

# 2영역 모델을 이용한 선박용 디젤기관의 NO 생성농도 예측에 관한 연구

정영훈\* · 최재성\*

## A Study on the Calculation of NO Formation Using a Two-Zone Model for Marine Diesel Engines

Young-Hoon Jung\* · Jae-Sung Choi\*

E-mail : blueb1@hanmail.net

### 요 약

오늘날 대기오염과 지구 환경에 대한 관심이 고조됨에 따라 대기오염을 유발하는 배기 배출물에 대한 규제가 본격적으로 시작되면서 인체에 유해한 배기 배출물 즉 질소산화물 (NOx)과 미립자와 같은 유해배기가스의 저감을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

본 논문에서는 대형저속박용디젤기관의 NOx 발생에 관한 기초연구로서 연소실내의 연소과정에서 생성되는 NO 농도의 조성을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하여 질소산화물의 배출농도를 정량적으로 예측하고, 예측결과와 박용엔진에서 실제 계측한 결과를 비교함으로써 정량적 예측방법에 관하여 검토하였다.



Diesel engine is a major source of the air pollution. In general, the concentrations of these pollutants in diesel engine exhaust gas differ from values calculated assuming chemical equilibrium. Thus the chemical mechanisms about these pollutions form are important in determining emission levels.

In this study, the computer program has been developed to calculate the required thermodynamic properties of combustion products (10 species) for both equilibrium and non-equilibrium in cylinder for diesel engines. Nitric oxide emissions are calculated by using the extended Zeldovich Kinetic mechanism.

By the results, the predictions show well the general trend in NO emission behaviour for Marine diesel engine when compared with experiment.

### 1. 서 론

오늘날 지구 환경에 대한 관심이 고조됨에 따라 대기오염을 유발하는 배기 배출물에 대한 규제가 본격적으로 시작되었다. 따라서 인체에 유해한 배기 배출물 즉 질소산화물 (NOx)과 미립자와 같은 유해배기가스의 저감을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

특히, 해상에서는 2000년 1월 1일 이후 선박에 탑재되는 출력 130kW이상의 디젤엔진이나 주요한 개조가 이루어지는 출력 130kW 이상의 디젤엔진에 대해 NOx 규제가 적용되고 있다.

그러나 질소산화물과 미립자의 저감방법은 서로

상반되기 때문에 효과적으로 동시에 저감시킬수 있는 방법의 개발이 어려운 실정이다. 질소산화물을 저감하는 방법[1]~[3]으로는 연소과정에서 저감하는 전처리방법이 있고 그 종류에는 연료 분사시기 지연, 배기가스 재순환 (Exhaust Gas Recirculation), 연료분사 계통 개선, 물을 이용하는 방법 등이 있다. 또 다른 방법으로는 촉매를 이용하여 연소가 끝난 배기가스를 환원시키는 후처리방법이 있으며 그 종류에는 SCR (Selective Catalytic Reduction) 방식, 플라즈마 방식 등이 있다. 그리고 미립자 저감방법으로는 DPF (Diesel Particulate Filter Trap) 장치, CRT (Continuous Regeneration Trap) 장치 등이 있다.

\* 한국해양대학교 기관시스템공학부

디젤기관의 연소는 연료의 분사에 의하여 실린더 내에 혼합비가 불균일한 혼합기가 다양하게 형성되기 때문에 디젤연소과정중에 생성되는 연소생성물을 정확히 예측하기는 매우 어려운 과제이다. 이를 해석하기 위하여 많은 연구자들이 노력하여 왔으나 많이 인용되고 있는 해석방법으로는 실린더내를 공간적으로 구분하는 방법에 따라 단일영역모델과 다영역모델로 분류할 수 있다.[3]~[5] 단일영역모델에는 연료의 분사상태와는 관계없이 실린더내에 시간적 공간적으로 균일한 혼합비의 혼합기가 존재한다고 가정하고, Wiebe의 연소함수를 이용하는 방법과 연소준비기간 즉 연료의 증발, 혼합과정 등을 고려한 Whitehouse-way 모델 등을 예로 들 수 있다. 다영역 모델로는 실린더내를 기연영역과 미연영역으로 구분하는 2영역모델과 공기의 유동을 고려하여 혼합비가 다른 2개 이상의 영역으로 구분하는 다영역모델을 들 수 있다. 각 계산모델들은 장단점을 가지고 있으며 모델이 복잡할수록 많은 실험계수가 요구되고 있기 때문에 목적에 따라 계산모델을 선택하게 된다.

본 연구에서는 대형저속박용디젤기관의 NOx 발생에 관한 기초연구로서 연소실내의 연소과정에서 생성되는 NO 농도의 조성을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하고, 이로부터 질소산화물의 배출농도를 정량적으로 예측할 수 있는 수법에 관하여 연구하였다.

## II. 연소과정 모델링과 NO 생성율

### 2.1 NOx의 예측계산방법

NO의 생성 과정을 화학적인 측면에서 살펴보면 화학 평형에 도달하기까지의 반응속도를 고려하는 비평형 계산법과 반응하면 즉시 평형상태에 도달한다고 가정한 평형 계산법이 있다.[8]~[11]

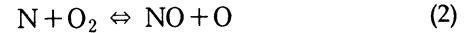
일반적으로 팽창행정 동안의 NO해리는 온도 감소로 인해 매우 느리게 진행되고 NO생성율은 연소율보다 느리게 진행되기 때문에 대부분의 NO는 연소가 완전히 이루어진 다음에 생성되고 NO농도가 평형에 도달되는 시간은 다른 생성물 성분이 평형에 도달되는 시간보다 더 많이 요구된다. 즉, NO는 연소행정에서는 고온이기 때문에 반응속도가 빨라져서 평형농도에 도달되는데 이때의 NO농도는 매우 높고, 팽창 행정에서는 반응 온도가 급격하게 저하 하지만 반응 속도가 느려 지기 때문에 평형상태에 도달하지 못하고 동결[10],[11]되어 평형상태의 NO농도보다 상당히 높게 배출된다.

따라서, 평형계산으로부터 구한 결과는 실린더내의 NO발생 경향을 정성적으로 설명하는 것은 가능하지

만 정량적으로 설명하기는 미흡하다. 그러므로 NO를 제외한 다른 가스 성분은 반응 시간이 아주 짧기 때문에 평형계산을 이용할 수 있지만 NO의 반응속도는 연소 속도에 비해 빠르지 못하고 평형에 도달하는 시간이 매우 길어서 비평형으로 계산해야 한다. 따라서 NO생성물 예측은 열역학적 평형계산과 반응속도를 고려한 비평형계산의 두단계로 나누어서 계산하면 NO생성량을 예측할 수 있다.

연소실내의 질소산화물 생성반응의 종류는 대단히 많다. 최근 가장속도가 빠르고 지배적인 것은 확장 Zeldovich mechanism으로 알려져 있으며, 많은 관련 문헌들에서 인용되고 있다. 따라서, 본 논문에서도 이 모델을 사용하기로 한다.

비평형 계산에 이용된 NO 생성 메카니즘은 다음과 같은 확장 Zeldovich mechanism을 이용하였다.[14],[15]



### 2.2 연소과정 모델링

디젤기관의 실린더내 사이클은 닫힘기간과 열림기간 두개의 기간으로 나누어 생각할 수 있다. 또한 닫힘 기간중 즉 압축·팽창행정의 성능 시뮬레이션에 있어서는 연소기간중의 실린더내 상태변화를 예측하는 것이 중요하며, 일반적으로 연소과정의 시뮬레이션에는 단일영역모델 및 다영역모델등이 사용되고 있다.

본 연구에서는 NO 생성농도를 예측할 때 크게 영향을 미치는 인자인 기연가스온도를 계산하기 위해 실린더 전체영역의 평균가스온도를 이용하는 단일영역보다 실린더 내부의 가스를 기연가스와 미연가스로 구분하여 계산하는 2영역모델을 채택하였다.

또한 Wiebe의 연소함수를 중첩 적용하여 연소과정에 있어서의 실린더내 상태를 예측하고 그 결과를 이용하여 연소실내 가스의 조성을 예측하도록 하였다.

Fig. 1은 연소실을 미연영역과 기연영역으로 구분하여 나눈 열역학적 2영역 모델을 나타내고 있다. 이 모델에서 미연영역은 공기로 구성되며, 기연영역은 연소 생성물로 구성되어 있다. 그림에서 P는 압력,  $v_b$ 와  $v_u$ 는 각각 기연가스와 미연가스 비체적 그리고  $T_b$ 와  $T_u$ 는 기연가스와 미연가스 온도를 나타낸다.

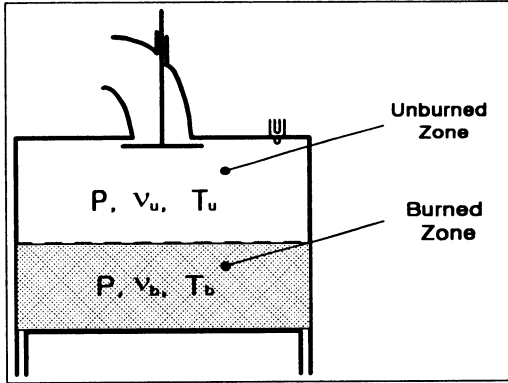


Fig. 1 Definition of the two-zone thermodynamic combustion model

실린더내 가스의 에너지 평형은 연료에 의해 실린더내로 공급되는 에너지 중 일부는 기계적 일로 변환되고 일부는 실린더로부터 배기가스 형태로 빠져나가며 그 나머지는 열전달에 의해 벽외로 빠져나가거나 blowby에 의하여 손실되는 것으로 한다. 따라서 연소실 가스에 대하여 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.[15]

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\theta} &= m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} \\ &= \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l h_l}{d\theta} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_f \frac{dx}{d\theta} - \frac{dQ_l}{d\theta} \quad (4)$$

여기서,  $dU$  : 내부에너지 변화,  $PdV$  : 팽창일,

$\dot{m}_l h_l$  : blowby에 의해 빠져나간 열량,

$Q_f$  : 공급연료발열량,  $Q_l$  : 연소실내의 손실열량,

$x$  : 연소율

위 식들과 상태방정식을 이용하면 실린더내 상태 즉 온도와 압력을 구할 수 있는데 blowby에 의해 빠져나간 열량은 없는 것으로 가정하였고 단위 질량당 내부에너지와 비체적은 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{U}{m} = x u_b + (1-x) u_u \quad (5)$$

$$v = \frac{V}{m} = x v_b + (1-x) v_u \quad (6)$$

여기서,  $m = m_u + m_f$

또한 각각의 기연과 미연가스의 비체적과 에너지는 다음과 같은 함수관계의 식으로 나타낼 수 있다.

$$v_b = v_b(T_b, P) \quad (7)$$

$$v_u = v_u(T_u, P) \quad (8)$$

$$u_b = u_b(T_b, P) \quad (9)$$

$$u_u = u_u(T_u, P) \quad (10)$$

각각의 함수 관계식을 크랭크 각도에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (11)$$

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial v_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (12)$$

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (13)$$

$$\frac{du_u}{d\theta} = \frac{\partial u_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial u_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (14)$$

따라서 에너지방정식은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} m \frac{du}{d\theta} &= \left[ x \frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} \right. \\ &\quad \left. + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] m \end{aligned} \quad (15)$$

(15)의 식을 다시  $\frac{du_b}{d\theta}$  와  $\frac{du_u}{d\theta}$  의 식으로 나타내면 식 (16)과 같다.

$$\begin{aligned} m \frac{du}{d\theta} &= m x \left( c_{pb} - \frac{P v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} \\ &+ m (1-x) \left( c_{pu} - \frac{P v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} \\ &- \left[ m x v_b \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \right. \\ &+ m (1-x) v_u \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \left. \right] \frac{dP}{d\theta} \\ &+ m (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (16)$$

식 (16)에는 다음과 같은 도함수가 포함되어 있다.

$$\frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, \frac{dV}{d\theta}, \frac{dx}{d\theta} \quad (17)$$

이를 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$f(\theta, \frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, P, T_b, T_u) = 0 \quad (18)$$

여기서,  $T_b$  : 기연가스 온도,

$T_u$  : 미연가스 온도

위 식을 다음과 같은 방정식으로 풀면 압력, 미연 가스 온도, 기연가스 온도, 작동일, 열손실을 구할 수 있다.

$$\frac{dP}{d\theta} = f_1(\theta, P, T_b, T_u) \quad (19)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = f_2(\theta, P, T_b, T_u) \quad (20)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = f_3(\theta, P, T_b, T_u) \quad (21)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = f_4(\theta, P) \quad (22)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = f_5(\theta, P, T_b, T_u) \quad (23)$$

기연영역과 미연영역의 열손실은 다음식과 같이 계산하였다.

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{Q_b + Q_u}{w} \quad (24)$$

$$Q_b = h A_b (T_b - T_w) \quad (25)$$

$$Q_u = h A_u (T_u - T_w) \quad (26)$$

여기서,  $h$  : 열전달 계수,  $A_b$  : 기연영역의 전열면적,  $A_u$  : 미연영역의 전열면적

기연영역과 미연영역의 실린더 전열면적  $A_b$ 와  $A_u$ 는 다음과 같다.

$$A_b = \left( \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{1/2} \quad (27)$$

$$A_u = \left( \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1 - x)^{1/2} \quad (28)$$

여기서,  $b$  : 실린더 직경,  $V$  : 실린더 체적

Wiebe의 연소함수를 이용하여 시간에 따른 연소과정을 모델화하면 다음과 같다.[16]~[18]

$$x = 1 - \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right\} \quad (29)$$

여기서,  $x$  : 임의의 연소기간  $t$ 에서 연료량에 대한 연소비율,  $t_z$  : 연소기간,  $t$  : 임의의 연소기간,  $m$  : 연소 특성지수

위 식에서 시간을 크랭크 각도로 바꾸고 미분하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{dx}{d\theta} = 6.9 (m+1) \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^m \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right\} \quad (30)$$

디젤연소는 예혼합연소 부분과 확산연소 부분으로 구성되고 이 두개의 연소는 착화화 동시에 시작되고 하는 두가지 가정을 하면 열발생속도의 근사함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dx}{d\theta} = \alpha \left[ 6.9 (m_p+1) \left( \frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p} \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p+1} \right\} \right] + (1-\alpha) \left[ 6.9 (m_d+1) \left( \frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d} \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d+1} \right\} \right] \quad (31)$$

여기서,  $\alpha$  : 예혼합 연소 및 확산연소의 비율

$m_p$  : 예혼합 연소 특성지수

$m_d$  : 확산 연소 특성지수

$\theta_p$  : 예혼합 연소 기간

$\theta_d$  : 확산 연소 기간 (전체 연소 기간)

위 식에서 예혼합연소비율  $\alpha$ , 예혼합 연소기간  $\theta_p$ , 확산연소기간  $\theta_d$ , 예혼합 연소 특성지수  $m_p$ , 확산연소 특성지수  $m_d$ 를 변수로하여 연소과정에 있어서의 열발생형태를 변화시킬 수 있다.

### 2.3 NO 생성율의 계산

실린더내 화염면에서 에너지 생성 반응율은 매우 빠르게 진행되고 기연가스는 열역학적 평형에 가깝다고 할 수 있기 때문에 온도와 압력은 평형계산의 결과를 사용할 수 있지만, NO 생성율은 일반적으로 다른 emission 성분 생성속도보다 매우 느리게 생성되므로 NO에 대한 계산은 비평형으로 계산하여야 한다.

NO의 비평형계산은 연소가스에 포함된 CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, H, O, OH, NO의 10개 성분의 평형상태에서의 조성을 구하고, 아래의 평형 NO 농도를 이용하여 NO 생성율을 다음과 같이 계산할 수 있다.[14],[15]

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \{1 - \beta^2\}}{(1 + \beta K)} \quad (32)$$

여기서,

$$R_1 = k_1^+ [O]_{eq} [N_2]_{eq} = k_1^- [N]_{eq} [NO]_{eq}$$

$$R_2 = k_2^+ [N]_{eq} [O_2]_{eq} = k_2^- [NO]_{eq} [NO]_{eq}$$

$$R_3 = k_3^+ [N]_{eq} [OH]_{eq} = k_3^- [NO]_{eq} [H]_{eq}$$

$$k_1^+ = 7.6 \times 10^{13} \exp(-38000/T)$$

$$k_2^- = 1.5 \times 10^9 T \exp(-19500/T)$$

$$k_3^- = 2.0 \times 10^{14} \exp(-23650/T)$$

$$\beta = \frac{[NO]}{[NO]_{eq}}$$

$$K = \frac{R_1}{R_2 + R_3}$$

방정식 (32)를 Runge - Kutta방법을 이용하여 풀면 NO 생성물에 대한 몰 농도를 구할 수 있고 이 방정식에 사용된 평형상수, 각 가스성분, 열역학적 성질은 평형 계산한 결과를 사용하였다.

### III. 시뮬레이션 결과 및 고찰

#### 3.1 기관의 사양과 NOx 계측

Table 1은 프로그램의 검증에 위하여 사용된 엔진의 사양을 나타낸 것이고, NOx의 측정에는 비분산적외선분석법 (NDIR ; Non-Dispersive Infra-Red)을 이용한 배기가스 측정장비 (Mexa 9100F ; Horiba사)를 사용하였다.

Table 1. Specifications of the engine

| Specification         | Dimension  |
|-----------------------|--|
| Model                 | MAN B&W 6S70MC   |
| Output × Speed        | MCR: 22920Bhp × 91rpm  |
| Bore                  | 700 mm   |
| Stroke                | 2674 mm  |
| Connecting Rod Length | 3066 mm  |
| Compression Ratio     | 17.3   |
| Fuel                  | Marine Diesel Oil  |
| Valve timing          | Scavenging-air port :<br>open - BBDC 40°<br>close - ABDC 40°<br>Exhaust valve :<br>open - ATDC 116°<br>close - ATDC 258° |

Fig. 2는 부하 100%일 때 NOx를 계측한 결과이고, 계측한 NOx의 값이 950~1150 (ppm)으로 차이가 나타나는 것은 흡입된 공기량과 분사된 연료량 그리고 대기상태 (습도, 온도) 등에 의한 것으로 판단되고, 8번 계측한 값의 평균 NOx값은 약 1021 (ppm)이다.

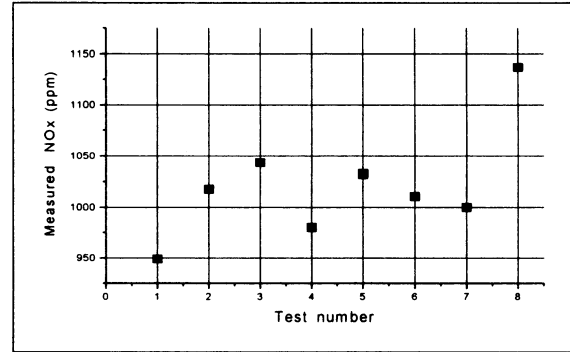


Fig. 2 Measured NOx concentrations at 91rpm (100% load)

#### 3.2 NOx 생성에 대한 검토

개발된 NOx 생성농도 예측프로그램에 의한 계산 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 기존의 문헌들에 의하여 NOx의 생성에 영향을 미치는 것으로 보고된 인자들을 변경시켰을 때의 계산결과에 대하여 검토하고자 한다.

##### 3.2.1 단일영역 모델에 의한 검토

실제의 압력선도와 Wiebe 연소함수와와의 함수 근사 결과 예혼합연소비율  $\alpha$ , 예혼합 연소기간  $\theta_p$ , 확산연소기간  $\theta_d$ , 예혼합 연소 특성지수  $m_p$ , 확산연소 특성지수  $m_d$ 의 값은 Table 2과 같은 결과를 얻었다. 이 값들 중에서 예혼합 연소기간  $\theta_p$ , 확산연소기간  $\theta_d$ 은 문헌 [19]에서 제시한 값들을 참고로 하였고 예혼합연소비율  $\alpha$ , 예혼합 연소 특성지수  $m_p$ , 확산연소 특성지수  $m_d$ 의 값들은 결과로 얻은 값들이다.[9],[19]

Table 2. Combustion characteristics by Wiebe' function

| $\theta_p$ | $\theta_d$ | $\alpha$ | $m_p$ | $m_d$ |
|------------|------------|----------|-------|-------|
| 20         | 55         | 0.2      | 2.0   | 1.0   |

Fig. 3에는 연소율  $x$ 에 의해 계산된 연료-공기 당 량비를 나타내는데 연소가 시작됨에 따라 연료가 점점 증가하여 연소가 끝난 후에는 평균 연료-공기 당 량비 즉 0.4464 ( $M_a = 2945.93 g, M_f = 91.92 g$ )으로 연소한다고 계산되었다. Fig. 4에는 실제 실험에서 얻은 실린더 내부의 압력과 단일영역의 계산결과 얻어진 압력을 비교하였는데 엔진 사이클 시뮬레이션 결과( $P_{max} = 144.4 \text{ bar}$ )와 실험결과( $P_{max} = 143.3$ )가 비교적 일치함을 알 수 있다. Fig. 5과 6에는 각각 온도와 NO 생성농도를 예측한 결과이다.

계측된 NO 생성농도는 950~1150 (ppm)사이인데 단일영역에서의 계산결과는 1 (ppm)정도가 얻어지며 계측된 값보다 지나치게 낮게 나타난다. 그 이유는 NO 생성농도는 연소가스온도와 연료-공기 당량비에 크게 영향을 받는데 단일영역모델에서는 평균 연료-공기 당량비를 이용했기 때문에 실린더내 평균 가스온도가 1680 (K)으로 실제 연소가스온도보다 상당히 낮기 때문으로 판단된다. 따라서 단일영역모델로는 NO 생성을 예측하는 것이 적합하지 않고 2영역모델에 의한 NO 생성을 예측하는 것이 필요하다.

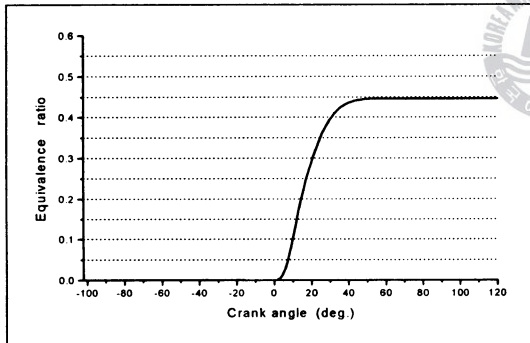


Fig. 3 Average equivalence ratio at 91rpm

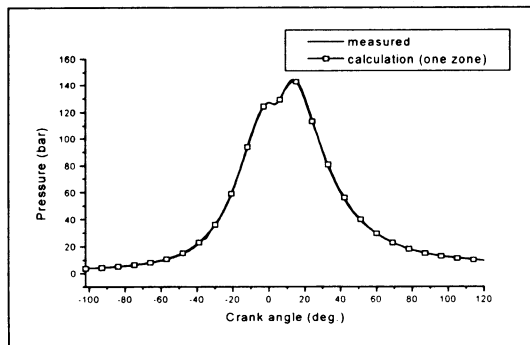


Fig. 4 Comparison between measured gas pressure and calculated gas pressure at 91rpm

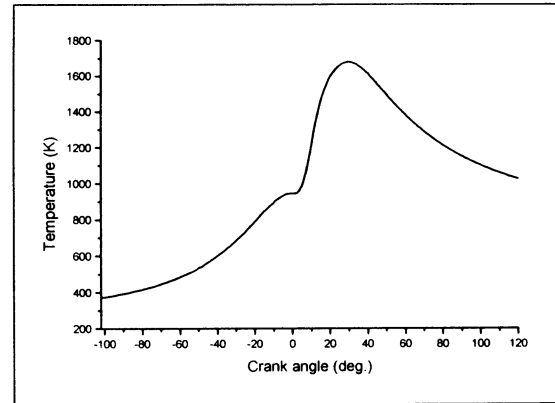


Fig. 5 Calculated gas temperature at 91rpm

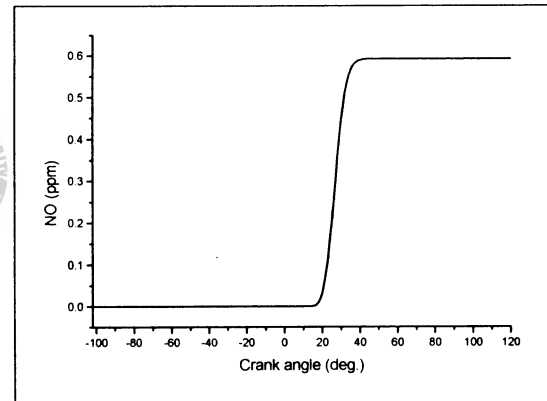


Fig. 6 Calculated NO concentration at 91rpm

### 3.2.2 2영역 모델에 의한 검토

NO 생성을 정확히 예측하기 위해서는 연소영역의 가스온도가 중요하기 때문에 실린더 전체영역의 평균가스온도를 이용하는 단일영역모델보다 실린더내를 기연영역과 미연영역으로 구분하는 2영역모델이나 공기의 유동을 고려하여 혼합비가 다른 2개 이상의 영역으로 구분하는 다영역모델을 이용하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 계산의 간략화를 위하여 기연영역과 미연영역으로 구분하여 각각의 연소가스온도를 계산하는 2영역모델을 채택하여 계산하였다.

또한 연소온도를 크게 지배하는 인자는 연소영역의 연료-공기 당량비이고 이 당량비를 정확하게 예측하는 것은 곤란하다. 그래서 많은 연구자들은 연소기간을 예혼합연소기간과 확산연소기간으로 구분하고 각각의 기간동안 연료-공기 당량비를 여러가지 패턴으로 변화시켜 타당성을 검토하였다. 본 논문에서도 다른 문헌을 참고하여 연료-공기 당량비를 여러 패턴으로 가정한 NO 생성을 검토하였다.[20]~[23]

Wiebe 연소함수의 기본적인 변수는 Table 2의 값들을 이용하였고 이 때의 연료-공기 당량비는 Fig. 7처럼 연소기간동안 일정한 평균 당량비 ( $\Phi = 0.4464$ )를 적용하였다. ( $M_u = 2945.93 \text{ g}$ ,  $M_f = 91.92 \text{ g}$ )

Fig. 8에는 실제 실험에서 얻은 실린더 내부의 압력과 2영역모델의 계산결과 얻어진 압력변화를 비교하였는데 엔진 사이클 시뮬레이션 결과( $P_{\max} = 141.4 \text{ bar}$ )가 실험결과( $P_{\max} = 143.3 \text{ bar}$ )보다는 약 3 bar 정도 낮게 계산되었지만 비교적 일치함을 알 수 있다.

Fig. 9에는 2영역 모델에 따라 계산된 기연영역 가스온도, 미연영역의 가스온도 그리고 평균가스온도 변화를 나타내었고, 그 결과 최고 연소온도는 1993 (K)으로 단일영역모델( $T_{\max} = 1680 \text{ K}$ )보다 높게 계산되었다.

Fig. 10은 기연영역의 가스온도에 의해 계산된 NO 생성농도의 변화곡선이다. 예측된 NO 생성농도는 950~1150 (ppm)사이인데 2영역모델에서는 492 (ppm)으로 실제 예측치보다 낮게 계산되었지만 단일영역모델(1 ppm)에서 계산된 값보다 크게 실험치에 접근하고 있다. 그 이유는 NO의 생성이 연소가스온도에 많이 영향을 받고 또한 이 연소가스온도는 연료-공기 당량비에 지배를 받기 때문이라 판단된다. 남아 있는 차이는 연소과정에 있어서 연료-공기 당량비에 따른 차이로 판단된다.

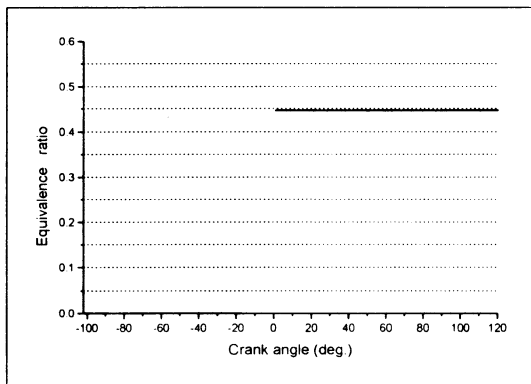


Fig. 7 Average equivalence ratio at 91rpm

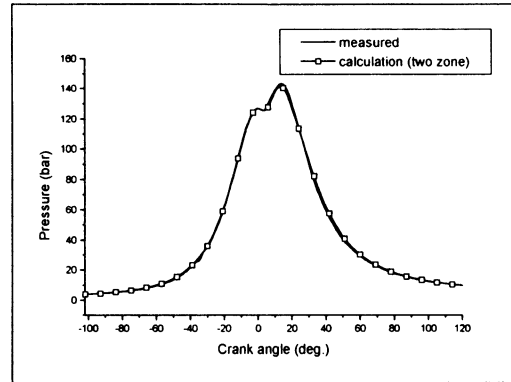


Fig. 8 Comparison between measured gas pressure and calculated gas pressure at 91rpm

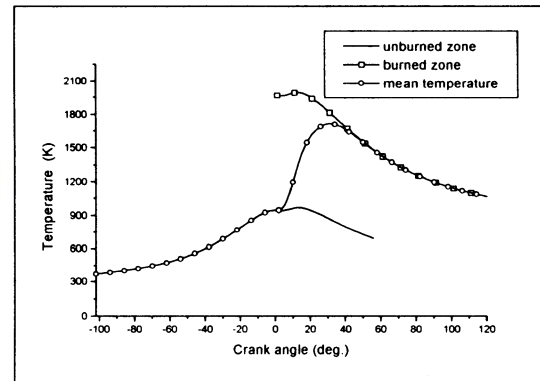


Fig. 9 Comparison of gas temperature between burned zone unburned zone at 91rpm

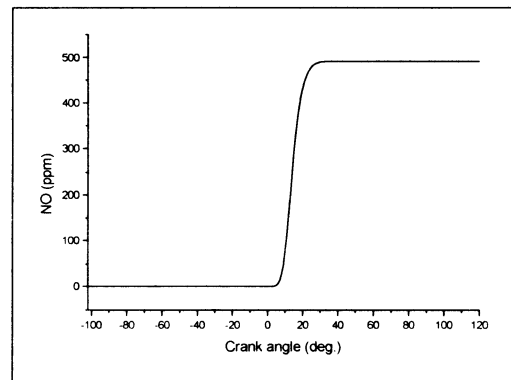


Fig. 10 Calculated NO concentration at 91rpm

石田正弘 등은 연소영역을 예혼합연소기간과 확산연소기간으로 구분하고 연료-공기 당량비를 각각 다르게 가정하여 예측계산을 수행하고 실험결과와의 비교를 통하여 이 방법의 타당성을 주장하고 있다. 즉 연소과정의 확산연소기간에서 연료-공기 당량비를 일정히 하여 거시적으로 취급하더라도 확산연소기간의 연소영역 가스온도의 추정치는 적외선 2색법에 의한 실측결과와 거의 일치하는 것으로부터 NO 생성과정을 정량적으로 평가하였다.[21],[22]

따라서 본 연구에서도 이 결과를 NO 생성농도의 예측에 적용하였다. Fig. 11는 본 계산에서 이용한 연료-공기 당량비를 3개의 패턴으로 변화시킨 것을 나타내고 있다. P-1은 예혼합기간동안 당량비가 0.5에서 0.48로 감소하고 확산연소기간동안 0.48로 일정하며 그 이후는 평균당량비(0.4464)로 연소한다고 가정하였다. P-2는 예혼합기간동안 0.5에서 0.46으로 감소하고 확산연소기간동안은 0.46으로 일정하다고 가정하였으며, P-3은 예혼합기간동안 0.5에서 0.4464로 감소하고 확산연소기간동안은 0.4464로 일정하다고 가정하였다. 여기에서 초기의 연료-공기 당량비를 0.5로 가정한 이유는 참고문헌에서는 고속소형디젤엔진을 사용했기 때문에 이보다 더 희박하다고 판단되고 또한 압력곡선도 실측압력과 잘 일치하기 때문에 0.5로 가정을 하였다.

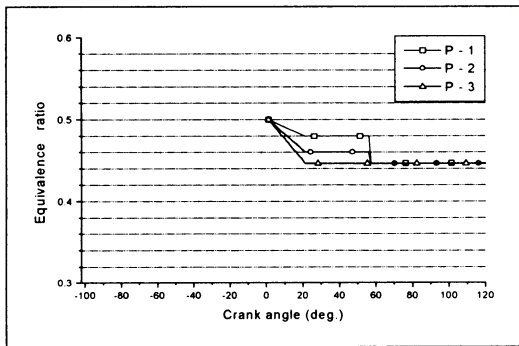


Fig. 11 Equivalence ratio at 91rpm

Table 3은 각 패턴에 따른 최고압력, 최고온도 그리고 NO 생성농도의 결과를 나타내고 있는데 최고압력과 최고온도는 각 패턴에 따라 큰 차이를 나타내지 않지만 NO 생성농도는 크게 차이가 남을 알 수 있다.

Table 3. Result of each pattern

|             | P-1  | P-2    | P-3    | Measured |
|-------------|------|--------|--------|----------|
| P max (bar) | 146  | 145.12 | 144.53 | 143.25   |
| T max (K)   | 2091 | 2075   | 2069   |          |
| NO (ppm)    | 2304 | 1750   | 1450   | 1021     |

Fig. 12는 측정된 압력과 연료-공기 당량비의 패턴 변화에 따른 압력변화를 나타내고 있는데 패턴 변화에 따른 압력이 크게 차이를 나타내지는 않지만 P-1의 최고압력이 145.56으로 가장 높게 나타났다.

Fig. 13은 패턴 변화에 따른 기연영역의 온도변화를 나타내고 있는데 연료-공기 당량비가 높을수록 즉 P-1으로 갈수록 많은 연료가 연소하므로 연소가스온도가 더 높게 나타났다.

Fig. 14는 NO 생성율의 변화를 나타내고 있고 Fig. 15는 NO 생성농도의 변화를 나타내고 있다. 패턴 P-1으로 갈수록 확산연소기간의 연료-공기 당량비가 높기 때문에 NO 생성율의 감소가 늦어져 적산 NO 생성농도가 증가함을 알 수 있다. 또한 확산연소기간동안 연료-공기 당량비의 차이가 각각 0.02로서 작지만 NO 생성농도는 크게 차이를 나타냈다.

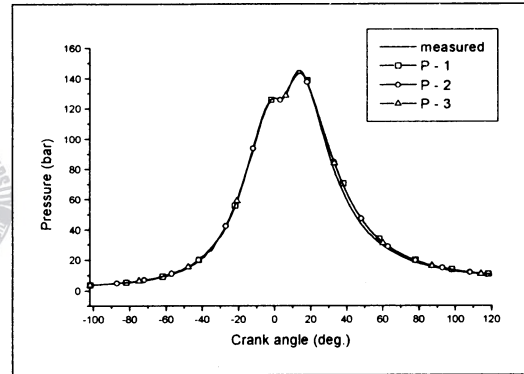


Fig. 12 Comparison between measured gas pressure and calculated gas pressure at 91rpm

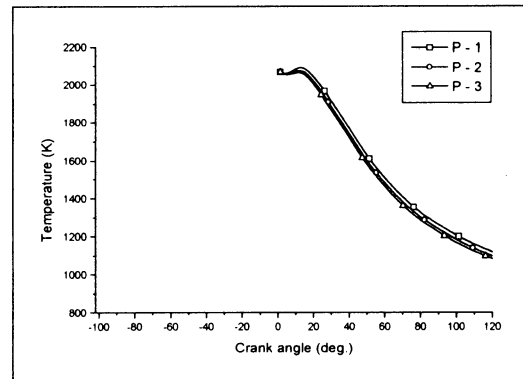


Fig. 13 Comparison of gas temperature between burned zone and unburned zone at 91rpm



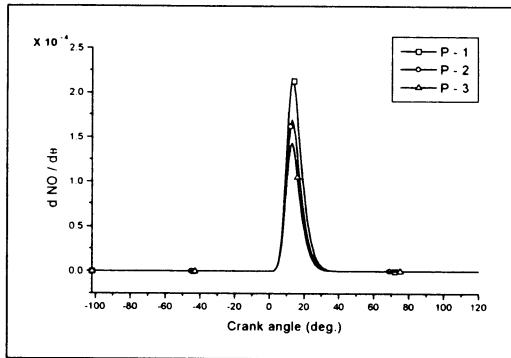


Fig. 14 Calculated NO formation rate at 91rpm

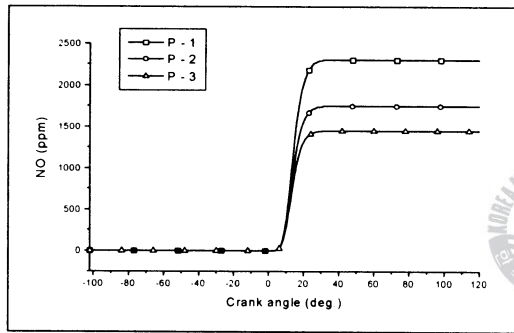


Fig. 15 Calculated NO concentration at 91rpm

Gunter P. Meker 등은 예혼합기간동안과 확산연소기간동안의 연료-공기당량비를 다르게 적용하고 예혼합연소기간동안의 연료-공기당량비는 일정하고 확산연소기간동안의 연료-공기당량비는 감소한다고 가정하였다.[20],[23] 즉 연소의 예혼합기간은 착화지연동안 형성된 예혼합 연료-공기 당량비가 일정하다고 가정되어 연소되고 확산연소가 시작되었을 때는 연소에 의해 생긴 난류가 공기와 탄 혼합기를 전체적으로 더 잘 섞이게 하여 연료-공기 당량비가 감소한다고 가정하였다.

따라서 본 연구에서도 이 결과를 NO 생성농도의 예측계산에 적용하였는데 Fig. 16에는 본 계산에서 이용된 연료-공기 당량비를 3개의 패턴으로 변화시킨 것을 나타내고 있다. T-1은 예혼합기간동안 당량비가 0.5로 일정하다가 확산연소기간동안 평균당량비 0.4644으로 감소한다고 가정하였고 T-2는 예혼합기간동안 0.48로 일정하다가 확산연소기간동안은 평균당량비 0.4644로 감소한다고 가정하였으며 T-3은 예혼합기간동안 0.46으로 일정하다가 확산연소기간동안 평균 당량비 0.4464로 감소한다고 가정하였다. 여기에

서도 초기의 연료-공기 당량비를 0.5로 가정한 이유는 참고문헌에서는 고속소형디젤엔진을 사용했기 때문에 이보다 더 희박하다고 판단되고 또한 압력곡선도 실측압력과 잘 일치하기 때문에 0.5로 가정을 하였다.

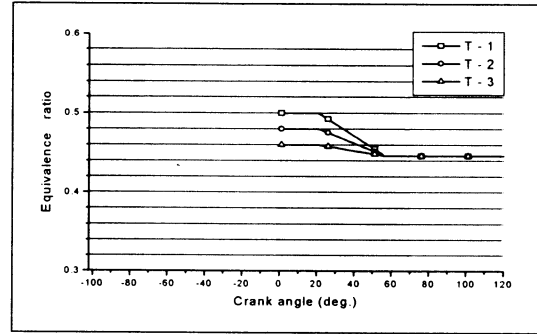


Fig. 16 Equivalence ratio at 91rpm

Table 4는 각 패턴에 따른 최고압력, 최고온도 그리고 NO 생성농도의 결과를 나타내고 있는데 최고압력과 최고온도는 각 패턴에 따라 큰 차이를 나타내지 않지만 NO 생성농도는 크게 차이가 남을 알 수 있다.

Table 4. Result of each pattern

|             | T-1    | T-2    | T-3   | Measured |
|-------------|--------|--------|-------|----------|
| P max (bar) | 146.86 | 144.79 | 142.7 | 143.25   |
| T max (K)   | 2107   | 2065   | 2022  |          |
| NO (ppm)    | 3023   | 1591   | 803   | 1021     |

Fig. 17은 측정된 압력과 연료-공기 당량비의 패턴 변화에 따른 압력변화를 나타낸다. 패턴 변화에 따른 압력이 크게 차이를 나타내지는 않지만 T-1의 최고압력이 146.86 (bar)로 가장 높게 나타났다.

Fig. 18은 패턴 변화에 따른 기연영역의 온도변화를 나타내고 있는데 예혼합연소기간동안 연료-공기 당량비가 높을수록 연소초기에 더 많은 연료가 연소하므로 초기 연소가스온도가 더 커지는 경향을 보이며 확실한 온도차이가 나타났다.

Fig. 19는 NO 생성율의 변화를 나타내고 있는데 예혼합연소기간동안의 연소가스온도 차이에 의해 NO 생성율이 확실히 차이를 나타내고 있으며 Fig. 20은 NO 생성 농도의 변화를 나타내고 있다. T-1으로 갈수록 예혼합연소기간의 연료-공기 당량비가 높기 때문에 적산 NO 생성농도가 증가함을 알 수 있다. 또한 예혼합연소기간동안 연료-공기 당량비의 차이가 각각 0.02이지만 NO 생성농도는 예혼합연소기

간에 많은 영향을 받으므로 크게 차이를 나타냈다.

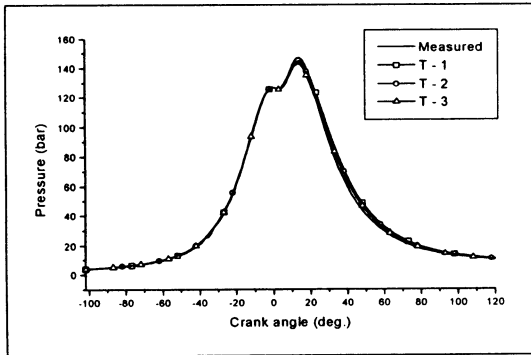


Fig. 17 Comparison between measured gas pressure and calculated gas pressure at 91rpm

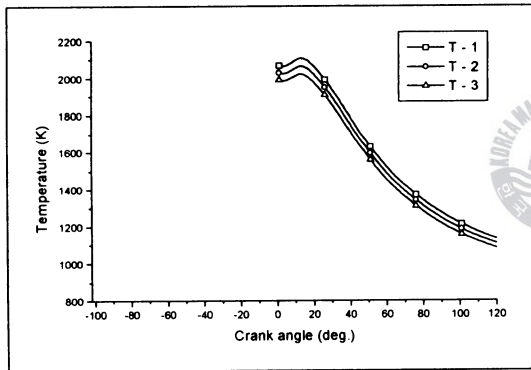


Fig. 18 Comparison of gas temperature between burned zone and unburned zone at 91rpm

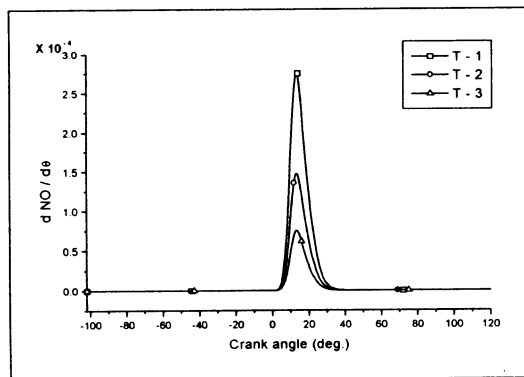


Fig. 19 Calculated NO formation rate at 91rpm

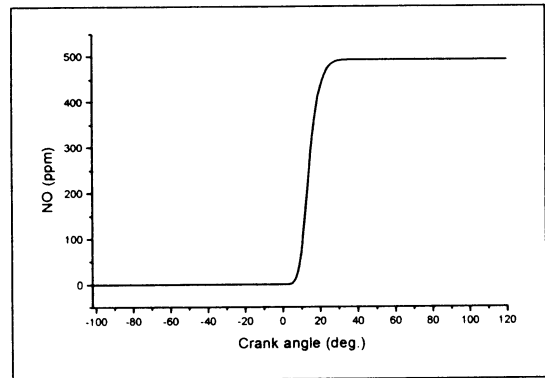


Fig. 20 Calculated NO concentration at 91rpm

앞의 계산 결과를 토대로 부하 100 % (91rpm) 와 부하 75 % (83rpm) 에서의 NO 생성농도를 비교하였다.

먼저 부하 75 % 에서 기본적인 변수는 Table 3 의 값들을 이용하였고 확산연소기간 즉  $\theta_d$  를 55° 에서 45° 로 감소시켰는데 이것은 부하 100 % 와 부하 75 % 에서의 연료량의 비율만큼 감소시켰다. 또한 부하 75 % 에서의 평균 연료-공기 당량비는 0.4215 로 계산하였다. ( $M_u = 2434.51g$ ,  $M_f = 71.73g$ )

Fig. 21 처럼 부하 100 % 에서의 연료-공기 당량비는 예혼합연소기간동안 0.47 로 일정하다가 확산연소기간동안 평균당량비 0.4464 로 감소한다고 가정하였고, 부하 75 % 에서의 연료-공기 당량비도 부하 100 % 때 처럼 예혼합연소기간동안 0.47 로 일정하다가 확산연소기간동안 평균당량비 0.4215 로 감소한다고 가정하였다.

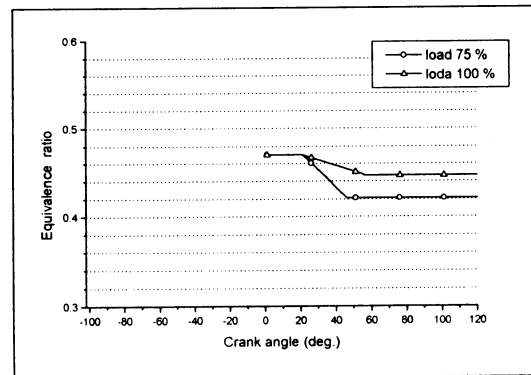


Fig. 21 Equivalence ratio at load 75 % and 100 %

Table 5는 각 부하에 따른 압축압력, 최고압력, 최고온도 그리고 NO 생성농도의 계산결과와 예측결과를 비교하였다. 부하 75 %와 부하 100 %에서 NO 생성농도의 계산결과가 예측결과와 비교적 근접하게 계산되었지만 부하 75 %에서 약 100 (ppm) 정도 높게 계산되었다. 또한 최고압력도 부하 75 %에서 예측결과보다 약 4 (bar) 정도 높게 계산되었는데 이것은 전체연소기간을 더 정확하게 구한다면 최고압력과 NO 생성농도도 더 정확하게 예측할 수 있다고 판단된다.

Table 5 Comparison between load 100 % and load 75 %

|       |            | Pcomp (bar) | Pmax (bar) | Tmax (K) | NO (ppm) | $\theta_d$ (°) |
|-------|------------|-------------|------------|----------|----------|----------------|
| 75 %  | measured   | 100.7       | 122.4      |          | 1009     |                |
|       | calculated | 100.57      | 126.55     | 2035     | 1260     | 45             |
| 100 % | measured   | 126.9       | 143.3      |          | 1021     |                |
|       | calculated | 127         | 143.75     | 2044     | 1136     | 55             |

Fig. 22는 각 부하에서의 압력변화를 나타내고 있는데 부하 100 %에서의 압력은 예측압력과 잘 일치함을 알 수 있지만 부하 75 %에서는 최고 압력이 126.55 (bar)로 예측압력 122.4 (bar)보다 4 (bar) 정도 높게 계산되었다.

Fig. 23은 기연영역의 가스온도 변화를 나타내고 있는데 각 부하의 최고온도는 부하 75 %일 때 2035 (K)이고 부하 100 %일 때는 2044 (K)으로 큰 차이를 나타내지 않았다.

Fig. 24는 NO 생성율의 변화를 나타내고 있는데 부하 75 %일 때 예혼합연소기간동안의 NO 생성율이 부하 100 %때 보다 높게 나타났다.

Fig. 25는 NO 생성농도의 변화를 나타내고 있는데 부하 75 %때의 NO 생성율이 빠르기 때문에 예측결과와는 다르게 부하 100 %때보다 높게 나타났다.

이렇게 부하 100 %때보다 부하 75 %일 때 NO 생성농도가 높게 계산된 이유는 전체 연소기간을 짧게 하였기 때문에 예혼합연소기간의 연소율이 부분적으로 부하 100 %때보다 크게 되고 또한 예혼합연소기간의 비체적이 증가 하였기 때문이다.

이상의 검토 결과로부터 NO 생성농도는 연소패턴에 의하여 크게 영향을 받기 때문에 정확한 예측결과를 얻기 위하여는 연소모델에 관한 연구가 심도있게 이루어져야 할 것으로 판단된다.

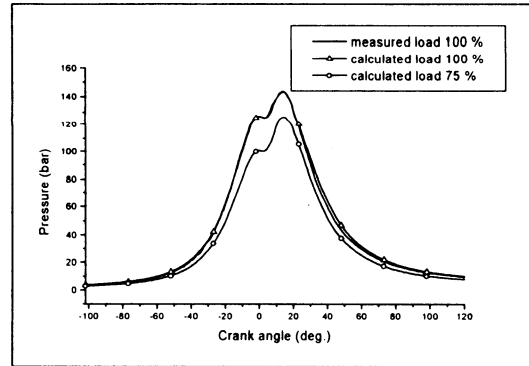


Fig. 22 Calculated gas pressure at load 75 % and 100 %

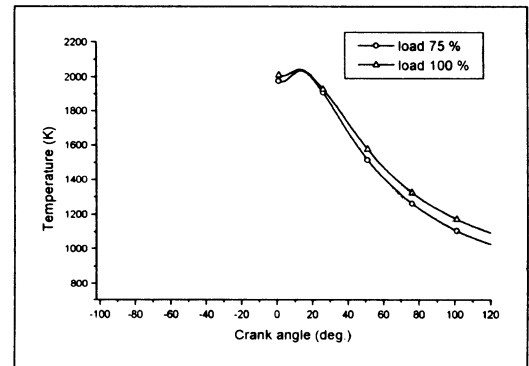


Fig. 23 Calculated gas temperature at load 75 % and 100 %

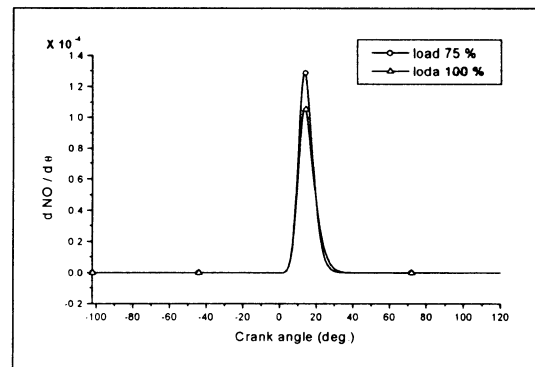


Fig. 24 Calculated NO formation rate at load 75 % and 100 %

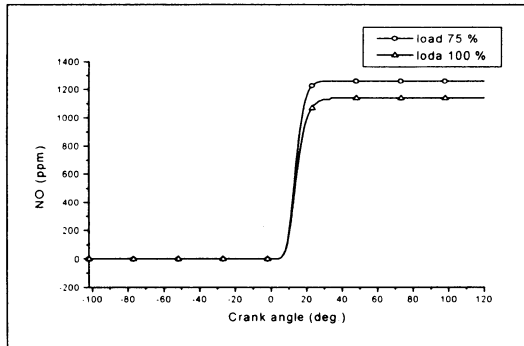


Fig. 25 Calculated NO concentration at load 75 % and 100 %

### 3.2.3 예혼합연소비율 ( $\alpha$ )과 연소특성지수 ( $m_p$ , $m_d$ ) 변화에 따른 영향<sup>[9],[17]~[19]</sup>

연소과정의 변화는 다양한 Wiebe 연소특성지수에 따라 달라지므로 연소실내의 NO 생성 특성을 파악하기 위해서 여러 종류의 Wiebe 연소특성지수를 사용하여 조사하였다.

연료-공기 당량비는 본 논문의 Fig. 7 처럼 연소기간동안 일정한 평균 당량비 ( $\text{PHI} = 0.4464$ )를 적용하였고 ( $M_a = 2945.93 \text{ g}$ ,  $M_f = 91.92 \text{ g}$ ) 예혼합연소비율  $\alpha$ 와 연소특성지수 ( $m_p$ ,  $m_d$ )를 변화 시켜서 조사하였다.

Fig. 26 은 예혼합 연소 특성지수  $m_p = 2.0$ , 확산연소 특성지수  $m_d = 1.0$  으로 고정하고 예혼합연소비율  $\alpha$  를 0.0 ~ 0.3 으로 변화 시켰을 때 최고압력, 최고연소가스온도, NO 생성농도의 변화를 나타내고 있다. NO의 생성은 예혼합연소 기간의 지배를 받기 때문에  $\alpha$  값이 크게 됨에 따라 초기의 NO 생성속도가 빨라지고 이 때문에 최종 NO 생성농도가 증가함을 알 수 있다. 따라서 예혼합연소비율  $\alpha$  를 적게 할수록 압력, 연소가스온도, NO 생성농도가 감소함을 알 수 있다.

Fig. 27 은 예혼합연소비율  $\alpha = 0.2$ , 예혼합 연소 특성지수  $m_p = 2.0$  으로 고정하고 확산연소 특성지수  $m_d$  를 0.5 ~ 1.5 로 변화시켰을 때 최고압력, 최고연소가스온도, NO 생성농도의 변화를 나타내고 있다. 초기연소 속도는 확산연소 특성지수  $m_d$  가 작을수록 빨라지고 클수록 늦어지기 때문에  $m_d$  가 커지면 최고압력 및 최고연소가스온도가 낮아지고

이에 따라 NO의 발생시기가 늦어지고 생성농도 또한 저하함을 알 수 있다.

Fig. 28 은 예혼합연소비율  $\alpha = 0.2$ , 확산연소 특성지수  $m_d = 1.0$  으로 고정하고 예혼합 연소 특성지수  $m_p$  를 1.0 ~ 3.0으로 변화시켰을 때 최고압력, 최고연소가스온도, NO 생성농도의 변화를 나타내고 있다. 예혼합 연소특성지수  $m_p$  가 증가함에 따라 연소속도가 늦어지기 때문에 연소가스온도가 낮아지고 이에 따라 NO 생성농도가 감소함을 알 수 있다.

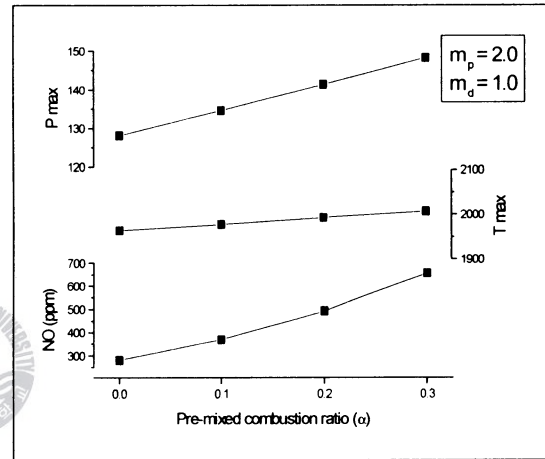


Fig. 26 Calculation results with pre-mixed combustion ratio  $\alpha$

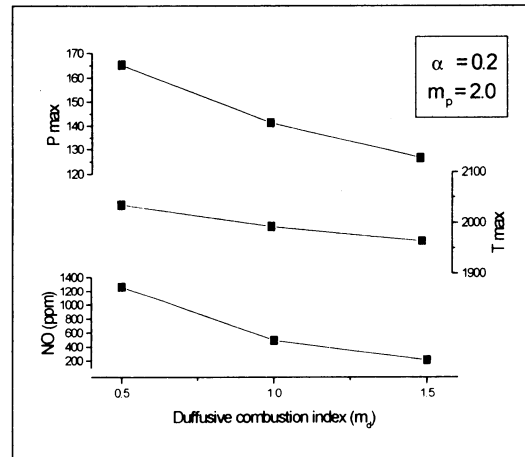


Fig. 27 Calculation results with diffusion combustion index  $m_d$

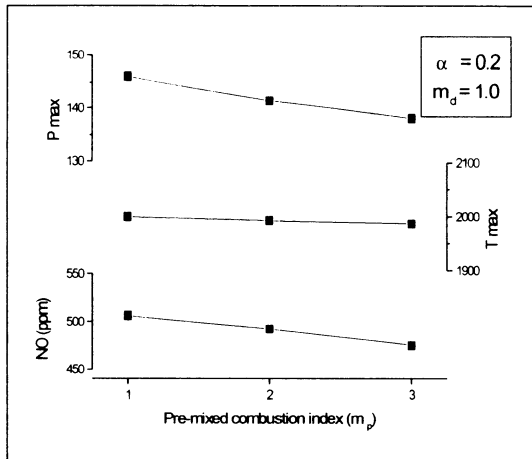


Fig. 28 Calculation results with pre-mixed combustion index  $m_p$

#### IV. 결 론

본 연구에서는 박용 저속 디젤엔진을 해석대상으로 하여 연소가스의 조성을 계산하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, NO 생성에 영향을 미치는 인자들에 대해 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 박용 디젤엔진에서 연소실내에 생성되는 NO 생성물을 예측할 수 있는 수법을 확립하여 이들을 전산 프로그램화하였다.
- (2) NO 생성을 정확히 예측하기 위해서는 연소영역의 가스온도가 중요하기 때문에 실린더 전체영역의 평균가스온도를 이용하는 단일영역모델로는 적합하지 않음을 확인 하였다.
- (3) NO 생성은 기연영역내 연소가스온도에 매우 민감하기 때문에 2영역모델을 사용함으로써 기존의 단일영역으로 계산된 경우보다 근접하게 예측할 수 있었다. 그러나 보다 정확한 예측결과를 얻기 위해서는 연료-공기 당량비 즉 연소모델에 대한 보다 정확한 검토가 필요한 것으로 생각된다. 즉, 연소과정에 있어서 연소영역의 연료-공기 당량비의 변화를 적절하게 가정하고, 당량비 변화와 연계하여 연소영역에 유입되는 공기량이 고려될 수 있도록 프로그램을 개선 할 필요가 있으며, 이에 관한 연구가 계속되어야 할 것으로 생각된다.

- (4) 예혼합연소비율 ( $\alpha$ )과 연소특성지수변화 ( $m_p, m_d$ )에 따른 NO 생성농도를 계산한 결과 예혼합연소율이 작을수록 그리고 예혼합연소특성지수 및 확산연소특성지수가 높을수록 최고 압력, 온도 그리고 NO 생성농도가 감소함을 알 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

- [1] WARTSILA NSD, "Emission Technology", pp.11~13, 1998.
- [2] 정용일, "경유자동차 PM 및 NOx 대책 기술동향", 한국자동차공학회지, 제22권, 제1호, 2000.
- [3] R. S. Benson and N.D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Vol. 1, 1979.
- [4] 황재원, Liu Shenghua, 박재근외 2인, "Multi-zone 모델을 이용한 직접분사식 디젤엔진 성능 예측에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집, 제8권, 제1호, 2000.
- [5] 김철환, 이진호, 전광민, 이교승, "2영역 모델을 이용한 EGR 사용 직접분사식 디젤엔진의 NOx 생성예측", 대한기계학회논문집 B권, 제24호, 제3호, 2000.
- [6] Noel De Nevers, "Air Pollution Control Engineering", McGraw-Hill, pp.378, 1995.
- [7] 이재순 편저, '연소공학', 진성문화사, pp.316~319, 1992.
- [8] JANAF Thermochemical Tables, National Bureau of StandardsPublication NSRDS- NBS, 1971.
- [9] 배병렬, 남정길, 최재성, "디젤기관의 연소실내 NO 생성농도 예측에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제23권, 제4호, 1999.
- [10] H.K. Newhall, E.S. Starkman, "Direct Spectroscopics Determination of Nitric Oxide in Reciprocating Engine Cylinders", SAE Paper No. 670122, 1967.
- [11] 龍下利男, "火花點火機關における排氣組成の計算", 内燃機關, Vol. 11, No.129, pp.35, 1972
- [12] P. Eyzat, J.C. Guibet, "A New Look at Nitrogen Oxides Formation in Internal Combustion Engines", SAE Paper No.680124, pp.481, 1968.
- [13] 吉田正武 等, "火花點火機關における排氣組成の計算", 内燃機關, Vol. 11, No.129, pp.27, 1972
- [14] J.B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.

- [15] C.R. Ferguson, "Internal Combustion Engines" John Wiley & Sons, 1986.
- [16] N. Miyamoto, et al., "Description and Analysis of Diesel Engine rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions", SAE Paper No.850107, 1985
- [17] S. R. Lee, et. al., "Analysis of Combustion and Performance of Diesel Engine by Wiebe's Combustion Function", 大韓機械學會, 1985, pp.353~359.
- [18] 임영식, 최재성, "디젤기관의 EGR율에 따른 연소특성의 변화에 관한 연구", 한국해양대학교 해사산업대학원 논문, 1998.
- [19] 정수진, 김태훈, 장형성, "2중 Wiebe 연소모델을 이용한 2행정 대형 선박용 디젤 엔진의 성능예측", 한국박용기관학회지, 제23권, 제5호, 1999.
- [20] G. P. Meker, et al., "Two-Zone for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engine", SAE Paper No.932454, 1993.
- [21] 石田正弘 他, "2領域 モデルによるディーゼル燃焼解析", 日本機械學會論文集, 60巻, 第573号, 1994.
- [22] 石田正弘 他, "2領域 モデルによるディーゼル燃焼解析", 日本機械學會論文集, 60巻, 第575号, 1994.
- [23] W. Rimmels, A. Velji, R-M Schmidt and Rauscher, " An experimental and theoretical study of exhaust gas recirculation in diesel engines", CIMAC, D47, 1995.