

다관형 가스-고체입자 순환유동층 열교환기의 성능 연구

박상일, 최경빈, 고창복, 김정근
한국에너지기술연구원, 공업로연구팀

A Study on Performance of the Circulating Gas-Solid Fluidized Bed Heat Exchanger with Multiple Vertical Tubes

Sang Il Park, Kyong Bin Choi, Chang Bok Ko and Jung Keun Kim
Korea Institute of Energy Research, Industrial Furnace Research Team

1. 서론

산업체에서 배출되는 여러 가지 배가스에는 부식성 오염물질을 함유한 경우가 많다. 따라서 이러한 배가스로 부터의 폐열회수를 위하여 부식성 오염물질에 의한 열교환기에서의 파울링의 문제점을 해결할 필요가 있다.

세라믹과 같은 고체입자는 대개 내식성이 강하므로 부식성의 배가스에 사용이 가능하고 유동층 열교환기에서는 고체입자의 비표면적이 매우 크므로 전열효율이 매우 높은 것이 특징이다. 열교환기의 전열면에 고체입자가 유동화되므로 전열효율이 크게 증대된다. 그리고 배가스에 함유된 분진등이 전열면에 축적되는 것을 제어하여 열교환기의 청소기능을 가질 수 있으므로 열교환기의 오염으로 인한 전열효율의 감소를 줄일 수 있으며 별도의 열교환기 청소가 필요없다. 따라서 정기적인 열교환기의 청소를 위하여 전체 플랜트를 정지시킬 필요가 없게 되거나 정지시간이나 횟수를 줄일 수 있다.

본 연구에서는 산업체의 고온의 부식성 배가스로부터의 폐열회수를 위하여 고체입자가 열교환기 수직관배열내에서 유동하면서 순환하는 다관형 순환유동층 열교환기에 대한 유동 및 전열성능실험을 수행하였다. 그리고 열교환기에서의 압력손실을 줄이기 위하여 여러 가지의 다공판을 설계하여 이의 영향을 고찰하였다. 순환유동층 열교환기의 열전달성능을 파악하기 위하여 고온실험장치를 제작하였으며 가스유속과 고체입자의 체류량의 변화에 따른 열교환기의 유동 및 전열성능을 측정하였다.

2. 다관형 가스-고체입자 순환유동층 열교환기의 특성

Fig.1 에 다관형 가스-고체입자의 순환유동층 열교환기의 개략도를 나타내었다¹⁾. 다관형 가스-고체입자의 순환유동층 열교환기를 보면, 수직전열관이 여러 개가 있으며 수직전열관의 하부에 다공판이 있어서 다공판과 수직전열관 사이에 고체입자의 유동층을 형성한다. 바깥 부분의 수직전열관의 바로 밑부분에 다공판의 구멍이 위치하고 있다. 이러한 구멍들을 통하여 고속의 가스가 유동층으로 유입되며 이러한 가스는 다공판 구멍의 바로 상부에 위치한 수직전열관으로 유입되며 이 때 고체입자의 일부가 가스와 함께 바깥부분의 수직전열관을 통과하여 상승하여 열교환기의 상부로 유입된다. 열교환기의 상부에서 고체입자는 자중에 의하여 가스와 분리되어 가운데에 위치한 하강 수직전열관을 통하여 다시 수직전열관 밑의 유동층으로 내려와 열교환기의 수직전열관 배열내를 계속 순환하게 되어 순환유동층을 형성한다.

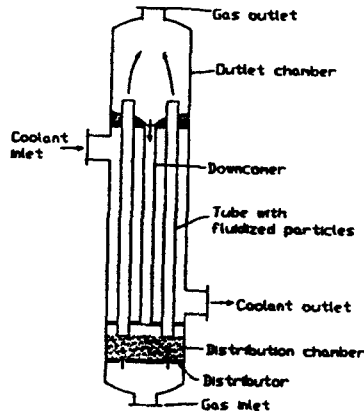


Fig.1 Schematic of Circulating Fluidized Bed Heat Exchanger

3. 실험장치

순환유동층 열교환기의 수직 전열관에서의 고체입자의 유동과 전열성능의 측정을 위하여 열교환기와 실험장치를 제작하였다. 실험장치는 연소실, 버너, 송풍기, 공기유량계, 물유량계와 열교환기로 이루어져 있다. 열교환기의 수직전열관은 모두 7개이며 내경은 26 mm 이며 수직관의 길이는 약 750 mm 이다. 열교환기 하부의 원통의 내경은 150 mm 이며 길이는 약 200 mm 이고 다공판과 전열관 사이의 간격을 조절할 수 있도록 하였다. 열교환기의 상부에는 내경이 200 mm 인 원통이 연결되어 있으며 이 원통의 길이는 약 500 mm 이다. 원통의 상부에는 철망을 설치하여 고체입자가 공기와 함께 외부로 유출되는 것을 막았다. 송풍기의 풍량은 $3 \text{ m}^3/\text{min}$ 정도이며 풍압은 $300 \text{ mmH}_2\text{O}$ 이다. 버너는 경유용 착화용 파이롯트 버너를 사용하였으며 경유노즐의 용량은 1.0 Gal/hr 이다. 다공판의 구멍의 직경은 14 mm - 25 mm 이다. 고체입자로는 입경이 0.8 mm 인 유리입자를 사용하였다²⁾.

4. 실험방법

본 연구에서는 순환유동층 열교환기의 공기유속과 고체입자 체류량에 따른 압력손실과 전열성능의 변화를 측정하였다. 수직전열관 밑부분에 다공판을 설치하였으며 다공판과의 거리는 약 30 mm 이다. 실험방법은 먼저 열교환기내로 일정 유량의 냉각수를 공급하여 과열되지 않도록 하고 다음 송풍기를 작동시키고 공기유량밸브를 조절하여 공기유량을 결정하였다. 점화장치를 작동시켜 버너에 기름을 공급하여 착화시킨다. 다음 일정 량의 고체입자를 열교환기부에 넣고 열교환기내에 순환유동층을 형성하고 고체입자가 열교환기 외부로 유출되는 것을 막기 위하여 철망을 덮었다. 그리고 hybrid recorder 를 사용하여 배가스와 급수의 입출구에서의 시간에 따른 온도의 변화를 관찰하여 정상상태에서의 입출구온도를 측정하고 이때의 배가스측의 압력손실을 micromanometer를 사용하여 측정하였다.

5. 압력손실에 미치는 다공판의 영향

상온유동실험장치의 경우 수직전열관은 모두 7개이며 내경은 26 mm 그리고 수직관의 길

이는 750 mm 이었다. 그리고 수직관과 다공판의 거리는 15 - 50 mm 범위에서 변화하며 다공판의 구멍의 수는 6개이다. 다공판의 구멍의 크기를 14mm, 17mm, 20mm, 그리고 25mm 로 변경시키며 공기유속에 따른 열교환기에서의 압력손실을 측정하였으며 수직관내에서의 고체입자의 유동화에 미치는 영향을 고찰하였다. 이러한 실험에서 얻은 압력손실 분포에 대한 결과를 Fig.2 에 나타내었다.

그리고 다공판의 구멍의 직경이 25 mm 인 경우 고체입자의 체류량을 변경시키며 실험을 수행한 결과를 Fig.3 에 나타내었으며 각 경우 고체입자의 유동화는 비교적 안정적이었다. 따라서 열교환기내에 순환유동층을 안정적으로 형성하며 압력손실을 최소화하기 위하여 최적의 다공판 구멍의 크기를 선정할 필요가 있다.

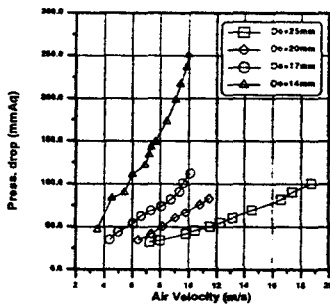


Fig.2 Effect of hole diameter

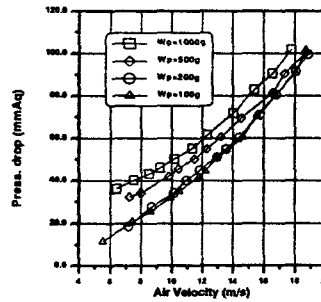


Fig.3 Effect of Particle Weight

6. 고온실험결과

먼저 열교환기내에 고체입자가 없는 경우와 고체입자의 체류량이 200g 과 1,000g 인 3가지 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 각 경우 배가스의 유속을 변경시키며 다공판 전후의 압력을 측정하였다. 열교환기 직후에서의 압력은 대기압으로 볼 수 있다. Fig.4 에 고온실험에서의 열교환기에서의 압력의 변화를 나타내었다.

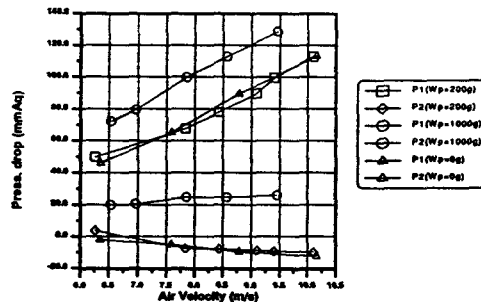


Fig.4 Pressure drop at high temperatures

Fig.4 에서 보면 열교환기에서의 압력손실은 공기유속의 증가에 따라 거의 직선적으로 증가하는 것으로 나타난다. 체류량이 200g 인 경우 고체입자가 없는 경우와 비슷하게 나타나며 고체입자의 체류량이 1000g 인 경우와 비교하면 고체입자의 체류량이 열교환기 압력에 미치는 영향이 비교적 뚜렷하게 나타난다. 다공판 후의 압력은 고체입자의 체류량이 적은 경우 대개 대기압보다 작게 나타나나 고체입자의 체류량이 증가하면 수직관내의 고체입자의 유동화로 인한 압력손실의 증가로 인하여 다공판 상부의 압력도 함께 증가하는 것을 알 수 있다.

그리고 고온실험에서 열교환기의 전열관을 통하여 물이 흡수한 열량을 계산하여 공기유속에 따른 열교환기에서의 흡수열량의 변화를 나타내었다. 고체입자가 없는 경우 장기간의 가동 후에 배가스내의 오염물질로 인하여 전열면에 분진이 축적되어 열전달량이 감소하는 현상이 나타났다. 이러한 고체입자 체류량에 따른 전열량의 변화를 Fig.5 에 나타내었다. 고온실험에서의 배가스의 입구온도는 대략 450 - 500 °C 범위에서 변화한다.

이러한 고온실험에서 전열량의 변화를 보면 대략적인 경향은 알 수 있으나, 각 경우의 배가스 입구온도의 차이로 인하여 공기유량에 따른 경향이 비교적 일정하지 않다. 열교환기의 전열성능의 배가스 유속에 따른 변화의 좀 더 정확한 경향을 보기 위하여 각 경우의 열교환기 전열면에서의 열전달계수를 산출하여 Fig.6 에 나타내었다.

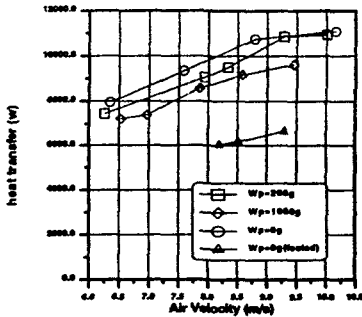


Fig.5 Variation of heat flux

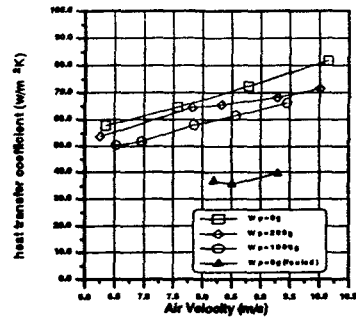


Fig.6 Variation of heat transfer coefficients

이 계산에서 열교환기에서의 배가스의 입구온도로는 열교환기전의 다공판을 통과하여 수직전열관으로 유입되기 직전의 배가스의 온도를 사용하여야 한다. 그러나 여기에서는 배가스와 고체입자의 dilute phase의 유동층이 형성되고 고체입자가 수직관의 downcomer로 내려오고 수직관의 riser를 통하여 올라가 계속 순환하며 배가스와 열교환하기 때문에 정확한 입구온도의 측정이 어려웠다. 따라서 열전달계수의 계산에서는 다공판전의 배가스의 온도를 배가스 입구온도로 가정하여 사용하였다. Fig.6 에서 보면 대략적으로 열전달계수는 배가스의 유속이 증가하면서 거의 직선적으로 증가하는 경향이 뚜렷하게 나타난다. 그러나 열전달계수는 고체입자의 체류량이 증가하면서 오히려 약간씩 감소하는 경향을 나타낸다. 이것은 배가스가 다공판위의 고체입자의 유동층을 통과하면서 열교환기 상부의 냉각된 고체입자가 downcomer를 통하여 유동층으로 유입되어 배가스와 열교환하여 배가스의 온도가 급격하게 냉각되기 때문이다. 이러한 현상은 고체입자의 체류량이 증가하면 더욱 현저해져서 배가스의 입구온도는 매우 낮아지게 된다. 따라서 Fig.6 에서 나타난 열전달계수는 고체입자량에 따라 감소하는 것으로 나타나지만 실제로는 고체입자의 전열면에서의 유동화로 인

하여 증가할 것으로 판단된다. 그리고 고체입자가 없는 경우 전열관의 오염이 심한 경우 열전달계수는 $35 - 40 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 나타나며 이러한 값은 실제로 오염이 심한 배가스에 사용하는 노통연관식 폐열보일러의 전열관의 설계에서 사용하는 설계값과 비슷하다. 그러나 Fig.6 에서 전열면이 깨끗한 경우, 같은 배가스 유속에서 열전달계수는 약 $70 \text{ W/m}^2\text{K}$ 의 값을 나타내어 오염된 경우와 비교하여 약 2배정도로 증가하는 것을 나타낸다. 이러한 결과로부터 순환유동층 열교환기에 고체입자의 유동층을 형성하므로써 열교환기의 전열성능의 증가를 기대하기 힘들지만 고체입자의 유동화로 인하여 전열면을 청소할 수 있으므로 전열면의 오염으로 인하여 열전달계수가 감소하는 경우와 비교하면 실질적인 전열증대의 효과를 가져올 수 있으며 이 경우 전열면적은 약 반으로 줄어들게 되어 열교환기의 크기가 작아지게 되며 별도의 청소작업이 필요없게 된다. 따라서 순환유동층 열교환기의 경제성은 비교적 우수한 것으로 생각된다.

다음은 다공판의 구멍의 직경을 20 mm 에서 25 mm 로 증대시켜 열교환기의 압력손실을 줄이는 고온실험을 수행하였다. Fig.7 에 다공판의 구멍의 직경을 변경한 경우에 다공판의 전과 후에서의 압력을 측정하여 비교하였다. Fig.7 에서 보는 바와 같이 다공판의 구멍의 직경을 증대시킴으로서 열교환기에서의 압력손실을 약 30% 이상 줄일 수 있다. 그러나 다공판위에서의 배가스의 압력은 배가스의 유속이 증가하면서 함께 증가하는 것을 알 수 있다.

그리고 다공판의 구멍의 직경이 증대된 경우의 고온실험에서의 열교환기 전열면에서의 열전달계수를 측정하여 측정결과를 Fig.8 에 비교하여 나타내었다. 구멍의 직경이 20 mm 와 25 mm 인 2가지의 다공판을 사용하여 고체입자가 없는 경우와 고체입자의 체류량이 약 200g 인 경우의 열전달계수를 측정하여 비교하였다. Fig.7 에서 보듯이 다공판 구멍의 크기가 증대시키면 압력손실은 현저하게 감소하나 열전달계수의 변화는 매우 적은 것으로 나타났다.

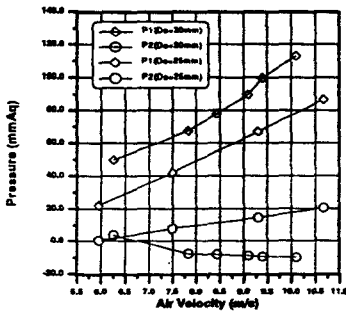


Fig.7 Effect of hole size on pressure

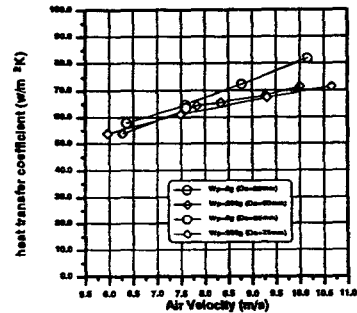


Fig.8 Effect of hole size on h.t.coeff.

다관형 순환유동층의 수직전열관에서의 열전달계수를 직접 측정하였다³⁾. 열전달계수의 측정장치를 사용하여 수직관이 2"이고 다공판의 구멍직경이 30 mm, 높이간격이 50 mm, 그리고 공기유속이 9.1 m/s 인 경우의 열전달계수의 측정결과를 Fig.9 에 나타내었다. 공기만 사용한 경우와 유리입자를 사용한 경우의 국부 열전달계수의 수직관 길이방향으로의 변화를 나타내었다. Fig.9 에서 보면 길이방향으로 열전달계수가 급격하게 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 입구에서는 유리입자의 유동화로 열전달계수가 높게 나타나나 출구부분에서는

오히려 열전달계수가 더 적게 나타난다.

Fig.10 에는 공기유속에 따른 평균 열전달계수의 변화를 나타내었다. Fig.10 에서 보면 평균열전달계수는 공기유속에 따라 증가하며, 유리입자가 있는 경우 더욱 높게 나타난다.

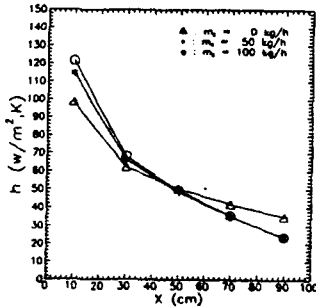


Fig.9 H.t.coeff. variation with length

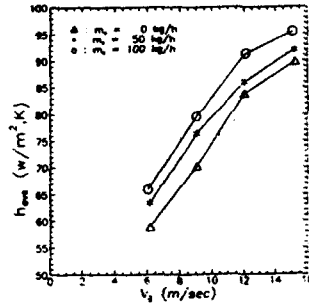


Fig.10 H.t.coeff. variation with air flowrate

7. 결론

본 연구의 고체입자-가스의 다관형 순환유동층 열교환기에 대한 성능실험을 통하여 열교환기의 압력손실 및 전열성능을 측정하였다. 순환유동층의 압력손실은 가스유속, 고체입자의 체류량의 증가 그리고 다공판 구경의 감소에 따라 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 전열판에서의 열전달계수는 가스유량과 고체입자 체류량에 따라 증가하나, 전열량은 고체입자의 체류량이 증가하면 오히려 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 순환유동층의 전열판 입구에서 고온의 가스와 냉각된 고체입자의 혼합으로 전열판 입구의 가스가 급격히 냉각되기 때문이다. 그러나, 전열판이 오염된 경우에 비교하면 고체입자의 유동화로 인한 전열판 청소효과로 전열량이 더 크게 나타났다. 그리고 다공판 구경을 증대시키면, 전열량에 큰 영향이 없이 압력손실은 감소하는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. S.I.Park, K.B.Choi and B.S.Moon, "Flow Characteristics of Circulating Gas-Solid Fluidized Bed Heat Exchanger with Multiple Vertical Pipes", Int. J. of Energy Research, Vol.22, pp.911-921 (1998).
2. 박태준, "도시종합에너지시스템 개발연구", 한국에너지기술연구소 보고서 KIER-986702, (1998).
3. 이금배, 이용민, 박상일, "순환유동층 열교환기에서 열전달계수 및 압력측정", 공기조화 냉동공학회 '98동계학술발표회 논문집, pp.784-789 (1998).