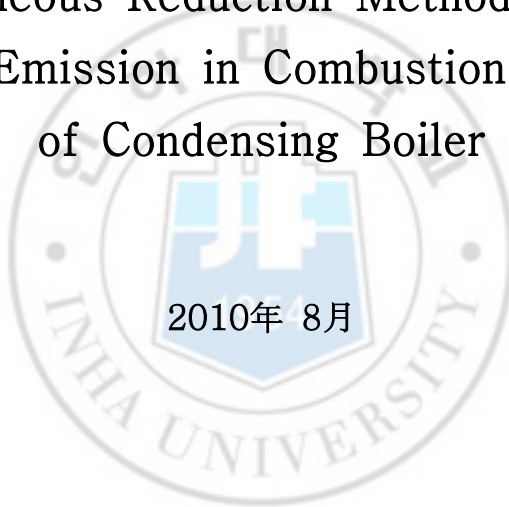


工學碩士學位請求論文

응축형 보일러 연소실에서 CO 및 NO_x
동시저감법에 관한 수치 및 실험적 연구

Numerical and Experimental Studies on
simultaneous Reduction Method of NO_x
and CO Emission in Combustion Chamber
of Condensing Boiler

The seal of Inha University is a circular emblem. It features a central shield with a blue and white design, possibly representing a book or a stylized figure. The shield is set against a background of a larger, lighter shield. The entire emblem is surrounded by a circular border containing the text 'INHA UNIVERSITY' in a serif font. The date '2010年 8月' is printed in the center of the seal, overlapping the shield.

2010年 8月

仁荷大學校 大學院

機械工學科(熱 및 流體專攻)

李 在 博

工學碩士學位請求論文

응축형 보일러 연소실에서 CO 및 NO_x
동시저감법에 관한 수치 및 실험적 연구

Numerical and Experimental Studies on
simultaneous Reduction Method of NO_x
and CO Emission in Combustion Chamber
of Condensing Boiler

2010年 8月

指導教授 李 昌 彦

이 論文을 碩士學位 論文으로 提出함

仁荷大學校 大學院

機械工學科(熱 및 流體專攻)

李 在 博

이 論文을 李在博의 碩士學位論文으로 認定함

2010年 8月



主審 _____

副審 _____

委員 _____

요약문

응축형 보일러 개발에서 CO 및 NO_x의 동시저감을 위한 연구로써 예혼합 화염의 CO 및 NO_x 생성특성, 화염 하류에서 열손실에 의한 배출특성을 검토하였다. 본 연구를 위하여 상용프로그램인 FLUENT와 상세반응기구인 GRI 2.11을 이용하여 수치해석과 실용 연소기를 단순 모사한 모델열교환기의 실험을 통하여 CO 및 NO_x의 배출특성을 검토하였다. 단열상태의 예혼합 화염에서 CO의 생성특성은 화염대에서 급격히 발생하였다가 화염 하류로 갈수록 농도가 감소되는 것을 확인하였으며, NO_x의 경우 화염대에서 생성되어 하류로 갈수록 증가하는 것을 확인하였다. 단열화염에서 연구한 CO 및 NO_x의 생성특성을 고려하여, 화염 하류에서 열손실에 의한 CO 및 NO_x의 배출특성을 검토한바, 우선 CO 및 NO_x의 생성과 소멸은 서로 반대가 되어 열손실의 위치 변경만으로 동시저감에 어려움이 따라, 연소기와 열교환기 사이에 CO튜브를 삽입하여 CO 및 NO_x의 배출특성을 검토하였다. 그 결과 연소기와 열교환기 사이에서 CO튜브의 위치가 연소기에 근접하고 CO튜브와 주열교환기 사이가 넓어짐으로써 CO 및 NO_x에 동시저감효과가 있음을 확인할 수 있었다. 이로 인하여 CO튜브 삽입에 따른 CO 및 NO_x의 동시저감법을 확인할 수 있었다.

ABSTRACT

This study was development of condensing boiler for simultaneously reduction CO and NO_x emission. The CO and NO_x creation characteristic research in adiabatic condition, and researched CO and NO_x emission characteristic in compliance with a heat loss from flame downstream. For this study, the commercial program FLUENT, and the GRI 2.11 detail reaction mechanism was used for the numerical study and a simple model heat exchanger was tested for the experimental study. CO creation characteristic increase rapidly occur from the flame region, but then it was rapidly decreased when the product gases passed through the flame region. NO creation characteristic of adiabatic condition was increased from flame region, and it was increased when product gases passed through the flame region. CO and NO_x creation characteristic considered in adiabatic condition, but creation and extinction of CO and NO_x were the complete opposite. So that was difficult simultaneously reduction when change heat loss position. Thus between burner and heat exchanger insert CO tube for simultaneously reduction CO and NO_x emission. As the result when the CO tube position approach the burner and CO tube position recede main heat exchanger, it was verified simultaneously reduction CO and NO_x emission.

목 차

요약문	I
Abstract	II
목차	III
List of Table and Figures	IV
제 1장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구동향	2
1.3 연구 목적	4
제 2장 연구방법	6
2.1 지배방정식	6
2.2 수치해석 방법	8
2.3 실험 방법	9
2.4 실험 조건 및 방법	12
제 3장 결과 및 검토	16
3.1 CO 및 NO _x 의 동시저감을 위한 수치해석적 연구	16
3.1.1 예혼합화염의 구조	16
3.1.2 열손실 위치에 의한 CO 및 NO _x 의 배출량	19
3.1.3 CO튜브 삽입에 의한 CO 및 NO 배출특성	27
3.2 CO 및 NO _x 의 동시저감을 위한 실험적 연구	28
제 4 장 결론	35
제 6 장 참고 문헌	37

List of Table and Figures

Fig. 1 Schematic diagram of the 1-D premixed combustor

Fig. 2 Schematic of heat exchanger computational domain

Fig. 3 Schematic of real heat exchanger

Fig. 4 Schematic of simple model heat exchanger

Fig. 5 Schematic of experimental apparatus

Fig. 6 Species mole fraction and temperature profile

Fig. 7 Species mole fraction and net production rate in premixed flame

Fig. 8 NO Species mole fraction in premixed flame

Fig. 9 Temperature profile of between combustor and heat pipe

Fig. 10 Species mole fraction of Between combustor and heat pipe

Fig. 11 Temperature profile of CO tube insert between combustor and main heat exchanger

Fig. 12 species mole fraction of CO tube insert between combustor

and main heat exchanger

Fig. 13 Species mole fraction of changing distance of combustor and heat exchanger

Fig. 14 Species mole fraction of changing distance of 1st heat exchanger and 2nd heat exchanger



제 1 장. 서론

1.1 연구 배경

현재 소비하는 전 에너지의 90%를 담당하는 연소 현상 및 그 이용은 우리의 실생활에서 본질적인 부분 중에 하나로 자리 잡고 있으나, 연소시 발생하는 여러 가지 연소생성물(대표적으로 CO 및 NOx)은 대기오염 및 지구 생태계 파괴에 큰 악영향을 미치고 있다. 이런 연소생성물의 저감이 국제적으로 중요한 과제로 대두되면서 협약을 통한 배출규제가 엄격하게 강화되고 있다. 이러한 연소생성물은 인체에 유해할 뿐만 아니라 대기 중의 산성비를 유발하고, 지구온난화를 가속시키며, 오존층을 파괴하는 등 건강과 환경파괴에 주된 원인이 되는 것으로 각종 내연기관 및 연소기 등에서 발생하는 CO 및 NOx의 저감은 필수적이라 할 수 있다.

가스연료를 사용하는 연소방식은 연료 및 공기를 분리하여 공급하는 확산화염, 적용목적에 따라 연료에 공기를 혼합하여 공급하는 부분 예혼합 화염, 이론공연비 근처의 연료/공기 혼합기를 만들어 공급하는 예혼합 화염으로 구분할 수 있으며, 각 화염들은 화염 안정성과 CO 및 NOx등의 오염물질 발생 측면에서 서로 다른 특징을 가지고 있다.

국내에서 사용되는 가스보일러의 대부분은 분젠버너를 이용하고 있는데 화염길이가 길어 NOx 배출량이 비교적 많아지고,^[1,2] 열교환기와 버너가 상하로 배치되어 있어 수증기가 응축하여 낙하하면 화염이 불안정해진다. 이를 방지하기 위하여 고온의 배기가스를 강제 배기 시키므로 배기가스의 잠열을 이용하지 못하여 열효율이 낮을

수밖에 없다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위해 최근에는 높은 화염안정 메커니즘을 갖는 버너의 개발과 연료/공기의 혼합제어기술의 발전으로 이전에는 산업용 연소기기에 많이 적용되었던 예혼합 연소기가 소형 및 가정용 연소기를 포함한 많은 연소시스템에 적용이 확대되어,^[3,4] 이 예혼합 화염을 이용한 응축형 가스보일러가 개발되었는데 이것은 기존의 연소기 및 열교환기의 형태와는 완전히 다른 것으로 다공 예혼합 표면 예혼합 연소 방식을 채택하고 연소가스 흐름을 하향식으로 하여 응축 열교환이 용이하도록 한 것이다. 하지만 예혼합화염에서는 당량비가 희박할수록 배기량이 많아지며 시스템의 열효율은 낮아지게 되는데, 에너지 절약적인 관점에서 시스템의 열효율을 높이기 위해 당량비 1부근까지 높이는 추세이지만 NOx 및 CO 배출농도를 저감해야 하는 난점이 부각되고 있어 미래형 저공해 버너로서 NOx 및 CO 배출농도를 낮추는 연구가 진행되고 있다.^[5,6]

1.2 연구동향

층류반응에 상세반응기구를 적용하여 NOx의 생성특성에 관하여 연구한 예는 다수가 있다. 이러한 연구들은 초기에는 반응기구가 간단한 H₂화염에 대한 것이 주류를 이루었으나^[7,8], 최근에는 CH계 연료에 대한 해석이 주류를 이루고 있다^[9-11].

1차원 화염에 상세반응 기구를 적용한 수치계산 연구로서, Lim^[12] 등은 다공질 연소기를 1차원 예혼합화염으로 모델화 하여 상세반응기구를 적용, NOx 및 CO의 생성특성에 관한 연구를 한 바 있다. 또한 1차원 예혼합화염은 유동이 간단하고, 화학종의 확산과 유동

의 상호 간섭효과가 비교적 적어 반응기구의 검정을 위해 많이 이용되고 있다^[13].

기존 대부분의 NO_x 및 CO 생성에 관한 연구들은 비예혼합 화염에 대해 집중적으로 수행되었으며, 예혼합 화염의 저 NO_x특성을 감안하여 예혼합 화염에서의 NO_x 및 CO연구의 중요성은 크게 인식되지 못한 상태이다. 비예혼합 화염에 대해서는 화염온도, 화염면의 신장, 체류시간, 주요 라디칼의 농도 및 다차원효과 등 구체적으로이고도 많은 연구결과들이 있다. 비예혼합 화염에 대한 대표적인 연구로는 Nishioka^[10]등은 CH₄을 연료로 하여 1차원 예혼합화염 및 대향류화염에서 NO_x를 생성기구별로 구분하여 생성특성을 규명하였다. 또한 CH₄ 대향류 이중화염(Double flame)에서 당량비 및 스트레인을 변화에 따른 NO_x 배출특성에 관한 수치연구를 수행하였다. 그 결과, 이중화염에서의 NO_x 배출지수는 당량비 변화보다 속도구배에 더 큰 영향을 받으며, 화염에서의 속도구배가 작을 경우에는 Thermal NO 기구가 지배적이고, 속도구배가 클 경우에는 Fenimore NO기구가 지배적임을 보고하였다. Atreya^[14]등은 대향류 CH₄ 확산화염에서 복사로 인한 화염온도의 감소로 NO의 생성량이 감소되며, 연료에 N₂가 희석되면 Fenimore 기구가 중요한 NO 생성기구임을 보고하였다. 이외에도 Glarborg^[15], Drake와 Blint^[16], Miller와 Bowman^[17]등은 간단한 유동장의 화염형태를 이용하여 NO_x 반응기구 및 생성특성에 관한 연구를 하였다.

반면에 예혼합 화염의 경우에는 단지 층류 화염면에 국한하여 NO_x생성특성에 대해 연구가 수행되었으며^[18-21], 실용 연소기의 개념에서 화염대 하류의 NO_x, CO 생성 및 소멸에 관한 연구는 거의 이루어지지 않은 실정이다. 예혼합 화염에서 NO_x에 관한 대표적인 연구로는 Correa^[18]등이 넓은 범위의 압력(1~10atm)과 당량비

(0.6~1.0)의 조건에서 NO_x 생성특성을 검토한 바 있으며, Drake등^[19]이 고압 조건에서 NO 생성원인을 검토한바 있다. 또한 현재의 실용연소기에서는 단순히 희박한 조성에 의해 운전되지 않고, 국부적인 과농-희박 조성을 이용한 전략적인 응용이 점차 증가되고 있다.

1.3 연구 목적

예혼합 화염에서 CO 및 NO_x의 배출농도를 낮추기 위하여 혼합비 혹은 선회기를 이용한 난류강도의 변화를 이용한 방식으로, 실제 보일러에서 사용하는 열교환기를 부착한 연소기와 차이를 보이게 된다.^[22,23] 이와같이 실제 사용하는 연소기와 다른 문제점을 극복하고자 연소기에 열교환기가 장착된 간단한 1차원형상에 대하여 연구를 수행하였다.^[24] 하지만 기존의 1차원 해석 연구는 Fig. 1과 같이 열전달 및 유동 등을 가정 또는 간략화하여 그 경향을 예측하였으나 열교환기 형상 및 재질에 따른 효과를 묘사하기에는 한계가 있었다.^[25]

본 연구에서는 고효율 저공해 보일러 열교환기 설계의 일환으로 응축형 열교환기에서 배출되는 높은 농도의 CO, NO_x의 양을 저감하고자 상용 수치해석 프로그램을 사용하여 열교환기 형상, 재질 및 유동 등을 실제와 유사하게 묘사하여 연구를 하였으며, 상용 열교환기를 단순화하여 실험을 실행하고 그 결과를 비교 검토하여 실용연소기의 CO 및 NO_x 동시 저감 시스템의 제안에 그 목적이 있다.

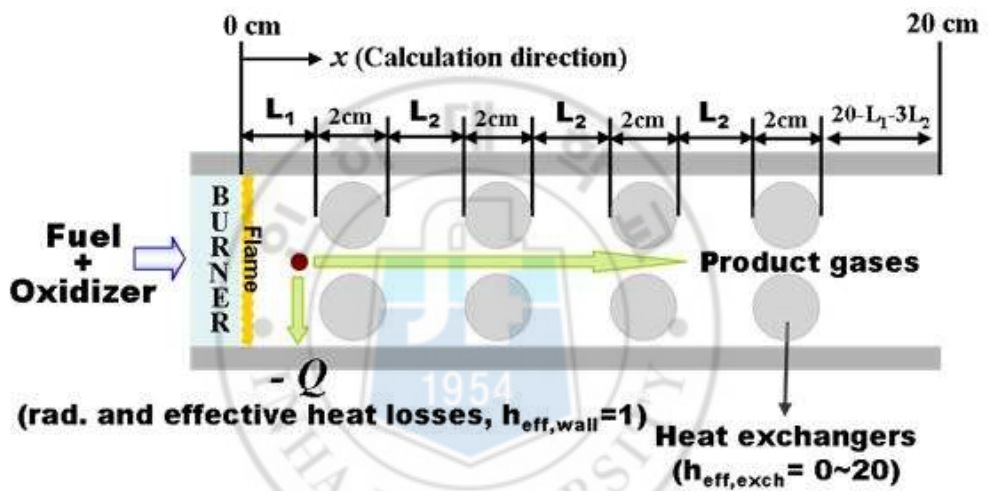


Fig. 1 Schematic diagram of the 1-D premixed combustor

제 2 장 연구 방법

2.1 지배방정식

본 연구에서는 열교환기 내부의 유동해석을 하기 위하여 standard k- ϵ ^[26] 모델을 사용하였다. standard k- ϵ 모델은 난류 유동이 완전 발달하였다고 가정하여 해석을 진행하는 방식이다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (2-1)$$

$$+ G_\kappa + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_\kappa$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2-2)$$

$$+ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} + S_\epsilon$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_\kappa = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \quad \text{값들은}$$

standard k- ϵ 모델의 상수값들 이다.

아래의 (2-3)식은 에너지 방정식으로 우향은 전도, 화학종 확산, 점성 소멸에 의해 전달되는 에너지를 나타낸다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (2-3)$$

Sh는 화학반응열을 포함하고, h는 sensible enthalpy로 이상기체 일 때, 식 (2-4)와 같이 정의 된다.

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (2-4)$$

본 논문에서 사용한 각 화학종의 방정식은 식 (2-5)와 같으며 각 화학종의 생성률은 EDC(Eddy Dissipation concept)모델^[27]을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (2-5)$$

\vec{J}_i 는 농도구배에 의하여 생성되는 화학종 i의 확산 흐름을 나타내고 난류에서 질량 확산을 식 (2-6)과 같이 계산한다.

$$\vec{J}_i = -\left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i \quad (2-6)$$

$D_{i,m}$ 은 혼합기에서 i 화학종의 확산계수이고, Sc_t 는 난류 Schmidt number로 0.7을 사용한다.

식 (2-7)의 R_i 는 화학반응에 의한 i 화학종의 생성률을 나타내고 있으며, 여러 화학종은 fine structure 범위 안의 단일 화합물로 가정하여 해석을 하였다.

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^*[1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i) \quad (2-7)$$

2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 상용프로그램인 FLUENT 6.3.26^[28]을 사용하여 계산을 수행하였으며, 상세반응기구로 GRI 2.11^[29]을 사용하였다. 계산은 CH₄/air 예혼합 화염을 대상으로 하였으며, 당량비는 실용연소기 운전범위인 0.85로 하였다. 또한 반응물 입구의 온도와 연소기내의 압력은 각각 298 K와 1atm으로 하였다.

예혼합 화염에서 CO 및 NO_x 생성특성을 검토하기 위하여 계산 영역은 Fig. 2 (a)의 형상으로 계산하였다. 입구 형상은 지름 2mm인 평판형 다공 연소기를 모사하여 적용하였고, 양쪽 벽면의 경계조건 유형은 symmetric으로 적용하여 연소기의 일부분을 계산하였다. 계산 형상에 사용한 격자 모양은 화염대 영역에서 반응 속도가 빠르므로 입구주변을 조밀하게 하였고, 출구 부분으로 갈수록 격자의 형태가 넓어지는 직교형상으로 생성하여 계산시간을 단축하고자 하였다. 예혼합 가스의 계산에서 착화조건은 유동장 전 영역에 걸쳐 점화에너지 2100K을 주어 강제착화를 시켰다.

화염 하류에서 열손실 위치에 따른 CO 및 NO_x의 배출농도 및 생성특성을 검토하기 위한 계산 영역은 Fig. 2 (b)의 형상과 같다. 계산에서 주름관의 개수는 총 4개이며, Fig. 2 (a)의 계산과 같이 입구의 형상은 평판형 다공 연소기를 모사하였고, 상용 열교환기의 전열관 형상으로 실제 모델과 유사하게 적용하였다. 전열관의 재질은 stainless steel 304로 적용하였고, 전열관의 두께는 0.8mm이며, 양쪽 벽면의 경계조건 유형은 symmetric으로 하여 열교환기의 일부분을 계산하였다. 계산의 형상에 사용한 격자의 형태는 구조적으로 복잡하고 전열관 사이의 간격이 2mm로 조밀하여 직교형태의 격자를 적용하기 어려워 삼각형 형태의 격자를 사용하였다. 열손실 조

건은 전열관 안쪽에 물의 온도를 주었으며, 각 단의 물의 온도는 실제 열교환기에서 323K의 물이 입수하여 344K 으로 출수하는 실험결과를 기초로 하여 각 단마다 차등적으로 적용하였다

CO 및 NO_x의 배출농도를 동시에 저감하기 위한 계산영역은 Fig. 2 (c)의 형상과 같다. 입구의 형상은 평판형 다공 연소기를 모사하였다. CO 및 NO_x의 동시저감법 연구를 위하여 화염 하류에서 열손실에 의한 CO 및 NO_x의 배출농도 및 생성특성을 고려하여 연소기와 주열교환기 사이에 지름 12mm 원형의 파이프를 위치하였다. 이 파이프는 열교환기의 효율증대보다는 출구에서 배출되는 CO 농도를 저감하기 위하여 적용하였고, 이 파이프의 이름을 CO 튜브라 명하였다. 이 형상에 사용된 격자는 삼각형 형태의 격자를 적용하였으며, 사용된 격자의 개수는 약 130000여개 이다.

2.3 실험 방법

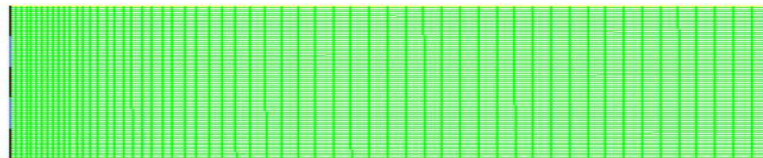
열교환기는 온도가 높은 유체로부터 전열벽을 통해서 온도가 낮은 유체에 열을 전달하는 장치로 가열기, 냉각기, 증발기, 응축기 등에 사용된다. 목적으로 하는 유체에 열을 주기 위해 사용되는 전열매체를 열매라고 하며, 이와는 반대로 열을 뺀 데 사용되는 것을 냉매라고 한다.

열교환기의 형식에서 가장 일반적으로 사용되는 것은 금속관을 전열벽으로 하는 것으로, 이 형식에는 주수식, 이중관식, 핀벌이 다관식, 투관형식 등이 있다. 이중관식 열교환기는 내관과 외관으로 되어 있으며, 내관 내부의 유체와 관과 관 사이에 있는 고리 모양 부분의 유체 사이에서 열교환이 이루어진다. 이 형식은 구조는 간단하지만 처리하는 양이 적다.

대용량인 것에는 커다란 외관에 여러 개의 작은 관을 넣은 투관 형식을 사용한다. 열이 높은 유체와 낮은 유체의 흐름에서 같은 방향으로 흐르는 것을 병류형, 반대방향으로 흐르는 것을 역류형, 직각방향으로 흐르는 것을 직교류형이라고 한다.

본 연구에서는 직교류형 열교환기를 대상으로 수치해석에서 얻은 CO 및 NO_x의 배출농도 경향과 실험에 의한 경향을 확인하기 위하여 Fig. 2의 실제 열교환기를 Fig. 3과 같이 단순 모델화 하여 출구에서의 CO 및 NO_x의 배출농도를 확인하였다.





(a) Domain of premixed flame



(b) Domain of heat exchanger



(c) Domain of CO tube insert

Fig. 2 Schematic of heat exchanger computational domain

2.4 실험 조건 및 방법

본 연구에서는 CO 튜브 위치에 따른 CO 및 NO_x의 저감을 실험하기 위하여 Fig.3과 같은 상용 열교환기를 단순화 하여 Fig. 4와 같이 전열관의 형상이 원형인 열교환기를 이용, 열교환기 위치에 따라 배출되는 NO_x 및 CO 배출농도를 측정하였다. 연소기와 CO 튜브 사이의 거리를 L_1 , CO 튜브와 주열교환기 사이의 거리를 L_2 로 하였으며, L_1 및 L_2 의 거리는 3~6 cm로 변화를 주었다. 실험가스로는 CH₄를 사용하였고, 당량비는 0.85로 고정하였다. Fig. 5는 본 연구에서 이용한 실험장치의 전체 유로 시스템에 대한 개략도를 나타낸 것이다. 공급유량의 제어는 질량유량계(Bronkhorst)를 사용하여 정밀하게 제어하였고, NO_x 및 CO의 배출농도측정은 연소가스분석기(Lano Lancom III, AMETEK)를 사용하여 측정하였다. 공기는 공기 공급장치를 통하여 공급하였으며, 저장 탱크 및 에어 드라이어를 설치하여 압축기의 수분을 제거하였다. 실험은 L_1 거리에 따른 온도, NO_x 및 CO의 농도를 측정하기 위해 L_2 의 거리를 고정한 상태에서 L_1 의 거리를 변화시켜서 배출가스를 측정하였고, L_2 의 거리에 따른 NO_x 및 CO의 농도를 측정하기 위해서 L_1 의 거리를 고정시킨 후 L_2 의 거리를 변화시켜 농도를 측정하였다.

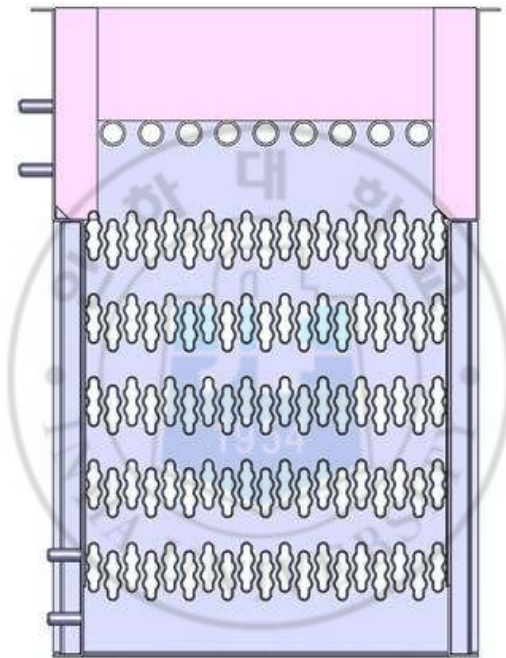


Fig. 3 Schematic of real heat exchanger

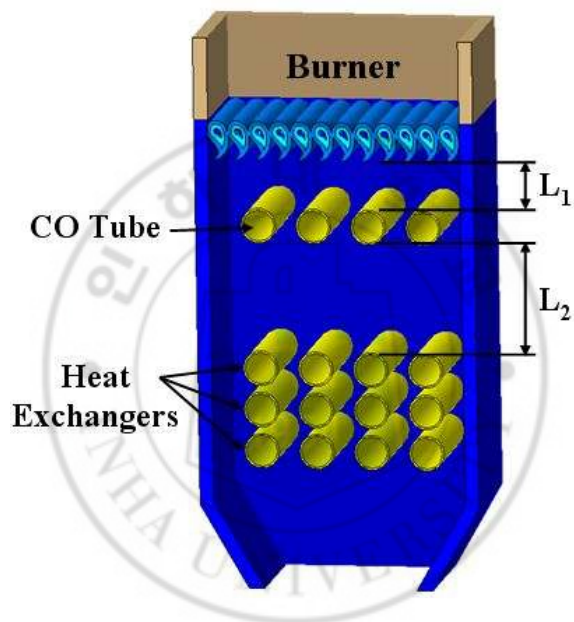


Fig. 4 Schematic of simple model heat exchanger

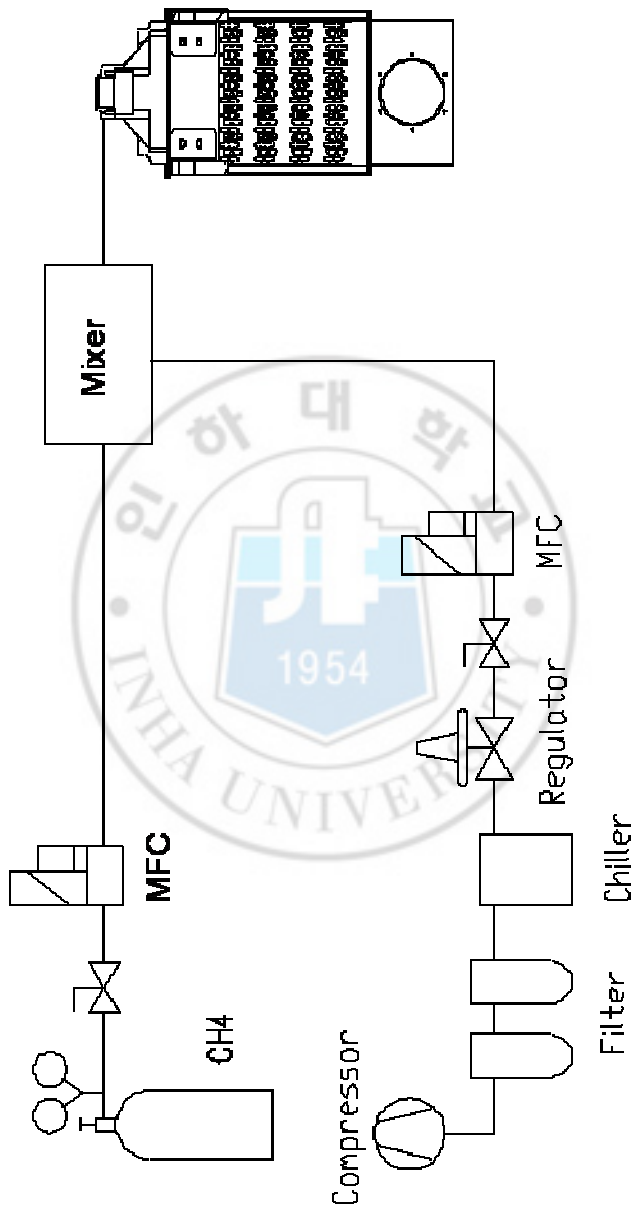


Fig. 5 Schematic of experimental apparatus

제 3 장 결과 및 검토

3.1 CO 및 NO_x의 동시저감을 위한 수치해석적 연구

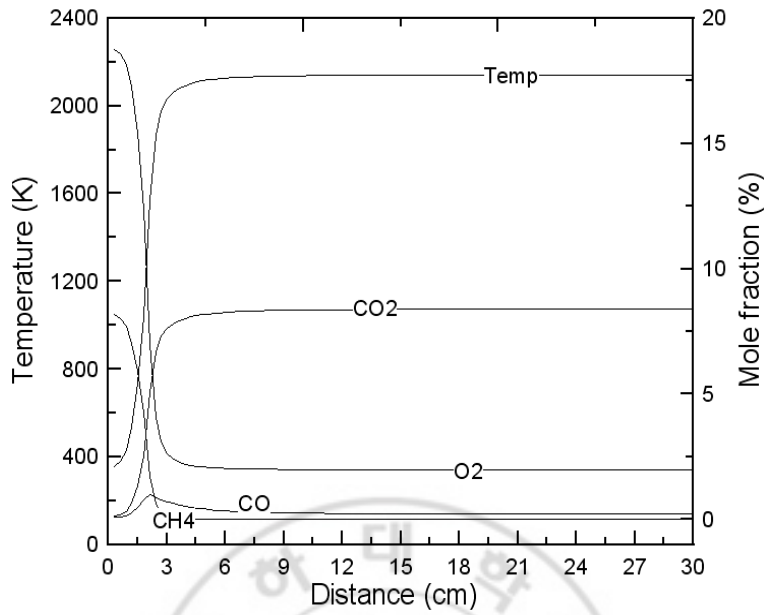
3.1.1 예혼합화염의 구조

본 절에서는 예혼합 화염의 화염대 및 화염하류 영역에서의 열전달에 따른 CO 및 NO_x 배출 특성을 살펴보기에 앞서, 우선 단열조건에서 화염대 및 화염하류 영역서의 CO 및 NO_x 배출특성을 살펴보고자 한다.

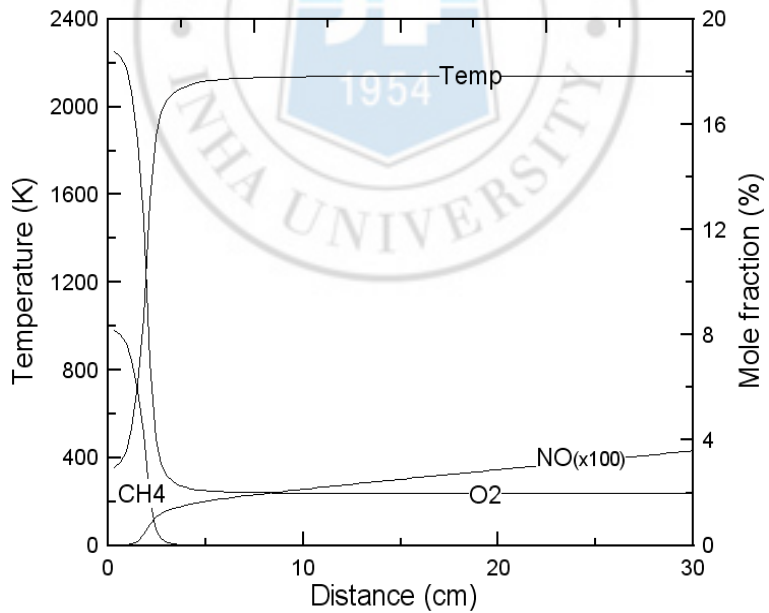
Fig. 6는 당량비 0.85인 예혼합 화염을 대상으로 화염대 및 화염대 하류(300mm)에서 상세히 살펴보기 위해 온도 및 관련 화학종의 농도를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 x축은 예혼합 화염의 반응 시작점에서 거리를 나타내며, y축은 온도(왼쪽) 및 몰농도(오른쪽)를 나타낸다. 각종 몰농도의 배수를 조절하여 동일 좌표로 나타내었으며, 농도들의 실제 값은 y축의 농도 값에 괄호안의 배수로 나누어 주면 구해진다. 우선 Fig. 6 (a)에서 CO 생성특성을 살펴보면, CH₄ 농도가 급격히 감소하면서 온도가 급격히 상승하는 $1.5\text{cm} < x < 3\text{cm}$ 사이에 화염대가 형성되고, 그 하류에서 점점 평형상태에 접근하면서 생성물의 온도는 약 2100K에 도달한다. CO의 몰 농도는 화염대에서 최대 약 1%까지 상승하였다가, 화염대를 지나면서 급속히 감소한 후 서서히 감소한다. CO₂의 화염대 하류에서 CO가 CO₂로 전환되며 증가한 후, 점점 평형상태를 유지한다. 다음에 Fig. 6 (b)에 나타낸 NO의 생성특성을 살펴보면, NO는 화염대에서 발생하기 시작하여 화염 하류에서도 계속 증가하여, 출구 부분에서는 약

400ppm정도가 된다. 연료 및 NO_x에 대한 상세 반응 기구로 사용한 GRI 2.11은 Thermal NO, Prompt NO, N₂O-경유 NO 및 NO₂ 생성기구 등 NO_x의 전반응 경로를 상세하게 묘사하고 있으나, NO_x의 성분 중 N₂O 및 NO₂는 미량 발생하거나 소멸되기 때문에^[30] 본 연구에서는 NO_x의 배출 특성에 대해 주로 NO의 생성 및 소멸에 초점을 두고 검토하였다.

Fig. 7은 단열조건에서의 CO의 몰 분율, CO의 생성률 및 CO₂의 생성률을 나타내고 있다. Fig. 7 (a)에서 CO의 몰 분율은 화염대에서 최대값에 도달한 후 화염대 직후에서 급격히 감소한 후 그 이하 영역에서 서서히 감소함을 알 수 있다. 그림과 같이 단열조건인 당량비 0.85에서 CO의 최대 몰 분율은 약 10000 ppm정도로 매우 높으며, CO가 CO₂로 전환되면서 출구에서 배출농도는 약 2200 ppm 정도로 낮아지고 있으나, 이 배출농도들은 매우 높은 수치임을 알 수 있다. 이들 CO 및 CO₂의 생성율은 Fig. 7 (b)에서 잘 설명된다. 그림의 빨강선은 CO의 생성률이 가장 높은 때를 나타내고 있다. CO가 화염대에서 매우 큰 양(+)의 값을 가지나, 화염대 직후에서는 CO가 CO₂로 전환되면서 음(-)의 값을 가지며, 이 반응은 화염하류 약 6cm근방까지 지속된 후 그 이후에는 생성율이 0에 접근하며, 생성물이 평형상태에 도달함을 알 수 있다. Fig. 7 (b)의 위 그림은 CO₂의 생성율을 나타내고 있으며 CO가 급격히 생성되는 화염대에서는 CO₂의 생성이 0에 가깝다가 CO의 생성율이 급격히 감소하는 약 1.5cm 이후에 CO₂의 생성율이 급증하는 것을 나타내고 있는데 이는 위에서 언급한 CO가 CO₂로 전환되는 반응을 잘 보여주고 있다.



(a) CO formation



(b) NO formation

Fig. 6 Species mole fraction and temperature profile

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 조건에서 NO의 몰 분율 및 NO의 생성율을 나타내고 있다. Fig. 8에서 보여주는 바와 같이 NO의 농도는 화염 하류에서도 계속 증가함을 알 수 있다. 출구에서의 NO 배출 농도는 약 350ppm 정도로 매우 높은 수치를 나타내고 있다. 이 결과로부터 고효율을 달성할 목적으로 높은 당량비 조건에서 운전하는 연소시스템에서 NOx의 배출 농도를 낮추기 위해서는 화염대는 물론 화염대 하류영역에서의 NOx 발생을 최대한 억제할 수 있는 대책이 필요함을 알 수 있다.

실제 시스템에서 배출가스 온도는 작업 공정 및 열교환기로의 열손실로 인해 낮아지며, 이것에 동반하여 CO 및 NO의 배출농도들도 변화하게 된다. CO의 경우 화염 하류에서 열손실 조건을 변경하여 CO가 CO₂로 변환되는 반응시간을 늘려주고, NO의 경우 화염면 가까이에 열손실을 주어 NO의 생성을 빠른 시간에 억제하여 NO의 배출량을 감소시킬 수 있을 것으로 검토되어 열손실 위치에 따른 CO 및 NOx의 동시저감법을 연구할 필요가 있다.

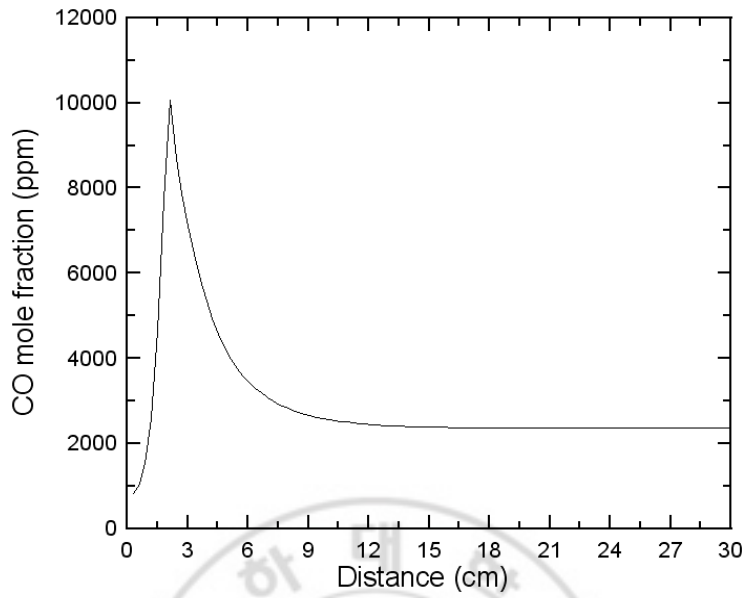
3.1.2 열손실 위치에 의한 CO 및 NOx의 배출량

본 연구에서는 단일조건에서 CO 및 NOx의 생성특성 결과를 기초로 하여 저공해 열교환기 개발을 위한 CO 및 NOx의 동시저감법을 연구하기에 앞서, 우선 화염 하류에서 열손실이 있을 경우 CO 및 NO의 배출특성을 살펴보고자 한다. 연소기와 열교환기 사이의 거리를 60mm일 때와 80mm일 때로 나누어 그 사이의 거리에 따른 CO 및 NO의 배출특성을 계산하였다.

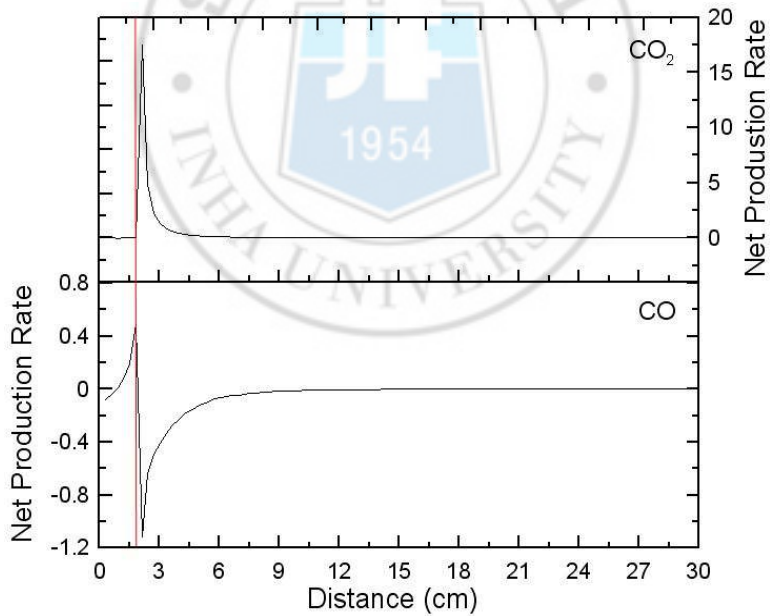
Fig. 7은 계산결과 및 온도분포를 나타내고 있다. Fig. 9 (a)는 대표적으로 연소기와 열교환기 사이의 거리가 60mm일 때를 나타내고

있고, 좌측부터 유동, 온도, CO, NO의 분포를 보여주고 있으며, 실제 열교환기 개발에 사용한 주름진 형태의 전열관 안쪽에 물의 온도를 이용하여 열손실을 고려하였다. 또한 CO 및 NOx의 분포를 살펴보면, 온도가 감소할 때 CO 및 NO의 농도는 일정하게 감소 또는 증가하다가 전열관 주위에 국부적으로 농도가 증가하는 부분이 나타나는데 이는 전열관에서 급격한 열손실에 의한 영향으로 사료가 된다. Fig. 9 (b)에서는 연소기와 열교환기 거리에 따른 온도를 나타내고 있다. 연소기와 열교환기 사이의 거리에 따라서 80mm일 때 화염의 최고온도는 약 2100K 까지 상승하며, 60mm일 때는 약 2000K까지 상승함을 확인 할 수 있다. 거리에 따른 온도구배가 다르게 나타나지만 전체적인 열손실은 같은 것을 알 수 있으며, 출구에서 연소가스의 온도는 약 400K을 나타내고 있다.





(a) CO mole fraction



(b) CO and CO₂ net production rate

Fig. 7 Species mole fraction and net production rate in premixed flame

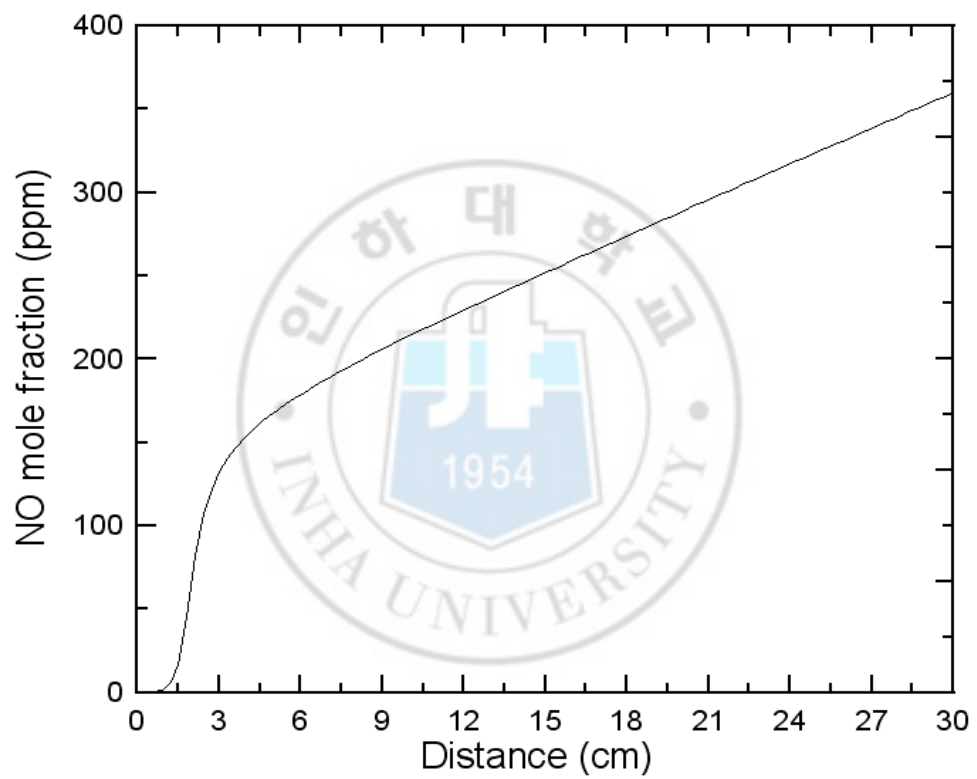


Fig. 8 NO Species mole fraction in premixed flame

다음으로 Fig. 10에서는 연소기와 열교환기 사이의 거리에 따른 CO 및 NO의 배출농도를 나타내고 있다. Fig. 10 (a)는 연소기와 열교환기의 거리가 60mm일 때와 80mm일 때 출구에서 CO의 배출농도를 나타내고 있다. 열교환기 직전까지의 경향은 두 조건 모두 동일한 경향을 나타내고, 열교환기의 위치의 차이로 출구에서 CO의 배출농도에 차이가 생긴다.

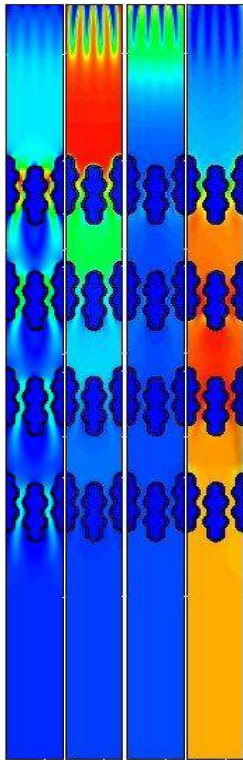
60mm인 경우 CO의 배출농도는 약 1900ppm을 나타내고 있으며, 80mm일 때 CO의 배출농도는 60mm 보다 약 900ppm 낮은 1000ppm정도를 나타내고 있다. 이는 연소기와 열교환기 사이에서 80mm인 경우가 60mm 보다 CO가 CO₂로 전환되는 반응이 더 유지되어 출구에서 CO의 배출농도가 낮아지게 된다.

Fig. 10 (b)는 (a)와 동일한 조건에서 NO의 배출농도를 나타내고 있다. 연소기와 열교환기 사이의 거리가 60mm일 때 NO의 배출농도는 약 350ppm정도 나타나며, 80mm일 때는 그보다 약 50ppm 높은 400ppm 정도로 나타나고 있다. NO의 생성은 단열조건일때 화염 부근에서 생성되어 소멸하지 않고 계속 증가를 하는 경향을 나타나는 것을 연구하였고 NO의 배출농도를 저감하기 위해서는 NO의 농도가 낮을 때 열손실로 인하여 NO의 생성을 억제 시키면 배출농도가 낮아지게 된다. 하지만 전열과의 위치를 화염면에 가깝게 유지하면, NO의 배출농도는 낮아지지만 CO의 배출농도는 증가하게 되는 서로 반대의 경향을 나타내어 CO 및 NO의 동시저감에 어려움이 따른다.

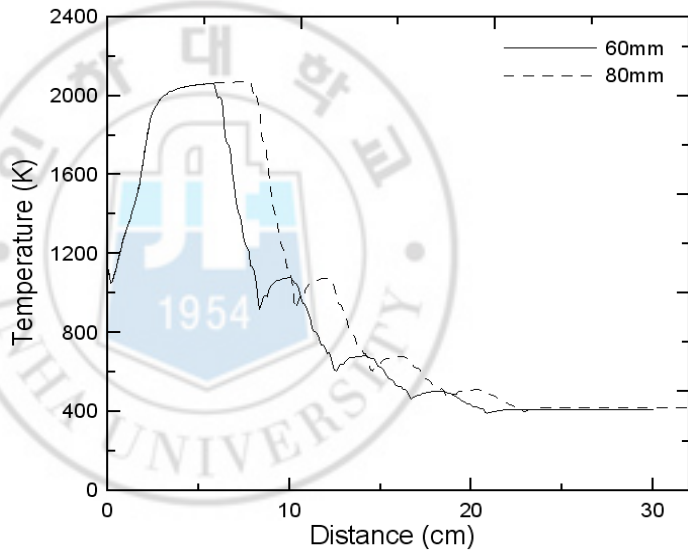
연소기와 열교환기 사이의 거리에 따라 CO의 배출농도 차이는 약 900ppm 정도 이고 NO의 배출농도 차이는 약 50ppm정도 이다. CO 및 NO의 동시저감을 위한 연구로 과도하게 배출되는 CO의 배출농도를 저감하기 위하여 연소기와 열교환기 사이의 거리를 CO의

배출농도가 낮은 80mm로 고정하고 그 사이에 CO튜브를 삽입하여 위치에 따른 CO 및 NO의 배출농도를 검토하였다.



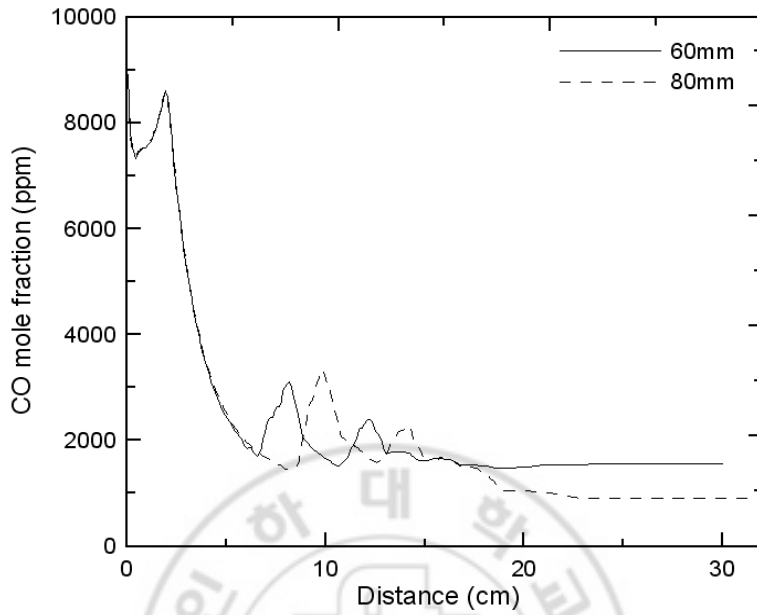


(a)

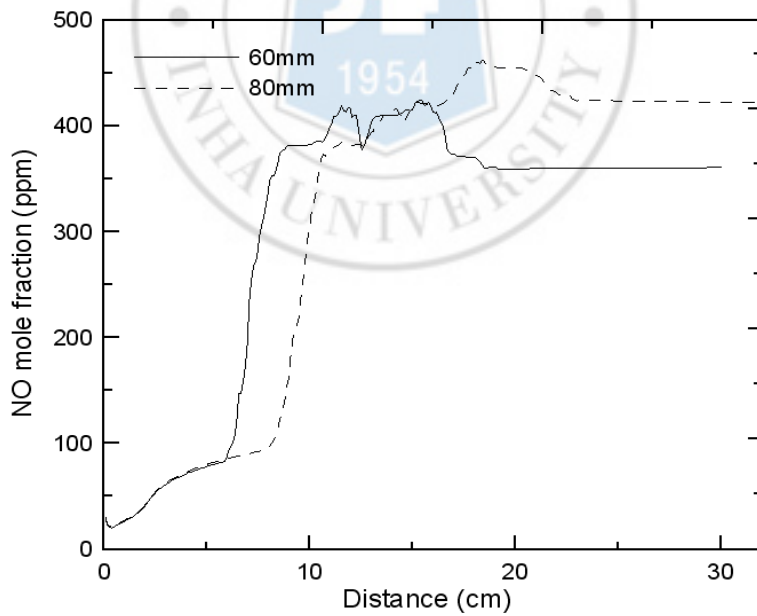


(b) Temperature profile

Fig. 9 Temperature profile of between combustor and heat pipe



(a) CO mole fraction



(b) NO mole fraction

Fig. 10 Species mole fraction of Between combustor and heat pipe

3.1.3 CO튜브 삽입에 의한 CO 및 NO 배출특성

본 연구에서는 CO 및 NO의 동시저감을 위해 연소기와 열교환기 사이에 CO튜브를 삽입하여 그 위치에 따른 배출농도를 검토하였다. 열교환기 위치에 따른 배출특성 결과를 토대로 하여 과도하게 배출되는 CO를 기준으로 하여 연소기와 열교환기 거리를 80mm로 고정하고 그 사이에 CO를 저감할 목적으로 CO튜브를 삽입, 주 열교환기와 CO튜브의 거리를 변화 시키며 출구에서 배출농도를 검토하였다.

Fig. 11 (a)는 CO튜브의 위치가 주전열관으로부터 20mm일 때를 나타내고 있으며, 좌측으로부터 유속, 온도, CO, NO의 분포를 보여주고 있다. Fig. 11 (b)는 주전열관으로부터 떨어져있는 CO튜브 위치에 따른 온도분포이다. CO튜브와 주전열관 사이의 거리에 따라 10mm일 때 최고 화염온도는 약 2100K까지 상승하며, 30mm일 때는 약 2000K까지 상승하는 것을 알 수 있다. 각 조건마다 온도구배가 다르지만 전체적인 열손실은 같은 것을 알 수 있으며, 출구에서 연소가스 배출온도는 약 400K 정도이다. CO튜브와 전열관 사이의 벽면은 symmetric으로 하여 열손실이 없어 그림과 같이 CO튜브와 주전열관 사이에서 일정온도가 유지되다가 주전열관부터 온도구배는 같은 경향을 나타낸다. CO 튜브의 목적은 효율의 증대보다는 화염온도를 적정온도까지 감소시켜 NO의 생성을 억제함과 동시에 CO 배출농도를 저감시키는 것이다.

Fig. 12 (a)는 CO튜브 위치에 따른 CO의 배출농도를 나타내고 있다. CO튜브의 위치가 주전열관으로부터 10mm떨어져 있을 때 CO의 배출농도는 약 1000ppm정도 나타내고 있으며, 20mm일 때는 약 500ppm정도 나타내고 있다. 이는 CO튜브와 주전열관사이에서 CO

가 CO₂로 전환되는 반응에 의하여 CO의 배출농도가 낮아지는 것이다. 하지만 CO튜브와 주전열관 사이의 거리가 30mm일 때는 CO의 배출농도가 가장 낮아야 하나, Fig. 11 (b)의 온도그래프에서 나타나고 있듯이 CO튜브의 위치가 화염면에 가까워 화염온도가 약 2000K일 때 열손실이 발생하게 된다. CO튜브의 위치가 화염면에 근접하여 빠른 CO의 반응 억제가 출구에서 CO의 배출농도가 증가하게 된다.

Fig. 12 (b)의 그림은 CO튜브 위치에 따른 NO의 배출농도를 나타내고 있다. CO튜브의 위치가 주전열관으로부터 10mm 떨어진 경우 NO의 배출농도는 약 600ppm이며, 20mm일 때는 약 300ppm이다. CO의 배출농도가 증가한 30mm인 경우에는 약 280ppm으로 소폭 감소하였다. 이는 화염면에 가까이 열손실이 있을 경우 NO반응을 빠른 시간에 억제하여 배출농도를 저감할 수 있음을 나타내고 있다. 상용 열교환기를 이용한 수치해석 결과에서 CO튜브의 주열교환기로부터 화염면으로 다가갈수록 CO 및 NO의 배출농도를 동시에 저감할 수 있는것을 보여주고 있다. 하지만 CO튜브의 위치가 화염면에 너무 가까우면 NO의 배출농도는 저감할 수 있으나, CO에서 CO₂로 전환되는 반응이 빨리 억제되어 오히려 CO의 배출농도는 증가하는 것을 알 수 있다.

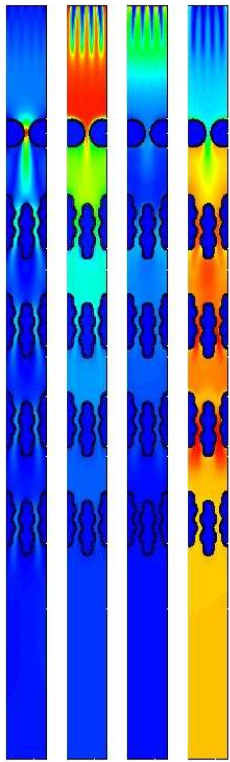
3.2 CO 및 NO_x의 동시저감을 위한 실험적 연구

본 연구는 수치해석 결과를 바탕으로 하여 실용 열교환기에서 열교환기 위치에 따른 CO 및 NO_x 배출특성에 대한 타당성을 검증하기 위해 연소기와 열교환기 사이의 거리(이하 L1)를 30~60mm로 변화하며 출구 부분에서 CO 및 NO_x 배출 농도를 측정하여 검토하였

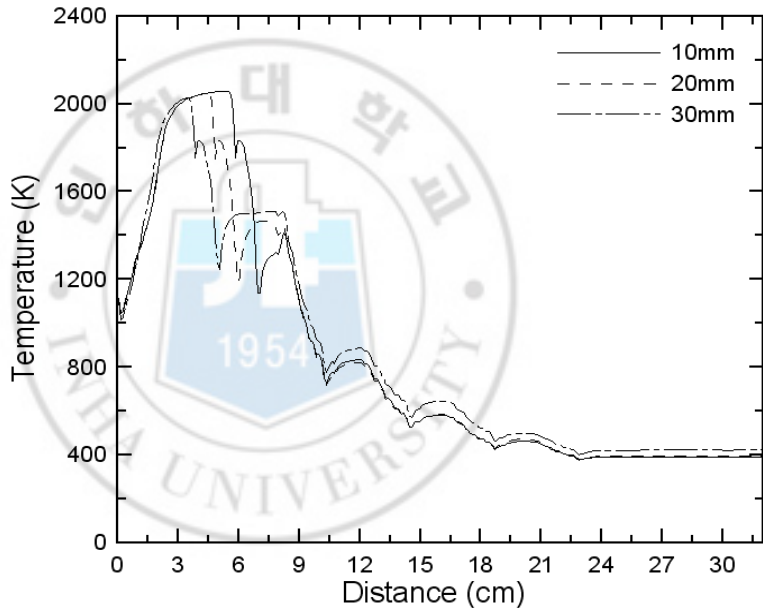
고, L1의 거리를 40mm로 고정한 후, 1번째 전열관과 2번째 전열관 사이의 거리(이하 L2)를 20~40mm로 변화하며 출구부분에서 CO 및 NO_x의 배출농도를 검토하였다. 수치해석의 결과를 토대로 하여 예측하여 보면 L1의 거리가 증가할 수록 전열관의 위치가 화염과 멀어지면서 반응이 억제되는 위치가 멀어져 NO_x의 배출농도는 증가할 것을 예상할 수 있으며, CO에서 CO₂로 전환되는 반응시간이 증가하여 CO의 배출농도는 감소할 것을 예측할 수 있다. 또한 L2의 거리가 증가하는 1번째 전열관의 위치가 화염에 가까이 위치하여 고정되어 있으므로 NO_x의 배출농도는 거의 일정할 것으로 예측되며, L2의 거리가 증가하게 되면, CO에서 CO₂로 반응시간이 증가하여 CO의 배출농도는 감소할 것으로 예측된다.

Fig. 13 (a)는 L1의 변화에 따른 출구에서 CO 배출농도를 나타낸 것이다. L1이 30mm일 때 CO의 배출농도는 약 450ppm, 60mm에서 약 360ppm으로 약 90ppm 적게 배출되었다. L1의 거리가 증가할 수록 CO₂로의 반응시간이 증가하여 수치해석 경향과 같이 출구에서 CO의 배출농도가 감소하는 경향을 나타내고 있다. 또한 Fig. 13 (b)에서는 (a)과 동일한 조건에서 출구에서 배출농도를 나타내고 있다. NO_x는 30mm에서 약 104ppm으로 가장 적게 배출되었고, 60mm에서 약 114ppm으로 약 10ppm 높게 배출되었다. 수치해석의 경향과 같이 L1의 위치가 화염면에 가까워지면 NO의 배출량은 감소하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 14 (a)는 L1을 4cm로 고정한 후 L2를 20~40mm로 변화시켰을 때의 CO 및 NO의 농도를 나타낸 것이다. L2가 20mm일 때 CO의 배출농도는 약 430ppm, 40mm에서 약 300ppm으로 20mm일 때보다 약 130ppm 낮게 배출되었다. 이는 수치해석에서 연구한 바와 같이 L2의 길이가 길어 질수록 CO가 CO₂로 전환되는 반응시

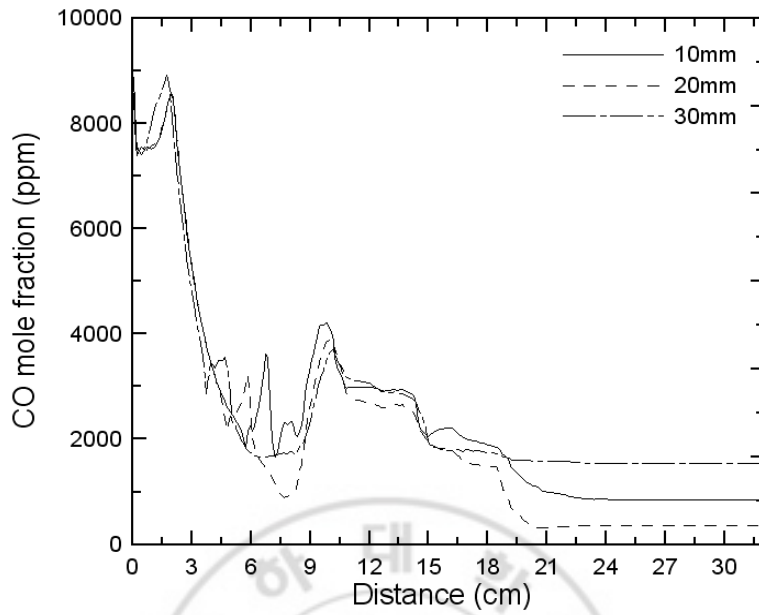


(a)

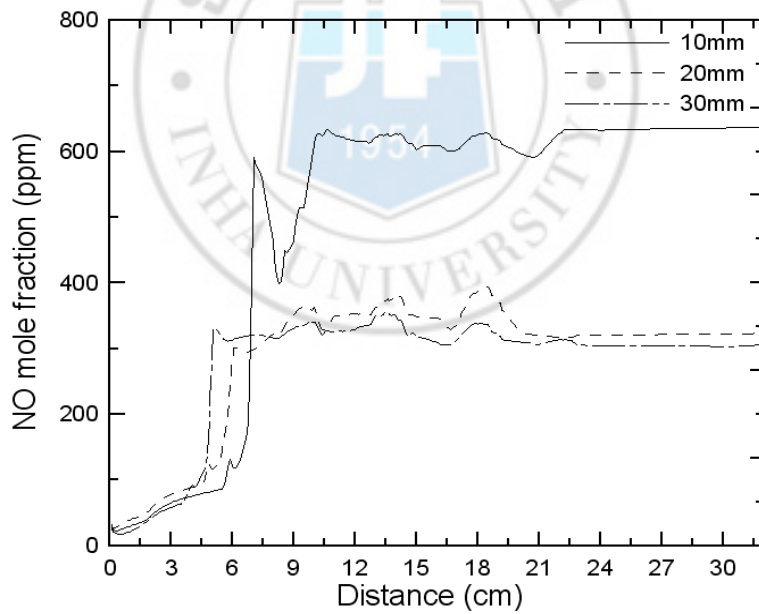


(b) Temperature profile

Fig. 11 Temperature profile of CO tube insert between combustor and main heat exchanger



(a) CO mole fraction



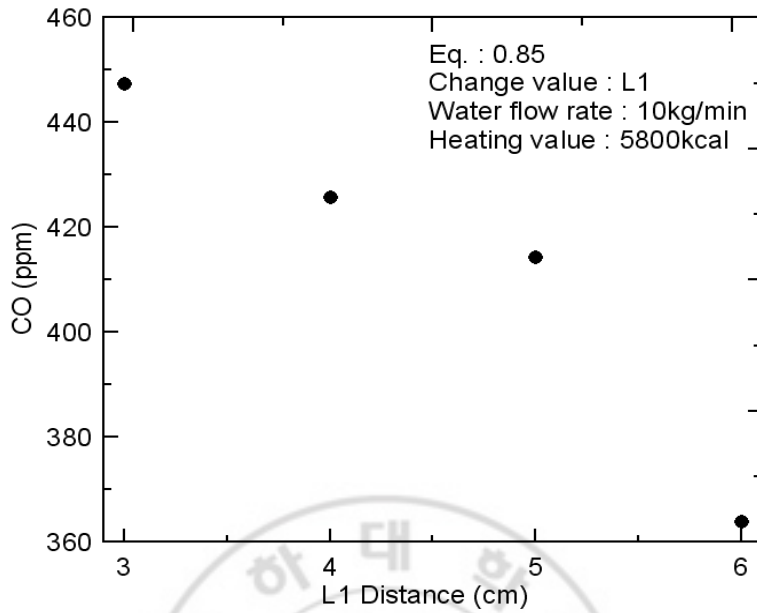
(b) NO mole fraction

Fig. 12 species mole fraction of CO tube insert between combustor and main heat exchanger

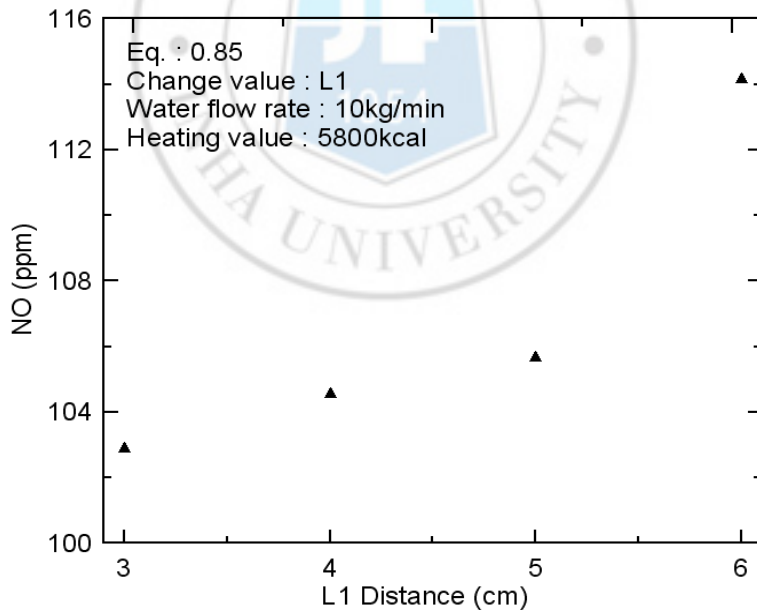
간이 40mm일 때가 길어 출구에서 CO의 배출농도가 낮아지는 경향이 일치하였다. Fig. 14 (b)는 (a)와 동일한 조건에서 NO의 배출농도를 나타내고 있다. NO의 경우 L2가 20mm일 때 약 110ppm, 40mm에서 약 120ppm으로 20mm일 때보다 약10ppm정도 높게 배출되었다. NO의 경우 L1이 고정되어 NO의 반응 억제가 같은 곳에서 발생하나 주열교환기까지의 거리의 차이로 인하여, NO의 배출농도가 출구에서 소폭 상승하는 경향을 보이고 있다.

실험 결과로 알 수 있듯이 L1의 위치를 화염에 가까이 위치하면, NO의 배출농도가 낮아지고, L2의 길이가 넓어질수록 CO의 배출량이 감소하는 것을 알 수 있다.



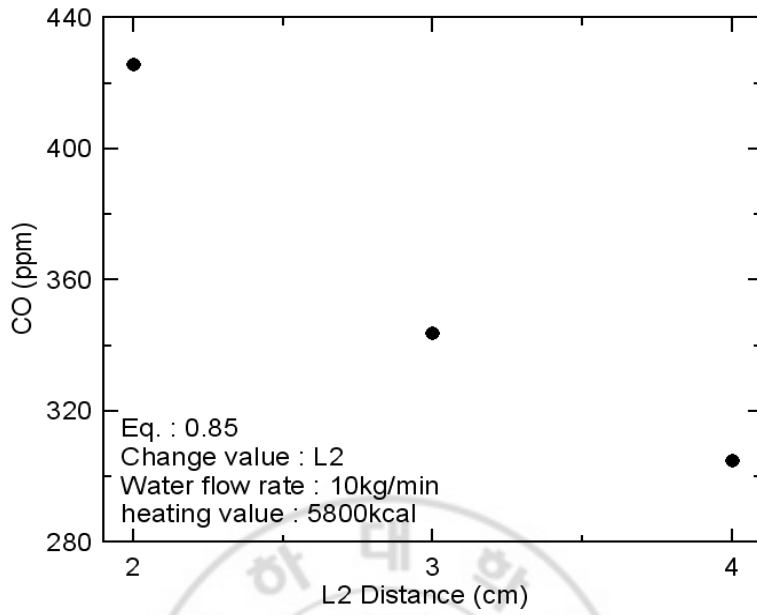


(a) CO mole fraction

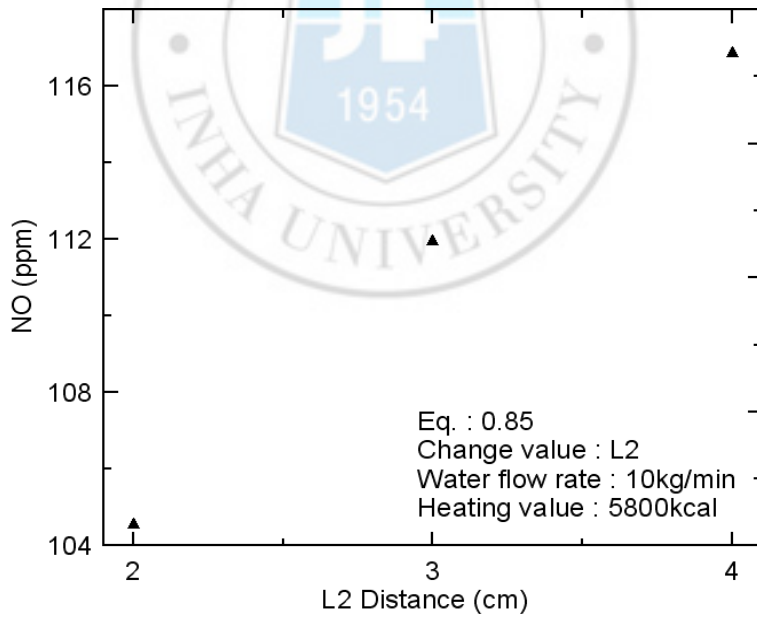


(b) NO mole fraction

Fig. 13 Species mole fraction of changing distance of combustor and heat exchanger



(a) CO mole fraction



(b) NO mole fraction

Fig. 14 Species mole fraction of changing distance of 1st heat exchanger and 2nd heat exchanger

제 4 장 결론

본 연구에서는 저공해 응축형 가스보일러 열교환기 최적설계를 위해 전열관 위치에 변화를 주어 수치해석 및 실험적으로 조사하였다. 우선 예혼합 화염에서 CO 및 NO_x의 생성특성을 파악하고, 화염 하류에서 열손실에 의한 배출특성을 검토하였다. CO 및 NO_x의 생성과 배출특성을 고려하여 연소기와 열교환기 사이에 CO튜브를 삽입하여 그 위치에 따른 배출특성을 고려하여 수치해석 및 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 예혼합 화염에서 CO의 생성 특성은 화염면에서 최대값에 도달한 후 화염대 직후에서 바로 CO₂로 전환되며 감소함을 알 수 있었으며, NO의 경우 화염대에서 급격히 상승하여 하류에서도 NO의 생성은 계속 진행된다.

2. 화염하류에서 NO에 대한 저감효과를 얻기 위해서는 최대한 화염면에 가까이 열교환기를 고정된 후 열손실에 의한 NO의 생성을 동결시키는 방법이 필요하다.

3. CO에 대한 저감효과를 얻기 위해서는 화염 근처의 높은 온도에서는 CO에서 CO₂로 전환되는 반응에 의해 CO의 배출농도가 낮아지므로 체류시간을 길게 연장하는 것이 필요하다.

4. NO 및 CO의 배출농도를 동시에 저감하기 위해서는 1번째 열교환기는 NO 저감을 위하여 화염면에 최대한 가까이 설치하여 NO 생성을 동결하는 것이 유리하며, L2거리를 충분히 유지하여

CO에서 CO₂로 전환하는 체류시간을 보장함으로써, CO의 배출농도를 저감할 수 있음을 알 수 있다.



제 6 장 참고 문헌

[1] J. A. Miller and C. T. Bowman, 1989, "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion", Pro. Energy Combust. Sci, Vol.15, pp.23

[2] J. F. Driscoll et al., 1992 "Nitric Oxides Levels of Turbulent Jet Diffusion Flame : Effect of Residence Time and Damkohler Number", Combustion and Flame, Vol.88, pp.37-49.

[3] Lefebvre, A. H., "The role of fuel preparation in low emission combustion," ASME J. Eng. Gas Turbine Power, Vol. 117, pp. 617-654 (1995).

[4] Bradley, D., Gaskell, P. H., Gu, X. J., Lawes, M. and Scott, M. J., "Premixed turbulent instability and NO formation in a lean-burn swirl burner," Combust. Flame, Vol. 115, pp. 515-538(1998).

[5] Kim, J. H. Lee, H.Y, Hwang, C. H. and Lee, C. E., "NOx and CO emission characteristics of premixed oxidizer-staging combustor using a cyclone flow", Journal of Korean Society of Combustion, Vol. 13, No. 2, pp. 7-13 (2008).

[6] Ahn, J., Kim, J. J. and Kang, S. B., "Heat transfer characteristics of 0.5 t/h class non-furnace boiler." Proceedings of the KSME 2007 Fall Annual Meeting, pp. 130-135 (2007).

[7] Gutheil E., Balarkrishnam G. and Wiliams F. A., "Structure and Extinction of Hydrogen-Air Diffusion Flames" lecture Notes in physics, Reduced Kinetic Mechanism for Application in Combustion Systems, N. Peter and B. Rogg(Eds.), Springer-Verlag, pp.188-195 (1993)

[8] Katta V. R., Roquemore W. M., "Numerical Studies on the Structure of Two-Dimensional H₂/Air premixed Jet Flame", Combustion and Flame, Vol. 102, pp. 21-40 (1995)

[9] Smooke M. D., Xu Y., Zurn R. M., Lin P., Frank J. H. and Long M. B., "Computational and Experimental Study of OH and CH Radical in Axisymmetric Laminar Diffusion Flame", Twenty-fourth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, pp. 813-821 (1992)

[10] Nishioka, M., Nakagawa, S., Ishikawa, Y. and Takeno, T., "NO emission Characteristics of methane-air double flame" Combustion and Flame, Vol. 98, pp. 127-138 (1994)

[11] Smooke M. D., Turubill A. A., Mitchell R. E. and Keyes, "Solution of Two-Dimensional Axisymmetric laminar Diffusion by

Adaptive Boundary Value Methods", *Mathematical Modeling in Combustion and Related Topics*, C.-M Brauner and C. Schmidt-Laine'(Eds.), Martinus Nijhoff Publishers, pp. 261-300 (1998)

[12] In-Gweon Lim, "A Numerical Study of Combustion Within a Porous Inter Medium Burner" The University of Texas at Austin, Doctoral Dissertation (1992)

[13] Leung K. M. and Lindatedt R. P., "Detailed Kinetics Modeling of C1-C3 Alkane Diffusion Flames" *Combustion and Flame*, Vol. 102, pp. 129-160 (1995)

[14] Atreya A., Zhang C., Kim H. K., Shamim T. and Suh J., "The Effect of Changes in the Flame Structure on the Formation and Destruction of Soot and NO_x in Radiation Diffusion Flames", *Twenty-sixth Symposium (international) on Combustion/The Combustion Institute*, pp. 2181-2189 (1996)

[15] Peter Glaborg, James A. Miller and Robert J. Kee, "Kinetic Modeling and Sensitivity Analysis of Nitrogen Oxide Formation in Well-Stirred Reactors", *Combustion and Flame*, Vol. 65, pp. 177-202 (1986)

[16] Michael C. Drake and Richard J. Blint, "Calculation of NO_x Formation Pathways in Propagating Laminar, High Pressure

Premixed CH₄/Air Flames", *Combustion science and Technology*, Vol. 75, pp. 261-285 (1991)

[17] James A. miller and Craig T. Bowman, "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion", *Progress Energy and Combustion Science*, Vol. 15, pp. 287-338 (1989)

[18] Correa, S. M. and Smooke, M. D., "NO_x in parametrically Varied Methane Flames", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 23, pp. 238-295 (1990)

[19] Drake, M. C., Ratcliffe, J. W. and Blint R. J., "Measurement and Modeling of Flame Front NO Formation and Super Equilibrium Radical Concentrations in Laminar High Pressure Permixed Flames", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 23, pp. 387-395 (1990)

[20] Drake, M. C. and Blint, J. B., "Relative Imporrance of Nitric Oxide Formation Mechanisms in Laminar Opposed-flow Diffusion Flames", *Combustion and Flame*, Vol. 83, pp. 185-203 (1991)

[21] Bengtsson, K. U. M., Benz, P., Scharen, R. and Frouzakis, C. E., "NyO_x Formation in Lean Premixed Combustion of Methane in a High Pressure Jet-stirred Reactor", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 26, pp. 1393-1399 (1998)

[22] Kim, J. H. Lee, H.Y, Hwang, C. H. and Lee, C. E., "NO_x and CO emission characteristics of premixed oxidizer-staging combustor using a cyclone flow", Journal of Korean Society of Combustion, Vol. 13, No. 2, pp. 7-13 (2008).

[23] Ahn, J., Kim, J. J. and Kang, S. B., "Heat transfer characteristics of 0.5 t/h class non-furnace boiler." Proceedings of the KSME 2007 Fall Annual Meeting, pp. 130-135 (2007).

[24] 김종민, 김태현, 금성민, 김세원, 장기현, 이창언, "예혼합 화염후류에서 열전달이 CO 및 NO_x 생성 특성에 미치는 영향" 한국연소학회지, Vol.13, NO4, PP.1-7(2008)

[25] Seungro Lee, Jong-Min Kim, Sung-Min Kum, and Chang-Eon Lee, "Suggestion on the Simultaneous Reduction Method of CO and NO_x in Premixed Flames for a Compact Heat Exchanger" energy and fuels, vol. 24, pp. 821-827 (2010)

[26] B. E. Launder and D. B. Spalding. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, (1972).

[27] B. F. Magnussen and B. H. Hjertager. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In 16th Symp.(Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute, (1976).

[28] ANSYS.Inc "FLUENT User Gide" ver 6.3.26

[29] GRI Mech. Ver. 2.11, web address:
http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/

[30] 현승호, 황철홍, 이창언, 김세원, 장기현, "CH₄/Air 예혼합화염의 고효율 연소조건에서 열손실에 따른 NO_x 및 CO 배출특성" 한국연소학회지, Vol.13, NO1, pp.1-9(2009)

