

난방용 보일러에서 NG-H₂ 혼소율에 따른 열 및 공해 성능의 검토

서준선¹ · 김영직¹ · 박준규² · 이창언^{3,†}

¹인하대학교 기계공학과 대학원, ²경동나비엔, ³인하대학교 기계공학과

A Study on the Thermal and Pollution Performances of the Heating Boilers with NG-H₂ Mixture Ratio

JUNSUN SEO¹, YOUNG-JIC KIM¹, JUNKYU PARK², CHANG-EON LEE^{3,†}

¹Department of Mechanical Engineering, Inha University Graduate School, 100 Inha-ro, Michuholgu, Incheon 22212, Korea

²Kyung Dong Navien, Business Bldg. B, Gyeongin-ro 53-gil, Guro-gu, Seoul 08217, Korea

³Department of Mechanical Engineering, Inha University, 100 Inha-ro, Michuholgu, Incheon 22212, Korea

†Corresponding author :
chelee@inha.ac.kr

Received 28 October, 2021
Revised 26 November, 2021
Accepted 16 December, 2021

Abstract >> Hydrogen is evaluated as one of the new energy sources that can overcome the limitations and pollution problems of conventional fossil fuels. Although hydrogen is CO₂-free, attention is required in NO_x emission and flame stability in order to use hydrogen in existing gas fuel system. However, use of electric grids is an unrealistic strategy for decarbonization for residential and commercial heating. Instead, use of H₂ that utilizes city gas grid is suggested as a reasonable alternative in terms of compatibility with existing systems, economic feasibility, and accessibility. In this study, the thermal efficiency and NO_x performance of the boiler according to the H₂ mixture ratio and vapor humidified ratio are reviewed for a humidified NG-H₂ boiler that vapor humidity to combustion air. Mixed fuel with H₂ (20%) is almost similar to NG in terms of efficiency, flame temperature, and pollution performance. Thus, it is expected to be directly compatible with the existing NG system. If the exhaust temperature of the H₂ boiler is lowered to around 60°C at a humidified ratio of 15-20%, the NO_x emission concentration can be suppressed to about 5-10 ppm. The level of efficiency reaches 87% of the rated load efficiency, which is equivalent to the highest grade achievable.

Key words : Net zero CO₂(탈탄소), NG-H₂ boiler(혼소 보일러), Thermal and pollution performance(열-공해 성능), One-D numerical analysis(1차원 수치 해석), Vapor humidified ratio(증기 가습률)

Nomenclature

ΔH	: Difference in energy ($H[T_i] - H[T_{st}]$)
H_i	: Standard enthalpy of i species (kJ/kmol)
n_i	: Molecule number of i species (kmol/hr)
Q_i	: Relative heat ratio ($\Delta H_i / \Delta H_{h,v} \times 100, \%$)
h_{eff}	: Effective heat transfer coefficient
\dot{q}	: Heat transfer rate
T_{st}	: Standard temperature (273.15 K)
α	: Air ratio
η	: Efficiency (%)
λ	: H ₂ volume ratio of mixed fuel
Ω	: Vapor humidified ratio (n_v / n_a)

Subscripts

Ba-B	: Basic boiler
Hu-B	: Humidified boiler
A	: Air
B	: Boiler
G	: Exhaust gas
DA	: Dry air
DG	: Dry exhaust gas
CW	: Condensed water
SV	: Saturated vapor
HEX	: Heat exchanger
V	: Vapor
SW	: Supply water
af	: Adiabatic flame
dp	: Dew point
rw	: Return water
lt	: Limit temperature
hw	: Hot water
hhv	: Higher heating value
i	: Inlet
o	: Outlet
u	: Used
s	: Simplify

1. 서론

세계 각국은 화석연료 사용으로 인한 환경오염 및 지구온난화 문제에 대한 해결 방안을 수소(H₂)에서 찾고 있으며, 구체적인 탈탄소(CO₂ free) 정책이 집행됨에 따라 여러 분야에서 수소 이용이 급진적으로 증가할 것으로 예상되고 있다. 유럽에서는 가정·상업용의 난방에 전기망(electric grid)을 이용하는 것은 비현실적이며, 기존 natural gas (NG) grid를 활용한 H₂ 이용이 호환성, 접근성 및 경제성 측면에서 유리하다고 제안하고 있다. NG를 H₂로 대체 가능한가에 대한 검토는 2010년경부터 영국에서 시작되어, H₂ 혼소 및 전소 보일러에 대한 개발 연구가 진행되고 있으며, 이들 제품을 인증하기 위한 제품 규격 기준도 함께 개발하고 있다¹⁾.

최근에는 한국에서도 NG 라인에 H₂를 혼합하여 공급하기 위한 NG-H₂ 연료의 호환성 검증 연구가 시작되고 있으며, H₂ 혼소 및 전소 보일러 개발에 대한 연구도 관심을 끌고 있다. H₂는 기존 NG의 공급망 및 이용 기기에 큰 변경 없이 호환할 수 있으며, CO₂ 발생도 현저히 저감되는 장점을 가지고 있다. 그러나 H₂는 화염 온도가 높아 NO_x 증가가 우려되며, 또 연소 속도가 매우 빨라 화염 안정성에도 세심한 주의가 요구된다²⁾. 이외에도 H₂는 기본적인 열(thermal), 수송(transport) 물성들이 NG에 비해 많이 다르다³⁾. 따라서 H₂ 이용 기기를 개발함에 있어서 사전에 H₂ 혼소율에 따른 열-물질 수지, 열전달, 안정성 및 공해 성능의 변화를 체계적으로 확립할 필요가 있다.

현재 H₂는 주로 연료전지(fuel-cell)를 이용한 자동차 동력 시스템에 주로 활용되고 있다^{4,5)}. 내연기관에서 H₂를 직접 이용하는 방안으로 Dhyani와 Subramanian⁶⁾은 스파크 점화 엔진에서 exhaust gas recirculation (EGR) 및 물분사 기술을 이용하여 역화-노킹 등의 이상 연소를 제어하는 방안을 제시하였으며, 또 NO_x 저감에는 EGR보다는 물분사 방식이 효과적임을 제안하였다⁷⁾. 가스 터빈 분야에서도 H₂ 함량이 높은 개질 가스를 사용하려는 연구가 시도되고 있다. du Toit 등⁸⁾은 H₂의 연소 특성을 체계적으로 리뷰하고, 이를

근거로 가스터빈에 적합한 버너 기술을 소개하고 있다. Stathopoulos 등⁹⁾은 효율 및 NO_x 성능을 동시에 개선하는 방안으로 연소용 공기에 증기로 가습하는 ultra-wet cycle을 제안하였다. 본 사이클에서 공기 대비 증기량을 20% 정도 가습하면 NO_x는 10 ppm 이하로 제어하면서 효율도 50% 정도 개선함을 보고하고 있다. 또 Göke와 Paschereit¹⁰⁾은 반응 해석 및 실험을 통해 증기 가습에 의한 NO_x저감 반응기구 (reaction mechanism)를 상세히 규명하고 있다. 보일러 분야에서 최근 상업적 목적을 위한 H₂ 보일러의 홍보¹¹⁾나 특허¹²⁾ 자료는 찾아볼 수 있으나, 구체적인 기술 자료는 많지 않으며, 특히, 배출량이 증가할 것으로 예상되는 NO_x 문제에 대한 해결방안은 찾아보기 어렵다.

최근 본 연구팀은 NG 보일러를 대상으로, 연소용 공기에 응축수를 순환 분사하는 물분사 폐열회수 보일러를 제안하여 효율 및 NO_x를 동시에 개선할 수 있음을 제시하였다¹³⁾. 또 후속 연구¹⁴⁾로 NG를 H₂로 대체하는 경우를 검토하여, 기존의 컨덴싱 보일러에서는 NG를 H₂로 대체하면 그 효율은 약 7% 정도 낮아지나 물 분사 폐열회수 보일러로는 NG와 동일한 정격효율 95%까지 얻을 수 있음을 지적한 바 있다. 본 논문에서도 화염 온도의 저하로 NO_x가 많이 저감할 것으로 예견할 수는 있었으나 NO_x 배출특성 상세히 규명하지는 못했다. 그리고 실제로 상용을 개발하는 과정에서 물 분사 폐열회수 시스템은 구조 및 기능이 복잡하여 좀 더 단순한 가습 방안이 요망됨을 절감하였다.

본 연구는 난방용 보일러를 대상으로 NG에 H₂를 혼합하거나 혹은 대체한다고 가정하여 연구를 수행한 것이다. 우선, 일반 보일러에서 H₂ 혼소율에 따른 입 · 출구 유량, 배기 조성, 화염 온도, 효율 및 공해의 변화 경향을 검토하고자 한다. 다음에 위에 언급한 가습 개념을 적용한 가습 보일러를 대상으로 혼소 및 가습에 따른 성능 변화를 검토하여 H₂ 가습 보일러의 유용성 및 적정 운전조건을 검토한다. NO_x 발생 특성을 해석하기 위해서는 실험 결과를 바탕으로 chemkin premix code¹⁵⁾를 이용하여 1차원 해석

모델을 도입하였다.

2. 보일러의 효율 및 공해성능 예측법

2.1 열효율 해석법

2.1.1 대상 시스템 및 총괄 반응식

Fig. 1은 본 연구팀이 구상하고 있는 증기 가습 보일러의 개요도이다. 기존 일반 보일러의 연소실 내부는 현열 열교환기(sensible heat exchanger [HEX]), 응축 열교환기(condensing HEX)로 구성되어 있다. 가습 보일러는 여기에 증기 열교환기(vapor HEX), 상하부 드럼으로 구성된 증기 발생기가 추가되어 있다. 본 논문에서는 위 두 보일러를 간략히 일반 보일러(basic boiler, Ba-B) 및 가습 보일러(humidified boiler, Hu-B)로 구분하겠다. Hu-B에서는 배기 온도(T₀)가 일반 보일러의 이슬점 온도(T_{dp})보다 낮은 경우 가습에 사용한 수분은 전부 응축되기 때문에 응축수 내부 순환방식으로 충분하다. 반대로 T₀가 T_{dp}보다 높은 경우 가습에 사용하는 수증기의 일부가

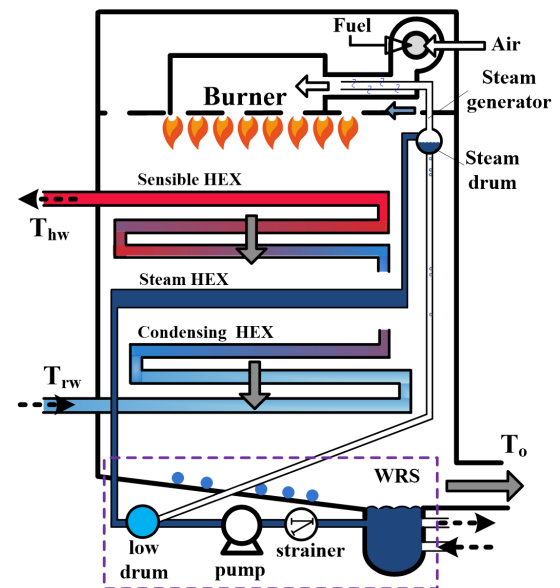
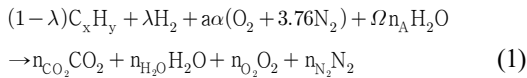


Fig. 1. Schematic diagrams of the vapor humidified boiler. Vapor heat exchanger is inserted between the sensible and condensing heat exchangers of the basic boiler

외부로 배출되기 때문에 수분의 일부는 외부에서 공급해야 한다. 외부 수분 공급은 되도록 억제해야 하는 운전영역에 해당하기 때문에 본 논문에서는 보충수에 의한 입열량은 효율 해석에서 무시하였다.

본 논문에서는 Ba-B, Hu-B를 대상으로 혼소율(λ), 가습률(Ω)에 따른 열효율, 공해 성능을 검토한다. λ 는 혼합 연료 중의 H₂ 분율, Ω 는 유입 공기물수 대비 첨가된 수증기 물수로 정의하였다. 효율 해석은 혼소 연료 1 kmol/h를 연소하는 시스템(이하, 표준 시스템)을 대상으로 한다. NG는 한국의 도시가스에 조성에 해당하는 등가 연료(C_xH_y), 수소는 순수 H₂로 가정하였다. 공기에 포함된 수분은 가습량에 비해 미소하여 무시하였다. 이와 같은 조건에서 임의 조건(α , Ω)에 해당하는 표준 시스템의 총괄 반응식은 식 (1)과 같이 기술할 수 있다.



여기서 반응물의 계수는 식 (2)-(4)로 구해지며, 이 식들을 이용하면 가습에 필요한 증기 물수(n_V)도 구해진다.

$$a = x(1-\lambda) + \frac{(1-\lambda)y + 2\lambda}{4} \quad (2)$$

$$n_A = 4.76a\alpha \quad (3)$$

$$\Omega = \frac{n_V}{n_A} \quad (4)$$

또, 생성물의 계수는 식 (5)-(8)과 같이 쓸 수 있다.

$$n_{CO_2} = x(1-\lambda) \quad (5)$$

$$n_{H_2O} = \frac{(1-\lambda)y + 2\lambda}{2} + \Omega(4.76a\alpha) \quad (6)$$

$$n_{O_2} = a(\alpha - 1) \quad (7)$$

$$n_{N_2} = 3.76a\alpha \quad (8)$$

2.1.2 운전조건

Table 1은 해석대상 표준 시스템의 운전변수를 정리한 것이다. 고정 조건으로 NG, H₂의 고위 발열량 (ΔH_{hhv})은 표와 같으며, 연료(T_F) 및 공기 온도(T_A)는 겨울철을 상정하여 0°C로 가정하였다. 수증기 분율을 계산하는 데 필요한 공기 유로압력(p_A), 배기 유로압력(p_G)은 위치에 따른 미소한 차이를 무시하여 전부 1기압으로 가정하였다. 보일러 해석에 사용하는 가변 변수로 혼소율(λ)은 순수 NG에 해당하는 0 (0%)에서 순수 H₂에 해당하는 1 (100%)까지 변화시켰다. 공기비(α), 가습률(Ω), 보일러 출구 온도(T_o)는 표와 같이 변화시켰다.

2.1.3 효율

Fig. 1의 시스템 열효율은 엄밀하게는 식 (9)와 같이 표현된다. 즉, 분모의 외부 공급 열량은 연료 (ΔH_{hhv}), 공기(ΔH_A), 외부 보충수(ΔH_{sw})에 의한 열량을 합산한 것이며, 분자의 사용 열량(ΔH_u)은 위 공급 열량에서 손실(ΔH_{loss}) 및 폐열량(ΔH_o)을 제외하면 구해진다. 그러나 본 논문에서는 Ba-B, Hu-B의 운전조건에 따른 정성적인 효율 거동을 살펴보는 것으로, 식 (9)에서 ΔH_{hhv} , ΔH_o 를 제외한 항들은 절대량이 상대적으로 미소하여, 효율은 식 (10)으로 구하였다.

Table 1. Operating conditions for the constant and variable parameters of the NG-H₂ boilers

Constant condition	
H ₂	H ₂ , H _{hhv} =6.85·10 ⁴ kcal/kmol
NG	C _x H _y (x=1.135, y=4.27), H _{hhv} =2.35·10 ⁵ kcal/kmol (CH ₄ : 89%, C ₂ H ₆ : 9%, C ₃ H ₈ : 1.5%, C ₄ H ₁₀ : 0.5%)
p _A =p _G =1 bar, T _F =0°C, T _i =0°C	
Variable parameters	
	Unit Operable range
λ	· 0-1
α	· 1-1.7
Ω	% 0-20
T _o	°C 30-80

$$\eta = \frac{(\Delta H_{hhv} + \Delta H_A + \Delta H_{sw}) - (\Delta H_{loss} + \Delta H_o)}{\Delta H_{hhv} + \Delta H_A + \Delta H_{sw}} \quad (9)$$

$$\eta_s = \frac{\Delta H_u}{\Delta H_{hhv}} \approx 1 - \frac{\Delta H_o}{\Delta H_{hhv}} \quad (10)$$

여기서 ΔH_o 는 식 (11)과 같이 배가스 열량(ΔH_G)과 응축수 열량(ΔH_{CW})을 합한 것이며, 이들은 각각 식 (12), (13)에 의해 구해진다. 이들을 계산하는 데 필요한 포화 수증기 몰수(n_{sv}), 열물성치 함수에 대해서는 이전 연구¹³⁾에 자세히 제시되어 있다.

$$\Delta H_o = \Delta H_G + \Delta H_{CW} \quad (11)$$

$$\Delta H_G = \{H_{DG} + n_V h_V\}(T_o) - \{H_{DG} + n_V h_W\}(T_{st}) \quad (12)$$

$$\Delta H_{CW} = n_{CW} h_W(T_o) - n_{CW} h_W(T_{st}) \quad (13)$$

여기서 H_{DG} , n_V , n_{CW} 는 다음과 같다.

$$H_{DG} = (nh)_{CO_2} + (nh)_{O_2} + (nh)_{N_2} \quad (14)$$

$$n_V = n_{SV}(T_o) \quad (15)$$

$$n_{CW} = n_{H_2O} - n_V \quad (16)$$

2.2 NO_x 및 CO 배출농도 예측법

2.2.1 단순 모델 연소실 및 지배방정식

Fig. 2는 실용 보일러의 공해물질 배출특성을 모사하기 위해 선정한 1차원 단순 모델 연소실(10 cm)이며, 본 해석모델을 대상으로 premix code¹⁵⁾를 이용하여 연소 조건에 공해 성능을 예측하였다. 예측 신

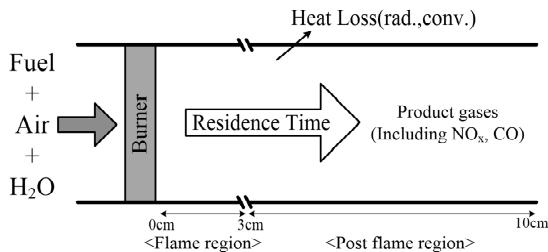


Fig. 2. One-dimensional model combustor to simulate real combustion chamber

되도는 실험 결과를 바탕으로 다음에 설명하는 벽면 열전달 계수 조정을 통해 확보하였다. 본 해석에 필요한 화학종, 에너지 보존식의 각종 인자 및 경계조건은 Hwang 등¹⁶⁾의 연구와 동일하다. 반응기구로는 GRI-v3.0¹⁷⁾을 이용하였으며, 이 반응기구에는 수소 반응도 포함되어 있어 NG-H₂ 혼소연료의 연소 해석이 가능하다.

$$\dot{M} \frac{dY_k}{dx} = - \frac{d}{dx} (\rho A Y_k V_k) + A \dot{\omega}_k W_k \quad (k = 1, 2, 3, \dots, K) \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \dot{M} \frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left(k A \frac{dT}{dx} \right) + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K \rho c_{p,k} Y_k V_k \frac{dT}{dx} \\ + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K h_k \dot{\omega}_k W_k - \frac{A}{c_p} \dot{q}_{rad} - \frac{A}{c_p} \dot{q}_{cond,v} = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

식 (18)의 복사 손실(\dot{q}_{rad}), 전도-대류 손실($\dot{q}_{cond,v}$)은 다음과 같이 구하였다. 우선, 복사열 손실은 Optically thin model¹⁸⁾을 이용하려 구하였으며, 복사에 기여하는 가스로는 CO₂, H₂O, CO, CH₄의 4가지 화학종을 고려하였다. 단위 체적당 복사열 손실은 식 (19)에 의해 구해진다. 여기서, 혼합기의 평균 흡수계수(K_p)는 각 성분의 분압(P_k) 및 흡수계수(K_k)를 이용하여 식 (21)과 같이 구해진다. 그 외 상세한 자료는 Hwang 등¹⁶⁾과 Ju 등¹⁹⁾의 연구를 참고하기 바란다.

$$\dot{q}_{rad} = -4\sigma K_p (T^4 - T_\infty^4) \quad (19)$$

$$K_k = \sum_{j=0}^4 A_{kj} T^j \quad (k = CO_2, CO, H_2O, CH_4) \quad (20)$$

$$K_p = P_{CO_2} K_{CO_2} + P_{H_2O} K_{H_2O} + P_{CO} K_{CO} + P_{CH_4} K_{CH_4} \quad (21)$$

다음에 실용 보일러에서의 대류 및 전도에 의한 화염면의 열손실을 정확히 예측하는 것은 현실적으로 매우 복잡하다. 본 1차원 해석모델에서는 이들 영향을 복합적으로 고려하기 위해 유효 열손실계수(h_{eff})를 식 (22)에 도입하였다. h_{eff} 는 공기비 변화에 따른 상용 보일러의 NO_x, CO 배출농도와 일치하도록 조정하였으며, 그 과정은 다음 그림에서 설명한다.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{cond. v}} &= \dot{q}_{\text{cond.}} + \dot{q}_{\text{conv.}} = -\frac{k}{\delta}(T - T_{\infty}) - h(T - T_{\infty}) \\ &= -h_{\text{eff}}(T - T_{\infty}) \end{aligned} \quad (22)$$

2.2.2 해석모델의 신뢰성

Fig. 3은 위 1차원 모델 연소실에서 예측되는 NO, CO 농도가 상용 보일러의 실험 결과와 유사하도록 h_{eff}를 조정한 경우에 얻어지는 화염 구조이다. 본 결과는 α=1.3의 경우로, 출구 온도는 최고 온도보다 약 200 K 낮아진 1,800 K, NO_x는 20 ppm, CO는 100 ppm 정도이며, 이들 예측치는 온도를 제외하면 실험 결과(Fig. 4)와 유사한 값을 가진다. 위 출구 온도는 실제 보일러에서는 하류로 이동하면서 지속적인 열전달에 의해 보일러 출구 온도까지 낮아질 것이다. 그러나 NO_x, CO 농도는 화염 직후(0-0.4 cm)에서는 급격히 변화하나 하류 10 cm 정도에서는 거의 평형상태에 도달하며, 그 하류에서 가스 온도가 내려가도 이들 농도는 거의 변하지 않음을 예견할 수 있다. 이와 같이 현상을 감안하면 본 1차원 모델에서 얻어지는 NO_x, CO 배출농도는 실제 보일러의 공해물질의 배출특성을 합리적으로 모사한다고 가정해도 큰 무리가 없을 것으로 판단된다.

Fig. 4는 α에 따른 NO_x, CO 배출농도를 제시한

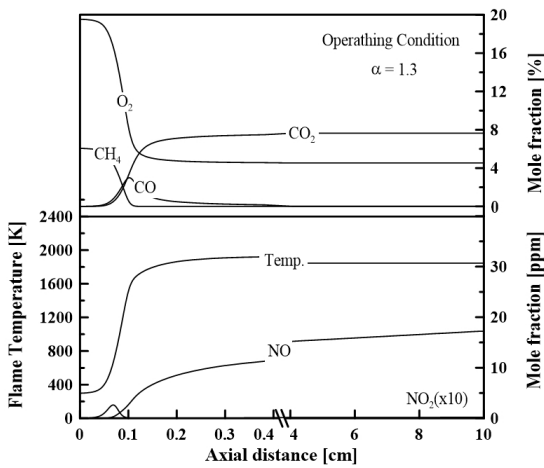
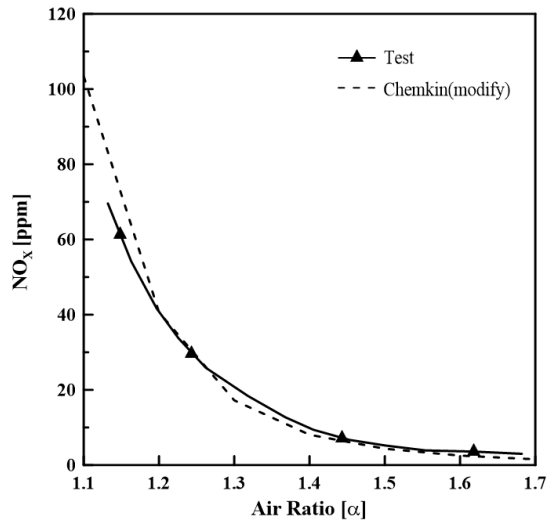
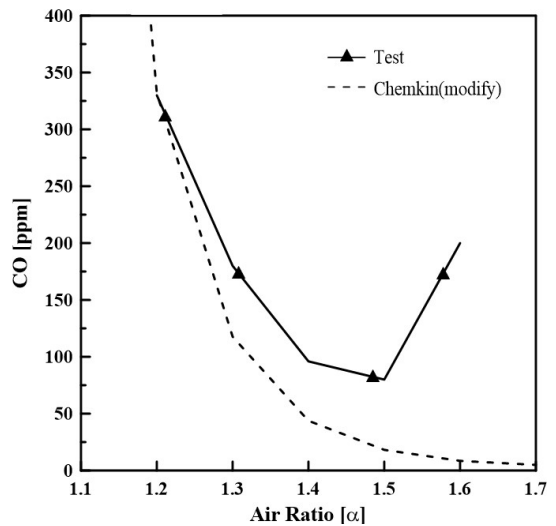


Fig. 3. Species and temperature profile in one-dimensional model combustor

것으로, 모델 연소실의 해석 결과(점선)가 NG 보일러 실험 결과(▲)와 유사하도록 h_{eff}를 조정하여 비교한 것으로, 3 cm까지는 h_{eff}는 8 W/m²K, 그 이후는 0.8 W/m²K로 선정하였다. 그림에서 본 1차원 모델은 NO_x에 대해서는 오차범위 10% 내로 거의 유사하게 예측함을 알 수 있다. 한편, CO에 대해서는 공기비가 작은 경우는 실험 결과와 유사하나, 공기비가 증가하



(a) NO_x emission concentration



(b) CO emission concentration

Fig. 4. Comparison of NO_x (a) and CO (b) emission concentrations between real boiler combustor and one-D model combustor

면서 두 결과의 차는 커짐을 알 수 있다. 특히 공기비가 1.5보다 높아지면서 1차원 모델은 국부적인 소염으로 인한 CO 상승 거동을 예측할 수 없음을 알 수 있다. 참고로, NG-H₂ 혼소 혹은 순수 H₂ 보일러에 대해서는 실험 자료가 없어서 본 모델의 신뢰성을 검증하지는 못하였으나, GRI-v3.0 반응 모델로도 혼소 연료에 포함된 수소 성분의 영향을 충분히 반영한다는 연구 결과¹⁰⁾가 있다. 위 검토를 바탕으로, 본 1차원 모델은 NG-H₂ 혼소 보일러에서의 NO_x 배출특성을 논하는 데 필요한 정보를 충분히 제공할 것으로 가정하였다. 단, CO 배출특성에 대해서는 공기비가 큰 경우에는 신뢰도가 낮음에 주의를 요한다.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 Table 2에 제시한 사양의 NG-H₂ 보일러를 대상으로 효율 및 공해 성능을 검토한다. Table 2는 24 kW용 보일러(α=1.2)에서 NG, H₂ 20% 혼소 및 H₂를 사용하는 경우의 주요 유량 정보를 표준상태(1기압, 25°C)로 가정하여 정리한 것이다. 이들은 순수 NG, H₂에 대한 다음의 총괄 반응식에서 얻어지며, 혼소율(λ)을 가중하여 평균하면 혼소 연료에 대한 정보도 얻어진다.

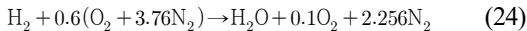
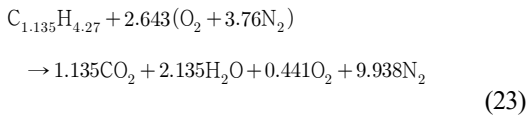


Table 2를 보면 NG를 H₂로 전환한 경우 연료 유량은 약 3.5배 증가하나 공기 유량은 0.8배로 감소하며 배기 유량도 0.85로 감소함을 알 수 있다. 또 배기의 함수율은 약 15%에서 30% 정도로 증가하며, 이슬점 온도도 15°C 증가한 70°C 정도가 됨을 알 수 있다. 이들 배기의 함수율, 이슬점 등의 변화는 연료 전환에 따른 효율 변화에 중요한 인자로 작용한다. 그리고 NG와 호환 가능할 것으로 예상되는 H₂ (20%)의 경우에는 보일러의 입·출구 유량이 거의 유사함을 알 수 있다.

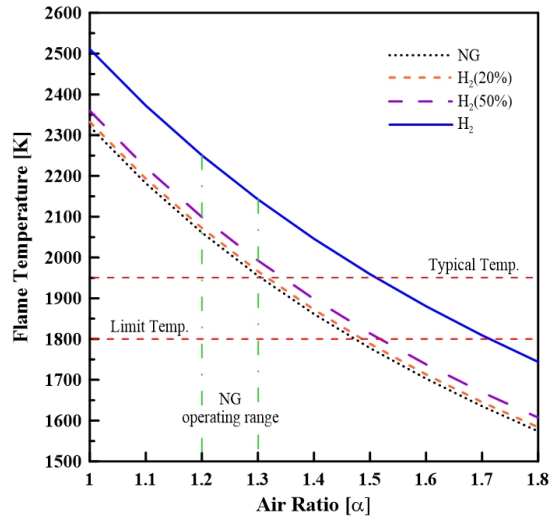


Fig. 5. Adiabatic flame temperature with respect to air ratio for the NG-H₂ boilers

Table 2. Information on input and output flow rates for 24 kW domestic boilers with the kind of fuels

	Higher heating value (H _{hhv}) (kcal/kmol)	Fuel flow rate (kmol/h)	Air flow rate (kmol/h)	Exhaust gas flow rate (kmol/h)	Relative humidity in exhaust gas (%)	Dew point (°C)
NG	2.35·10 ⁵ (10,500 kcal/m ³)	0.095 (2.13 m ³ /h)	1.20 (26.77 m ³ /h)	1.30 (29.04 m ³ /h)	15.64	54.95
NG-H ₂ (20%)	2.02·10 ⁵ (9,012 kcal/m ³)	0.111 (2.49 m ³ /h)	1.18 (26.45 m ³ /h)	1.29 (28.82 m ³ /h)	16.46	56.02
H ₂	6.85·10 ⁴ (3,061 kcal/m ³)	0.328 (7.35 m ³ /h)	0.94 (20.98 m ³ /h)	1.10 (24.66 m ³ /h)	29.80	69.04

3.1 Ba-B의 H₂ 혼소율에 따른 성능 변화

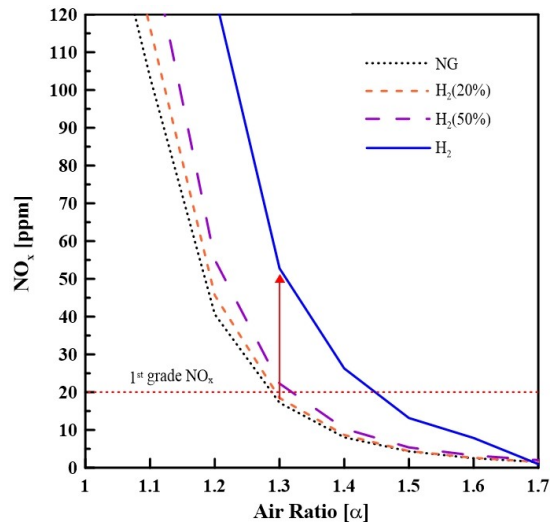
Fig. 5는 H₂ 혼소율(λ), 공기비(α) 변화에 따른 단열 화염 온도(T_{af})를 나타낸 것이다. 일반적으로 NG 보일러(NG-B)는 $\alpha=1.2-1.3$ (초록선) 근방에서 운전되고 있으며, T_{af} 는 약 2,000 K 정도임을 알 수 있다.

Fig. 4(b)의 CO 농도에서 안정적인 화염은 $\alpha=1.5$ 까지 얻어지며, T_{af} 는 1,800 K 정도임을 알 수 있다. 본 논문에서는 이 온도를 화염 안정성을 고려한 한계 온도(T_{lit})로 정의하였다. 먼저, H₂ (20%)의 T_{af} 는 NG와 거의 유사하며, 기존 NG 시스템에 바로 호환 가능할 것으로 예상된다. 그리고 H₂ (50%) 이상에서는 T_{af} 가 급격하게 증가하며, H₂일 경우에는 동일 공기비 조건에서 NG에 비해 약 250 K 더 높게 나타난다. 따라서 H₂ 보일러(H₂-B)를 NG와 유사하게 운전하면 T_{af} 가 높아져서 내구성, NO_x 배출농도에 주의해야 함을 알 수 있다. 한편, 위에서 화염 안정성을 고려하여 정의한 T_{af} 측면에서 H₂-B는 $\alpha=1.7$ 정도까지는 안정하게 운전할 수 있을 것으로 예상된다. 이 결과를 근거로 H₂-B의 효율, 공해 성능은 $\alpha=1.7$ 범위까지 확대하여 논의하고자 한다.

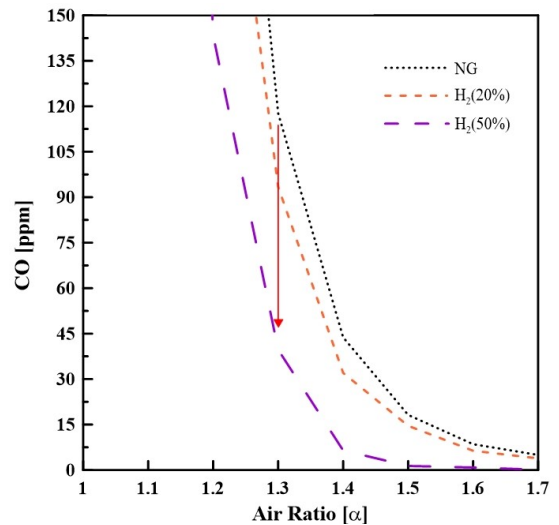
Fig. 6은 1차원 해석모델을 이용하여 NO_x, CO 배출농도를 예측한 것이다. Fig. 6(a)에서 NO_x는 공기비(α) 증가에 따라 급속히 감소하며, 동일 공기비에서는 H₂ 분율이 증가함에 따라 기하급수적으로 증가함을 알 수 있다. NG-B는 적정 공기비로 채용되는 $\alpha=1.3$ 근방에서 1등급 기준인 20 ppm을 만족함을 알 수 있다. 이에 비해 H₂-B는 $\alpha=1.2-1.3$ 에서 50-110 ppm으로 매우 높으며, 1등급 기준을 만족시키기 위해서는 $\alpha=1.5-1.6$ 으로 낮추어야 함을 알 수 있다. 그러나 α 가 증가할수록 효율은 감소하기 때문에 효율과 공해 성능을 동시에 NG-B 수준으로 유지하기 위해서는 특수한 방안이 필요함을 알 수 있다. 한편, Fig. 6(b)의 CO 농도도 공기비 증가에 따라 급격히 감소하며, H₂ 혼소율 증가에 따라 급격히 낮아진다. NG-B의 경우 CO 배출농도는 $\alpha=1.3$ 근방에서 100 ppm 정도로 가정용 보일러 1등급 기준(환경부)을 만족시킴을 알 수 있다. 이 결과로부터 H₂ 혼소율이 증가할수록 CO

발생량은 기존 NG보다는 감소하기 때문에 NG-H₂ 보일러의 혼소율에 따른 CO 배출 성능에 대한 논의는 생략한다.

Fig. 7은 전부하(full load)조건에서 출구 온도(T_o)에 따른 효율을 도시한 것이다. 동일 공기비($\alpha=1.2$) 조건의 3종 연료를 비교하였으며, 공기비 영향을 보기 위해 NG 및 H₂에 대해서는 $\alpha=1.6$ 인 경우도 제시



(a) NO_x emission concentration



(b) CO emission concentration

Fig. 6. NO_x (a) and CO (b) emission concentration obtained by one-D model analysis for the NG-H₂ boilers

하였다. NG-B 결과를 보면 $T_o=65^\circ\text{C}$ 근방(환수온도, $T_{rw}=60^\circ\text{C}$)에서는 효율이 87% 정도이며, $T_o=45^\circ\text{C}$ 근방($T_{rw}=30^\circ\text{C}$)에서는 효율이 93%로 나타난다. 참고로, 그림에서 T_o 를 기준으로 한 부하 영역은 NG-B에 대한 실험 연구²⁰⁾를 근거로 제시한 것이다. 이 연구에서 실측 효율은 해석 결과보다 전부하 조건은 2%, 부분 부하 조건은 3% 높게 나옴을 참고하기 바란다. 그리고 전부하 조건의 해석 효율이 87% 정도면 부분 부하까지 고려하여 1등급 효율 기준($\eta=92\%$)을 충분히 만족함을 보고한 바 있다.

위 NG-B를 기준으로 혼소율에 따른 효율 변화 특성은 아래와 같다. 우선, H_2 (20%)는 NG와 거의 동일한 효율이 얻어지고 있다. 또한, H_2 -B도 T_{dp} 가 NG에 비해 55°C 에서 69°C 로 높아지는 것을 감안하면 α , T_o 에 따른 효율 경향은 유사함을 알 수 있다. 정량적으로 T_o 가 NG의 이슬점($T_{dp}=55^\circ\text{C}$)보다 낮으면 H_2 -B의 효율은 NG-B보다 1-2% 높으나, 반대로 T_o 가 T_{dp} 보다 높아지면 그 효율은 낮아지며 $T_o=60^\circ\text{C}$ 이상의 영역에서는 NG-B보다 5% 낮아진다. 이들 차이점은 매우 중요한 사항이라 다음 그림을 이용하여 그 이유를 명확히 설명한다.

Fig. 8은 동일 용량(24 kW)의 NG, H_2 보일러를 대

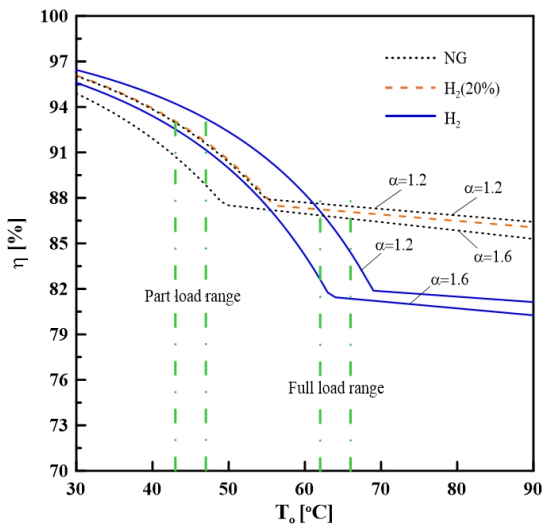


Fig. 7. Thermal efficiency with respect to boiler outlet temperature for the NG- H_2 boilers

상으로 $T_o=50^\circ\text{C}$, 80°C 조건의 폐열을 비교 분석한 것이다. 그림에서 Q_i 는 입열량을 기준으로 한 상대 열량, n_i 는 절대 몰수를 나타내며, 첨자 DG, VG, CW는 각각 건가스, 수증기, 응축수를 나타낸다. 우선, 그림에서 배기 총량(n_{tot})은 H_2 -B가 NG-B보다 약 17% 작아진다. 우선, $T_o=50^\circ\text{C}$ 인 경우 NG, H_2 모두 T_o 는 포화상태로, 증기 분율(12.35%)은 동일하나 절대량이 감소하여 수증기(Q_{VG}) 및 건공기(Q_{DG})의 폐열이 작아진다. 이로 인해 총 폐열량(Q_o)은 약 2% 감소함을 알 수 있다. $T_o=80^\circ\text{C}$ 영역에서 H_2 -B는 배기 절대량이 감소하여 Q_{DG} 는 감소하지만 수증기 몰수

NG		50°C	H_2		NG		80°C	H_2		
	n_{DG}	1.09		n_{DG}	0.77		n_{DG}	1.09	n_{DG}	0.77
	Q_{DG}	1.74		Q_{DG}	1.19		Q_{DG}	2.80	Q_{DG}	1.91
(12.35%)	n_{VG}	0.15	(12.35%)	n_{VG}	0.11	(15.64%)	n_{VG}	0.20	n_{VG}	0.33 (29.80%)
	Q_{VG}	7.70		Q_{VG}	5.39		Q_{VG}	10.35	Q_{VG}	16.60
	n_{CW}	0.05		n_{CW}	0.22	$T_w=54.95^\circ\text{C}$	n_{CW}	0	n_{CW}	0 $T_w=69.04^\circ\text{C}$
	Q_{CW}	0.21		Q_{CW}	1.06		Q_{CW}	0	Q_{CW}	0
	n_{tot}	1.29		n_{tot}	1.08		n_{tot}	1.29	n_{tot}	1.08
	Q_o	9.65		Q_o	7.64		Q_o	13.15	Q_o	18.51

n_i [kmol/h], Q_i [%]

Fig. 8. Heat and mass analysis of the wasted heats at boiler outlet temperature of 50°C , 80°C

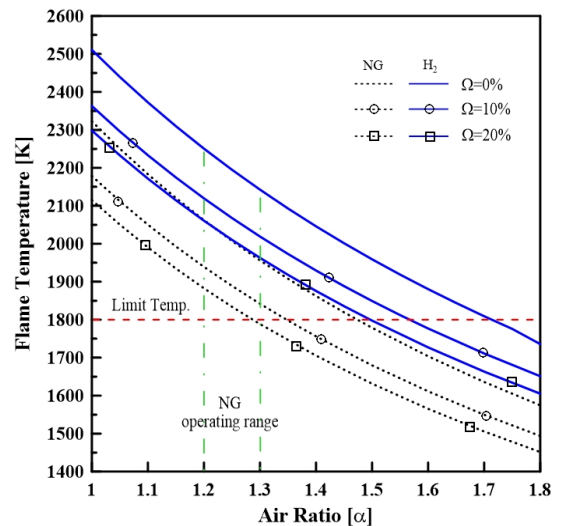
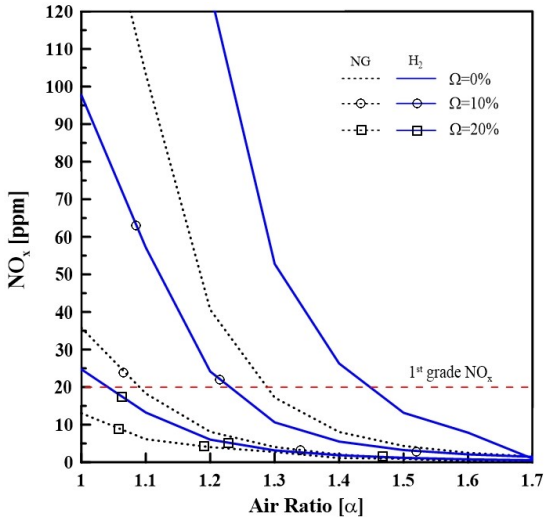
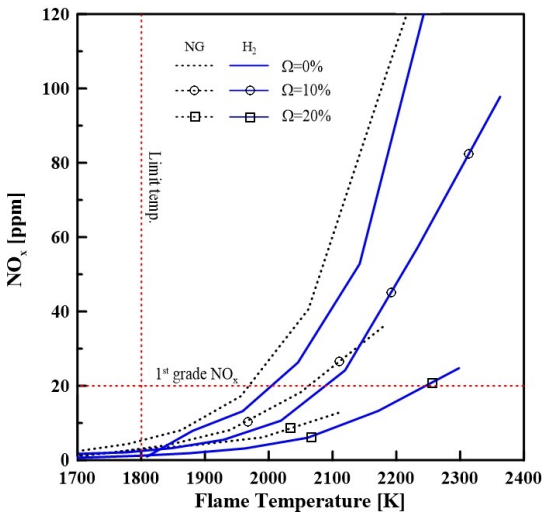


Fig. 9. Adiabatic flame temperature with respect to vapor humidified ratios for the NG, H_2 boilers

및 분압이 높아져 Q_{VG}는 6% 정도 높아진다. 이와 같이 H₂-B는 T_o가 NG-B의 T_{dp}보다 높아지면 앞에 제시한 바와 NG-B 비해 효율이 많이 감소함에 주의해야 한다.



(a) Represented as function of air ratio



(b) Represented as function of flame temperature

Fig. 10. NO_x emission concentration of the one-D model combustor with respect to vapor humidified ratio for the NG, H₂ boilers

3.2 가습 H₂ 보일러 유용성 검토

본 절에서는 가습 보일러(Hu-B)를 대상으로 효율, 공해 성능 변화를 비교 검토하고자 한다. Fig. 9는 NG, H₂ 보일러의 가습률(Ω) 증가에 따른 T_{af} 변화를 공기비의 함수로 도시한 것이며, 그림의 화염 한계 온도(T_{fl}=1,800 K)는 Figs. 4, 5에서 언급한 화염 안정성을 고려하여 선정한 것이다. 두 연료 모두 공기비, 가습률 증가에 따른 T_{af} 감소 경향은 동일하며, H₂ 화염 온도는 동일 조건 NG보다 200 K 정도 높다. 위의 T_{fl}를 근거로 NG는 $\alpha=1.3$ 이내에서 $\Omega=20\%$ 까지 가습 가능할 것으로 여겨진다. 또 H₂는 $\alpha=1.5$ 이내에서 $\Omega=20\%$ 까지 가습 가능할 것으로 여겨진다. 따라서 두 보일러의 가습률에 따른 효율, 공해 성능 변화를 위 범위에서 검토하고자 한다.

Fig. 10은 앞에 언급한 1차원 해석모델을 이용하여 가습률(Ω) 변화에 따른 NO_x 배출농도를 나타낸 것으로, 동일 결과를 공기비(α , Fig. 10[a]) 및 화염 온도(T_{af}, Fig. 10[b])의 함수로 도시하였다. Fig. 10(a)를 보면 두 연료 모두 α , Ω 이 증가함에 따라 NO_x 농도는 감소하며, 그 감소 경향도 유사하다. 동일 공

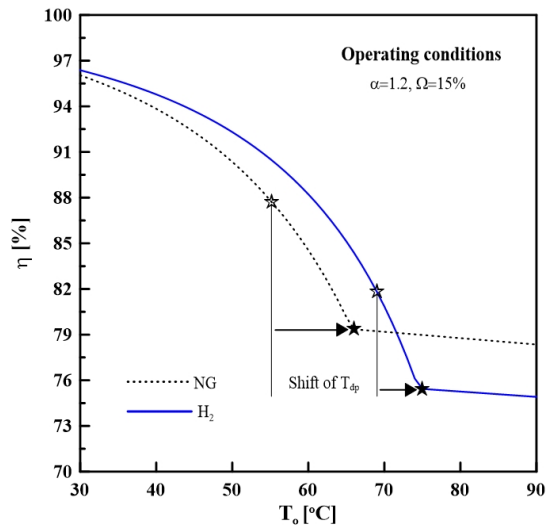


Fig. 11. Thermal efficiency with respect to boiler outlet temperature for the NG-H₂ boilers (operating condition $\alpha=1.2$, $\Omega=15\%$)

기비 조건에서 H_2 가 NG보다 NO_x 배출농도는 높으나, 그 차이는 Ω 이 증가하면서 적어지고 있다. Fig. 10(b)는 T_{af} 의 함수로 나타낸 것으로, NO_x 1등급 기준(1st grade NO_x), 한계 온도(T_{li})도 제시되어 있다. 그림에서 NO_x 는 동일 T_{af} 조건에서 H_2 가 NG보다 낮으며, Ω 에 따른 그 감소율은 두 연료에서 유사함을 알 수 있다. 이와 같이 동일 T_{af} 조건에서 H_2 가 NG보다 NO_x 가 적게 발생하는 원인으로는 온도 저하에 의한 감소(열적 효과) 이외에도 반응 경로에 의한 감소(화학적 효과)도 존재함을 암시한다. 이와 같은 가습에 의한 NO_x 감소 현상에 대해서는 추가적으로 연구를 수행할 예정이다.

위 결과로부터, H_2 -B에서는 $\Omega=20\%$ 로 운전할 경우, α 는 1에 가깝게(Fig. 10[a]), T_{af} 는 2,300 K (Fig. 10[b]) 까지도 NO_x 1등급 기준을 만족하여 효율 및 화염 안전성 측면에서 유리함을 알 수 있다. 또 최대 NO_x 배출농도를 억제하기 위해 $T_{li}=1,800K$ 근방에서 운전하면 5 ppm 이하로도 가능함을 알 수 있다.

Fig. 11은 Hu-B의 $\alpha=1.2$, $\Omega=15\%$ 조건에서 NG, H_2 의 효율을 도시한 것으로, 동일 조건의 Ba-B (Fig. 7)와 비교하면 가습 효과를 정량적으로 분석할 수 있다. 그림에서 ☆, ★은 각각 Ba-B, Hu-B의 T_{dp} 를 나타내며, 정량적으로 NG는 55°C에서 65°C, 또 H_2 는 70°C에서 75°C로 높아짐을 알 수 있다. 본 그림을 Fig. 7과 비교하면, T_0 가 Ba-B의 T_{dp} (☆)보다 낮은 경우에는 가습에 관계없이 수증기량이 동일하기 때문에 Ba-B, Hu-B의 효율은 동일함을 알 수 있다. 그러나 T_0 가 그보다 높아지면 가습한 수증기가 오히려 배기에 포함되어 배출되므로, Hu-B의 효율은 Ba-B보다도 더 낮아진다. 즉, 배기 온도가 높아지면 가습에 의해 NG-B는 8% 정도, H_2 -B는 6% 더 낮아짐에 주의해야 한다.

위 결과로부터 가습 H_2 -B는 $\Omega=15\%$ 로 운전하면서 T_0 를 60°C 근방까지 낮춘다면 NO_x 배출농도를 10 ppm 이하로 억제하면서(Fig. 10), 효율도 1등급에 해당하는 정격 부하 87%를 달성할 수 있음을 알 수 있다. 그리고 이 정도의 T_0 는 환수온도의 조절에 의해 충분히 달성 가능함을 이전 논문에서 확인하였다²⁰⁾.

4. 결론

본 연구에서는 연소용 공기에 증기를 가습하는 가습 NG- H_2 보일러를 대상으로 H_2 혼소율 및 증기 가습률에 따른 보일러의 열효율 및 NO_x 성능을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) H_2 혼소율이 증가하면 수증기 분율 및 이슬점 온도가 높아지며, 이들 인자들의 변화가 각종 보일러의 효율, 공해 성능 변화에 중요한 인자로 작용한다.
- 2) H_2 혼소율 20% 이하인 연료는 효율, 화염 온도 및 공해 성능 측면에서 NG와 거의 유사하여 기존 NG 시스템에 바로 호환 가능할 것으로 예상된다.
- 3) H_2 -B는 공기비 1.2 근방에서 NO_x 가 100 ppm 정도 발생하며, 기존 NG의 수준(20 ppm)을 유지하기 위해서는 공기비를 1.5 정도로 높여야 한다.
- 4) H_2 -B 효율은 배기 온도가 NG 이슬점(55°C) 이하에서는 NG보다 1-2% 높아지며, 반대로 그 이상에서는 NG보다 6% 낮은 80% 정도가 된다.
- 5) Hu-B에서는 배기 온도(T_0)가 높아지면 가습에 이용한 증기가 배기로 배출되어 Ba-B보다도 효율이 더 낮아짐에 주의해야 한다.
- 6) H_2 -B는 가습률 15-20% 정도에서 배기 온도를 60°C 근방까지 낮춘다면 NO_x 배출농도를 5-10 ppm 정도로 억제하면서 효율은 1등급에 해당하는 정격 부하 87%를 달성할 수 있음을 알 수 있다.

후 기

본 논문은 2020년도 산업통상자원부 및 산업기술 평가관리원(KEIT-20010957) 및 2018년 산업통상자원부 한국에너지기술평가원(KETEP-201820101063 5A)의 지원에 의한 연구입니다.

References

1. Enertek International LTD, "Assessment of hydrogen enriched natural gas", AHRI, 2021. Retrieved from https://ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/Technical%20Results/AHRI-8024_Final%20Report.pdf.

2. S. Turns, "An introduction to combustion concepts and applications", McGraw Hill, 1996.
3. Japan Society of Mechanical Engineers, "Numerical calculation of combustion", MaruzenJunkudo, 2001, pp. 256.
4. H. S. An, "Hydrogen fuel cell technology status and prospect", The Korean Society for New and Renewable Energy, Vol. 1, No. 1, 2005, pp. 24-31. Retrieved from http://journalksre.com/_common/do.php?a=full&b=33.
5. B.G. Pollet, I. Staffell, and J.L. Shang, "Current status of hybrid, battery and fuel cell electric vehicles: from electrochemistry to market prospects", *Electrochimica Acta*, Vol. 84, 2012, pp. 235-249, doi: <https://doi.org/10.1016/j.electacta.2012.03.172>.
6. V. Dhyani and K. A. Subramanian, "Experimental investigation on effects of knocking on backfire and its control in a hydrogen fueled spark ignition engine", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 43, No. 14, 2013, pp. 7169-7178, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.02.125>.
7. V. Dhyani and K. A. Subramanian, "Control of backfire and NO_x emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 44, No. 12, 2019, pp. 6287-6298, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.01.129>.
8. M. H. du Toit, A. V. Avdeenkoy, and D. Bessarabov, "Reviewing H₂ combustion: a case study for non-fuel-cell power systems and safety in passive autocatalytic recombiners", *Energy Fuels*, Vol. 32, No. 6, 2018, pp. 6401-6422, doi: <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.8b00724>.
9. P. Stathopoulos, S. Terhaar, S. Schimek, and C. O. Paschereit, "The ultra-wet cycle for high efficiency, low emission gas turbines", *International Gas Turbine Conference*, 2014. Retrieved from https://www.researchgate.net/profile/Panagiotis-Stathopoulos/publication/283010354_The_ultra-wet_cycle_for_high_efficiency_low_emission_gas_turbines/links/5627654508ae2b313c5473d0/The-ultra-wet-cycle-for-high-efficiency-low-emission-gas-turbines.pdf.
10. S. Göke and C.O. Paschereit, "Influence of steam dilution on nitrogen oxide formation in premixed methane/hydrogen flames", *J. Propuls Power*, Vol. 29, No. 1, 2013, pp. 249-260, doi: <https://doi.org/10.2514/1.B34577>.
11. Boilerguide, "Hydrogen boilers: an alternative to gas central heating?", Boilerguide. Retrieved from <https://www.boilerguide.co.uk/articles/hydrogen-boilers-alternative-gas-central-heating>.
12. K. W. Lee and P. H. Jeon, "Hydrogen gas boiler", Korea Patent No. 1008395230000, 2008. Retrieved from <https://doi.org/10.8080/1020060131101>.
13. C. E. Lee and D. H. Kim, "Heat recovery boilers with water spray. Part I: thermodynamic analysis validation and boiler practicality", *Therm. Sci. Eng. Prog.*, Vol. 18, 2020, pp. 100491, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100491>.
14. C. E. Lee, D. H. Kim, T. J. Park, and S. S. Moon, "Analysis of hydrogen fuel for existing domestic boilers and new heat recovery boilers with water spray", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng.*, Vol. 31, No. 2, 2020, pp. 210-222, doi: <https://doi.org/10.7316/KHNES.2020.31.2.210>.
15. R. J. Kee, J. F. Grcar, M. D. Smooke, and J.A. Miller, "PREMIX: a fortran program for modeling steady laminar one-dimensional premixed flame", *Sandia Rep*, Vol. 143, 1985. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/260388319_PREMIX_a_fortran_program_for_modeling_steady_laminar_one-dimensional_premixed_flames.
16. C. H. Hwang, C. E. Lee, S. M. Kum, K. M. Lee, M. C. Shin, and S. W. Kim, "An investigation of the heat loss model for predicting NO concentration in the downstream region of laminar CH₄/air premixed flames", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 33, No. 7, 2009, pp. 486-494, doi: <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2009.33.7.486>.
17. "GRI Mech. Ver. 3.0". Retrieved from <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/version30/text30.html>.
18. C. L. Tien, "Thermal radiation properties of gases", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 5, 1969, pp. 253-324, doi: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70131-X](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70131-X).
19. Y. Ju, H. Guo, K. Maruta, and F. Liu, "On the extinction limit and flammability limit of nonadiabatic stretched methane-air premixed flames", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 342, 1997, pp. 315-334, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112097005636>.
20. J. S. Seo, C. E. Lee, T. J. Park, S. S. Moon, H. R. Kim, and Y. K. Kang, "Preliminary study to validate practicality of heat recovery boilers with water spray (HR-B/WS)", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 45, No. 8, 2021, pp. 429-437, doi: <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2021.45.8.429>.