

보일러 설비의 배기손실과 폐열회수

Exhaust Loss and Heat Recovery of Boiler

이 창 식*
Chang Sik Lee

1. 머리말

보일러의 성능을 향상시키기 위해서는 보일러의 사용연료, 연소방법, 연소장치의 개선과 아울러 보일러의 여러가지 손실을 최소로 하는 것이 필요하다.

보일러의 여러가지 손실은 연소에 의하여 생기는 손실과 열전달에 의한 손실로 크게 나누어 생각할 수 있다.

특히 보일러를 비롯한 각종 연소장치로부터 배출되는 연소가스 배기열을 유효하게 회수하려는 노력은 그동안 많은 연구자와 기술자에 의하여 시도되어 왔다.

산업용으로는 사용되는 각종 노(furnace)와 같은 열설비로부터 배출되는 고온의 배출열은 그 온도가 300~700°C 정도에 이르는 고온이므로 거의 모두가 배열 회수장치를 갖추고 있다. 그러나 300°C 이하의 배출가스에 대하여는 고온가스에 비하여 그다지 활용되지 않고 배출되고 있다.

현재 저온의 배출가스의 대부분은 거의 모두가 보일러 배출가스로 볼 수 있다. 그러므로 여기서는 보일러로부터 배출되는 300°C 이하의 배기가스의 폐열회수에 주안을 두고, 배출가스의 열손실과 폐열회수 장치의 개요에 대하여 다루기로 한다.

2. 보일러의 여러가지 손실과 성능

2.1 보일러의 여러가지 손실

(1) 연소시에 생기는 손실

연료가 연소할 때 가연성분의 일부가 연소하지 않을 경우에 생기는 손실과 가연가스의 불완전 또는 미연소에 의한 손실이 있다.

(2) 전열에 의한 손실

전열에 의한 손실은 연돌로부터 외기중에 방출되는 연소가스가 가지고 나가는 열량 즉 배기손실과 연소가스가 각 전열면을 흐를 때 노벽, 연도벽 등을 통하여 외기중으로 복사 및 전도에 의하여 나가는 손실로 나누어 생각할 수 있다.

연소가스가 가지고 있는 열량을 완전하게 이용하려면 보일러의 최종 전열면 즉 공기에 열기 출구에서의 연소가스 온도를 대기 온도까지 낮추는 것이 필요하다. 그러나 실제의 경우 가스 온도는 여러가지 제한 때문에 일반적으로 120~350°C 정도로 배출되고 있다. 따라서 이 온도와 대기 온도와의 차에 상당하는 연소가스 열량이 손실로 된다.

지금 연돌 입구에서의 가스온도를 t_g , °C; 대기온도를 t_0 , °C, 연료 1kg 당의 연소가스량을 V_g Nm³/kg, 연소가스의 평균비열을 c_g kcal/Nm³°C라 하면 배기손실은 다음 식으로

* 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

표시된다.

$$L_{exh} = \frac{V_g c_g (t_{gs} - t_o)}{H_i} \times 100 \dots\dots\dots (1)$$

여기서 H_i 은 연료의 저발열이다.

보일러의 배기손실은 식 (1)에서 구할 수 있으나 보일러로 공급되는 열량은 연료와 공기가 가지고 있는 열량이 포함되어야 하므로 다음 식으로 계산한다.

지금 이론 공기량을 $G_o \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$, 연소용 공기의 정압 비열을 $c_a \text{ kcal/Nm}^3 \text{ }^\circ\text{C}$, 연료의 비열을 $c_f \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$, 공기 과잉율을 λ 연소 가스량을 $V_g \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$, 연소가스의 비열을 $c_g \text{ kcal/Nm}^3 \text{ }^\circ\text{C}$, 가스의 온도를 $t \text{ }^\circ\text{C}$, 연소효율을 η_c 라 하면

$$L_{exh} = \frac{\eta_c V_g c_g (t_g - t_o)}{H_i + c_f (t_f - t_o) + \lambda G_o (t_a - t_o)} \dots\dots\dots (2)$$

로 표시된다. 여기서 t_g, t_o, t_f, t_a 는 각각 배출가스, 외기, 연료, 공기의 온도($^\circ\text{C}$)이다.

한편 노벽 및 연도 등에 의한 복사 및 전도에 의한 손실은 연도, 노벽의 크기나 구조에 따라 다르고 또 노벽의 경우에는 노벽의 수냉벽 구조, 형상 등에 따라서도 크게 변화하므로 실제의 경우 복사 및 전도에 의한 손실을 정확히 구하는 것은 대단히 어려운 문제이다. 그러므로 손실 계산에서는 전손실에서 연소에 의한 손실과 배기손실 등을 뺀 나머지를 복사 및 전도에 의한 손실로 다루거나 실험결과로부터 추정하는 방법이 있다.

2.2 보일러의 성능

보일러의 용량은 일반적으로 정규 부하 상태에서 단위 시간당의 증발량으로 표시한다.

보일러의 상당 증발량 E 는

$$E = \frac{m_e (h_2 - h_1)}{538.8} = \text{kg/h} \dots\dots\dots (2)$$

로 표시된다. 여기서 m_e 는 증발량(kg/h), h_2 및 h_1 은 각각 발생 증기 및 급수의 엔탈피(kcal/kg)이다.

보일러 본체 전열면의 단위 면적당 단위시간에 발생하는 증기량을 증발율이라 한다.

$$e_r = \frac{m_e}{A_c + A_r} \text{ kg/m}^2 \text{ h} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 A_c : 연소가스가 접촉하는 쪽의 접촉 표면적 m^2

A_r : 연소가스가 접촉하는 쪽의 복사 전열면적 m^2

한편 연소실 열발생을 q_o 는

$$q_o = \frac{m_f \{H_i + L \cdot C_a (t_a - t_o)\}}{V} \text{ kcal/m}^3 \text{ h} \dots\dots\dots (5)$$

로 표시된다.

여기서 m_f : 연료 소비량 $\text{kg/h}, \text{Nm}^3/\text{h}$

H_i : 연료의 저발열량 $\text{kcal/kg}, \text{kcal/Nm}^3$

L : 연료 1 kg 또는 1 Nm^3 당의 공기량 $\text{kg}(\text{Nm}^3)/\text{kg}, \text{kg}(\text{Nm}^3)/\text{Nm}^3$

c_a : 공기의 정압 비열 $\text{kcal/kg}(\text{Nm}^3) \text{ }^\circ\text{C}$

t_a, t_o : 공기의 예열온도 및 대기 온도 $^\circ\text{C}$

보일러의 효율은 보일러에서 급수를 가열하여 증기를 발생하는데 사용된 열량과 노에 공급된 연료가 완전 연소에 의하여 발생하는 열량과의 비로서 표시된다. 따라서 보일러 효율 η 는

$$\eta = \frac{m_e (h_2 - h_1)}{m_f H_i} = \eta_c \cdot \eta_h \dots\dots\dots (6)$$

로 표시된다. 여기서 η_c 는 연소효율, η_h 는 전열효율, h_2, h_1 는 각각 급수 및 발생증기의 엔탈피(kcal/kg)이다.

3. 보일러의 폐열회수장치 구조 개요

그림 1은 보일러로부터 배출가스로 나가는 열을 회수하기 위한 장치 구성의 한 보기를 나타낸 것이다.

그림에서 보일러로부터 배출되는 $300 \text{ }^\circ\text{C}$ 이 하인 배기가스는 회전식 열교환기 후방에 설치한 배기 팬에 의하여 흡인되어 열교환기 축열실로 도입되고, 여기서 회전하고 있는 로우터의 격자에 접촉한다. 격자는 스테인레스 와이어를 특수한 모양의 금속망으로 하여 충전한 것으로서 표면적이 체적에 비하여 매우 크므로 효과적으로 축열된다. 이 때 저온이 된

가스는 연도를 거쳐서 굴뚝으로 나가게 된다. 한편 외기는 보일러에 장착된 급기 팬에 의하여 예열실로 들어가 열교환 매체와 접촉하여 급속히 예열된 후 덕트를 통하여 보일러로 공급된다. 배출가스의 폐열회수에 사용되는 열교환기에는 다음과 같은 것들이 사용된다.

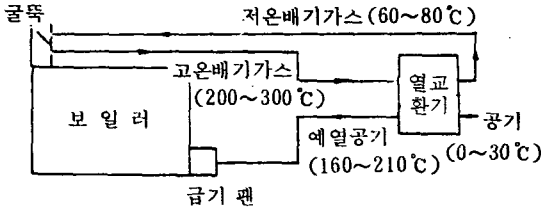


그림 1. 보일러 폐열회수장치(회전식 열교환기)

3.1 원통 다관식 열교환기

이 방식은 가장 보편적인 열교환기와 같은 형식으로서 고온가스가 흐르는 원통내의 다수의 관을 배치한 것으로서 튜브 내를 흐르는 유체인 공기를 예열하는 것이다.

배출가스 중에 먼지가 많으면 막히기 쉽고 세정이 곤란하며, 유황분이 많으면 저온부식이 생기기 쉽다.

3.2 히트 파이프식 열교환기

히트 파이프는 막대모양의 밀폐용기내에 봉입된 유체의 증발, 응축을 이용하여 열수송을 하는 열교환 장치로서 그 기본구조는 막대모양의 밀폐용기와 그 내부에 봉입된 작동유체, 위크(wick)으로 구성된다. 히트 파이프는 액체와 기체의 상변화를 이용하여 열의 수송을 잠열로서 이루고, 작동유체는 증기의 형태로 응축부까지 이동한 다음 응축한 액체는 모세관 작용, 중력 또는 원심력 등을 이용하여 증발부로 되돌리는 구조로 되어 있다. 히트 파이프는 반도체용 방열기, 전동기축, 금형의 균일 가열, 제설장치 등에 광범위하게 이용되고 있으나^{11,22} 보일러 등의 폐열회수도 중요한 응용 분야로 대두되고 있다.

히트 파이프에서 단위시간 내에 수송되는 열량 Q , 그 단면적을 F , 증발부와 응축부 사

이의 거리를 L , 이들 사이의 온도차를 ΔT 라 하면 겉보기 열전도계수 k_e 는 다음 식으로 표시된다.

$$k_e = \frac{Q/F}{\Delta T/L} \dots\dots\dots (7)$$

이 식에서 알 수 있는것과 같이 $\Delta T/L$ 이 작은 고체 금속봉의 경우에는 열전도계수 k_e 는 매우 커지게 되므로 많은 열량의 수송이 가능해진다. 그림 2는 히트 파이프의 구조를 나타낸 것이다. 폐열을 이용하여 증발부를 가열하면 응축부에서는 차가운 공기에 의하여 응축되면서 방열량에 의하여 가열되므로 폐열회수의 효과를 갖게 된다.

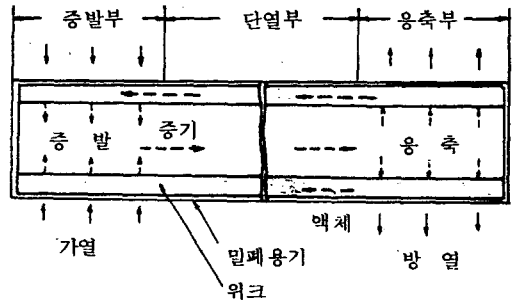


그림 2. 히트 파이프의 구조

3.3 급수예열식 열교환기

이 방식은 보일러로부터 나오는 배출열을 이용하여 보일러의 급수를 가열하는 것으로서 배기가스의 유로의 도중에 온수기를 설치하여 급수가 흡열하도록 만든 형식이다. 이 방식은 설비비는 적게 들지만 구조상 튜브의 저온 부식이 생기기 쉽고, 열회수 효율이 비교적 낮다.

3.4 회전식 열교환기

이 형식은 축열격자를 채워 넣은 로터를 하우징에 넣고 로터를 회전시키는 구조로 되어 있으며, 연소용 공기를 예열하는 예열실과 고온가스로부터 축열하는 축열실이 설치되어 있다. 하우징 내를 회전하고 있는 로

터의 회전수를 변화시킴에 따라서 열회수율을 바꿀 수 있다.

3.5 각 방식의 비교

이상에서 개괄적으로 살펴본 각 방식을 열회수율, 열교환기 관리 및 유지 특성 등에 대하여 비교하면 다음과 같다.

(1) 열회수 효율의 비교

열회수 효율을 비교하여 보면 회전식 열교환기의 경우가 80%, 원통 다관식과 히트파이프식이 40~60% 정도이고, 급수 예열식이 30~40%로 가장 낮다. 한편 효율의 사용기간에 따른 변화를 비교하여 보면 회전식은 효율변화가 거의 없으나 다른 형식은 열회수효율의 저하가 수반된다.

(2) 열교환기의 관리 및 유지특성

회전식 열교환기의 경우는 충전재만 교환하는 부분 보수로 충분하나 다른 형식에서는 전면적인 보수가 요망되며, 사용년수도 회전식은 6~8년으로 가장 길고, 원통 다관식은 2~4년, 히트 파이프식 4~5년, 급수예열방식은 2~3년으로 가장 짧다. 부식성의 관점으로 보면 급수예열방식이 가장 부식되기 쉽고, 회전식이 가장 유리하다.

한편 열교환기의 누설은 회전식이 가장 불리하며, 배출가스에 의한 막힘현상은 급수예열방식이 가장 나쁘며, 전반적인 세정 및 보수는 회전식이 가장 용이하다.

다음은 연소용 공기예열방식을 갖춘 용량 5t/h인 증기 보일러의 폐열회수에 대한 간단한 계산 실례를 들어보기로 한다.

적용하고자 하는 보일러의 주요 제원과 운전조건은 다음과 같다.

- ① 보일러 형식 : 노통 연관식 보일러
- 상당 증발량 : 5,000 kg/h
- 열출력 : 2,570,000 kcal/h
- 증기온도 : 10 kg/cm² 포화증기
- 연료소비량 : 310 kg/h
- 사용연료 : 중유 저발열량
- $H_f = 10,000 \text{ kcal/kg}$
- 배기가스온도 : 260 °C
- 배기가스량 : 5,600 Nm³/h

② 보일러의 열정산

발생열 : $310 \times 10,000 = 3,100,000 \text{ kcal/h}$, 비율 100%

열출력 : 2,570,000 kcal, 비율 82.90%

배기손실 : $c_g V_g (t_g - t_o) = 0.35 \times 5,600 \times (250 - 20) = 450,800 \text{ kcal/h}$, 비율 14.54%

방열손실 : 79,360 kcal, 비율 2.56%

③ 배출열 회수효과

회수열량 계산을 위한 가스의 비열을 0.32 kcal/kg °C, 회수 중의 가스온도를 232 °C, 외기의 온도를 20 °C라 하면

회수열량 : $c_g V_g (t_g - t_o) = 0.32 \times 5,600 \times (203 - 20) = 327,936 \text{ kcal/h}$

회수비율 : $327,936 / 3,100,000 = 0.10579$
10.579%

4. 폐열회수장치의 문제점

보일러의 폐열 회수장치 사용시의 문제점과 그 대책에 대하여 살펴보기로 한다.

4.1 연소용 공기 예열에 따른 질소산화물 배출량 증가

배출되는 가스로부터 열을 회수하여 보일러로 공급되는 연소용 공기를 예열하면 보일러 연소실 내의 화염온도가 높아져서 NO_x 생성량은 증가하게 된다. 일반적으로 보일러로 공급되는 공기의 입구 온도를 상승시키면 NO_x 발생량을 증가시키는 요인이 되므로 이를 방지하기 위하여, 저과잉공기를 이용하는 방법, 배기가스 재순환법, 2단연소법, 대향연소법 등이 이용되고 있다.

보일러의 폐열회수에 대한 효과의 한 보기로서 노통연관 보일러에 공기 예열기를 설치하여 공기 과잉을 1.15로 연소하는 경우 배기 온도를 20 °C 정도 낮추면 보일러 효율은 약 1% 정도 상승하는 것으로 나타났다. 이것은 연소용 공기 온도의 상승에 따라서 공급되는 연료의 연소 속도가 빨라져서 연소실의 이용율이 증가하고 다량의 연료를 연소시킬 수 있기 때문이다.

앞에서 지적한 바와 같이 일산화질소의 발생량은 화염 온도가 높아짐에 따라 고온부에서 공기중의 질소와 산소가 화합하여 생성되므로 화염온도 상승의 영향이 가장 크다.

그림 3은 연소용 공기를 예열하여 보일러로 공급한 경우의 질소산화물 NO_x 의 증가를 그래프로 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 질소산화물의 배출량은 연소용 공기의 입구 온도를 상승시킴에 따라서 현저하게 증가함을 알 수 있다.

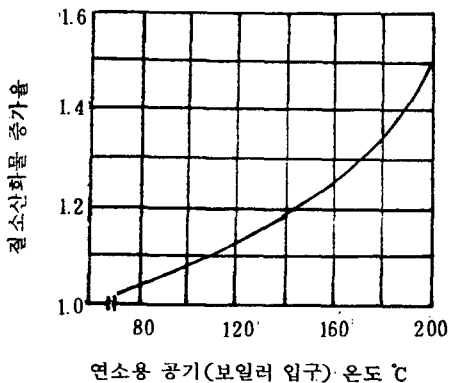


그림 3. 연소용 공기의 온도와 질소산화물의 증가

4.2 SO_x 생성에 따른 저온 부식

연료가 연소하면 연료 속의 유황분이 SO_2 로 되고, 이것이 산화되어 SO_3 로 된다. 이것은 배출가스 중의 수증기와 화합하여 부식장해를 일으키는 원인이 된다.³⁾ 특히 연료 속에 유황분이 많을수록 SO_3 생성량은 많아지므로 저유황 연료를 사용하는 것이 좋으며, 폐열 회수장치의 가스 접촉면의 온도가 노점보다 $15 \sim 40^\circ\text{C}$ 낮은 경우에 응집량이 최대로 되는 것으로 나타났다. 따라서 폐열 회수 장치로 회전식을 사용하는 경우에는 로터의 회전수를 적절히 제어할 필요가 있으며, S 함유량이 많은 연료를 사용할 경우에는 배기가스 온도가 소정의 온도 이하로 되면 댐퍼의 개도를 조정하여 배출가스의 온도 강하를 방지하도록 한다.

은 저온부식(低溫腐蝕)이다. 연료속에 함유된 유황분이 연소하여 SO_2 가 산화하여 SO_3 로 되며 이것이 연소 가스중의 수분과 수분과 화합하여 $\text{SO}_3 + \text{H}_2\text{SO}_4$ 로 되어 공기에 열기나 급수에 열기의 저온부식을 일으킨다.

연소가스의 노점은 H_2SO_4 를 포함하지 않은 연소가스에서는 45°C 이다. 그러나 H_2O 와 H_2SO_4 의 혼합 과정에서 H_2SO_4 의 혼입 비율이 많을수록 노점은 상승한다.

그림 4는 연료중의 유황분(%)과 노점($^\circ\text{C}$)과의 관계를 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 연료중에 유황분이 1% 함유된 경우 노점은 약 130°C 정도로 된다. 따라서 연소기술에 의한 대책으로는 연소가스의 노점을 저하시키는 방법을 이용하여야 한다.

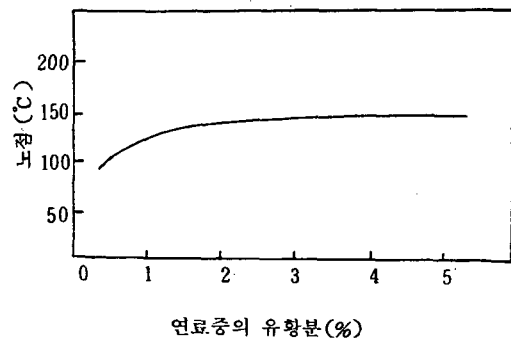


그림 4. 유황분과 노점과의 관계

5. 맺음 말

이상에서 살펴본 바와 같이 보일러의 폐열 회수는 굴뚝으로 배출되는 고온가스로부터 보일러로 공급되는 공기를 예열하기 위하여 사용되는 열교환기의 성능에 크게 좌우되므로 축열 성능이 좋은 충전재의 개발과 아울러, 가혹한 조건에서도 사용할 수 있는 보일러 폐열 회수장치를 만들고 이를 개량해 나가는 것은 더욱 중요한 일이라고 생각한다. 이러한 관점에서 각종 산업용 보일러에서 배출되는 배출가스의 회수성능 향상에 관한 연구도 더욱 병행되어야 할 것으로 생각한다.

참 고 문 헌

1. S. W. Chi; "Heat Pipe Theory and Practice", pp.213~226., 1976.
2. 小泉達也・松本厚二：“ヒートパイプによる排熱回数”，機械の研究，第31巻1號，pp. 141~146, 1979.
3. 西川勇二：“ボイラの燃焼に就て”，燃料及燃焼，第53巻第10號，p. 15.