

MILD 연소로에서 노즐의 위치와 유동 조건에 따른 유입량 특성에 관한 연구

A Study on the Flow Entrainment Characteristics of a Coaxial Nozzle Used in a MILD Combustor with the Change of Nozzle Position and Flow Condition

심성훈 · 하지수*[†]
Sung Hoon Shim · Ji Soo Ha*[†]

한국기계연구원 · *계명대학교 환경과학과
Korea Institute of Machinery & Materials Energy
*Environmental Science Department, Keimyung University

(2012년 1월 14일 접수, 2012년 2월 24일 채택)

Abstract : A MILD (Moderate and Intense Low oxygen Dilution) combustor decreases NO_x formation effectively during the combustion process and NO_x formation is affected significantly by the exhaust gas entrainment rate toward fuel and air. The present study focused on the new MILD combustor, which has coaxial cylindrical tube. The outside tube of the new MILD combustor corresponds to the exhaust gas passage and the inner side tube is the furnace passage. The connection pipe is set between the outer side and the inner side tubes and coaxial air nozzle is inserted at the center of the connection pipe. A numerical analysis is accomplished to elucidate the characteristics of exhaust gas entrainment toward the inner furnace with the changes of air nozzle exit velocity, nozzle diameter, nozzle exit position and exhaust gas side pressure. The entrainment rate is proportional to the square root of air nozzle exit velocity and negatively proportional to the pressure difference between the exhaust gas side and furnace side pressures. The effect of air nozzle exit position is not considerable on the exhaust gas entrainment.

Key Words : MILD Combustion, Air Nozzle Exit Velocity, Air Nozzle Exit Position, Air Nozzle Diameter, Pressure Difference

요약 : 연소과정 중에 발생하는 질소산화물을 저감하는 기술인 MILD 연소로는 연소용 공기 및 연료로 고온의 배기가스가 유입되는 양에 따라 질소산화물 저감 특성이 많은 영향을 받는다. 일반적인 MILD 연소로는 연료와 연소용 공기는 수직 상향 방향이고 배기가스는 수직하향 방향으로 흐르면서 배기가스가 유입되는데 이러한 형태보다 더욱 배기가스의 유입량을 증가시키기 위한 방법으로 동심원관형태의 MILD 연소로를 사용하고 있다. 본 연구에서는 바깥 원통의 배기가스 통로에서 안쪽 원통의 연소통로 사이에 연결관을 설치하고 배기가스를 유입하기 위한 공기노즐을 동심원관 형태로 설치하여 공기분사속도, 노즐 직경, 배기가스측 압력과 연소로측 압력 차이의 변화에 따른 유입량 특성을 수치해석을 통해 살펴봄으로써 MILD 연소로에서 더욱 적극적인 배기가스의 유입량 특성을 파악하는 것을 연구하였다. 공기노즐 분사속도의 증가에 따라 유입량은 속도의 제곱근에 비례하는 것을 알았고 배기가스 측과 연소로 측의 압력차의 크기에 선형적으로 감소하는 것을 관찰하였다. 공기노즐 출구 위치의 변화는 유입량 변화에 큰 영향이 없음을 알 수 있었다.

주제어 : MILD 연소, 공기노즐 속도, 공기노즐 출구 위치, 공기노즐 직경, 압력차

1. 서론

화력발전소, 자동차, 소각로, 가열로 등은 화석연료를 사용하여 에너지를 획득하는 대표적인 설비이다. 에너지를 획득하기 위해서는 화석연료를 공기 중의 산소와 연소반응을 통하여 고온의 배기가스를 발생시키게 된다. 화석연료와 산소가 연소반응을 하면 고온의 화염대에서 공기중의 질소가 산소와 반응을 하여 열적 질소산화물이 발생하게 된다. 화력발전소나 소각로에서는 이러한 질소산화물을 제거하기 위하여 탈질설비를 연소로 후단에 설치하는데 이의 설치비와 운전비는 화력발전소와 소각로를 설치할 때 상당한 비중을 차지할 정도로 고비용이 소요된다. 연소반응 시에 질소산화물을 줄이는 방법의 연구는 지연연소를 통한 연소반응 분산, 배기가스 재순환 등이 연구되고 있으며 최근에 가장 많이 쓰이는 방법 중 하나인 배기가스 재순환법은 공기흡입

구에 배기가스의 일부를 재순환시켜 연소할 때의 최고 온도를 낮춤으로써 NO_x의 발생을 억제하는 방법이다. 그러나 이 방법은 NO_x를 저감하지만 이에 따라 연소효율이 낮아지는 문제점이 있다. 이처럼 대부분의 연소기술들은 연소효율과 환경문제에 있어서 상반되는 관계를 가지고 있다.

최근에 MILD (Moderate and Intense Low oxygen Dilution) 연소가 에너지 효율 향상과 더불어 NO_x를 저감하는 연소기술로 많은 연구들이 이루어지고 있다.¹⁻⁶⁾ MILD 연소는 질소산화물의 발생을 억제하기 위하여 연소기 내에 강한 배기가스 재순환 영역을 만들어 낮은 화염온도에서 안정적으로 연소반응을 유지할 수 있는 연소기술이다. 여기서 배기가스 재순환이란 연소반응 전의 공기나 연료에 배기가스를 혼합하는 것을 말하며, 화염의 안정화를 위해 고온의 연소가스를 버너 내로 재순환시키는 것을 의미하지는 않는다. 지금까지 연구들을 살펴보면 연소로 내에서 연소가스와 연

[†] Corresponding author E-mail: jisooaha@kmu.ac.kr Tel: 053-580-5919 Fax: 053-580-5385

료 또는 공기의 혼합을 유도하는 연구들이 대부분을 차지하고 있다. 연료와 공기가 수직상향 방향으로 흐를 때 배기가스를 수직하향으로 흐르게 함으로써 연료와 공기의 분류 속도에 따라 배기가스가 자연 유입이 되도록 하는 방법이다. MILD연소로에서 배기가스와 공기 또는 연료의 혼합비가 질소산화물 저감에 매우 큰 영향을 주기 때문에 이러한 방법보다 더욱 적극적이고 강제적인 유입 방법으로 배기가스와 공기 또는 연료의 혼합을 모색할 필요가 있다. 이렇게 하기 위하여 동심원관 형태의 연소로를 이용하는데, 안쪽 원통에서 연료와 공기를 연소시키고 연소로 끝에서 유동 방향을 바꾸어 바깥쪽 원통으로 고온의 배기가스를 배출시키면서 고온의 배기가스를 안쪽 연소영역으로 유입시키는 방법을 사용하고 있다. 바깥쪽 원통으로 흐르는 고온의 배기가스를 안쪽 연소로로 유입시키는 방법으로 바깥쪽과 안쪽 원통을 원관으로 연결하고 그 중간에 고속의 공기를 노즐로부터 분출하여 배기가스를 유입시켜 안쪽 연소로로 흐르게 하는 방법을 사용하려고 하는데 이에 대한 최적 형상과 조건의 도출이 필요하다.

본 연구는 이와 같이 동심원관 형태의 MILD 연소로에서 바깥쪽 고온의 배기가스를 안쪽 연소로에 적극적으로 유입시키는 최적의 유입노즐 형상과 유동조건을 열유체 전산해석을 통해 도출함으로써 동심원관 MILD연소로의 배기가스와 연료 및 공기의 혼합 효과를 최적화하는 것을 목적으로 한다.

2. 수치해석 방법

동심원관 MILD 연소로에서 바깥쪽 배기가스와 안쪽 연소로 사이의 원관 통로에 동심원관 형태의 공기노즐을 설치하여 고속으로 분출함으로써 안쪽 연소로로 고온의 배기가스를 유입시켜 배기가스와 공기 또는 연료와의 혼합을 증대시키는 최적의 형상과 유동조건을 도출하기 위하여 본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 것과 같은 MILD 연소로 바깥쪽과 안쪽을 단순화하여 나타내었다. Fig. 1에서 왼쪽에 있는 영역이 동심원관 MILD 연소로 바깥쪽 영역으로 고온의 배기가스가 있는 영역이다. 오른쪽은 연소로 안쪽에 해당한다. 가운데 통로는 원관으로, 왼쪽의 배기가스 통로와 오른쪽의 연소로를 연결한다. 가운데에 있는 공기노즐에서는 고속의 공기가 분출하여 배기가스가 유입되도록 하였다. 계산의 단순화를 위해 공기노즐의 중심축을 대칭축으로 하여 원통좌표계를 이용하였다. 또한 노즐에서 분출되는 고속의 공기 속도에 비교하여 왼쪽의 배기가스 속도와 오른쪽의 연소용 공기 또는 연료의 속도는 상대적으로 작다고 판단하여 강제적인 유동 흐름을 무시하였고 안쪽 연소로와 바깥쪽 배기가스 통로에서의 압력차 그리고 노즐에서 분출되는 공기의 운동량에 따른 유동을 고려하였다.

본 연구의 수치해석에 사용한 지배방정식은 2차원 원통좌표계의 연속방정식, 축방향과 반경방향 운동량방정식, 온도

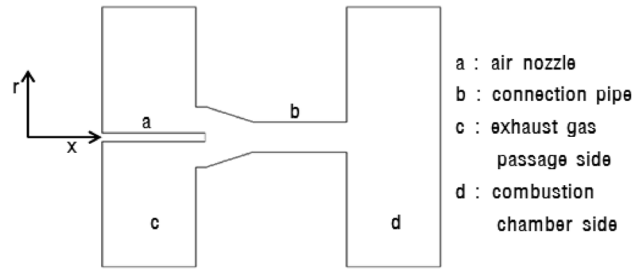


Fig. 1. Schematic configuration of air nozzle used in the MILD combustor for exhaust gas entrainment.

해석에 필요한 에너지방정식을 이용하였으며 아래에 나타내었다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v_r) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} - \rho g + \mu \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_r}{\partial x} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_r}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - \frac{v_r}{r^2} \right] \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad (4)$$

본 연구의 수치해석에서 Fig. 1에 나타낸 연결관의 직경은 40 mm이고 길이는 320 mm이다. 공기노즐의 직경은 10, 15, 20 mm로 변경하여 공기노즐 직경의 변화에 따른 효과를 살펴 보았다. 연결관은 직경은 40 mm이고 길이는 320 mm이다. 연결관의 배기가스측 입구 직경은 70 mm이다. 또한 공기노즐 출구의 위치를 연결관이 시작되는 x 위치를 기준으로 했을 때 -20 mm에서 60 mm로 변화하였고 공기노즐의 속도를 30 m/s에서 150 m/s까지 변화하여 배기가스 유입량 변화를 관찰하였다. 배기가스통로의 양끝의 경계조건은 부압으로 -200 Pa, 연소로에서 양끝은 -100 Pa의 압력 경계조건을 사용하였다. 여러 가지 해석 경우 중에 배기가스 통로와 연소로 양끝의 압력을 같은 압력으로 하였을 경우도 함께 검토해 보았다. 배기가스 통로에서의 유입되는 온도와 연소로에서의 유체 온도는 850℃로 하였고 공기노즐에서 분출되는 공기 온도는 상온인 25℃로 하였다.

본 연구에서 공기노즐 직경, 공기노즐 출구 위치, 공기노즐 출구속도, 배기가스 통로와 연소로 통로의 압력 등을 변화시켜 연소로로 유입되는 유입량의 변화를 관찰하려고 하여 최적의 유동 조건이나 형상을 도출하려고 하는데 다음과 같이 무차원 유입량인 유입량비를 각 경우에 대하여 산출하여 비교하기로 한다. 아래 식에서 \dot{m}_{nozzle} 은 공기노즐에서 분출되는 공기 질량유량률이고 \dot{m}_{total} 은 연소로에 위치한 연결관 출구에서의 질량유량률인데 \dot{m}_{total} 과 \dot{m}_{nozzle} 의 차이가 공기노

줄 분출로 인한 배기가스의 유입 질량유량률, $\dot{m}_{entrainment}$ 이 된다. \dot{m}_{nozzle} 과 $\dot{m}_{entrainment}$ 의 비를 무차원 유입량비, \dot{m}_r 로 정의하였다. 각 경우의 유입량비와 유동 특성 해석을 위해 사용한 프로그램은 SIMPLE 알고리즘¹⁰⁾을 채택한 상용 열유체 전산해석 프로그램인 Fluent 프로그램을 이용하였고 유동장은 약 18,800개의 격자로 구성하였다.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{total} - \dot{m}_{nozzle}}{\dot{m}_{nozzle}} = \frac{\dot{m}_{entrainment}}{\dot{m}_{nozzle}} \quad (5)$$

3. 결과 및 고찰

3.1. 동심원관 공기 노즐 출구 속도 변화에 따른 유동 특성

본 연구는 동심원관 노즐의 출구 속도, 위치, 압력 등을 변화시켜서 공기노즐 분사에 따른 유입량 특성을 살펴보는 것이 주목적인데, 우선 공기노즐 출구에서의 분사속도 변화에 따른 유동 특성에 대하여 살펴보기로 한다. Fig. 2에 노즐 직경이 20 mm이고 노즐 위치가 20 mm일 때, 공기노즐 출구에서 분사 속도(v_n)를 30, 50, 80 m/s로 변화시켰을 때의 속도벡터와 비교하였다. 분사속도가 30 m/s일 때(Fig. 2(a)) 공기노즐 출구에서는 속도벡터가 공기분사 방향이지만 연결관의 대부분 영역에서 역방향으로 흐름이 형성되고 있다. 이러한 이유는 연결관 왼쪽 영역의 압력이 -200 Pa이고 오른쪽 연소로 영역의 압력이 -100 Pa로 설정하였기 때문에 역 방향으로 압력 구배가 생겨 있기 때문이다. 공기노즐에서 분사가 없다면 연결관에서 역방향으로 유동이 형성될 것이다. 공기노즐 분사속도가 50 m/s(Fig. 2(b))에서는 역방향 압력 구배를 극복하여 Fig. 2(a)에서 보였던 역방향 흐름은 관찰되지 않고 순 방향 흐름을 관찰할 수 있다. 분사속도가 더욱 큰 80 m/s(Fig. 2(c))인 경우에는 연결관에서 순 방향 유동 흐름을 확실하게 관찰할 수 있다.

앞에서 살펴보았듯이 공기 노즐에서의 분출 속도가 작으면 역압력 구배를 극복하지 못하고 역류가 발생하였고 분출 속도가 커지면 이를 극복하여 순방향으로의 흐름이 형성된다는 것을 관찰하였다. 공기노즐 분출 속도에 따른 유입량 특성이 어떻게 변하는지를 Fig. 3에 나타내었다. 공기노즐 속도는 30 m/s에서 150 m/s로 변화시켰는데 30 m/s일 때는 Fig. 2에서 관찰한 것과 같이 유입량이 음의 값이 되었다. 이보다 큰 분출속도에서 급격히 유입량 변화가 일어나는데 40

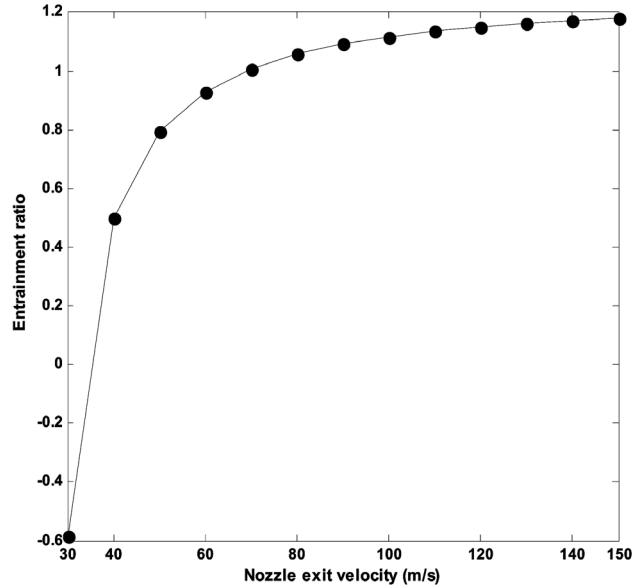
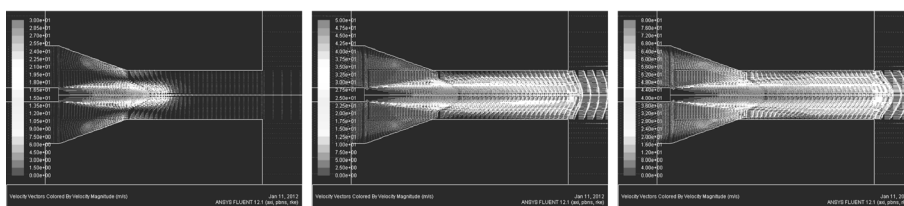


Fig. 3. Characteristics of entrainment ratio with the change of nozzle exit velocity.

m/s에서부터 유입량비가 양의 값이 되었다. 공기노즐 분출 속도가 80 m/s 이후부터는 유입량비가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 보여주고 있다. 전체적인 경향은 유입량비는 공기분사속도의 제곱근에 비례하는 양상을 보여주고 있다. 이에 대한 것은 3.3절에서 검토하기로 한다.

3.2. 동심원관 공기 노즐 위치 및 직경 변화에 따른 유입량 특성

동심원관 노즐의 출구 위치 변화와 노즐 출구직경 변화에 따른 유입량 특성을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4(a)는 공기노즐 직경 20 mm에 대하여 속도를 80 m/s로 고정하고 공기노즐 출구의 위치를 -20 mm에서 60 mm로 변화시켰을 때 유입량 특성을 나타내고 있다. 공기노즐 출구 위치를 연결관 내부로 이동하면 할수록 유입량 비는 줄어들고 있지만 그 크기는 최소 0.95이며 최대값은 공기노즐 위치를 -20 mm로 했을 때 1.12이므로 절대적인 크기의 변화는 심하지 않음을 알 수 있다. 따라서 공기노즐 위치 변화에 따라 유입량의 변화는 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 노즐직경을 변화시키면서 공기노즐 분사속도의 변화에 따른 유입량 변화는 Fig. 4(b)에 나타내었다. 직경 20 mm에 대한 결과는 이미 Fig. 3에서 살펴보았다. 직경 15 mm와 10 mm일 때의 결과를 함께 나타내었는데, 유입량 비가 음의 값이 나오는 경우에 공



(a) $v_n = 30$ m/s

(b) $v_n = 50$ m/s

(c) $v_n = 80$ m/s

Fig. 2. Comparison of velocity vector with the change of air nozzle exit velocity.

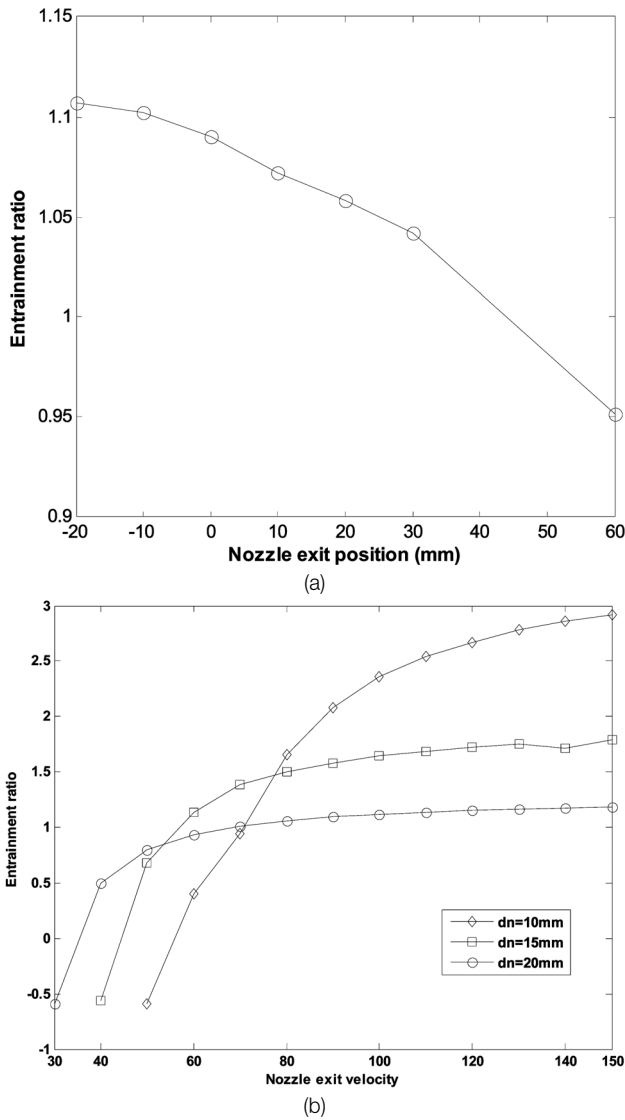


Fig. 4. Entrainment ratio with the changes of nozzle exit position, nozzle exit velocity and air nozzle diameter. (a) for the entrainment ratio with the change of nozzle exit position and (b) for the entrainment ratio with the change of nozzle exit velocity and air nozzle diameter.

기 분사 속도를 비교했을 때 직경이 상대적으로 작은 경우에는 보다 더 큰 공기 분사속도에서 유입량 비가 같아지게 되었다. 이는 연결관에서 역방향으로 압력 구배가 형성되어 있을 때 직경이 작은 경우에는 보다 큰 운동량인 공기속도가 큰 경우에 유입량비가 같아지게 됨을 알 수 있다. 노즐 직경이 큰 20 mm에서는 약 80 m/s 이후에 유입량비가 공기분사 속도에 거의 선형적으로 증가하는 것을 확인하였는데 공기노즐 직경이 작은 경우인 15 mm인 경우에는 90 m/s, 10 mm인 경우에는 110 m/s에서 공기분사속도에 따른 유입량비가 선형적으로 변하는 것을 관찰할 수 있다. 또한 선형적으로 변하는 구간에서 유입량비는 공기노즐 직경이 작은 경우에 더욱 큰 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 그러나 유입량비가 크다고 해서 절대적인 유입량의 값이 큰 것은 아니다. 즉, 같은 공기분사속도인 100 m/s에서 유입량비는 직경이 작은 10

mm에서 약 2.5, 15 mm에서 1.5, 20 mm에서 1.1의 값을 가지지만 실질적인 유입량은 직경이 10 mm일 때 2.405 kg/s이고 15 mm일 때 3.247 kg/s, 20 mm일 때 4.233 kg/s로서 같은 공기노즐 분사속도에서 실제 유입량은 공기노즐 직경이 큰 경우에 더욱 커지게 된다.

3.3. 배기가스 통로의 압력 변화에 따른 유입량 특성

앞에서 공기노즐 분사속도, 공기노즐 직경 변화에 따른 유입량 특성을 살펴보았다. 이 절에서는 배기가스 통로 출구에서 압력조건이 변할 때의 유입량 변화 특성을 살펴보기로 한다. Fig. 5(a)는 공기노즐 직경을 15 mm로 하고 공기노즐

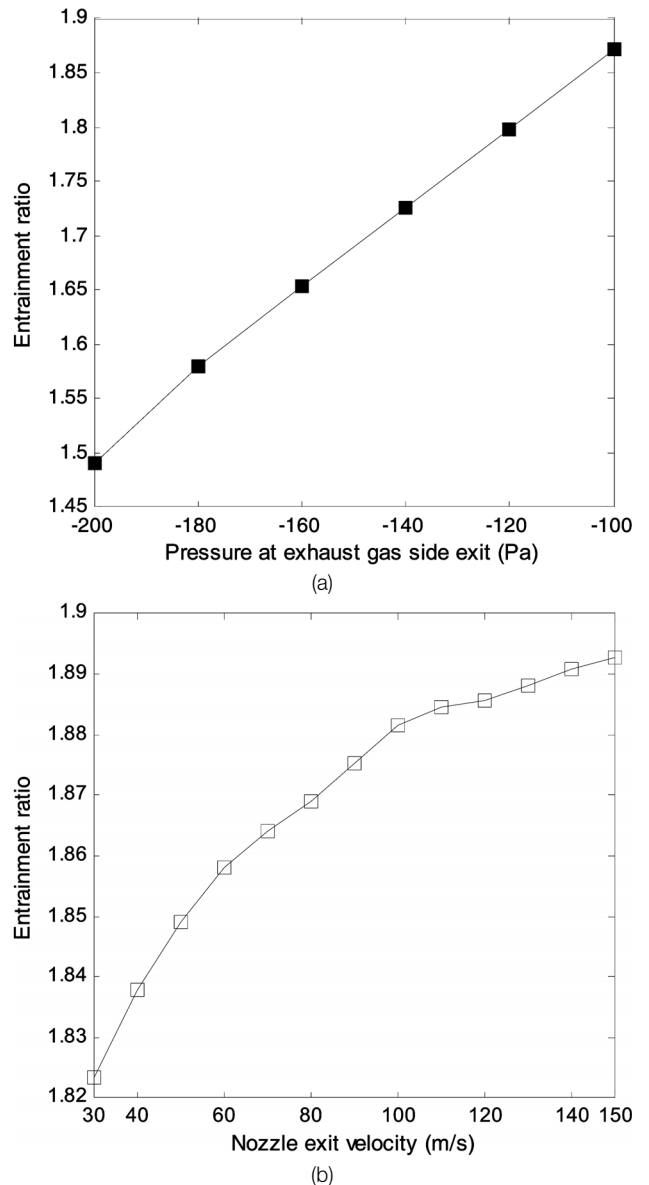


Fig. 5. Entrainment ratio with the changes of pressure at exhaust gas side exit and nozzle exit velocity. (a) for the entrainment ratio with the change of pressure at exhaust gas side exit and (b) for the entrainment ratio with the change of nozzle exit velocity, with the fixed value of the pressure at exhaust gas side exit, -100 Pa.

분사속도를 80 m/s로 고정했을 때 배기가스 출구에서의 압력을 앞 절에서 설정한 값인 -200 Pa에서부터 연소로 통로의 입구에서의 압력인 -100 Pa까지 변할 때의 유입량 특성을 나타내었다. 배기가스 통로 출구의 압력을 증가시키면 유입량은 그림에서 보는 바와 같이 거의 선형적으로 증가한다. Fig. 5(b)는 배기가스 출구 압력을 연소로 입구 압력과 동일하게 -100 Pa로 했을 때 공기노즐 출구 분사속도를 30 m/s에서 150 m/s로 변화할 때 유입량비 변화를 나타내었다. 유입량비는 공기노즐 분사속도의 제곱근에 비례하는 경향을 보이고 있는데 이는 분사속도의 증가에 따라 유입량 증가량이 압력손실로 나타나게 되고 원관 전후에서 압력손실은 원관 내의 평균 속도 제곱에 비례하는 것을 유추해 보면 유입량 비가 분사속도의 제곱근에 비례하는 것을 역학적으로 이해할 수 있을 것으로 생각한다.

앞에서 살펴본 바로 공기노즐 직경을 고정했을 때 유입량 특성은 공기노즐 분사속도와 배기가스 출구 압력과 연소로 입구 압력의 차이에 많은 영향을 받는데 다음과 같이 유입량 메커니즘을 정리할 수 있다. 아래의 압력차는 연소로 입구 압력차에서 배기가스 출구 압력차를 나타내고 있고 유동의 역방향 압력차이므로 유입량이 증가에 반대로 작용하고 있기 때문에 -부호를 사용하였다.

$$\dot{m}_{entrainment} = \dot{m}_{entrainment\ by\ v_n} - \dot{m}_{entrainment\ by\ \Delta P} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{entrainment\ by\ v_n} \propto \sqrt{v_n} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{entrainment\ by\ \Delta P} \propto \Delta P \quad (8)$$

4. 결론

지금까지 동심원관 형태의 MILD 연소로에서 바깥쪽 고온의 배기가스를 안쪽 연소로에 적극적으로 유입시키는 최적의 공기노즐 형상과 유동조건을 열유체 전산해석을 통해 도출하기 위해 공기노즐 분사속도, 노즐 직경, 배기가스 출구 압력과 연소로 입구 압력 차이에 따른 유입량 특성을 살펴본 것으로 이에 대한 연구 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1) 동심원관 공기 노즐 출구 속도 변화에 따른 유동 특성
본 연구에서 배기가스 출구는 -200 Pa, 연소로 입구는 -100 Pa로 흐름 방향과 역 방향의 압력구배가 형성 되어 있는데 이 때 공기 노즐에서의 분출 속도가 작으면 역압력 구배를 극복하지 못하고 역류가 발생하였고 분출속도가 커지면 이를 극복하여 순방향으로의 흐름이 형성된다는 것을 관찰하였다. 공기노즐 속도는 30 m/s에서 150 m/s로 변화시켰는데 30 m/s일 때는 유입량이 음의 값이 되었다. 이보다 큰 분출 속도에서 급격히 유입량 변화가 일어나는데 40 m/s에서부터 유입량비가 양의 값이 되었다. 공기노즐 분출 속도가 80 m/s

이후부터는 유입량비가 거의 선형적으로 증가하고 전체적인 양상은 유입량 비가 분사속도의 제곱근에 비례하는 것을 확인하였다.

2) 동심원관 공기 노즐 위치 및 직경 변화에 따른 유입량 특성

공기노즐의 직경과 분사속도를 고정하고 분사노즐 출구 위치만 변화하였을 때는 이에 따른 유입량 변화는 다른 조건이나 형상 변화에 따른 유입량 변화에 비하여 크지 않음을 알 수 있었다. 공기노즐 직경을 변화시키면 이에 따른 공기 운동량의 변화에 따라 유입량 변화가 많은 영향을 받았다. 일정 이상의 노즐 분사속도에서는 유입량비가 거의 선형적으로 변하는데 노즐 직경이 증가하면 선형적으로 변하는 노즐 분사속도 시작 값이 낮아지는 것을 확인하였다.

3) 배기가스 통로의 압력 변화에 따른 유입량 특성

연소로 입구의 압력을 -100 Pa로 고정하고 배기가스 출구의 압력을 변화시켜서 유입량 변화 특성을 살펴본 결과 역압력구배의 크기가 작아지면 유입량이 거의 선형적으로 증가함을 확인하였다. 또한 배기가스 출구의 압력을 연소로 입구 압력과 같게 하고 분사속도를 변화한 경우를 살펴 본 결과 유입량비가 분사속도의 제곱근에 비례함을 알 수 있었다. 이로부터 유입량은 분사속도의 제곱근에 비례하는 함수와 역압력구배의 크기에 비례하는 함수의 음의 값 함수로 표현할 수 있음을 알 수 있었다.

사 사

본 연구는 2011년도 계명대학교 비사연구기금으로 이루어 졌음.

KSEE

참고문헌

1. J. A. Wuuning, and J. G. Wunning, "Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation," *Prog. Energy Combust. Sci.*, **23**, 81~97(1997).
2. M. Katsuki, and T. Hasegawa, "The science of technology of combustion in highly preheated air," *27 Symp (Int) Combustion*, 3135~3146(1998).
3. A. Cavaliere, M. De Joannon, and R. Ragucci, "Mild combustion of high temperature reactants," *2nd International Symposium on High Temperature Air Combustion*, 1999.
4. T. plessing, N. Peters, and J. G. Wunning, "Laseroptical investigation of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation," *27 Symp (Int) Combustion*, 3197~3204(1998).
5. Frazan, H., Maringo, G. J., Riggs, J. D., Yagiela, A. S. and Newell, R. J., "Reburning with Powder River Basin Coal to Achieve SO₂ an NO_x Compliance," *Proc. of the Power-Gen*

- Sixth International Conference, Dallas, 175~187(1993).
6. Ji Soo Ha, Tae Kwon Kim and Sung Hoon Shim, "A numerical study of the air fuel ratio effect on the combustion characteristics in a MILD combustor," *J. Kor. Soc. Environ. Eng.*, **32**(6), 587~592(2010).
 7. B. E. Launder, and D. B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer methods in Applied Mechanics and Engineering," 269~289(1974).
 8. B. F. Magnussen, and B. H. Hjertager, "On mathematical model of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion," In 16th Symp. on Combustion, 1976.
 9. F. Liu, H. A. Becker, and Y. Bindar, "A comparative modeling in gas-fired furnaces using the Simple Grey Gas and the Weighted-Sum-of-Grey-Gases Models," *Int. J. Heat Mass Transfer*, **41**, 3357~3371(1998).
 10. S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," 126~131(1980).