

로터리형 폐열회수 환기장치의 열전달 성능 향상에 관한 연구

조 동 현[†]
(대진대학교)

A Study on the Improvement of Efficiency of Heat Transfer on the Heat Recovery Ventilator with Rotating Porous Disk

Dong-Hyun CHO[†]
(Daejin University)

Abstract

In the present study, the heat transfer performance on the heat recovery ventilator with rotary disk were experimentally investigated. The temperature of entrance and exit of the heat recovery ventilator, air flow distribution of high temperature air and low temperature air, heat flux and the overall heat transfer coefficients are estimated from the experimental results. As the number of revolution of rotary disk, the air flow distribution increase, heat flux and overall heat transfer coefficients increase.

Key words : Recovery Ventilator, Heat Transfer Performance, Heat Flux, Overall Heat Transfer Coefficient,

I. 서론

요즘, 산업현장에서 사용되는 열회수용 열교환 시스템으로 일반 건축물에서 사용되는 열교환 장치를 그대로 사용하기에는 많은 제한들이 따른다(ASHRAE, 2000). 즉, 축사, 온실, 버섯재배사와 같은 장소는 일반 건물에서 이루어지는 작업 환경과는 전혀 다르며, 습도가 80%를 훨씬 상회한다(Park, 2004). 그리고 소각로 등 산업현장에서 100°C가 넘는 고온의 상황이 유지되는 곳이 많아 일반 열회수용 장치로는 제대로 작동이 되지 않는 경우가 많다(Webb, 1992). 이와 같은 폐단을 보완하기 위해 다양한 열교환장치가 제안되어 왔는데(Lim, 2002), 크게 로터리(rotary)형, 히트파이프(heat pipe)형 그리고 플레이트(plate)형으로 분

류할 수 있다(ASHRAE, 2005). 히트 파이프형은 빌딩과 같은 대규모 시설에 적합하나(Lim, 2008) 설치, 유지, 보수에 따른 비용 부담이 크며, 플레이트형은 공조기에 내장이 가능한 구조이지만 적절한 성능을 유지하기 위해 내부에 부착된 냉각 핀을 청소하는 것이 매우 불편하다(Barringer, 1989). 그리고 로터리형은 상대적으로 처리용량이 작지만 구조가 간단해서 가정, 사무실뿐만 아니라 축사, 온실, 버섯재배사, 지렁이 사육사 등의 소규모 용도에도 적합하다(Phillips, 1989). 그러나 주거 용도나 산업용도를 불문하고 눈에 보이는 단순한 폐열을 회수하는 차원이 아니라 계절에 따라 난방, 냉방, 제습 기능과 함께 외부의 각종 위험물질을 여과하여 청정한 실내공기를 유지하도록 환기하는 기능이 향후 열회수형 열교환기

[†] Corresponding author : 031-539-1973, chodh@daejin.ac.kr.ac.kr

* 이 논문은 2014학년도 대진대학교 학술연구비 지원에 의한 것임

기술 개발에 있어 중요한 과제라 할 수 있다(KS Association, 2003). 본 연구에서는 환경이 열악한 산업현장에 사용할 목적으로 눈에 보이는 단순한 폐열을 회수하는 차원뿐만 아니라 계절에 따라 난방, 냉방, 제습 기능과 함께 외부의 각종 위험 물질을 여과하여 항상 청정한 공기를 유지할 수 있는 공기 대 공기 방식의 폐열회수 환기장치에 대하여 회전원판의 회전수 변화와 열플럭스, 공기유속 변화에 대한 열전달 성능을 연구하였다.

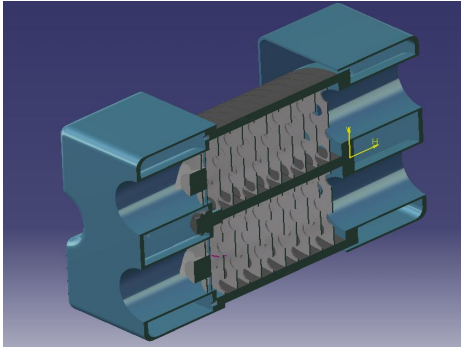
II. 실험장치 및 방법

1. 실험장치

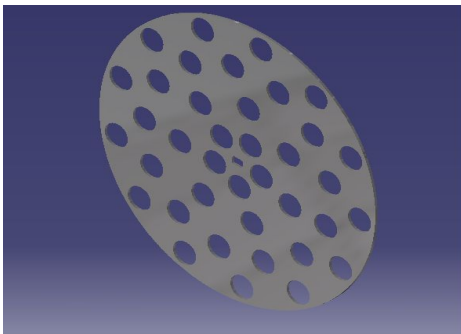
[Fig. 1]은 본 연구에서 사용된 폐열회수 환기장치의 3D도면을 나타낸다. 열회수 환기장치는 고·저온공기 유동용 송풍팬, 덕트, 시험용 폐열회수 환기장치, 슬라이닥스, 온도, 압력, 유속 측정 시스템, 풍량, 온도, 회전수 등의 제어시스템으로 구성하였다. 본 연구에서 사용된 폐열회수 환기장치는 유입 공기와 배출 공기 간에 교차류로 열교환이 이루어지도록 구성하였다. 그리고 열회수 환기장치는 내부에 흡입덕트와 배출덕트를 구비하는 본체와 흡입덕트와 배출덕트의 내부공간을 관통하면서 주축을 중심으로 회전되어 열을 이동시키는 다수의 전열판과 흡입덕트 및 배출덕트의 측면에 장착되어 공기를 송풍하고 배풍하는 한 쌍의 송풍팬 및 주축을 회전시키는 모터로 구성하였다(MITSUBISHI, 2006). 모터의 구동에 따라 주축이 회전하는 동시에 기어를 통해 양측의 송풍팬이 구동되면 폐열회수 환기장치의 좌측공간과 우측공간에는 각각 공기유입과 유출을 행하는 공기흐름이 발생된다. 주축과 함께 회전하는 전열판을 통과하는 유입, 유출 공기가 전열판에 타공된 많은 통공을 지날 때 전열판에 열을 전달하면서 연속적으로 열을 교환한다. 이에 따라 고온 공기가 보유하고 있는 열을 저온 공기에 전달하는 시스템으로 구성하여 열교환 장치를 구성하였

다. [Fig. 2]는 시험구간인 폐열회수 환기장치에서 고온 공기와 냉각 공기의 유·출입이 일어나는 부분을 나타낸 것으로 폐열회수 환기장치 내에서 회전하는 다공의 전열판 형상을 볼 수 있다. 그리고 [Fig. 2]는 다공의 전열판을 상세히 나타낸 것으로 전체 원판의 직경은 250mm이며 원판 내에 타공된 수많은 통공의 직경은 5mm이다. 전열판의 회전수는 1~120rpm의 범위에서 실험을 수행하였다. 전열판의 회전수를 제어할 수 있는 컨트롤러를 설치하여 임의의 회전수에서 실험할 수 있도록 구성하였다. [Fig. 3]은 폐열회수 환기장치의 내부 구조를 나타낸 것으로 전열부의 전체 길이는 500mm 이고, 열교환기 내부에는 여러 개의 전열판이 설치되어 고온 공기와 저온 공기 간에 열교환이 일어나게 된다. 본 연구에서는 개개의 전열판의 열전달 성능을 평가하기 위해 고온 공기측 입구로부터 하류 방향으로 18mm의 간격으로(즉, 전열판의 앞·뒤로) 온도 센서를 삽입하여 온도를 측정하였다. [Fig. 4]는 폐열회수 환기장치의 성능실험장치를 나타낸다. 고·저온 공기 유동용 송풍팬의 최대 풍량은 5m³/sec이며 덕트에서의 최대 공기의 유속은 10m/sec이다. 유속 제어컨트롤러를 설치하여 공기유속이 0~10m/sec의 범위에서 임의의 유속에서 실험할 수 있도록 구성하였다. 그리고 5kW 용량의 슬라이닥스를 설치하여 임의 열플럭스에서 실험데이터를 산출할 수 있도록 구성하였다. 특수 제작한 Pt 100Ω 백금 온도센서를 설치하여 고·저온 공기의 입·출구 온도를 측정하였다. 각 입·출구의 단면에 3점의 Pt 100Ω 백금 온도센서를 등 간격으로 설치하여 측정된 데이터의 평균값으로 실험데이터를 산출하였다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 시험구간에 12점의 Pt 100Ω 백금온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1°C 까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장하였다. 또한 핫 와이어를 덕트 입구에 설치하여 고·

저온 공기의 풍속을 측정하였다. 본 연구에서는 이와 같은 실험장치 구성과 방법에 의해 고·저온 공기의 풍량 변화에 대한 실험데이터를 산출하였다.



[Fig. 1] Interior structure of heat recovery ventilator with rotating porous disk



[Fig. 2] Detail of rotating porous disk



[Fig. 3] Heat recovery ventilator with rotating porous disk

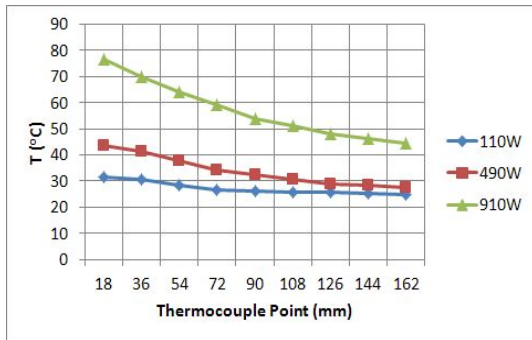


[Fig. 4] Experimental apparatus for heat recovery ventilator with rotating porous disk

Ⅲ. 결과 및 고찰

1. 고온공기 및 저온공기의 온도분포

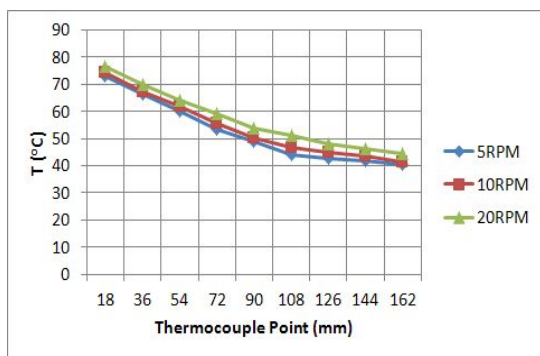
[Fig. 5]는 폐열회수 환기장치의 입구에서부터 출구까지에 유동하는 고온공기의 온도분포를 나타낸다. [Fig. 5]에 나타낸바와 같이 회전원판은 10mm 간격으로 10개를 설치하였다. 고온공기 측정용 온도센서는 회전원판과 회전원판의 가운데에 9점을 설치하여 고온공기의 온도를 측정하였다. 그리고 저온공기측에도 고온공기측과 동일하게 9점의 온도센서를 설치하여 저온공기 온도를 측정하였다. 그리고 온도센서는 Pt100Ω 백금센서를 사용하였다. 회전원판의 회전수는 20RPM으로 일정하게 유지하였다. 고온공기에 공급하는 열전달율은 슬라이더스로 조정하여 공급하였다. 열전달율은 110W, 490W, 910W의 세가지 조건에서 실험을 수행하였다. 이와 같은 실험조건에 실험한 결과는 [Fig. 5]에 나타낸바와 같이 폐열회수 환기장치의 입구에서부터 출구에 유동하는 고온공기의 온도분포는 출구로 갈수록 비례적으로 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 결과로부터 폐열회수 환기장치에 유동하는 고온공기로부터 회전하는 원판에 의해 저온공기로 열이 정상적으로 전달되었다. 그리고 고온공기의 온도가 증가함에 따라 열전달율이 증가되었다.



[Fig. 5] Temperature distribution with thermocouple point (20RPM)

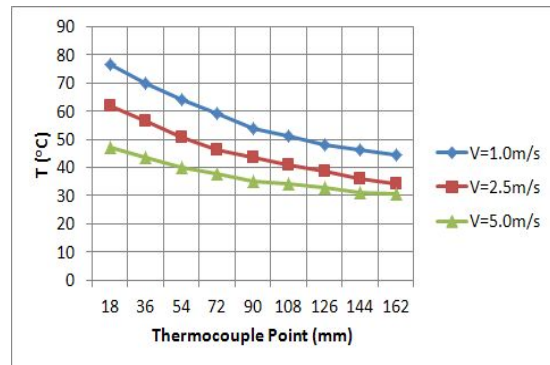
[Fig. 6]은 폐열회수 환기장치의 회전원판의 회전수 변화에 대한 입구에서부터 출구까지에 유동하는 고온공기의 온도분포를 나타낸다. 회전원판의 회전수는 5RPM, 10RPM, 20RPM의 3가지 조건에서 실험결과를 산출하였다. 고온공기에 공급하는 열전달율은 슬라이닥스로 조정하여 공급하였다. 열전달율은 910W의 조건에서 실험을 수행하였다.

이와 같은 실험조건에 실험한 결과는 [Fig. 6]에 나타낸바와 같이 열회수 환기장치의 입구에서부터 출구에 유동하는 고온공기의 온도분포는 회전원판의 회전수가 증가함에 따라 온도분포가 증가하였다. 그러므로 이와 같은 결과로부터 회전원판의 회전수가 증가함에 따라 열회수 환기장치의 열전달율이 증가되는 것으로 고려된다.



[Fig. 6] Temperature distribution with thermocouple point (910W)

[Fig. 7]은 폐열회수 환기장치에 유동하는 고온공기의 유속 변화에 대한 입구에서부터 출구까지에 유동하는 고온공기의 온도분포를 나타낸다. 고온공기의 유속은 1m/s, 2.5m/s, 5m/s의 3가지 조건에서 실험결과를 산출하였다. 고온공기에 공급하는 열전달율은 슬라이닥스로 조정하여 공급하였다. 열전달율은 910W의 조건에서 실험을 수행하였다. 그리고 회전원판의 회전수는 20RPM으로 일정하게 유지하였다. 이와 같은 실험조건에 실험한 결과는 [Fig. 7]에 나타낸바와 같이 열회수 환기장치의 입구에서부터 출구에 유동하는 고온공기의 온도분포는 공기유속이 증가할수록 감소하였다. 공기온도 감소량보다 유동공기의 질량이 크게 증가하므로 고온공기의 유속이 증가할수록 열전달율이 증가되는 것으로 고려된다.



[Fig. 7] Temperature distribution with thermocouple point (20RPM, 910W)

2. 열전달율 및 총괄열전달계수

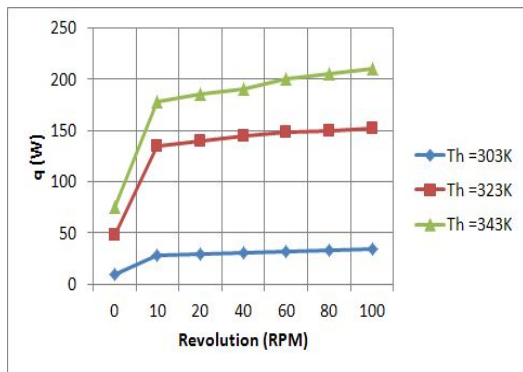
[Fig. 8]은 회전원판의 회전수 변화에 대한 열전달율을 나타낸다. 고온공기와 저온공기의 열전달율은 식(1)과 (2)를 이용하여 구하였다.

$$q = \rho_h Q_h c_{p,h} \Delta T_h \text{ (고온측)} \quad (1)$$

$$q = \rho_c Q_c c_{p,c} \Delta T_c \text{ (저온측)} \quad (2)$$

[Fig. 8]에 나타낸바와 같이 고온공기의 온도는 303K, 323K, 343K의 3가지 조건에서 실험을 수

행하였다. 그리고 회전원판의 회전수는 0~110RPM 범위에서 6가지 조건으로 등분하여 실험을 수행하였다. [Fig. 8]의 그래프에서 나타낸바와 같이 회전원판의 회전수가 0일 때는 고온공기측에서 저온공기측으로 순수하게 원판의 전도에 의해 열전달이 되는 현상이다. 그러므로 회전원판이 정지한 상태에서 고온공기측에서 저온공기측으로 열전달율보다 회전원판이 회전할때가 열전달율이 크게 향상되었다. 회전원판이 회전할 때의 열전달은 전도열전달과 대류열전달이 동시에 일어나므로 열전달율이 크게 향상되는 것으로 판단된다. 그리고 회전수가 증가함에 따라 열전달율이 증가되었다. 이와 같은 결과는 회전원판의 회전수가 증가할수록 공기유속이 증가하므로 대류열전달계수가 증가되어 열전달율이 증가되는 것으로 고려된다.



[Fig. 8] Heat transfer rate with RPM

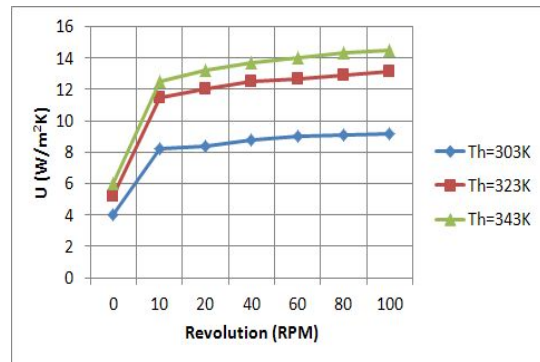
[Fig. 9]는 회전원판의 회전수 변화에 대한 총괄열전달계수를 나타낸다. 고온공기와 저온공기의 총괄열전달계수는 식(3)을 이용하여 구하였다 (Incropera, 2014).

$$q = UA\Delta T_m \quad (3)$$

여기서 U는 총괄열전달계수[W/m²·K], 그리고 ΔT_m는 대수평균온도차를 나타내며 다음과 같다.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right]} \quad (4)$$

[Fig. 9]에 나타낸바와 같이 고온공기의 온도는 303K, 323K, 343K의 3가제 조건에서 실험을 수행하였다. 그리고 회전원판의 회전수는 0~110RPM 범위에서 6가지 조건으로 등분하여 실험을 수행하였다. 회전원판이 정지한 상태에서 고온공기측에서 저온공기측으로 열전달율보다 회전원판이 회전할때가 총괄열전달계수가 크게 향상되었다. 회전원판이 회전할 때의 열전달은 전도열전달과 대류열전달이 동시에 일어나므로 총괄열전달계수가 크게 향상되는 것으로 판단된다. 그리고 회전수가 증가함에 따라 총괄열전달계수가 증가되었다. 이와 같은 결과는 회전원판의 회전수가 증가할수록 공기유속이 증가하므로 대류열전달계수가 증가되어 총괄열전달계수가 증가되는 것으로 고려된다.



[Fig. 9] Overall heat transfer coefficient with RPM

IV. 결론

본 연구에서 특수한 조건의 산업현장에 적용할 수 있는 로터리형 폐열회수 환기장치의 성능을 실험적으로 연구를 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

- (1) 폐열회수 환기장치의 입구에서부터 출구에

- 유동하는 고온공기의 온도분포는 출구로 갈수록 비례적으로 감소하므로, 환기장치에 유동하는 고온공기로부터 회전하는 원판에 의해 저온공기로 열이 정상적으로 전달되었다.
- (2) 고온공기의 온도가 증가함에 따라 열전달율이 증가되었다.
 - (3) 고온공기의 유속이 증가할수록 열전달율이 증가되었다.
 - (4) 회전원판이 정지한 상태에서 고온공기측에서 저온공기측으로 열전달율보다 회전원판이 회전할때가 열전달율과 총괄열전달계수가 크게 증가되었다.
 - (5) 회전원판의 회전수가 증가할수록 공기유속이 증가하므로 대류열전달계수가 증가되어 열전달율과 총괄열전달계수가 증가되었다.

References

- ASHRAE Handbook-Systems and Equipment(2000). "Air-to-Air Energy Recovery", AHHRAE, pp. 44.1~44.19.
- ASHRAE Handbook-Fundamentals(2005). "Psychrometrics", AHHRAE, 6.1~6.17.
- C. G. Barringer & C. A. Mcgugan(1989). "Effect of Residential Air-to-Air Heat and Moisture Exchangers on Indoor Humidity", ASHRAE Transactions 95(2), 461~474.
- E. G. Phillips · R. E. Chant · B. C. Bradley & D. R. Fisher(1989). "A Model to Compare Freezing Control Strategies for Residential Air-to-Air Heat Recovery Ventilators", ASHRAE Transactions 95(2), 454~483.
- F. P. Incropera & D. P. DeWitt(2014). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, NY.
- Kim, S. H. · Shin H. M. & Kim C. J.(2005). A Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in Air Flow Channels of a Plate Fin-tube Matrix for Heat Pipe Heat Sinks, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 29, No. 8, 862~869.
- Korean Standards Association(2003). KS Air Conditioner:KS C 9306.
- Lim, T. W. · Park, J. U. & Kim. J. H.(2002), A Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Flow Boiling of Binary Mixtures in a Uniformly Heated Horizontal Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 14(2), 177~190.
- Lim, T. W. & You, S. S.(2008), A Study on the microcooling Fin Fabrication Process for Enhancing Boiling Heat Transfer, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 19(3), 366~372.
- MITSUBISHI(2006). "Lossnay Technical Report".
- Webb, R. L. & Jung, S. H.(1992). Air-Side Performance of Enhanced Brazed Aluminum Heat Exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 98. 391~401.
- Park, J. U. & Cho, D. H.(2004), A Study on Heat Transfer Characteristics of Helical Coiled Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 16(2), 257~270.

-
- 논문접수일 : 2014년 09월 26일
 - 심사완료일 : 1차 - 2014년 10월 27일
 - 게재확정일 : 2014년 11월 07일