

제지설비 후드 배공기의 응축형 유동층열교환기 상용화 연구

박 상 일

한국에너지기술연구원 고효율에너지연구부

A Study on Commercialization of Condensing Fluidized-Bed Heat Exchanger for Paper Mill Hood Exhaust Air

Sang-il Park

ABSTRACT: The water fluidized bed heat exchanger was installed to recover heat from paper mill hood exhaust air containing lot of moisture and also fouling contaminants. The hood exhaust air flow rate was about 110,000m³/hr at 70°C. The commercial scale field test apparatus has been operated for 3 months. As a result of operation, total heat recovered was 2,380,000 kcal/hr and proportion of the latent heat to total heat was 74%. The annual energy saving was estimated as 450 million won.

Key words: Fluidized bed heat exchanger(유동층열교환기), Condensing(응축형), Paper mill(제지설비), Hood exhaust(후드 배공기)

기 호 설 명

- C_D : 비열
- i : 엔탈피
- i_{bed} : 물유동층의 엔탈피
- i_{fg} : 증발엔탈피
- m : 유량
- Q : 열량
- T : 온도
- v : 유속

- i : 입구
- p : 입자
- o : 출구
- w : 물

하첨자

- a : 공기
- dry : 건조
- g : 가스

1. 서 론

제지 설비의 후드로부터 다량의 습공기가 대기 로 배출되어 막대한 에너지가 낭비되고 있다.⁽¹⁾ 제지공정에서 종이원료를 건조하기 위하여 다량의 스팀이 사용되며, 종이 원료의 건조공정을 통과한 후드 배공기에는 다량의 수증기와 열교환기의 파울링 성분이 함유되어 있다. 따라서 현재 대부분의 제지 설비에서는 건조 공정에 공급되는 외부공기를 예열하기 위한 공기에열기가 설치되어 배공기의 현열 정도만을 주로 회수하고 있다. 그리고 일부 후드 배공기로부터 폐열을 회수하여 공정수를 가열하기 위하여 판형 열교환기를 사용하고 있으나, 역시 주로 배공기의 현열을 회수하고 또한 열교환기의 전열면에서의 파울링의 문제

†Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3313; fax: +82-42-860-3102

E-mail address: sipark@kier.re.kr

점으로 인하여 정기적인 청소가 필요하여 이의 보급이 제한되고 있다.

본 연구에서는 이러한 제지공정의 후드 배공기의 응축잡열의 효율적 회수와 전열관의 자체청소를 위하여 물유동층 응축형 열교환기의 현장실증 실험을 수행하였다. 물유동층 열교환기의 기초 전열성능실험을 수행하였으며, 실험결과로부터 물유동층 열교환기의 설계 프로그램을 작성하여 상용규모의 후드 배공기용 유동층 열교환기를 설계하였다. 본 연구의 후드 배공기 열교환기는 전주 소재의 노스캐스코크사에 현장설치하여 약3개월간의 실증실험을 성공적으로 수행하였다.

2. 응축형 유동층열교환기 전열성능

2.1 열교환기의 특성

응축형 물유동층 열교환기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 배공기 유로에 분배판을 설치하고 전열관 배열을 분배판 상부에 위치시키고 전열관 배열사이에 물유동층을 형성한다. 배공기는 분배판의 간격을 고속으로 통과하면서 급속히 물유동층과 열평형을 이루며, 전열관 배열과 충돌하여 전열면을 청소한다. 그리고 물유동층은 전열관내의 급수를 가열하게 된다. 따라서 물유동층 열교환기는 배공기와 급수의 전열을 촉진하고 자체청소 기능을 갖고 있다.⁽²⁾

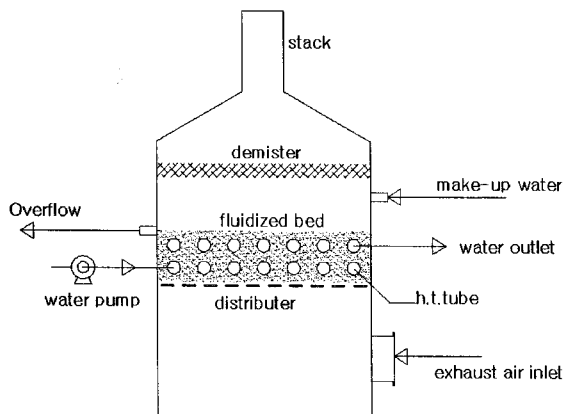


Fig. 1 Schematic of water fluidized bed heat exchanger

2.2 실험장치 및 실험방법

기초 전열성능실험장치를 제작하여 물유동층 열교환기의 전열성능실험을 수행하였다. 이러한 실험장치는 가스보일러, 송풍기, 배가스유량계, 실험용 열교환기, 물탱크, 물펌프, datalogger로 구성되어 있다. 열교환기 부분에서 배가스의 입출구온도, 유량과 습도를 측정하였으며, 급수의 입출구온도와 유량 그리고 물유동층의 온도를 측정하였다. 그리고 배가스의 유량과 온도 그리고 급수의 유량과 온도를 변경하면서, 물유동층 열교환기의 성능의 변화를 측정하여 열과 물질전달에 대한 실험 식을 도출하였다.

2.3 기초 전열성능실험 결과

물유동층 열교환기에서는 고온의 배가스가 다공관을 통과한 후 물유동층내의 물과 직접접촉하면서 열교환하여 물유동층내의 물을 가열하게 된다. 이 경우, 물유동층에서 배가스가 다공관을 통하여 고속으로 분사되기 때문에 배가스와 물은 급격하게 열평형을 이룬다고 가정하였다. 그리고 물유동층에서의 물의 교반작용이 심하고 물유동층의 깊이가 비교적 깊지않기 때문에 본 연구에서는 이론해석의 단순화를 위하여 물유동층내의 물의 온도가 깊이에 관계없이 일정하다고 가정하였다. 그리고 물유동층을 통과한 배가스는 포화상태를 유지하게 된다. 이러한 가정을 사용하면 물유동층내에서의 배가스의 엔탈피는 물유동층을 통과하여 배출되는 배가스의 포화엔탈피와 동일하다고 볼 수 있다. 이러한 배가스와 물의 직접접촉 과정에서의 열전달현상은 배가스내의 수증기의 물질전달과 대류열전달에 의한 물질전달계수와 엔탈피의 차이를 사용하여 설명할 수 있다. 따라서 배가스와 물유동층사이의 열전달율은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = K_x A (i_{g,o} - i_{bed})$$

여기서 K_x 는 물질전달계수이며, A 는 전열관 배열의 전열면적을 사용하였다.

대류열전달에 의한 열전달량은 다음과 같다.

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

여기서 U 는 총괄열전달계수이며, LMTD는 대수 평균온도차이다.

물유동층 열교환기에서의 열전달량은 배가스의 냉각열량 또는 전열관내 유체의 흡수열량과 같다. 배가스의 냉각열량은 배가스의 건가스량과 입출구 엔탈피차로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_{g,dry} C_{p,g,dry} (T_{g,i} - T_{g,o}) + (x_{g,i} - x_{g,o}) i_{fg}$$

그리고 전열관내의 유체의 흡수열량은 전열관내의 유체의 입출구 온도차에 의하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{w,o} - T_{w,i})$$

물유동층 열교환기의 실험결과로부터 도출한 물질전달계수와 관외 열전달계수를 사용하여 물유동층 열교환기의 이론해석 방법을 적용하여 열교환기의 성능을 계산할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였다.

이러한 물유동층 열교환기의 설계프로그램을 사용한 설계해석결과의 신뢰성을 검토하기 위하여 실험결과를 비교하였다. 먼저 여러 가지 물유동층의 가스통과 유속에 따른 물유동층 열교환기의 전열량, 급수출구온도 및 배가스 출구온도 등을 설계프로그램을 사용하여 계산하였다. 그리고 이러한 계산결과를 측정결과와 비교하여 Fig. 2에 급수출구온도에 대하여 비교 결과를 나타내었다.

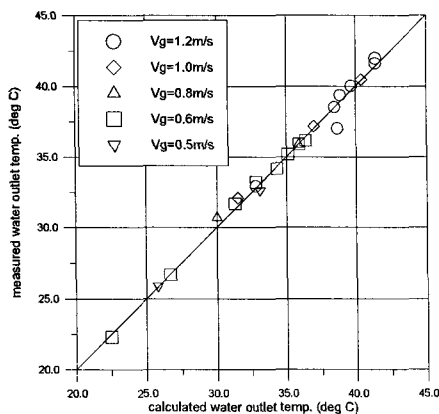


Fig. 2 Comparison of calculated water outlet temperature with measured value

이러한 물유동층 열교환기의 설계 프로그램의 오차는 약 10% 정도인 것을 알 수 있다.

3. 현장실증실험

3.1 기초설계자료

노스캐스코그사에는 여러 개의 제지설비가 설치되어 있다. 하나의 제지설비에는 제지공정중에서 발생하는 습공기를 배출하기 위하여 제지설비 지붕에 여러 개의 후드가 있다. 본 연구의 응축형 유동층열교환기는 PM#5의 첫 번째 후드에 설치하였다. 이 곳의 후드 배공기에 대한 설계 입력자료는 다음과 같다.

- 배공기 배출량 : 33 kg/s
- 배공기 온도 : 62 °C
- 배공기 절대습도 : 0.076 kg/kg

후드 배공기의 폐열을 회수하여 공정수를 가열하며, 이러한 급수의 설계 유량과 온도는 각각 50 ton/hr 및 20 °C 이다.

3.2 배공기 유입장치 설계

기존의 후드 배공기의 배출구에는 지붕의 위치에 축류송풍기가 있으며, 후드 배공기는 바로 대기로 배출되고 있다. 그리고 축류송풍기의 연결 덕트의 댐퍼나 축류송풍기의 회전수를 조절하여 배공기의 배출량을 조절한다. 이러한 구조의 배공기 배출장치에 물유동층 열교환기를 설치하기 위하여 기존의 후드 배출연도와 물유동층 열교환기로 배공기를 공급하기 위한 유인송풍기를 연결하기 위한 연결 덕트의 설계가 요구된다.

기존 축류송풍기의 직경은 약 1,500mm 정도이며, 배출구에서의 배공기의 배출 속도는 약 30 m/s 정도이다. 본 연구에서는 기존의 축류송풍기의 배출구에 수직으로 연결되는 배출덕트를 연결하고, 수직 배출덕트의 측면으로 유인송풍기로 연결되는 수평덕트를 설치하고 유인송풍기의 유입구와 연결하였다. 그리고 유인송풍기의 후단부에 물유동층 열교환기를 설치하였다.

이러한 후드 배공기의 덕트시스템에 대하여 FLUENT 유동해석 프로그램을 사용하여 배공기

의 유량조건에 따른 전산유동해석을 수행하였다. 이러한 통풍시스템에서는 물유동층 열교환기로 공급되는 배공기량이 적은 경우 물유동층 열교환기의 전열성능이 감소하며, 또한 물유동층 열교환기로 공급되는 배공기량이 많은 경우 후드 배공기와 함께 외부의 대기중의 찬 공기가 역류하여 열교환기측으로 유입되어 역시 물유동층 열교환기의 전열성능이 감소할 가능성이 있다.

이에 따라, 외부의 공기의 유입이 적고, 물유동층 열교환기로 공급되는 배공기량이 최대가 되는 최적의 배공기량을 결정할 필요가 있다. 전산유동해석을 통하여 물유동층 열교환기로 공급되는 배공기량에 따른 외기의 유입량을 계산하였으며, 이러한 각 경우의 물유동층 열교환기의 전열성능을 계산하여 최적의 배공기량과 최적의 통풍시스템의 설계를 결정하였다.

이러한 최적 통풍시스템에 대한 물유동층 열교환기의 배공기유량에 따른 전열성능을 계산하여 Table 1에 나타내었다.

이러한 계산을 통하여 외부 공기의 유입에 영향을 고찰하였으며, 최적의 배공기량을 결정하였다. Table 1로부터 최적의 배공기량은 약 24 - 27 kg/s의 범위인 것을 알 수 있다. 그리고 이 경우 외기의 유입으로 인한 열교환기의 전열성능의 감소량은 약 30kW정도이며, 감소율은 2.3%정도로 나타났다.

이러한 기초 설계자료를 사용하여 물유동층 열교환기를 설계하였다. 물유동층 열교환기 본체의 크기는 약 5.5m x 5.0m x 4.0m 정도이다. 열교환기를 4개의 유동층으로 나누어 제작하였으며 배공기의 배출구를 12개로 설계하였다.

Table 1 Variation of heating rate with exhaust air flow rate through heat exchanger

exhaust air flow rate (kg/s)	heating rate with external air flow (kW)	heating rate without external air flow (kW)
30	1,230	1,369
27	1,302	1,345
24	1,301	1,315
21	1,277	1,277

4. 현장실증실험

전주 소재의 노스케스코그사의 PM#5의 후드 배공기로부터 폐열을 회수하기 위하여 응축형 유동층열교환기를 설치하였다. Fig. 3에 열교환기의 설치장면을 나타내었다.

현장에 설치한 후에 약 3개월간의 정상적인 운전 기간동안 물유동층 열교환기의 전열성능을 측정하기 위하여 배공기의 유량, 입출구온도 및 습도를 측정하였고 급수의 유량과 입출구온도를 측정하였다. 그리고 이 기간동안의 대표적인 열교환기에서의 배공기의 입출구온도와 급수의 유량과 입출구온도의 변화를 약 16시간동안 측정한 결과를 Fig. 4에 나타내었다.



Fig. 3 Field installation of heat exchanger at Noske Skog Co.

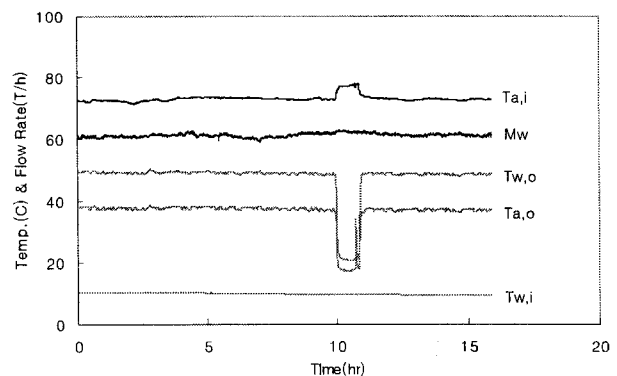


Fig. 4 Typical measured temperatures and flow rate of exhaust air and water.

이러한 16시간동안의 측정결과로부터 정상적인 상태에서의 측정값에 대한 평균 값을 계산하여 Table 2에 나타내었다.

정상적인 열교환기의 작동시간동안 물유동층 열교환기의 배공기 출구연도에서 피도튜브를 사용하여 유속분포를 측정하였으며, 이를 통하여 물유동층 열교환기의 배공기 유량을 결정하였다. 이 경우의 배공기 유량은 27.96 kg/sec이며, 동시에 후드에서의 배공기의 절대습도는 0.1174 kg/kg으로 측정되었다.

Table 2에 나타낸 급수에 대한 측정결과로부터 회수열량을 계산할 수 있으며, 이에 따른 물유동층 열교환기 전체의 회수열량은 238만 kcal/hr 인 것으로 나타났다.

5. 현장실증실험 결과분석

Table 2등의 열교환기의 입구 조건으로부터 물유동층 열교환기의 설계 프로그램을 사용하여 후드 배공기용 열교환기의 전열성능을 계산하였다. Table 3에 물유동층 열교환기의 측정값과 설계 프로그램을 사용하여 계산한 이론값을 비교하여 나타내었다.

Table 3에서 보면, 물유동층 열교환기의 설계 프로그램의 계산 오차는 약 5% 정도인 것으로 나타났다.

Table 2 Average measured values.

items	values
exhaust air inlet temp.	72.86 °C
exhaust air outlet temp.	33.27 °C
water inlet temp.	9.86 °C
water outlet temp.	48.93 °C
water flow rate	60.89 m ³ /hr

Table 3 Comparison between measured and calculated values.

items	measured	calculated (error)
T _{a,o}	33.27 °C	35.5 °C (+2.2°C)
T _{w,o}	48.93 °C	51.02 °C (+2.1°C)
heat flux	2766 kW	2909 kW (+5.2%)

이러한 설계 프로그램의 계산 결과를 분석하여 보면, 응축형 유동층열교환기의 특성을 좀 더 자세하게 파악할 수 있다.

후드 배공기의 물유동층 열교환기의 성능 계산 결과를 Table 4에 나타내었다.

이러한 물유동층 열교환기의 전열성능은 배공기의 온도와 습도 그리고 급수의 유량과 온도등에 의하여 변한다. 특히 급수의 온도는 계절에 따라 크게 변화하여 열교환기의 성능의 변화가 심하다. 따라서 1년간의 후드 배공기의 물유동층 열교환기를 가동하는 경우의 연간 열회수량을 계산하기 위하여 월별 급수온도의 변화를 고려하였다.

Fig. 5에 월별 급수온도의 변화를 나타내었다. 그리고 월별 급수온도의 변화에 따른 열교환기의 회수열량의 변화를 Fig. 6에 나타내었다.

Table 4 Comparison between measured and calculated values.

items	calculated (error)
Outlet air moisture	0.0834 kg/kg
Condensate flow rate	51 liter/min
Sensible heat transfer	750 kW (26%)
Latent heat transfer	2159 kW (74%)
Total heat transfer	2909 kW (100%)

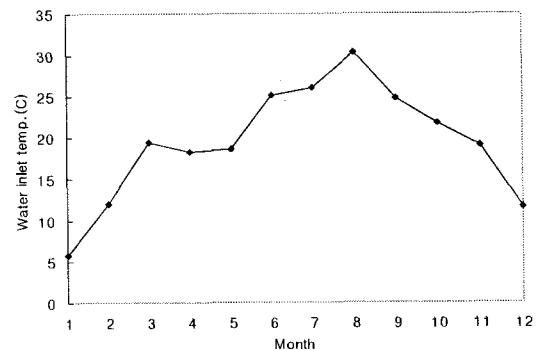


Fig. 5 Monthly variation of water inlet temperature.

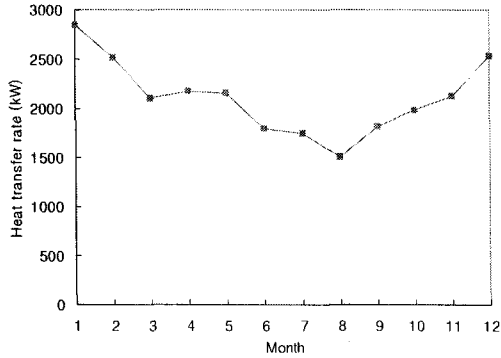


Fig. 6 Monthly variation of heat transfer

Fig. 6의 평균 회수열량은 2,114kW이며, 연간 제지설비의 가동시간을 7,200시간/년으로 가정하고, 연료를 중유로 가정하여 연료비를 350원/kg으로 가정하면

- 연간 회수열량 : 1.309 TOE
- 연간 연료비 절감액 : 4.58 억원

인 것으로 나타나, 응축형 유동층 열교환기의 후드 배공기에의 적용성은 매우 우수한 것으로 판단된다. 그리고 유동층 열교환기의 3개월간의 가동후의 전열관의 상태는 매우 깨끗한 상태를 유지하여 자체 청소성능도 매우 우수한 것으로 나타났다.

6. 결론

제지설비의 후드 배공기의 폐열을 회수하기 위하여 응축형 유동층열교환기를 적용하여 현장실증실험을 성공적으로 수행하였다. 물유동층 열교환기의 실험결과, 설계 프로그램의 계산결과와의 오차는 약 5%정도이다. 통풍시스템의 유동해석을 통하여 연결덕트에 대한 최적설계를 도출하였다. 그리고 후드 배공기의 응축형 열교환기의 회수열량은 238만 kcal/hr 이며, 응축수 발생량은 51 LPM로 응축잠열의 비율은 74% 이다. 연간 회수열량은 1,309 TOE이며, 연료절감액은 약 4.58억 원으로 평가되었다. 그리고 3개월 이상의 운전결과, 물유동층의 자체청소성능이 우수하여 파울링으로 인한 전열관 오염의 문제는 없는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. 서영범, 2005, "종이제조 공정에서의 에너지절약기술 방향", 제20회 에너지절약 기술 workshop, 2005. 10. 7., pp.121-131.
2. 이후용, 박상일, 2001, "건물용 보일러 배가스 폐열회수용 물유동층 열교환기 기술개발에 관한 연구", 산업자원부 보고서.