

응축 가스보일러의 연소기와 열교환기의 최적화 연구

박준규, 이석희, 정영식*, 금성민**, 이창언***
인하대학교 기계공학과 대학원, 인하공업전문대학 기계과*,
한라대학교 기계공학과**, 인하대학교 기계공학과***

The Study on the Optimization of Burner and Heat Exchanger
for Condensing Gas Boiler

J.K. Park, S.H. Lee, Y.S. Jeong*, S.M. Kum**, C.E. Lee***
Inha University Graduate School, Department of Mechanical Eng.
Inha Technical College, Department of Mechanical Eng.*
Halla University, Department of Mechanical Eng.**
Inha University, Department of Mechanical Eng.***

Abstract

This study was carried out to optimize burner and heat exchanger of the condensing gas boiler which can save energy by utilizing latent heat of combustion gas and reduce pollutant in exhaust gas. The heat exchanger of the gas boiler was composed of three parts, which were an upper, lower, and coil heat exchanger. The upper heat exchanger was placed outside of the premixed burner and a lower heat exchanger was located under the upper heat exchanger. And, coil heat exchanger rounded the outer surface of an upper and lower heat exchanger. The boiler designed by this research reaches turn-down ratio 4:1 in the domain of equivalence ratio 0.75~0.8 and thermal efficiency of 97%. Emission of NO_x and CO concentration was under 20ppm and 140ppm at equivalence ratio 0.8. When diameter of the burner replace 60mm by 50mm, emission of CO was reduced about 50ppm remarkably.

1. 서 론

현재 국내에서 사용되고 있는 가스보일러의 대부분이 분제버너를 이용하며, 열교환기와 버너가 상하로 배치되어 있는 구조로 되어 있어 수증기가 응축하여 낙하하면 화염이 불안정하게 된다. 따라서, 배기가스에 포함된 수증기가 응축되지 않도록 고온의 배기가스를 강제 배기시키므로 배기가스중의 잠열을 이용하지 못하여 구조적으로 열효율이 낮을 수밖에 없다. 그리고 분제버너의 화염은 완

전예혼합 화염에 비하여 화염길이가 길어 고온 연소 생성물이 화염내 체류시간이 길어져 NO_x배출량이 비교적 많아진다.⁽¹⁾⁽²⁾

위와 같은 기존 보일러들의 문제점을 개선하기 위하여 선행 연구에서 에너지 절약과 동시에 환경오염을 줄일 수 있는 저 NO_x 응축형 가스 보일러를 이미 개발하였고 본 연구에서는 보일러의 핵심 기술인 연소기와 열교환기의 최적화를 위한 연구의 일환으로 환경오염물질을 최소화 할 수 있는 연소기를 설계하고 배플의 변화에 따른 열교환기의 효

을 검토하여 연소기와 열교환기의 최적설계 조건을 제시하고자 한다. Fig. 1은 본 연구에서 개발한 예혼합 연소기를 이용한 응축형가스 보일러의 개략도이다. 연소기 및 열교환기는 원통형이며, 연소기의 연소방식은 예혼합방식이며, 짧은 화염면 직후에 열교환기를 설치하여 연소가스의 온도를 낮춤으로써 NOx발생량을 현저히 저감시킬 수 있는 구조로 설계된 것이다.

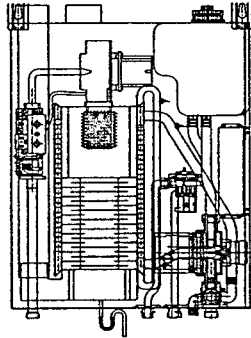


Fig. 1 Schematic of developing boiler

2. 연소기와 열교환기

2-1. 연소기

Fig. 2는 본 연구를 통해 개발하고자 하는 응축형 가스보일러에 사용될 다공 예혼합 원통형 연소기의 개략도이다.

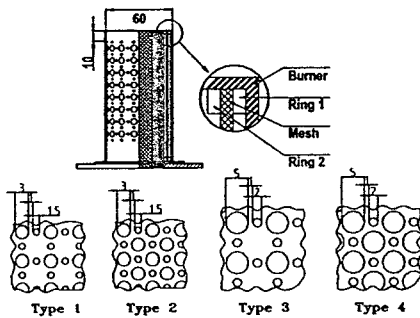


Fig. 2 Schematic of burner and burner surface types

화염구의 배치 형태는 주염구 주변에 작은 보염구로 구성된 단위셀 연소기를 이용한 기초실험을 통해 원통형 연소기 표면의 주염구와 보염구의 직경 및 주염구와 보염구사이의 최적 거리를 선정하여 4종류의 배열형태를

갖는 시제품 원통형 연소기를 제작하였다.⁽³⁾ Type 1,2는 주염구 직경 3mm, 부염구 직경 1.5mm 염공간격은 1mm이고 Type 3,4는 주염구 5mm, 부염구 2mm, 염공간격은 1mm이다. 이와 같이 제작한 4가지 원통형 연소기를 대상으로 안정연소범위와 오염물질특성 등을 검토하였다. 다공 원통형 연소기에서는 역화 및 blow-off한계가 명확하지 않기 때문에 연소기 표면의 적열 및 연소기 상단의 불안정한 화염을 근거로 목측에 의해 결정하였다. Fig. 3는 4가지 연소기중 안정연소 범위가 비교적 넓게 나타난 주염구 직경 3mm인 Type 2와 주염구 직경 5mm인 Type 3의 안정 연소 범위를 도시한 것이다.

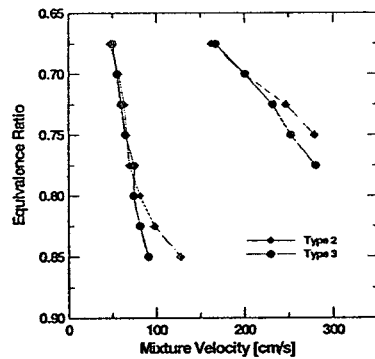


Fig. 3 Flammability of burner

그림에서 보듯이 운전 예정 영역인 당량비 0.75~0.8근방에서 Turn-down ratio가 약 4:1 정도로 비례제어에 적합하리라 여겨진다.

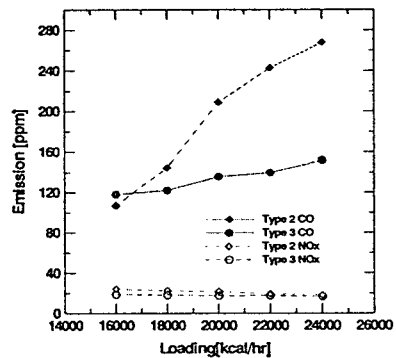


Fig. 4 Emission of burner

Fig. 4는 Type2와 Type3의 연소기를 대상으로 당량비를 0.8로 고정하고 가연한계내에

서의 오염물질 배출특성을 나타낸 것이다. NO_x 배출특성을 보면 두 연소기 모두 측정 한 모든 부하량에서 약 25ppm이하로 매우 양호했다. 그러나, CO의 배출량은 두 연소기 사이에서 많은 차이를 보였다. Type3의 경우 부하량이 증가할수록 CO배출량이 증가하나, 모든 부하량에서 약 150ppm이하로 나타났다. Type2의 경우 낮은 부하에서 Type3와 유사한 CO배출량을 보였으나 부하량이 증가함에 따라 CO의 배출량이 급속하게 증가하였는데, 이는 작은 주염구에서는 홀 면적당 발열량이 적어 화염 지지부의 온도가 낮아지기 때문에 화염구에서의 Quenching에 의한 현상으로 기인된다. 이와 같은 안정 연소 범위와 오염물질특성 실험결과를 토대로 Type3를 본 보일러에 사용될 최종연소기의 제원으로 결정하였다.

2-2. 열교환기

Fig. 5는 열교환기의 개략도이다.

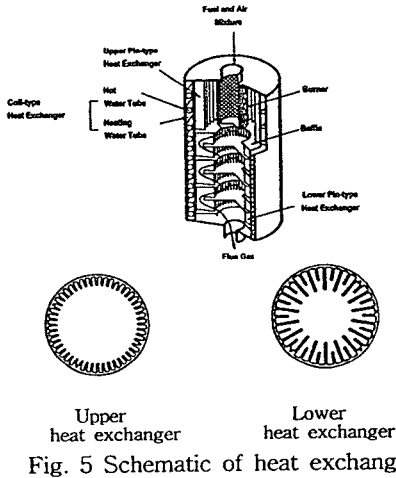


Fig. 5 Schematic of heat exchanger

그림 아래편에 도시한 알루미늄으로 압출성형한 핀형열교환기와, 그 외부에 난방수 및 온수 유로를 형성하면서 핀형 열교환기를 통하여 전달된 연소열을 난방 혹은 급탕용 온수에 전달하는 코일형 열교환기로 구성되어 있다. 세부적으로, 핀형열교환기는 연소기 바로 측면에 위치하며 핀의 길이가 짧은 상부 열교환기와 연소가스의 체류시간을 길게 하여 응축열교환이 이루어지도록 배플이 설치

되어 있는 하부열교환기로 구성되어 있다. 그리고, 코일형 열교환기에서는 온수(급탕수)가 스테인레스 관을 통해 흐르고 난방수는 이 관 사이를 나선형으로 돌며 흐르는 구조로 되어있다. 특히, 본 연구에서는 열교환기의 최적화를 위해 배플의 면적 변화시 열교환기의 성능을 검토하고자 한다. 이를 위해 2종류의 배플(배플 I, 배플 II)을 설계하였고 일정한 간격으로 번갈아 배치하였다.

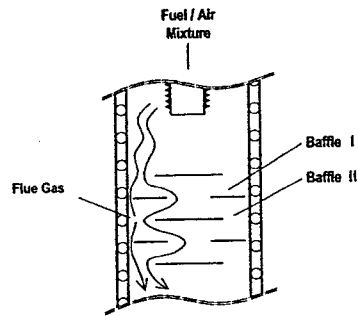


Fig. 6 Schematic of baffle in heat exchanger

Fig. 6는 열교환기에 설치된 배플의 개략도이다. 배플 I은 연소가스의 대부분을 하부열교환기 중심으로 흐르도록 내부에 홀(hole)을 설치하였고 일부는 열교환기 벽면에서의 열전달 증진과 압력손실의 감소를 위해 배플 끝단과 하부열교환기사이 간격을 설치하였다. 배플 II는 배플 I에 의해 열교환기 중심으로 모여진 연소가스를 핀과 핀사이에 접촉하도록 흐름을 바꿔 주는 형상을 가지고 있다. 배플 I의 cut-off ratio를 동일하게 하고 배플 I의 내부 홀(hole)면적과 배플 I의 끝단과 열교환기 사이의 간격의 면적비를 60:40, 80:20, 85:15로 변화시켰고 배플 II는 동일하다. 배플 I 끝단과 열교환기사이의 간격이 가장 큰 것이 60:40이고 가장 작은 것이 85:15이다. Fig. 7은 배플 I의 변화시 부하량에 대한 효율과 압력손실을 도시한 것이다. 그림에서 보듯이 배플의 개구면적을 동일하게 설계하였지만 배플 I의 끝단과 열교환기의 간격이 작을수록 효율이 증가하였다. 60:40의 경우 배플과 열교환기벽면 측의 간격이 커서 고온의 배기가스가 열교환기내에서 오래 체류하지 못하고 벽면을 타고 직접

배기되는 것으로 사료된다. 효율측면에서만 고려할때는 배플과 열교환기 사이의 간격이 좁을수록 열교환 성능이 우수하지만 연소기 내의 압력손실은 크게 증가한다. 연소기내의 압력손실은 보일러의 시제품제작시 송풍기의 풍량과 풍압을 결정하는데 중요한 인자이므로 압력손실이 크면 송풍기의 용량을 크게

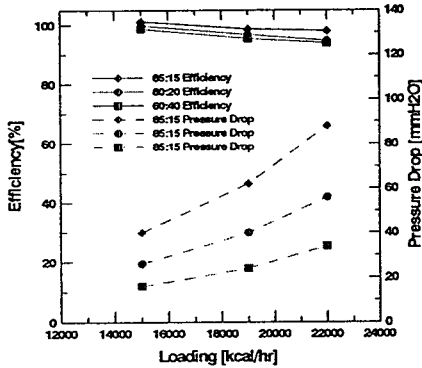


Fig. 7 Efficiency and Pressure drop with loading

해야하는 문제점이 있기 때문에 효율과 압력손실을 고려하여 80:20의 배플을 결정하여 실험을 수행하였다.

3. 보일러의 성능

Fig. 8는 보일러의 성능을 시험하기 위한 장치의 개략도를 나타낸 것이다. 연료는 질량 유량계를 통해 공급되며, 배기가스 온도와 물의 온도는 T-type 열전대로 측정하여 data logger(HP 3852A)로 받아 평균처리하였다. 보일러의 효율측정은 가스 온도 보일러의 한국산업규격(KS B 8109)을 토대로 측정하였다.⁽⁴⁾

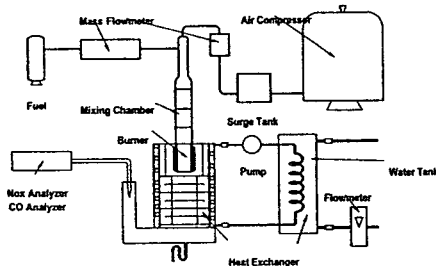


Fig. 8 Schematic of heating water performance system

배기가스의 주된 오염물질인 CO와 NOx는 석영 프루브를 이용하여 채취한 후⁽⁶⁾, cooler에서 수분이 제거된 뒤 화학발광법을 이용하는 NOx Analyzer(탄소 converter)와 CO 측정기(KaneMay co.)로 각각 분석하였다.

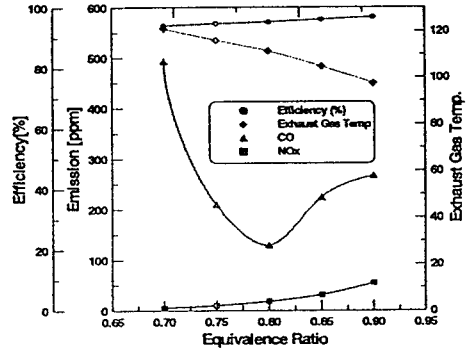


Fig. 9 Performace with Equi. Ratio

Fig. 9는 버너의 부하를 22,000kcal/hr로 고정된 후 각 당량비에 따른 보일러의 각종 특성을 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 당량비가 커질수록 화염 온도의 상승으로 열교환 효율은 약 94%에서 97%까지 조금씩 상승한다. 당량비에 따른 배기가스의 특성을 보면 보일러 배기가스중의 NOx는 대부분 thermal NOx이므로 당량비가 커질수록 화염온도의 상승과 함께 증가하고, 공기 과잉 상태이거나 부족할 때 많이 발생하는 CO는 당량비 0.8근방에서 최소량이 된다. 당량비가 0.8보다 작아지면 CO의 양이 현저히 증가하는데 이는 당량비가 작아질수록 화염온도가 낮아져 불완전 연소가 발생함에 기인한다. 위 결과를 보면 당량비 0.8근방에서 CO의 양이 최소이며, NOx도 약 20ppm정도이므로, 보일러를 당량비 0.8근방에서 운전하는 것이 최적임을 알 수 있다. Fig. 10은 당량비를 0.8로 고정하고 부하량을 변화하며 그에 따른 보일러의 특성을 나타낸 것이다. 실험결과 부하가 커질수록 유량이 증가하면서 열교환 효율이 97.6%에서 93.4%로 조금씩 낮아지며 배기가스 온도와 압력손실은 높아진다. 이 결과들을 보면 배기가스가 다소 높게 나타났는데 배기가스를 낮춰 효율을 증가시킬 수 있는 방안으로 앞에서 실험한 배플 I을

85:15로 교체한다면 배기가스의 온도를 낮춰 효율을 향상시킬 수 있을것이라 예상된다. 오염물질 중 NOx배출특성을 보면 부하가

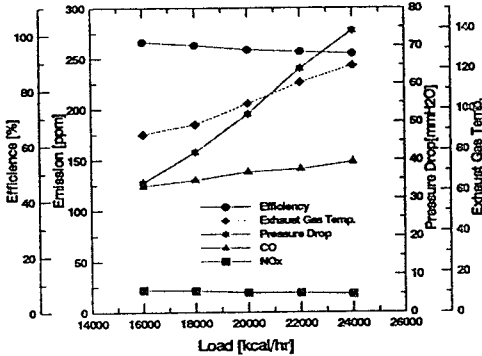


Fig. 10 Performance with loading

증가함에 따라 감소하는데 이러한 경향은 일반적인 연소기와는 정반대의 경향이며, 그 이유는 부하가 증가할수록 화염길이가 길어져 화염과 열교환기와 의 거리가 가까워지므로 화염면 후류의 연소가스의 온도가 감소하여 고온에서 생성되는 thermal NOx의 감소에 기인한다. CO배출량은 부하의 증가와 함께 증가하는데 이는 부하가 증가할수록 화염길이가 길어져 열교환기와 화염간의 거리가 가까워져 화염온도가 떨어져 quenching효과에 의한 CO의 양이 증가함에 기인한다. 주요 오염물질인 NOx, CO배출량은 본 보일러의 운전영역인 난방부하 20,000kcal/hr에서 각각 약 20ppm과 140ppm으로 매우 양호했으나 CO배출량이 환경부에서 시행하고 있는 환경 마크 인증기준⁽⁵⁾(O₂ = 0% basis, NOx: 50ppm, CO:100ppm)을 약간 상회했다.

4. 평면 연소기 및 열교환기

본 연구에서는 CO배출량을 줄이기 위한 방안으로 연소기와 열교환기 사이의 거리에 따른 오염물질 배출특성을 검토하고자 원통형 연소기와 열교환기를 평면으로 모사한 평면 연소기와 열교환기를 제작하여 연소기와 열교환기의 거리를 변화시켜가며 오염물질 배출특성을 검토하였다. Fig. 11는 평면 연소기와 열교환기를 도시한 것으로 크게 연소기

와 열교환기로 구분되며, 평면 열교환기 후면에는 냉각수의 흐름방향이 코일형 열교환기에서의 냉각수 흐름방향과 유사하도록 설

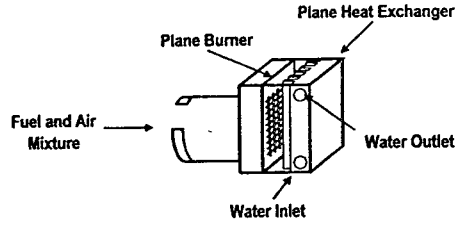


Fig. 11 Schematic of plane burner and heat exchanger

치하였다. Fig. 12은 당량비 0.8일 때 열교환기와 연소기간의 NOx와 CO의 배출특성을 나타낸 것이다.

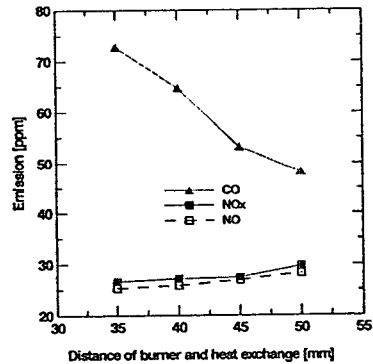


Fig. 12 Emission characteristics with distance of burner and heat exchanger

실험결과 연소기와 열교환기의 거리가 가까울수록 NOx생성량이 감소하는데 이는 연소가스의 온도가 낮아져 고온에서 장시간 체류시 발생하는 thermal NOx의 생성량이 감소함에 기인한다. 그러나 NOx의 감소량은 미소하다 할 수 있다. 반면 CO의 배출량은 거리가 가까울수록 급격하게 증가하는데 이는 화염면후류에서 열교환기 벽면에서의 quenching효과에 의한 불완전 연소가 발생함에 기인한다. 위 실험결과를 토대로 현재 42mm인 원통형 연소기와 열교환기의 거리를 47mm로 늘리기로 결정하였다. 연소기와 열교환기의 거리를 늘리는 방법중에 열교환기를 크게 제작하는데에는 여러 어려움이 있

어 연소기의 직경을 현재 60mm에서 50mm로 줄여 보일러의 성능실험을 수행하였다.

5. 직경 50mm연소기의 사용시 보일러의 배기가스 특성 및 성능

Fig. 13은 직경 60mm연소기와 50mm연소기를 당량비 0.8로 고정하고 부하량을 변화하며 배기가스의 특성을 비교한 것이다.

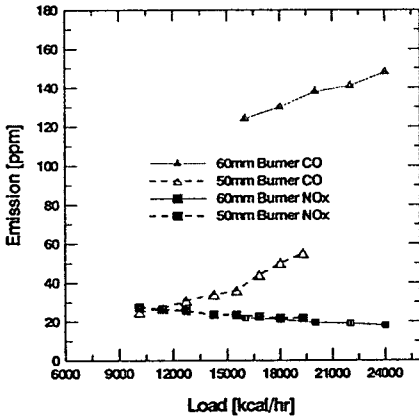


Fig. 13 Emission characteristics with burner diameter

NOx배출량은 직경 50mm연소기에서 약 5ppm정도 많이 배출되나 그 증가량은 미소하다.

CO배출량은 현저히 감소하여 10,000kcal/hr에서 약 25ppm이던 것이 20,000kcal/hr에서는 약 55ppm까지 증가하나 직경60mm에 비해 약 1/3정도로 줄어들며, 이런 결과는 앞에서 실험한 평면연소기와 열교환기의 실험결과와 일치한다. 그러나, 환경마크인증기준을 만족시키고 있다하여도 연소기 직경의 감소로 인해 보일러의 효율이 지나치게 감소한다면 직경 50mm연소기를 사용할 수 없기 때문에 보일러의 성능을 검토하였다.

Fig. 14는 직경 50mm연소기를 당량비 0.8로 고정하고 부하량을 변화하며 보일러의 성능을 측정 한 결과를 도시한 것이다.

부하량 10,000kcal/hr에서 20,000kcal/hr로 증가함에 따라 난방효율은 103%에서 95.6로 감소했고 배기가스의 온도는 60.5℃에서 103℃로 증가하였다. 실험결과 동일한 부하량

에 대해 직경 60mm연소기를 이용한 결과와 비교할 때 효율면에서 거의 차이가 없어 개발보일러의 연소기로 사용시 배기가스 측면에서 매우 유리하다는 결론을 내렸다.

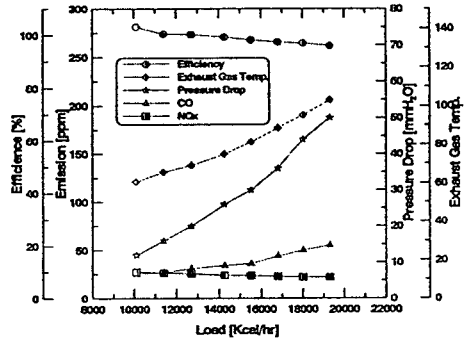


Fig. 14 Performace with loading [diameter 50mm burner]

6. 결론

본 연구에서는 난방부하20,000kcal/hr의 용량을 목표로 설계된 응축보일러에 적용될 다공 원통연소기와 하부 열교환기에 설치될 배플을 최적화 하였다. 그리고 CO농도와 NOx농도의 최적화를 위해 원통형 연소기와 열교환기를 평면으로 모사한 평면연소기와 열교환기를 제작하여 연소기와 열교환기의 거리를 변화시켜가며 최적거리를 검토하였다. 그리고, 개발된 가스보일러를 대상으로 난방성능, 배기가스특성, 압력손실, 안정연소범위등을 검토하여 다음과 같은 결론을 내렸다.

1. 최적 제원의 연소기를 결정하였고 이 연소기의 turn-down ratio는 당량비 0.8부근에서 약 4:1로 비례제어에 적합하다.
2. 60:40, 80:20 85:15등 3가지 배플을, 제작하여 효율, 압력손실등을고려하여 80:20의 배플을 결정하여 실험을 수행하였다.
3. 넓은 부하범위에서 약 97%의 난방효율을 달성하였다. 배플실험결과를 토대로 85:15의 배플 교체시 효율 3~4%상승이 예상된다.
4. 부하량 20,000kcal/hr 와 당량비 0.8부근에서 직경 60mm연소기 사용시 NOx, CO는 각각 약 20ppm과 140ppm정도로 CO배출