히 기화되지 못한다는 것을 보여 주고 있다. 엔진회전수가 2000 rpm 인 경우에는 각각 20 μm 및 38 μm이었다.

4. 결 론

실린더 내에서의 연료 액적의 기화과정에 대한 수치 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 실린더내의 온도 및 압력의 동시적 증가는 액적상 연료의 기화과정에 있어서 보상적인 영향을 미치고, 온도 상승이 압력증가보다 큰 영향을 미친다.
- (2) 임계기화시간의 정의는 압축행정 말기에서 액적 연료가 완전히 기화할 수 있는 초기 액적의 크기의 상한

값과 하한값을 결정할 수 있다.

Nomenclature

- c_p : specific heat at constant pressure
- C_d : drag coefficient
- D : mass diffusivity between fuel vapor and air
- l_1, l_2, l_3 : lengths of crank, connecting rod and cylinder
- L : specific latent heat of vaporization
- m : droplet mass vaporization rate
- p : pressure
- Q : effective latent heat of vaporization rate
- r : radial distance from droplet center
- R : gas constant
- S : normalized droplet surface area $(r_s/r_w)^2$
- t : time or droplet lifetime
- t^* : characteristic time for decrease of relative velocity
- T : temperature
- T_r : residue temperature
- v : radial velocity from droplet
- W : molecular weight
- x, y : piston travel from top and bottom centers
- Y : mass fraction
- τ : critical time for droplet to just complete evaporation at the end of compression stroke
- ρ : gas density
- ρ_l : liquid density
- θ : crank angle
- λ : thermal conductivity
- κ : specific heat ratio
- γ_c : compression ratio

Subscripts

- A : air
- b : normal boiling state
- e : ambient condition
- F : fuel
- s : droplet surface
- o : droplet initial state
- ∞ : state within cylinder

참고문헌

1. Beer, J.M., Chigier, N.A.: "Combustion 'Aerodynamics",

- John Wiley & Sons, Inc. (1972).
2. 전홍신, 임종환: “저압 TBI용 분사밸브의 분무 특성에 관한 연구(1)”, 대한기계학회 논문집 제 17권 제 12호, pp. 3179-3186 (1993).
 3. 谷 泰臣 他: “EFI用 インジェクタの負壓雰圍氣 での噴霧状態”, 第11會液體微粒化に關 する講演會講演 論文集, pp. 7-12 (1993).
 4. Williams, F.A.: “Combustion Theory”, Addison-Wesley, Reading, Mass. (1965).
 5. Spalding, D.B.: “The Combustion of Liquid Fuels”, Fourth Symposium (International) on Combustion, Williams and Wilkins, Baltimore, pp. 847-864 (1953).
 6. Godsave, G.A.E.: “Studies of the Combustion of Drops in a Fuel Spray ; The Burning of Single Drops of Fuel”, Fourth Symposium (International) on Combustion, Williams and Wilkins, Baltimore, pp. 818-830 (1953).
 7. Law, C.K.: “Mechanisms of Droplet Combustion”, Proc. of the Second Symposium Colloquium on Drops and Bubbles, JPL Publication 82-7, edited by D. H. Le Croisette, pp. 39-53 (1982).
 8. Yuen, M.C. and Chen, L.W.: “On drag of Evaporating Droplets”, Combustion Science Technology 14. pp. 147-154 (1976).
 9. Sirignano, W.A.: “Theory of Multicomponent Fuel Droplet Vaporization”, Thermodynamics combustion, 9. pp. 235-251 (1979).
 10. Kent, J.C.: “Quasi-Steady Diffusion-Controlled Droplet Evaporation and Condensation”, Appl. Sci. Res., Vol. 28, pp. 315-345 (1973).
 11. Law, C.K.: “Recent Advances in Droplet Vaporization and Combustion”, Prog. in Energy and Combustion Science, Vol. 108, pp. 171-201 (1982).