

2행정 사이클 디젤기관의 가스교환과정 시뮬레이션

고 대 권* · 최 재 성**

Simulation of the Gas Exchange Process in a Two - Stroke Cycle Diesel Engine

D. K. Koh · J. S. Choi

Key words : Gas exchange process(가스교환과정), Uniflow scavenging(단류식 소기법), Scavenging efficiency(소기효율), Two - stroke diesel engine(2행정 디젤기관), Marine engine(선박용 기관), Simulation(시뮬레이션)

Abstract

The scavenging efficiency has a great influence on the performance of a diesel engine, especially slow two - stroke diesel engines which are usually used as a marine propulsion power plant. And this is greatly affected by the conditions in the cylinder, scavenging manifold and exhaust manifold during the gas exchange process. There are many factors to affect on the scavenging efficiency and these factors interact each other very complicatedly. Therefore the simulation program of the gas exchange process is very useful to improve and predict the scavenging efficiency, due to the high costs associated with redesign and testing. In this paper, a three - zone scavenging model for two - stroke uniflow engines was developed to link a control - volume - type engine simulation program for performance prediction of long - stroke marine engines. In this model it was attempted to simulate the three different regions perceived to exist inside the cylinder during scavenging, namely the air, mixing and combustion products regions, by modeling each region as a separate control volume. Finally the scavenging efficiency was compared with three type of scavenging modes, that is, pure displacement, partial mixing and perfect mixing.

* 정희원, 부산수산대학교

** 정희원, 한국해양대학교

기호설명

A	: 전열면적	(m^2)
A_a	: 소기공 유효개구면적	(m^2)
A_e	: 배기밸브 유효개구면적	(m^2)
$a_1 \sim a_5$: 다항식 계수	
a, b	: Annand 실험상수	
C_p	: 정압비열	(J/kgK)
$\overline{C_p}$: 평균 정압비열	(J/kgK)
D	: 실린더 직경	(m)
h	: 엔탈피	(J/kg)
κ	: 열전도계수	$(W/m \text{ } ^\circ C)$
M	: 분자량	
m	: 질량	(kg)
N	: 기관회전속도	(rpm)
P	: 실린더 압력	(Pa)
P_a	: 소기관 압력	(Pa)
P_b	: 배기관 압력	(Pa)
Q	: 전열량	(J)
R	: 일반기체상수 $(=8314.3 J/kmol K)$	
R	: 기체상수	(J/kgK)
Re	: 레이놀드수 $\left(= \frac{V_p D}{\nu} \right)$	
T	: 절대온도	(K)
V	: 실린더 체적	(m^3)
V_p	: 평균 피스톤속도	(m/s)
X	: 몰분율	
θ	: 크랭크 각도	$(deg.CA)$
κ	: 비열비	
$\overline{\kappa}$: 평균 비열비	
μ	: 혼합계수	
ν	: 동점성계수	(m^2/s)
ρ	: 밀도	(kg/m^3)

아래첨자

1	: 1영역
2	: 2영역
3	: 3영역
a	: 소기관
e	: 배기관
ω	: 실린더벽

CO_2 : 이산화탄소

H_2O : 수증기

O_2 : 산소

N_2 : 질소

1. 서 론

선박 주기관으로 주로 사용되고 있는 대형 저속 디젤기관의 성능은 소기효율에 의하여 크게 좌우되며, 소기효율은 가스교환과정에 있어서 실린더 내의 상태와 급·배기관내의 상태에 의하여 크게 영향을 받는다. 소기효율에 영향을 미치는 인자는 많으며 이들은 서로 복잡하게 관련하고 있다. 특히 2행정사이클 디젤기관의 소기과정은 실험적으로 파악하기가 매우 곤란하기 때문에 소기효율을 향상시키기 위하여, 또한 설계단계에서 소기효율을 예측하기 위하여는 가스교환과정의 시뮬레이션에 의한 예측이 유효한 수단이 될 수 있다.^{1),2)}

가스교환과정을 시뮬레이션하는 방법은 크게 다차원 방법(multi-dimension)과 다영역 방법(multi-zone)으로 나눌 수 있다. 다차원 방법은 실린더내에서 소기공, 배기밸브의 형상 및 수, 소. 배기관 가스의 압력 및 온도 등 가스교환과정에 영향을 미치는 인자들에 대해서 보다 세밀하게 관찰하기에는 적합하지만 계산시간이 상당히 소요되므로, 다실린더기관에서 연소과정을 포함한 전반적인 성능을 예측하는 시뮬레이션 프로그램으로는 적합하지 않기 때문에 다영역 방법이 사용되고 있다.^{3),4)}

다영역방법에는 실린더영역을 나누는 방법에 따라 단일영역모델, 2영역모델, 3영역모델 등으로 나눌 수 있다. 단일영역모델은 급기가 실린더내로 유입하는 순간 완전히 혼합되어 실린더내에 균일한 혼합가스가 된다고 가정한 경우이다. 즉, 실린더가스의 압력, 온도, 조성등은 실린더 전영역에 걸쳐 균일하다는 가정이다. 단일영역모델은 4행정 기관에서 흡·배기과정 중 흡·배기밸브가 모두 열린 기간동안의 가스교환과정에 적합한 모델이다. 흡·배기밸브가 모두 열린기간 동안은 피스톤이 상사점 부근에 있기 때문에 실린더가스의 체적이 매우 작을 뿐 아니라 가스교환 기간도 매우 짧기

때문이다. 단일영역모델을 일명 완전혼합소기 모델이라고도 한다.^{5),6)} 2영역모델에는 실린더내에 공기영역과 연소가스영역만 존재하고, 두 영역사이에서는 질량이동이 전혀 일어나지 않는다고 가정한 완전층상소기 모델, 실린더내로 유입된 공기 중 일부는 연소가스와 혼합되어 실린더내에는 공기영역과 공기와 연소가스가 혼합된 혼합기영역이 존재한다는 Nagai 모델,^{7),8)} 실린더내의 소기공부근에는 공기가 많이 포함된 혼합기영역과 배기밸브 부근에는 연소가스가 많이 포함된 혼합기영역 즉, 두 개의 혼합기영역이 존재하며 두 영역사이에서 질량이동이 이루어진다고 가정한 Borman 모델 등이 보고되었다.⁹⁾

Nagai 모델과 Borman 모델은 급기가 실린더 연소가스와 광범위하게 혼합되는 횡류소기 또는 루프소기를 채택한 디젤기관에는 적합하지만, 급기가 하부에서 상부로 일정하게 흐르는 유니플로우 소기식 디젤기관에는 부적합한 것으로 생각된다. 유니플로우 소기에서는 실린더내에는 공기영역, 연소가스영역과 이 두 영역사이에 혼합기영역 즉, 3영역이 존재하여 각 영역 사이에서 질량이동이 이루어진다고 가정하는 것이 급기가 연소가스와 혼합되는 과정을 보다 더 물리적으로 타당하게 나타낼 수 있다고 생각된다.^{10),11)}

따라서, 본 논문에서는 유니플로우 소기식 대형저속 디젤기관의 가스교환과정 해석에 적합한 3영역모델 시뮬레이션 프로그램을 개발하여, 소기 효율에 영향을 미치는 각 인자의 영향을 파악하고, 실린더내 가스의 상태 변화를 예측하고자 한다.

2. 계산 모델

Fig. 1과 같이 실린더영역을 3영역으로 나누어서, 각 영역에 대하여 에너지보존식, 질량보존식, 이상기체의 상태방정식등을 적용하여 열역학적 상태변수를 구하였다. 계산을 위한 가정은 다음과 같다.

(1) 실린더내의 가스는 3개의 영역, 즉 공기영역 (Zone - 1), 혼합기영역 (Zone - 2), 가스영역 (Zone - 3)으로 이루어져 있으며, 각 영역내에서의

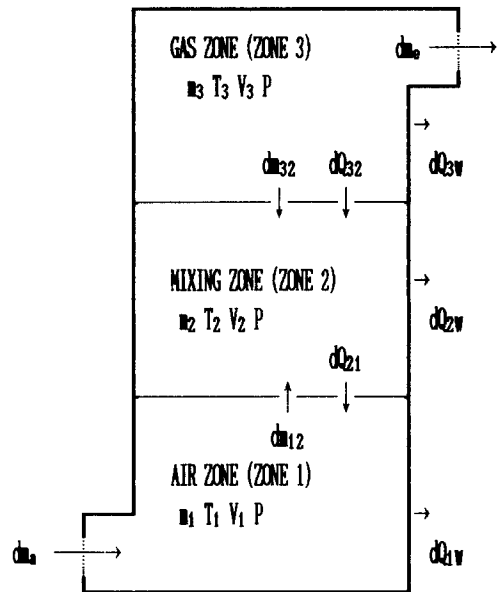


Fig. 1 Model of Gas Exchange Process

열역학적 상태변수는 같은 값을 갖는다.

(2) 실린더 가스의 압력은 전영역에 걸쳐 균일하다.

(3) 각 영역 사이의 질량이동은 공기영역에서 혼합기영역으로, 가스영역에서 혼합기영역으로만 이동한다.

(4) 혼합기영역 가스의 초기온도는 가스영역 가스의 온도와 동일하다.

(5) 실린더 가스는 CO₂, H₂O, O₂, N₂만으로 구성되어 있으며, 흡입공기의 성분은 O₂ 21% vol, N₂ 79% vol이다.

(6) 실린더 가스는 완전가스의 상태방정식을 따르고, 실린더 가스의 내부에너지는 실린더 가스의 온도 및 실린더 각 성분가스의 몰분율만의 함수이다.

(7) 실린더벽 및 각 영역 사이의 열전달은 Annand의 열전달식에 따른다.

(8) 정압 과급의 경우를 생각하여 소 배기관내의 상태(압력 및 온도)는 각각 일정하다고 가정한다.

(9) 소기공 및 배기밸브에서의 유동은 단열·정상류의 경계조건식을 적용한다.

3. 계산식

3.1 실린더내 가스의 압력 및 온도 변화

실린더 각 영역에 대해서 에너지 보존식을 적용하여, 실린더 가스의 압력 및 온도 변화를 구하면 다음 식과 같다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{(\kappa - 1)}{V} \left[\bar{C}_{pa} \frac{dm_a}{d\theta} - \bar{C}_{pe} T_e \frac{dm_e}{d\theta} - \frac{\kappa}{(\kappa - 1)} P \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dT_1}{d\theta} = \frac{1}{(\bar{C}_{p1} m_1)} \left[\frac{dm_a}{d\theta} (\bar{C}_{pa} T_a - \bar{C}_{p1} T_1) + \frac{dQ_{21}}{d\theta} - \frac{dQ_{1w}}{d\theta} + \frac{m_1 R_1 T_1}{P} \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_2}{d\theta} = & \frac{1}{(\bar{C}_{p2} m_2)} \left[\bar{C}_{p1} T_1 \frac{dm_{12}}{d\theta} + \bar{C}_{p3} T_3 \frac{dm_{32}}{d\theta} \right. \\ & \left. - \bar{C}_{p2} T_2 \left(\frac{dm_{12}}{d\theta} + \frac{dm_{32}}{d\theta} \right) + \frac{dQ_{32}}{d\theta} - \frac{dQ_{21}}{d\theta} \right. \\ & \left. - \frac{dQ_{2w}}{d\theta} + \frac{m_2 R_2 T_2}{P} \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (3) \end{aligned}$$

$$\frac{dT_3}{d\theta} = \frac{1}{(\bar{C}_{p3} m_3)} \left[-\frac{dQ_{32}}{d\theta} - \frac{dQ_{3w}}{d\theta} - \frac{m_3 R_3 T_3}{P} \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (4)$$

3.2 실린더내 가스의 열전달

실린더벽 및 각 영역사이에서의 열전달은 Annand의 열전달식을 따른다고 가정하면, 다음 식과 같다.¹²⁾

$$\frac{dQ_{21}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{\pi D^2}{4} a \frac{\kappa_1}{D} \text{Re}_1^b (T_2 - T_1) \quad (5)$$

$$\frac{dQ_{32}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{\pi D^2}{4} a \frac{\kappa_3}{D} \text{Re}_3^b (T_3 - T_2) \quad (6)$$

$$\frac{dQ_{1w}}{d\theta} = \frac{1}{6N} A_1 a \frac{\kappa_1}{D} \text{Re}_1^b (T_1 - T_w) \quad (7)$$

$$\frac{dQ_{2w}}{d\theta} = \frac{1}{6N} A_2 a \frac{\kappa_2}{D} \text{Re}_2^b (T_2 - T_w) \quad (8)$$

$$\frac{dQ_{3w}}{d\theta} = \frac{1}{6N} A_3 a \frac{\kappa_3}{D} \text{Re}_3^b (T_3 - T_w) \quad (9)$$

3.3 실린더내 가스의 질량 이동

소기공 및 배기밸브에서의 질량이동은 준정상

단열 유동으로 가정하고, 각 영역 경계면에서의 질량이동은 혼합계수 μ 를 이용하여 나타내면 다음 식과 같다.^{10),13)}

(1) 소기공에서의 질량 이동

$$\textcircled{1} 1 > \frac{P}{P_a} > \left(\frac{2}{\kappa_a + 1} \right)^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}} \text{인 경우(아음속유동)}$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_a}{d\theta} = & \frac{1}{6N} A_a \rho_a \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa_a}} \\ & \sqrt{\frac{2\kappa_a}{\kappa_a - 1} R_a T_a \left(1 - \frac{P}{P_a} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}}} \quad (10) \end{aligned}$$

$$\textcircled{2} 0 < \frac{P}{P_a} \leq \left(\frac{2}{\kappa_a + 1} \right)^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}} \text{인 경우(음속유동)}$$

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{1}{6N} A_a \rho_a \left(\frac{2}{\kappa_a + 1} \right)^{\frac{\kappa_a + 1}{2(\kappa_a - 1)}} \sqrt{\kappa_a R_a T_a} \quad (11)$$

$$\textcircled{3} P_a < P \text{인 경우(반대로 흐르는 경우)}$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_a}{d\theta} = & -\frac{1}{6N} A_a \rho_1 \left(\frac{P_a}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa_1}} \\ & \sqrt{\frac{2\kappa_1}{\kappa_1 - 1} R_1 T_1 \left(1 - \frac{P_1}{P} \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}}} \quad (12) \end{aligned}$$

(2) 배기밸브에서의 질량 이동

$$\textcircled{1} 1 > \frac{P_e}{P} > \left(\frac{2}{\kappa_3 + 1} \right)^{\frac{\kappa_3}{\kappa_3 - 1}}$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_e}{d\theta} = & \frac{1}{6N} A_e \rho_3 \left(\frac{P_e}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa_3}} \\ & \sqrt{\frac{2\kappa_3}{\kappa_3 - 1} R_3 T_3 \left(1 - \frac{P_e}{P} \right)^{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}}} \quad (13) \end{aligned}$$

$$\textcircled{2} 0 < \frac{P_e}{P} \leq \left(\frac{2}{\kappa_3 + 1} \right)^{\frac{\kappa_3}{\kappa_3 - 1}}$$

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \frac{1}{6N} A_e \rho_3 \left(\frac{2}{\kappa_3 + 1} \right)^{\frac{\kappa_3 + 1}{2(\kappa_3 - 1)}} \sqrt{\kappa_3 R_3 T_3} \quad (14)$$

$$\textcircled{3} P < P_e$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_e}{d\theta} = & -\frac{1}{6N} A_e \rho_e \left(\frac{P_e}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa_e}} \\ & \sqrt{\frac{2\kappa_e}{\kappa_e - 1} R_e T_e \left(1 - \frac{P}{P_e} \right)^{\frac{\kappa_e - 1}{\kappa_e}}} \quad (15) \end{aligned}$$

(3) 각 영역에서의 질량 이동

실린더내 가스를 3개의 영역으로 나누었을 경우, 실린더내 가스의 전체 질량에 대한 질량보존식은 다음과 같다.

$$\frac{dm_a}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} = \frac{dm_1}{d\theta} + \frac{dm_2}{d\theta} + \frac{dm_3}{d\theta} \quad (16)$$

여기에서, $\frac{dm_a}{d\theta}$ 는 소기공을 흐르는 가스의 질량 유량을 나타내며, 급기관에서 실린더로 흐를 경우 양의 값을 갖는 것으로 한다. $\frac{dm_e}{d\theta}$ 는 배기밸브로 흐르는 가스의 질량유량을 나타내며, 실린더에서 배기관으로 흐를 경우 양의 값을 갖는 것으로 한다. 실린더내 각 영역의 경계면에서의 질량이동은 공기 영역에서 혼합기 영역으로, 연소가스 영역에서 혼합기 영역으로만 이동한다고 가정하였으므로, 각 영역에서의 질량 변화는 다음 식과 같다.

$$\frac{dm_1}{d\theta} = \frac{dm_a}{d\theta} - \frac{dm_{12}}{d\theta} \quad (17)$$

$$\frac{dm_2}{d\theta} = \frac{dm_{12}}{d\theta} + \frac{dm_{32}}{d\theta} \quad (18)$$

$$\frac{dm_3}{d\theta} = -\frac{dm_{32}}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \quad (19)$$

각 영역 경계면에서 이동된 질량 $\frac{dm_{12}}{d\theta}$, $\frac{dm_{32}}{d\theta}$ 를 소기공에서의 유량 $\frac{dm_a}{d\theta}$ 의 함수라고 가정하면, 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dm_{12}}{d\theta} = \mu_{12} \frac{dm_a}{d\theta} \quad (20)$$

$$\frac{dm_{32}}{d\theta} = \mu_{32} \frac{dm_a}{d\theta} \quad (21)$$

여기에서, μ_{12} , μ_{32} 는 각 영역 경계면에서의 질량 이동량의 크기를 나타내는 계수로 μ_{12} 를 공기 혼합계수, μ_{32} 를 연소가스 혼합계수라 한다.

3.4 실린더내 가스의 엔탈피 및 비열비

실린더내의 각 영역에서 가스의 엔탈피 변화는 BENSON이 제안한 다항식을 따른다고 가정하면 다음 식과 같다.¹⁴⁾

$$M = X_{CO_2} \cdot 44.01 + X_{H_2O} \cdot 18.016 + X_{O_2} \cdot 32.0 + X_{N_2} \cdot 28.016 \quad (22)$$

$$R = \frac{R}{M} \quad (23)$$

$$h = R(a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5) \quad (24)$$

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{p=const.} = R(a_1 + 2a_2 T + 3a_3 T^2 + 4a_4 T^3 + 5a_5 T^4) \quad (25)$$

$$\alpha_i = X_{CO_2} \cdot \alpha_{i,CO_2} + X_{H_2O} \cdot \alpha_{i,H_2O} + X_{O_2} \cdot \alpha_{i,O_2} + X_{N_2} \cdot \alpha_{i,N_2} \quad (26)$$

$$\kappa = \frac{C_p}{(C_p - R)} \quad (27)$$

3.5 계산방법

위에서 열거한 실린더내 각 영역에서의 압력, 온도, 질량 등을 나타내는 연립 미분방정식은 Runge-Kutta 수치적분을 이용하여, 크랭크각도 1도 간격으로 계산을 하였다. 초기 입력 데이터로서, 실린더 초기압력 및 온도는 10.6 bar, 727°C, 실린더벽 온도는 227°C, 실린더내 연소가스의 각 성분에 대한 초기 몰분율은 CO₂ 0.069, H₂O 0.066, O₂ 0.100, N₂ 0.765로 하였으며, 소기공의 유량계수는 0.65, 배기밸브의 유량계수는 0.85로 하였다. 혼합계수 μ_{12} , μ_{32} 의 값은, 완전충상소기의 경우 실린더내로 유입되는 공기와 실린더내의 연소가스는 전혀 혼합되지 않으므로 $\mu_{12}=0$, $\mu_{32}=0$ 로 하였고, 부분혼합소기의 경우에는 $0 < \mu_{12} < 1$, $0 < \mu_{32} < 1$ 로 하였으며, 완전혼합소기의 경우에는 소기공에서 실린더내로 들어오는 공기는 실린더내의 연소가스와 순간적으로 완전히 혼합되므로 $\mu_{12}=\infty$, $\mu_{32}=\infty$ 로 하였다.

4. 계산 결과 및 고찰

시뮬레이션 대상 기관은 Table 1과 같이 실린더 내경이 700mm, 압축비가 15.914인 MAN B&W사의 S70MC 기관이다. 운전조건은 기관회전속도 88rpm, 소기관압력 3.2 bar, 배기관압력 3.0 bar이다. 시뮬레이션은 완전충상소기, 부분혼합소기 및 완전혼합소기의 경우에 대해서 행하였다. 즉, 소기공을 통하여 실린더내로 유입되는 공기는 실린더내의 연소가스와 전혀 혼합이 되지 않는 완전충상소기, 이와는 반대로 실린더내로 유입되는 공

Table 1 Engine Specifications and Operating Conditions

Diameter of cylinder bore	0.7m
Length of cylinder stroke	2.674m
Length of connecting rod	3.066m
Compression ratio	15.914
Engine speed	88.0rpm
Inlet manifold pressure	3.2bar
Exhaust manifold pressure	3.0bar
Inlet ports opening	132° ATDC
Inlet ports closing	228° ATDC
Exhaust valve opening	106° ATDC
Exhaust valve closing	263° ATDC

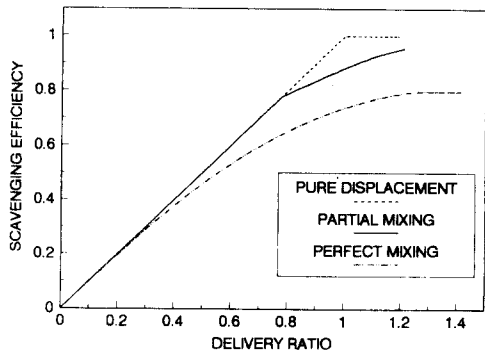


Fig. 2 Variation of Scavenging Efficiency with Crank Angle

기는 실린더내의 연소가스와 순간적으로 완전하게 혼합되는 완전혼합소기, 그리고 위에서 언급한 가스혼합의 중간형태인 부분혼합소기(3영역 모델)의 3가지 경우이다.

Fig. 2는 급기비에 대한 소기효율의 변화를 완전충상소기, 완전혼합소기, 부분혼합소기, 즉 혼합형태에 따라 나타낸 것이다. 완전충상소기의 경우 소기효율과 급기비는 같은 비율로 증가하다가 급기비가 1.0 이상인 점에서는 소기효율이 일정한 값 1.0 을 갖는 것을 알 수 있고, 부분혼합소기 및 완전혼합소기에 비해서 급기비가 가장 작지만 소기효율이 가장 크다는 것을 알 수 있다. 즉, 가장 이상적인 소기형태인 것을 알 수 있다. 또한 부분혼합소기의 경우 소기효율은 두가지의 극한 소기형상인 완전충상소기와 완전혼합소기의 중간값을 갖는 것을 알 수 있다. Fig.3,4는 소기형상에 따른 소기효율 및 공기순도의 변화를 크랭크각도(TDC를 0도로 함)에 따라 나타낸 것이다. Fig.2에서와

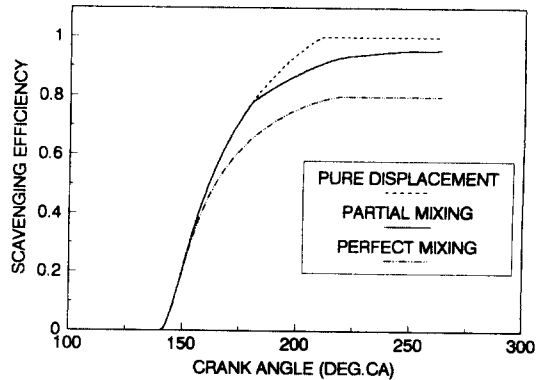


Fig. 3 Variation of Scavenging Efficiency with Crank Angle

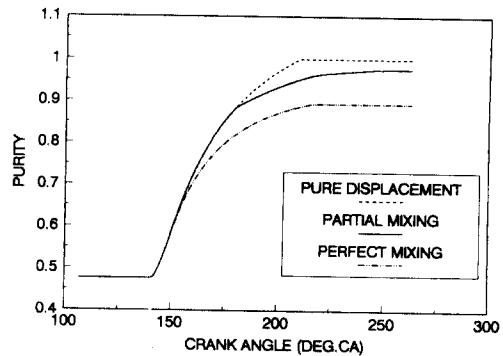


Fig. 4 Variation of Purity with Crank Angle

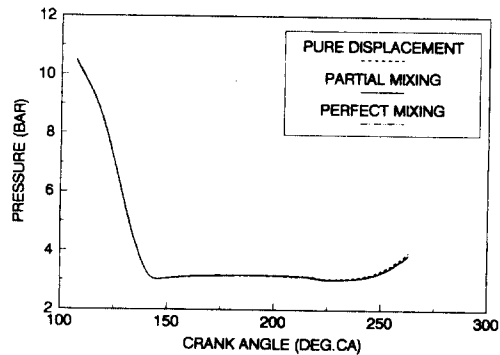


Fig. 5 Variation of Cylinder Pressure with Crank Angle

같이 완전충상소기의 경우에 가장 큰 값을 나타내고, 완전혼합소기의 경우에는 가장 작은 값을 나타내고 있다. Fig. 5, 6, 7은 혼합형태에 따른 실린더가스의 압력, 실린더가스의 평균온도, 실린더가스의 질량변화를 크랭크각도로 나타낸 것이다. 실린

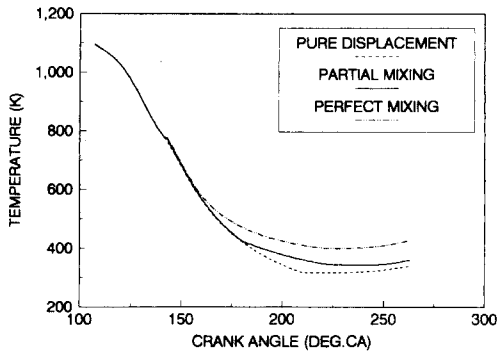


Fig. 6 Variation of Cylinder Temperature with Crank Angle

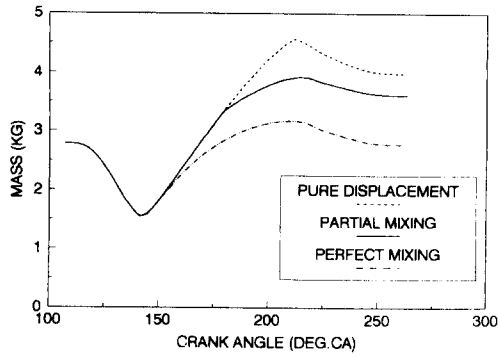


Fig. 7 Variation of Cylinder Mass with Crank Angle.

더가스의 압력변화는 혼합형태에 따라 크게 변화하지 않고 거의 비슷한 형상을 하고 있지만, 실린더가스의 평균온도는 완전혼합소기일 때 가장 높고, 반면에 실린더가스의 질량은 가장 작은 것을 알 수 있다. 소기 종료후의 소기효율, 공기순도, 실린더가스의 압력, 온도, 질량변화등을 나타내면 Table 2와 같다. 부분혼합소기의 경우, 공기영역과 혼합기영역, 연소가스영역과 혼합기영역 경계면에서의 질량이동, 즉 혼합형태는 소기공 및 배기밸브의 형상, 소기관 및 배기관 가스의 상태등에 따라 변화하기 때문에, 운전조건 및 혼합계수를 실제기관에 알맞는 상태로 설정하면 소기과정에 있어서 실린더상태의 예측 및 실험 결과와의 비교도 가능할 것이다.

본연구에서는 실린더내로 유입되는 공기와 실린더 연소가스와의 혼합형태는 항상 동일하지 않고, 가스교환과정 동안 크랭크각도에 따라 변화한

Table 2 Performance data comparisons

	Pure Displacement Model	Three - Zone Model	Perfect Mixing Model
Scavenging Efficiency	1.0	0.955	0.798
Purity	1.0	0.976	0.894
Delivery Ratio	1.189	1.209	1.411
Cylinder Pressure(bar)	3.960	3.873	3.872
Cylinder Temperature(K)	340.3	359.7	444.4
Cylinder Mass(kg)	3.988	3.617	2.775

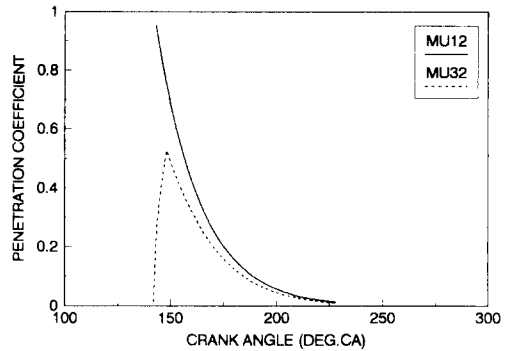


Fig. 8 Variation of Penetration Coefficient $M_{\mu 12}$, $M_{\mu 32}$ with Crank Angle

다고 가정하였다. 즉, 소기공이 열린 직후에는 소기공에서 실린더내로 들어오는 공기가 젯트형태로 유입되어 연소가스와 거의 혼합을 하지만, 시간이 경과함에 따라 공기영역과 혼합기영역의 경계면이 소기공에서 상부로 멀어지므로 유입공기의 젯트유동에 의한 혼합효과는 감소하고, 반면에 난류확산에 의한 혼합이 주로 지배하기 때문에 혼합계수 μ_{12} , μ_{32} 가 Fig. 8과 같이 변화한다고 가정하였다. 이때 각 영역사이에서 이동되는 질량은 식(20) 및 (21)에 의해 Fig. 9와 같이 변화한다. Fig. 10은 소기공 및 배기밸브에서의 통과유량을 크랭크각도로 나타낸 것이다. 소기공이 열리는 순간 실린더 연소가스가 소기관으로 역류함을 알 수 있으며, 크랭크각도 186도 부근에서 통과유량이 급격하게 증가하는 것은 크랭크각도 186도 이전

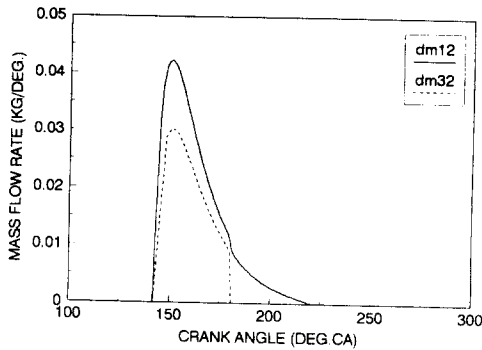


Fig. 9 Variation of Mass Flow Rate dm12, dm32 with Crank Angle

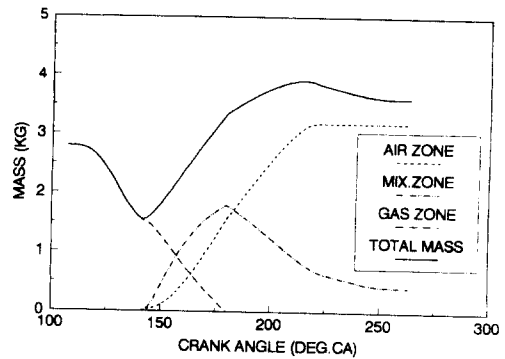


Fig. 11 Variation of Zone Mass with Crank Angle

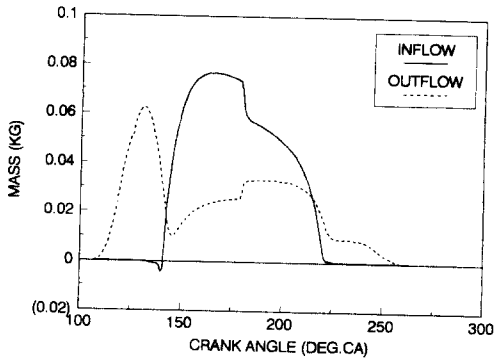


Fig. 10 Variation of Inflow & Outflow Mass Flow Rate with Crank Angle

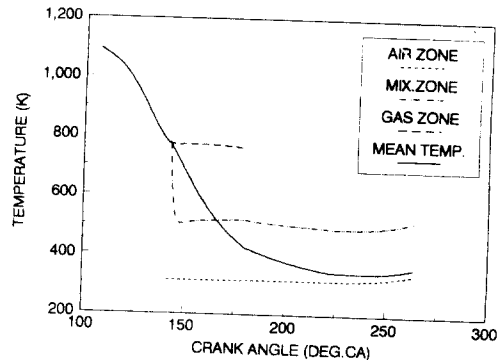


Fig. 12 Variation of Zone Temperature with Crank Angle

에는 실린더내 연소가스가 배기밸브를 통과하지만, 그 이후에는 연소가스영역이 소멸되어 연소가스보다 밀도가 큰 혼합가스가 배기밸브를 흐르기 때문이다. 따라서 연소가스영역이 소멸되는 부근에서는 계산간격을 짧게 하는 것이 필요하다고 생각된다. Fig. 11, 12는 각 영역에서의 질량변화 및 온도변화를 크랭크각도로 나타낸 것이다. Fig. 11에서 보면 크랭크각도 186도에서 연소가스영역이 소멸되지만, 혼합가스영역은 배기밸브가 닫히는 크랭크각도 263도에서도 남아있기 때문에 소기가 완전히 이루어지지 않고 있음을 알 수 있으며, 따라서 완전소기를 위하여는 더 많은 연구가 필요한 것으로 생각된다.

이상의 검토 결과로부터 본 시뮬레이션 계산 결과는 2행정사이클 디젤기관의 소기과정을 정성적으로는 잘 나타내고 있으며, 앞으로 혼합계수 및 실험결과와의 비교 검토를 통하여 더욱 예측정도

가 높은 결과를 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

5. 결 론

유니플로우식 2행정사이클 디젤기관의 가스교환과정을 3영역 모델을 이용하여, 실린더내 가스의 혼합형태의 변화에 따라 시뮬레이션한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 완전 충상소기의 경우 소기효율은 최대값 1.0 이지만 급기비는 가장 작으므로, 부분 혼합소기, 완전 혼합소기에 비해서 가장 이상적인 소기 형태임을 알 수 있다.
- 2) 실린더내 가스의 압력변화는 가스의 혼합형태가 바뀌어도 거의 변화가 없었다. 즉, 완전 충상소기, 완전 혼합소기 및 부분 혼합소기에서 압력변화의 경향은 거의 동일하였다.
- 3) 실린더내 가스의 평균온도는 가스의 혼합비

율이 증가할수록 상승하였지만, 실린더내 가스의 질량 및 소기효율은 반대로 감소하는 경향을 나타내었다. 즉, 완전 혼합소기의 경우 가스의 평균온도는 가장 높았지만, 가스의 질량 및 소기효율은 가장 낮은 값을 나타내었다.

4) 부분 혼합소기의 경우 소기공이 열리는 순간 실린더내 가스가 소기관으로 역류하였고, 상사점 후 186도에서 연소가스영역이 완전히 소멸되었다.

본연구에서는 혼합계수, 유량계수 및 열전달계수의 영향을 고려할 수 있도록 하였으며, 실제 기관에서 이들 계수는 기관의 형상 및 운전조건에 따라 변화하므로, 향후 이러한 계수들이 소기효율에 미치는 영향에 대하여 보다 심도있게 연구할 필요가 있다고 생각한다.

6. 참고문헌

- 1) M. Nagai 외 2명, "二サイクルディーゼル機関における掃排氣過程の解析", 日本船用機關學會誌, Vol. 6 No. 9, 1971, pp. 49 - 64.
- 2) M. Nagai 외 3명, "大形二サイクルディーゼル機関の性能シミュレーション", 日本機械學會論文集(第2部), Vol. 40 No. 332, 1973, pp. 1154 - 1169.
- 3) R. Diwaker, "Three - Dimensional Modelling of the In - Cylinder Gas Exchange Processes in a Uniflow - Scavenged Two - Stroke Engine", SAE paper No. 870596, 1987.
- 4) A. Carapanayotis, and M. Salcudean, "Mathematical Modeling of the Scavenging Process in a Two - Stroke Diesel Engine", ASME Journal of Engineering for Power, Vol.110, 1988, pp.539 - 546.
- 5) 이명환, 김현구, "內燃機關(上卷)", 대광서림, 1984, pp. 108 - 128.
- 6) 고대권, 최재성, "박용 대형 저속 2행정사이클 디젤 기관의 가스교환과정 시뮬레이션(제 1보 : 단실린더 기관의 경우)", 한국박용기관학회 춘계초록집, 1990, pp. 5 - 10.
- 7) K. Nishiwaki, "ガス交換過程のシミュレーション(1)", 內燃機關, Vol. 13 No. 154, 1974, pp. 73 - 79.
- 8) K. Nishiwaki, "가스交換過程의 시뮬레이션(2)", 內燃機關, Vol. 13 No. 155, 1974, pp. 73 - 80.
- 9) E. Streit, and G. Borman, "Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two - Stroke Diesel Engine", SAE paper No.710176, 1971.
- 10) N. Kyrtatos, and I. Koumbarelis, "A Three - Zone Scavenging Model for Two - Stroke Uniflow Engines", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 110, 1988, pp. 531 - 537.
- 11) 고대권, 최재성, "박용 대형 저속 2행정사이클 디젤 기관의 가스교환과정 시뮬레이션(제 2보 : 3 - 영역 모델의 검토)", 한국박용기관학회 추계초록집, 1993, pp. 38 - 43.
- 12) W. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc Instn Mech Engrs, Vol.177 No.36, 1963, pp. 973 - 996.
- 13) 이종순, 노병준, 표준유체역학, 동명사, 1988, pp. 427 - 465.
- 14) R. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", 2nd Edition, Pergamon Press, 1977, pp. 63 - 206.