

조리기기용 가스버너 설계

심성훈* · 김석준*, 길상인*, 윤진한*, 김인규**, 한인희**, 이대례**

Design of Gas Burner for Cooking

S.H.Shim, S.J.Kim, S.I.Keel, J.H.Yun, I.K.Kim, I.H.Han, D.R.Lee

Key Words: Pipe Burner, Mixing Tube, Buoyancy-Effect Burner

Abstract

Characteristics of the fuel injection and entrainment of the primary air of gas burner have been investigated. Primary air flow rates that entrained by gas streams play major role to control the performance of the partially premixed combustion. Pressure distributions of mixing tube assembly are studied as major parameter for increasing the primary air flow rates. Buoyancy-effect burner is proposed as one alternative to improve the pressure distribution. Buoyancy effect caused by metal ring placed around the flame holes reduces pressure of the entrance of the mixing tube and that, entrained air flow rates are increased.

1. 서 론

가스의 연소에 있어서 파이프 버너는 가스 사용의 역사 만큼이나 오랫동안 사용되어 온 보편적인 연소기기이다. 즉, 노즐에서 가스 연료를 분사하며, 이 분류에 의해 공기를 유인하여 열공에서 부분 예혼합 화염을 형성시키고, 주위의 2차공기에 의해 완전연소되는 형태의 파이프 버너는 오랜 사용의 역사에도 불구

하고 그 유동 구조의 해석이나 성능의 개선을 위한 노력은 상대적으로 등한시 되어 왔던 것으로 보여진다.

그러나, 본 연구에서 경험한 바로는 아직까지도 이 보편적인 가스 연소기에서 성능 개선을 위한 개발의 여지는 많다는 것이다. 본 연구에서는 파이프 버너의 연소효율 향상을 위한 유동 구조의 개선 및 이에 따른 부분예혼합기의 연소상태가 어떻게 변화하는 가를 조사하였다.

* 한국기계연구원 열유체환경연구부

** 엘지전자(주) 리빙시스템 연구소

본 고는 엘지전자(주)에서 위탁받아 수행한 연구 결과의 일부이며, 현장에 적용할 수 있는 보다 실용적인 접근 방법이 적용되었다.

2. 실험

2.1. 실험의 개요

본 연구에 사용된 버너는 가스오븐렌지의 상부에 장착된 4개의 조리용 버너로 더블버너로 이루어진 최대 발열량 3500 kcal/hr급의 대용량 버너 1개(RDL

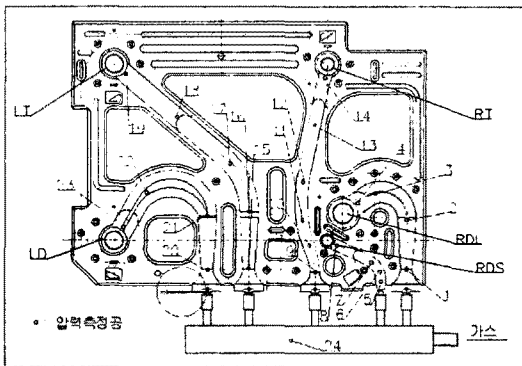


그림 1. 혼합관 구조

+RDS), 2300 kcal/hr급의 중용량 버너 2개(LT,LD), 1200 kcal/hr급의 소용량 버너 1개(RT)로 이루어져 있다. 이 버너들은 그림 1과 같은 일체형의 혼합관(mixing tube)을 통해 각각의 버너로 가스와 공기의 부분 예혼합기를 공급하게 된다.

각 혼합관의 입구는 벤츨리형으로 되어 있으며, 이 부분에서 노즐을 통해 연료가 분사된다. 연료는 노즐의 교체에 의해 도시가스와 LPG를 같이 사용할 수 있으나, 본 고에서는 LPG의 경우만을 소개하기로 한다. LPG용의 노즐은 그림 2와 같이 우측의 작은 1차 노즐공에서

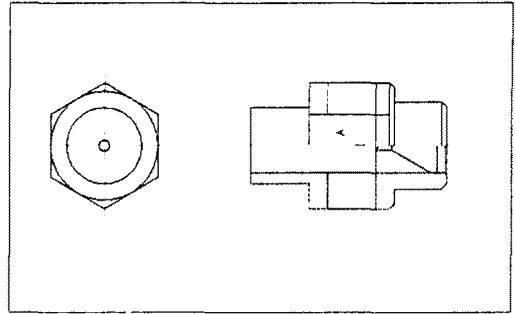


그림 2. 가스 노즐



그림 3. 버너 캡 및 화염 형태

분사된 가스가 측공을 통해 유인된 공기와 1차 혼합되면서 다시 좌측의 2차 노즐공에서 분사되어 혼합관의 벤츨리부로 진입하게 된다. 이 벤츨리부에서 다시 2차 공기를 유인하여 혼합관을 진행하면서 혼합되어 출구에 장착된 버너의焰공에서 부분 예혼합 화염을 형성하게 되는 구조로 되어 있다.

그림 3은 일반적으로 많이 사용되는 버너의焰공 형태로 대용량의 이중버너에 화염이 형성된 모양을 보여주고 있다. 각각의 버너들은 각 버너의 용량 즉, 최대 및 최소 발열량의 연소가 가능하도록 설계되어 있다. 그러나, 가스 분사 노즐은 직경이 고정된 형태이므로 최대 및 최소 발열량에서 동시에 최적의 연소 조건을 유지시키기는 어렵다. 이런 이유로

자연스럽게 타협을 통해 버너의 치수가 결정되게 된다.

본 연구에서는 이러한 형태의 파이프 버너에서 고정된 기하학적인 형태와 치수를 가지는 노즐에서 가스의 분사유량의 변화시에 발생하는 버너 각 부분의 변화를 파악할 수 있는 실험을 수행하여 그 결과를 분석하고, 보다 넓은 연료 유량의 범위에서 개선된 연소 상태를 가질 수 있는 버너의 구조나 형태를 제안하는 것을 목표로 하였다.

2.2. 가스 분류의 Schlieren 가시화

노즐에서의 가스 분사 형태를 가장 뚜렷하게 확인할 수 있는 방법이 밀도의 1차 구배를 가시화할 수 있는 Schlieren 기법이다. 본 실험에서는 가스 분류의 가시화를 통해 노즐의 출구에서 분사되는 형태를 분석하고 가스의 분류가 유인하는 공기유량과의 관계를 유추하여 버너에서의 연소 특성을 개선하는 방법을 찾아내고자 하였다. 실험에 사용된 노즐과 발열량 조건은 표 1과 같다.

항목 종류	1차 노즐공 (mm)	2차 노즐공 (mm)	실험 발열량 (kcal/hr)
대유량 노즐	1.02	4.0	3500,1000, 500
중유량 노즐	0.97	4.0	2500,1000, 500

표 1. 실험 대상 노즐의 제원

가스 분사의 Schlieren사진은 각 노즐이 측공이 있는 상태에서 2차 노즐공에서 분사되는 형태와, 측공이 있는 부분을 제거하고 1차 노즐공에서 분사되는 형태의 2종류로 나누어 최대 가스 유량

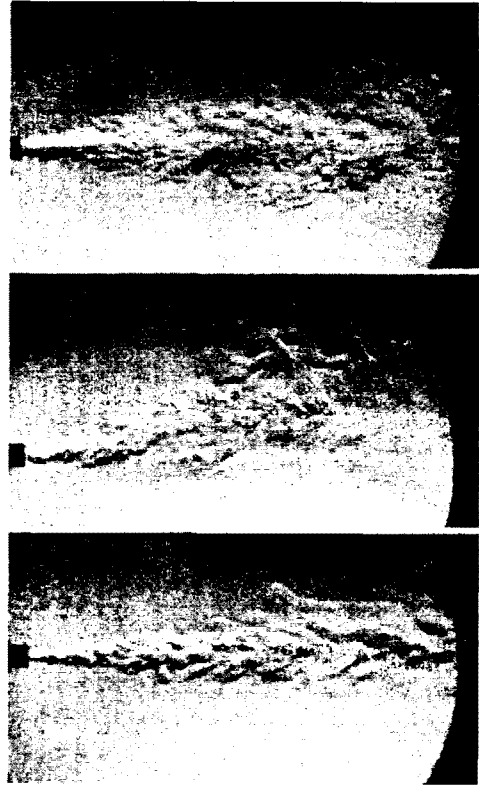


그림 4. 가스 분사 형태 (대유량 노즐, 측공부 있는 상태, 1/500초, 위로부터 3500, 1000, 500 kcal/hr)

에서 유량을 감소시켜 가면서 촬영하였다. 노즐은 수평방향으로 설치하였으며, 정지된 실내 대기 중으로 분사한 것이다. 본 고에서는 몇가지 대표적인 결과만을 게재하였다.

그림 4의 결과를 보면 대유량 노즐에서 3500kcal/hr의 경우에는 2차 노즐공에서 분사되는 가스의 퍼짐각은 약 15.1° 이고, 상하가 대칭으로 운동량을 유지하고 있음을 알 수 있다. 이 형태는 1500 kcal/hr의 경우까지 유지되다가 그림 4의 중간 그림에서 보는 바와 같이 1000 kcal/hr의 유량에서는 급격히 운동량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이때 가스 분류의 퍼짐각은 약 17.1° 로 증가하

고 분류가 상하방향으로 대칭이 이루어지지 못함을 알 수 있다. 이 같은 운동량의 급감은 2차 노즐공에서 분사된 가스가 혼합관의 벤츄리부에서 공기의 흡입을 위해 필요한 부압을 충분히 형성하지 못한다는 것을 뜻한다.

그러나, 가스 유량을 더욱 감소시킨 500kcal/hr의 경우에 분사형태를 보면 상하 대칭과 운동량이 잘 유지되고 있으며, 분류의 퍼짐각은 오히려 감소하였음이 관찰된다. 즉, 이 대유량 노즐의 경우 노즐공의 설계치가 최대 유량에 기준하여 설계되었기 때문에 설계유량에서는 퍼짐각과 출구 유속에 의한 운동량이 적절하게 유지되어 주위의 공기를 유인하는데에 문제가 없으나, 유량이 일정한 한계유량 이하로 감소하게 되면, 1차 노즐공에서 분출된 가스가 측공에서 유인된 공기와 혼합되고 이 분류가 다시 2차 노즐공에서 분사될 때에는 노즐공의 내벽과의 접촉으로 운동량을 급격히 손실하게 된다는 것이다. 그러나, 더욱 유량이 감소하게 되어 500 kcal/hr 정도가 되면 이미 1차 노즐공에서부터 노즐공과의 접촉이 감소하게 되어 분류의 퍼짐각이 측공을 지난 후의 2차 노즐공의 내벽에 접촉하지 않게 될 정도로 작아지는 것으로 판단된다. 따라서, 이 경우에는 1000 kcal/hr에 상당하는 가스 유량의 경우보다 2차 노즐공의 출구에서 정량적으로 판정하기에는 곤란하지만 상대적으로 운동량을 많이 가지고 있는 상태로 분사되는 것으로 사료된다.

이 결과는 다시 노즐에서 측공부분을 제거하고 1차 노즐공이 노출된 상태에서 직접 분사되는 형태를 촬영한 그림 5를 보면 유추가 가능하다. 이 결과에서 최

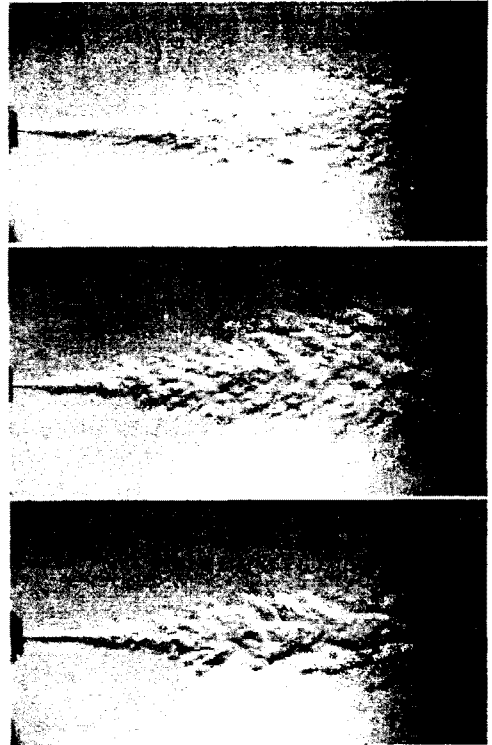


그림 5. 가스 분사 형태 (대유량 노즐, 측공부 제거 상태, 1/500초, 위로부터 3500, 1000, 500 kcal/hr)

대 유량시의 분사형태는 1차 노즐의 출구 직후에서부터 작은 에디(eddy)들이 발달하면서 잘 난류화되고 있음을 알 수 있으나, 1000kcal/hr의 경우에는 1차 노즐공의 출구부에서는 가스의 분류가 퍼지지 못하고 약간 하류에서 작은 에디가 발달하고 있음을 알 수 있다. 즉, 이 유량에서도 대유량 노즐 1차공의 내벽과 충분히 접촉하지 못한 상태에서 분출되거나 분류가 에디를 형성하면서 발달하는 부분이 측공이 있는 부분이 되므로 이 혼합기가 2차 노즐공에 유입하게 되면서 2차 노즐공의 내벽과 다시 접촉하게 되어 2차 노즐공의 출구에서는 앞의 그림 4의 결과와 같이 급격한 손실이 발생하

게 되는 것이다. 한편, 500 kcal/hr에 상
당하는 가스 유량조건에서는 1차 노즐공
에서의 분류가 에디를 형성하는 거리가
측공이 있는 부분보다 하류가 되어 이
혼합기가 2차 노즐공의 내벽과 접촉하지
않게 된다. 따라서, 이 분류는 2차 노즐

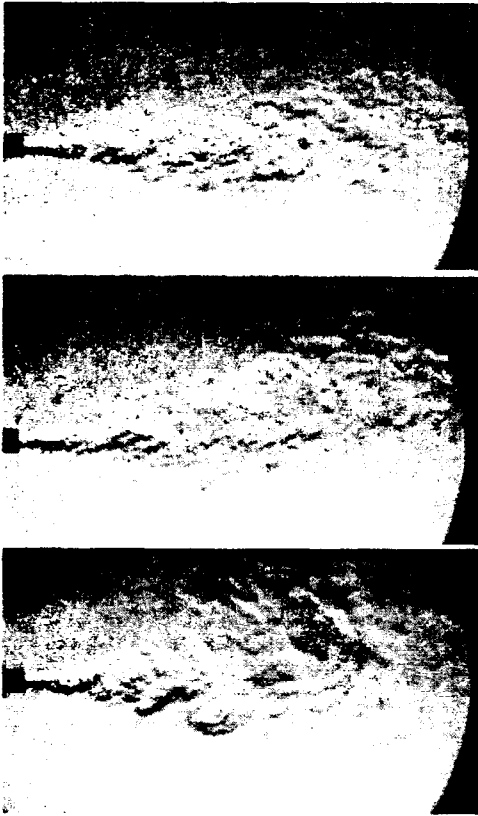


그림 6. 가스 분사 형태 (중유량 노즐,
측공부 있는 상태, 1/500초, 위로부터
2500, 1000, 500 kcal/hr)

공의 출구에서도 상대적으로 운동량의
손실이 줄어들게 되는 것이다.

다음에는 중유량의 노즐에 대한 가시
화 결과를 그림 6 및 7에 게재하였다.

이 결과에서 보면 2500kcal/hr에 해당
하는 가스 유량의 분사에서는 앞의 대유
량 노즐에서 3500kcal/hr의 경우와 거의
유사하나 1000 및 500 kcal/hr의 경우에

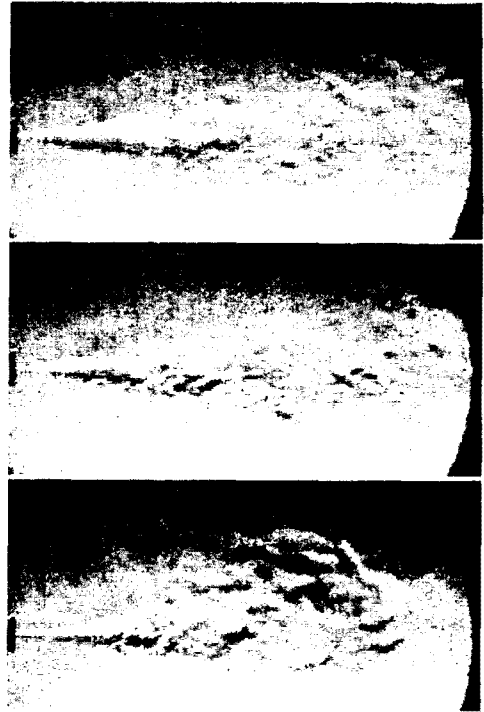


그림 7. 가스 분사 형태 (중유량 노즐,
측공부 제거 상태, 1/500초, 위로부터
2500, 1000, 500 kcal/hr)

는 다른 양상을 나타낸다. 즉, 1000
kcal/hr의 경우에 측공을 통해 2차 노즐
공에서 분사되는 혼합기와 500 kcal/hr의
경우를 비교해 보면 같은 노출시간에 얻
은 영상이므로 상대적인 운동량이 500
kcal/hr의 경우에 많이 약해진 것을 알
수 있다. 이는 그림 7에서 1차 노즐공에
서 분사되는 가스의 형상에서도 알 수
있는 바와 같이 이 경우에는 1차 노즐공
이 대유량의 노즐공보다 작은 관계로
1000 및 500 kcal/hr의 경우 모두 1차 노
즐공에서 분사되어 아직 에디가 형성되
지 않는 곳까지의 거리가 상대적으로 짧
다는 것을 알 수 있다. 따라서, 이 두 경
우 모두 측공부를 지난 혼합기는 2차 노
즐공의 내부와 접촉하게 되며, 따라서,

운동량의 손실은 유량이 감소하면서 상대적으로 증가할 것이라고 유추할 수 있다. 물론, 중유량의 노즐에서도 보다 유량이 감소하면, 대유량 노즐에서 500kcal/hr의 경우에 해당하는 유량이 발견될 수 있을 것으로 판단된다.

이 결과들은 벤튜리부에서의 공기의 유인량과 관계되는 것이므로 손실을 줄일 수 있는 방향으로 노즐을 설계할 수 있는 방법을 제시한다. 즉, 일례로서 촉공을 지난 후의 2차 노즐공을 확장되는 형태로 가공하여 최대 유량에 맞추어 설계된 노즐의 경우에 중소 유량에서 보다 손실을 줄이는 방법이 그것이다. 이 방법은 조리기기용이 아닌 보다 큰 발열량을 사용하는 버너의 경우에는 턴-다운비의 향상을 위하여 추천할 만 하다.

2.3 혼합관의 압력

본 연구에서는 혼합관에 유입되는 가스의 분류에 유인되어 혼합되는 공기의 양을 증가시켜 연소를 개선시키는 방향을 모색하였다. 즉, 가스가 혼합관의 벤튜리부로 분사될 때, 주위의 공기가 보다 효과적으로 유인되기 위해서는 혼합관 입구부의 압력이 대기압 이하로 낮아져야 하며, 이 상태를 보다 효과적으로 형성하는 방법을 찾기 위해서 먼저 혼합관 각부에서의 압력 측정을 수행하였다. 압력 측정의 위치는 그림 1에서 나타낸 바와 같다.

그림 8은 대용량의 이중버너에서 대버너의 혼합관 각부 압력측정 결과를 노즐과 혼합관의 입구부와와의 거리에 따라 도시한 것이다. 노즐 위치는 그림 1에 표시된 노즐 선단부와 혼합관 선단부와와의 거리를 나타낸다. 압력측정 위치 1은 벤

튜리부이고 2, 3, 4로 나아감에 따라 하류로 가게 된다.

여기서는 최대유량의 경우만을 게재하였다. 그림 8에서 보는 바와 같이 벤튜리부의 압력은 노즐과 혼합관의 선단부 사이의 거리가 멀어짐에 따라 압력이 미소하게 증가하는 경향을 보이고 있으나 큰 차이는 없다. 벤튜리부의 압력은 -0.1~-0.2mmH₂O 정도로 아주 약한 부압이 형성되고 있다. 대체로 노즐의 위치에 큰 영향은 받지 않으나 노즐과 벤튜리 혼합관의 선단부 사이의 거리가 10mm이내에서 압력 분포가 대체로 양호함을 보여주고 있다.

그림 9는 혼합관의 입구 벤튜리부에서부터 하류로 가면서 압력을 측정된 것을 도시한 것으로 각 위치는 그림 1에 표시

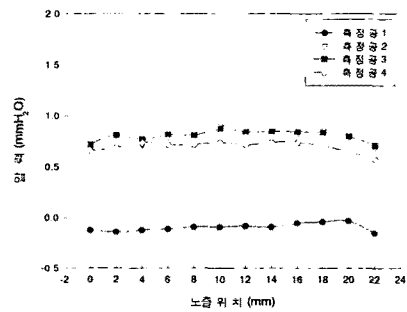


그림 8. 이중버너의 대버너 혼합관의 압력 (기존버너, 3500kcal/hr)

된 것과 동일하며 1은 벤튜리부, 4는 혼합관 출구부이다. 여기서 보는 바와 같이 최대 유량조건에서도 벤튜리부에서의 부압 형성이 -0.2mmH₂O정도이며 혼합관내에서 압력이 상승하다가 출구부에서 다소 하강하는 형태를 보인다. 혼합관내의 압력 분포로 보아 10mm위치가 보다 나아 보이거나 노즐이 혼합관의 입구

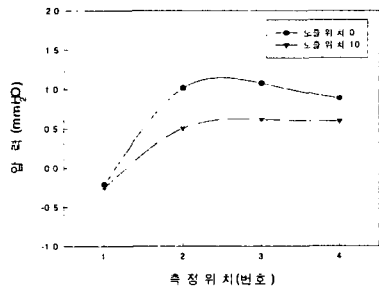


그림 9. 측정위치에 따른 압력 변화 (기준버너, 3500kcal/hr)

에서 멀어지면 저유량의 분사때에 악영향을 미치므로 잘 고려하여야 한다.

한가지 첨언할 부분은 당연한 결과이지만 벤튜리부 후단에 연결되는 직선부분의 유무가 벤튜리부에서의 부압의 형성에 매우 큰 영향을 미치며 직선부분이 부족한 경우에는 부압의 형성에 매우 불리하다는 사실을 확인하였다. 그 결과는 본고에서는 생략한다.

다음은 착화 후 시간경과에 따른 혼합관 각부의 압력 측정 결과를 그림 10에 게재하였다.

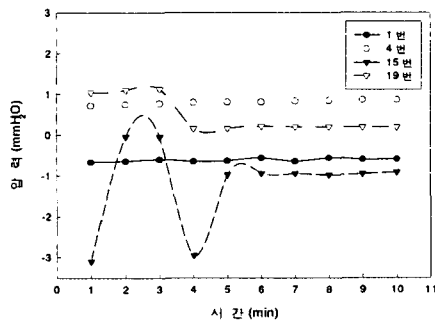


그림 10. 시간 경과에 따른 혼합관 각부 압력의 변화 (기준 버너, 3500kcal/hr)

그림상의 압력측정 위치 1번과 4번은 대용량 버너의 벤튜리부와 출구부이고 15와 19번은 좌측상단에 배치된 중용량 버너의 벤튜리부와 출구부의 압력이다. 이 결과에서 대용량 버너의 혼합관 압력은 벤튜리부나 출구부 모두 시간의 경과에 따라 변화를 보이지 않고 있으나, 중용량의 버너에서 3500 kcal/hr에 해당하는 가스를 공급하여 과부하를 가하게 되면 착화초기에 버너에서 발생하는 화염의 불안정에 의해 혼합관 압력의 맥동이 발생함을 알 수 있다. 즉, 최초 분사시에는 설계치보다 높은 유량의 가스 분류에 의하여 벤튜리부의 부압이 크게 형성되나, 버너부에서 많은 유량을 연소시키지 못해 화염의 불안정이 발생하게 되고 이는 다시 벤튜리부의 압력에 영향을 미치게 되는 것이다. 이는 시간이 경과하여 버너가 어느 정도 가열되면 사라지기는 하지만, 버너가 안정되게 연소할 수 있는 용량이 존재한다는 것을 단적으로 보여주는 일례이다.

3. 부력효과 버너

3.1. 개요

본 연구에서는 2장의 실험 결과를 바탕으로 분석한 결과 노즐이나 벤튜리부의 기하학적인 형태나, 혼합관과 노즐과의 위치 등의 개선으로 1차 공기량을 개선시키기에는 그 효과가 아주 미미하고 또한, 들어간 노력만큼의 개선이 어렵다는 것을 알았다.

그러나, 1차 공기의 유인에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 압력임이 파악되었다. 즉, 압력에 영향을 미치는 요소를 적절히 이용함으로써 이 고전적인 형태의 버너 성능을 크게 개선시킬 수 있다

는 것이다.

압력의 개선은 크게 2가지 방향에서 접근할 수 있다. 하나는 벤츄리 입구의 압력을 상승시켜 혼합기를 혼합관 출구부의 버너쪽으로 불어내는 방식이고, 또 하나는 혼합관 출구부 즉, 버너 염공부

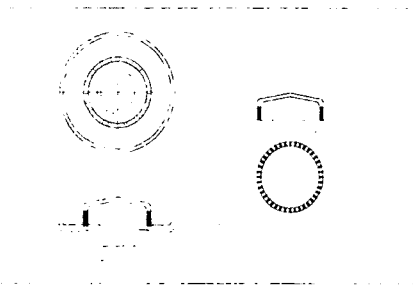


그림 11. 부력효과 버너

의 압력을 낮추어 혼합기를 버너부로 유인하는 방법이다. 본 연구에서는 후자의 방법을 선택하여 그 효과를 확인하는 과정을 수행하였다.

3.2. 부력효과 버너의 구조

부력효과 버너는 버너의 염공부에서 압력을 상대적으로 낮추기 위한 구조로 그림 11과 같은 형태로 설계되었다.

그림에서 보는 바와 같이 염공은 수직면에 배치하여 직사각형의 출구 단면을 가지며 염공폭은 1.2mm이고 총 염공면적은 480mm²이며, 최대 염공부하는 약 7.3 kcal/hr mm²이다. 염공의 주위로는 부력효과를 줄 수 있는 링을 배치하였다. 이 링은 일정한 높이의 턱을 가지는 것으로 버너 하부의 공기가 염공부로 유입되는 것을 방지한다. 이 부력효과를 주는 링은 착화 초기에는 버너의 하부에서 유입되는 공기를 차단하여 산소의 부압을 낮추어 상대적인 저압을 형성하여 유인공기량을 증가시키며, 정상연소시에는 부력링이 가열되어 온도가 상승함에 따

라 부력효과를 나타내어 염공부의 압력을 낮추게 된다. 또한, 소화시에도 가열된 부력링이 부력효과를 지속하여 혼합관내에 잔류한 혼합기를 완전히 배출하여 연소시키게 된다. 물론, 링의 턱부를 더욱 높이 하면 압력의 저하에는 좋은 효과를 내지만 화염이 접촉하게 되므로 온도의 상승이나 일산화탄소의 발생 등과 같은 좋지 않은 영향을 줄 수 있다.

3.3. 부력효과 버너의 실험

그림 12는 부력효과 버너의 혼합관내 압력 분포를 기존의 버너에 대한 그림 9와 비교할 수 있다. 이 결과에서 보면 기존의 버너보다 현저히 벤츄리부에서의 부압 형성이 개선되어 -0.5~-0.9mmH₂O를 나타내는 것을 알 수 있다. 측정위치 4의 압력은 혼합관 출구부의 압력으로 부력 효과 버너에서는 기존 버너보다 확실히 감소한 것을 보여준다.

전반적으로 부력 효과 버너에서 혼합관내의 압력이 기존버너에서보다 낮으며 이로 인해 공기의 유인에 상당한 효과를 줄 수 있을 것임을 예측할 수 있다.

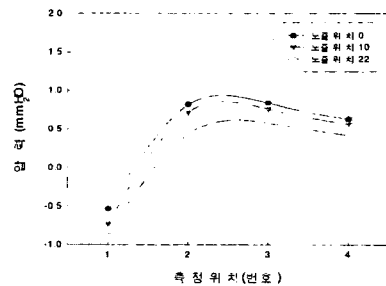


그림 12. 측정위치에 따른 압력 변화 (부력효과버너, 3500kcal/hr)

다음의 그림 13은 노즐 위치에 따른 혼합관내의 압력을 나타낸 것으로 역시

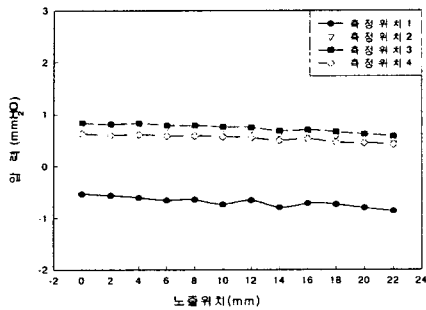


그림 13. 노즐위치에 따른 혼합관 압력 (부력효과 버너, 3,500kcal/hr)

앞의 그림 8과 비교하여 볼 수 있다. 여기서 보면 거의 모든 노즐위치에서 우수한 부압의 형성을 나타내는 것을 알 수 있으며 이런 결과는 설계 단계에서 노즐의 위치선정에 아주 큰 융통성을 부여할 수 있음을 보여주는 것이다.

마지막으로 기존의 버너와 이 부력효과를 가지는 버너에 대하여 연소시에 각 발열량에 대하여 측공과 혼합관의 입구에서 유인된 1차 공기량을 확인한 결과를 그림 14 및 15에 나타내었다.

그림 14에서 버너 1, 2는 염공의 치수는 같으나, 염공 출구부의 형태가 다소 다른 것이다.

발열량이 1000kcal/hr인 경우 1차공기비는 약 40%에 불과하며 발열량의 증가에 따라 다소 증가하는 경향을 보여 3500kcal/hr에서는 거의 50% 수준까지 증가한다.

여기서 한가지 특기할 만한 사실은 1000에서 1500 kcal/hr로 증가할 때에 1차공기비가 가파른 증가를 보이는데 이는 앞에서 설명한 노즐 분사의 가시화에서 설명한 손실과 관계있는 것으로 판단된다.

그림 15는 부력효과 버너의 경우를 나

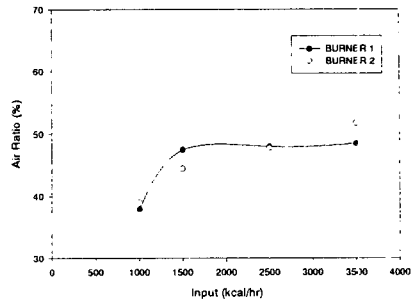


그림 14. 발열량에 대한 1차 공기비(기존버너)

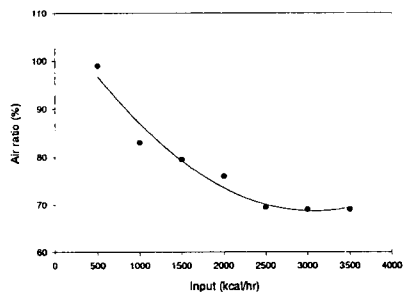


그림 15. 발열량에 대한 1차 공기비(부력효과 버너)

타낸 것으로 이 결과에서 보면 오히려 발열량이 낮은 경우 즉, 가스 유량이 적은 경우에 더 높은 1차공기비를 나타내어 거의 100%에 달하고 있다. 발열량의 증가에 따라, 1차 공기비는 감소하는 경향을 보이거나 최대 발열량인 3500kcal/hr에서도 거의 70% 수준의 1차공기비를 나타내고 있다. 이는 기존 버너에서 보다 20%가 증가한 것으로 인의적인 수단으로 강제 공기 공급을 하는 경우에 버금가는 효과를 나타내고 있다. 또한 소화시에 밸브의 가스를 차단하여도 혼합관내에 잔류한 혼합기가 완전히 배출될 되면서 연소가 지속되는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 효과는 버너의 설계에

있어서 보다 큰 턴 다운비에서도 우수한 연소성능을 가지게 할 수 있는 장점을 가진다.

이렇게 비교적 단순한 형태의 부력효과를 나타내는 링의 부착만으로 충분히 파이프 버너의 연소 성능을 개선시킬 수 있는 것을 알 수 있으며, 이와 같은 응용은 여타의 가스 연소기기에 광범위하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 가스 버너 그 중에서도 파이프 버너의 성능개선을 1차 공기비의 증가라는 측면에서 접근한 것으로 혼합관의 압력분포를 분석하여 그 방안을 제시하였다.

아주 고전적인 형태의 파이프 버너의 연구에서도 간과된 부분이 많으며 개선할 점이 있다는 것을 본 연구에서 확인하였는데, 노즐의 설계시에 고려할 사항이나, 혼합관이나 벤츄리부의 설계시에 비중있게 고려하여야 할 사항의 가부를 판단할 근거 자료를 제공하는 자료로 본 연구의 결과가 사용될 수 있다.

이는 양산에 있어 재료비나 공정수의 단축을 위해 버너의 구조를 변경할 경우에 연소성능을 유지시키기 위한 주요 인자가 어떤 것인가를 확인하는 것이 매우 중요하며 이 확인 과정에서 새로운 개선 방안을 발견할 수 있다는 것이다.

본 연구에서 제시한 부력효과를 가지는 버너는 개선안의 일례로써 제시한 것이며 이러한 접근 방법은 여러 생산 품목의 성능 향상에 적용될 수 있을 것이다.

본 연구는 LG전자(주)의 위탁으로 수행된 것임을 알려 드리며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

1. LG전자(주) 가스오븐렌지 기술교본, 1999.
2. 齊藤茂夫, 燃料, 燃燒器具 概論, 共立出版株式會社, 1988
3. Wolfgang Merzkirch, Flow Visiulization, Academic Press, 1974.
4. 日本機械學會, 燃燒の設計, 1990.
5. 野村安正, 噴流, 1980.
6. Stephen R. Turns, An Introduction to Combustion, 1999.
7. 省エネルギーセンタ, 實用ガス燃燒, 1985.

후기