

# 공기대 공기 에너지 회수

- 출처 : ASHRAE Journal, 2000년 5월호 pp. 31-42
- R. W. Besant, MSE, P.Eng  
(캐나다 University of Saskatchewan의 명예교수)
- C. J. Simonson, Ph.D.  
(핀란드 Technical Research Center의 연구원)



한 화 택

**요약**

실내공기질과 환기풍량 그리고 HVAC 관련 비용은 서로 밀접한 관계가 있다. 공기대 공기 열교환기를 이용하여 급기를 가열 또는 냉각함으로써 제습이나 가습의 필요성을 크게 줄일 수 있다. HVAC 설치 및 운전비용을 결정하는 가장 중요한 요소는 소요환기량, 기후변수, 열교환기 성능변수 그리고 운전기간 등이다.

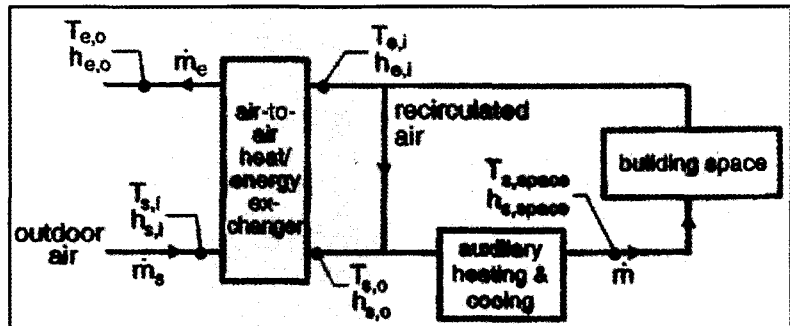
현재 여러 가지 공기-공기 열교환기가 이용되고 있다. HVAC 엔지니어들은 열교환기의 선택, HVAC 시스템과의 통합, 성능 변수, 용량이나 크기, 초기비용 회수기간 등과 같은 사항에 관심이 있을 것이다. 본고는 특정한 설계문제에 대한 구체적인 결과를 제시하지는 못하지만 열교환기 사용에 관련된 개략적인 방향을 제시하고자 한다.

나 유지관리에 있어서 양호한 특성을 보인다. 그러나 전형적인 HVAC 응용에 있어서 외기온도가 설정온도(예 : 15°C) 보다 낮아질 경우에만 사용될 수 있기 때문에 초기투자비를 회수하기 위해서는 여러 해가 소요된다.

일반적으로 온난 기후에서는 경제적이지 못하지만 그림 2ab와 같이 건조지방에서 증발 쿨러로 이용하거나 예비냉각기나 재열기로 이용할

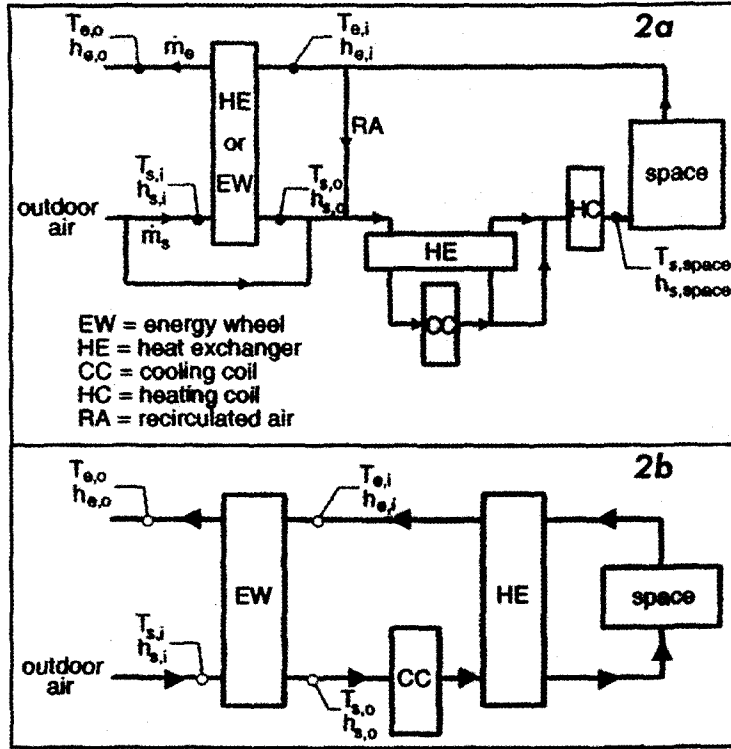
## 기류형상과 장치

수십 년 전부터 평판형, 재생철, 히트파이프 등의 열교환기가 개발되어 주로 현열을 회수하는데 이용되어 왔다. 이러한 수동적 장치를 이용한 기본적인 시스템 개략도가 <그림 1>에 나타나 있는데 성능에 있어서



<그림 1 공기-공기 열교환기를 가진 HVAC 시스템의 개략도>

한 화 택 국민대학교 기계자동차공학부(hhan@kmu.kookmin.ac.kr)



a) 현장설치 재순환 시스템      b) 열회수 패키지 에어컨 시스템

〈그림 2〉 공기대 공기 열/에너지 회수 장치 개략도

경우 유리하다. 그림 2a시스템은 급기를 완벽하게 제어할 수 있는 반면에, 그림 2b는 재순환이 없기 때문에 난방기의 경우 보조 가열기에 의존한다. 그림 2b는 배기에 에너지 휠을 현열교환기와 함께 설치하고 있으며 현재 천장매설용으로 사용되고 있다.

에너지 휠 (또는 엔탈피 휠)은 표면에 제습제가 코팅되어 있어서 현열 뿐만 아니라 습기도 교환하는 전열교환기이다. 이것이 개발되어 열 및 습기전달에 관한 경제 상쇄점을 변경시켜 놓았다. 동일한 장치와 기류형상으로 여름과 겨울에 공히 사용될 수 있기 때문이다. 따라서 현열교환기에 비하여 운전기간이 매우 길다. 이코노마이저가 사용되는 중간기에는 급기를 바이패스시킨다.

여기서 모든 열교환기에 대하여 엔탈피가 교환되는 것이 아니라 에너지가 보존되는 것이지만 에너지(엔탈피) 휠이라고 한다. 게다가 출구에서의 상태가 습공기선도에서 입구 상태와 연결하는 직선상에 있을 필요가 없다. 이것은 회전 휠에 코팅된 건조제의 흡습 및 탈습 특성이 온도에 따라서 변화한다는 것을 의미한다. 에너지휠은 열과 물질전달이 복합되어 일어나기 때문에 현열교환기에 비하여 그 특성이 매우 복잡하다.

## 성능변수

응축이나 착상과 같은 상변화가 없는 경우에는 열교환기의 성능은 입구온도에 무관하다. 따라서 공기-공기 열교환기의 실제 열전달량은 현열교

환 효율에 최대 가능 열전달량을 곱한 것과 같다.

$$\begin{aligned}
 Q_{be} &= C_s(T_{s,i} - T_{s,o}) \\
 &= \dot{a}_s C_m(T_{s,i} - T_{e,i}) \\
 &= \dot{a}_s C_m \Delta T
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서  $C_s$ 는 급기의 열용량,  $C_m$ 은 급기와 배기 중 열용량 최소값, 그리고  $T_s$ 와  $T_e$ 는 각각 급기 및 배기온도이다. (i=입구, o=출구)

따라서 열교환효율을 제조업체에서 구하고 입구온도와 풍량과 같은 운전조건만 알면 열교환량을 계산할 수 있다. 반면에 에너지휠의 성능을 위해서는 현열과 잠열부분에 대한 두 개의 독립적인 효율이 필요하므로 계산이 그리 간단하지 않다.

$$\begin{aligned}
 Q_{bc} &= \dot{m}_s(h_{s,i} - h_{s,o}) \\
 &= \dot{a}_i \dot{m}_m(h_{s,i} - h_{e,i}) \\
 &= \dot{a}_i \dot{m}_m \Delta h \quad (2)
 \end{aligned}$$

여기서  $\dot{m}$  은 질량유량,  $h$ 는 엔탈피, 그리고  $\epsilon$ 는 총 에너지/엔탈피효율이다.

전열효율 또는 엔탈피 효율은 두 개의 효율과 운전조건을 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$\epsilon_t = \frac{\epsilon_s + H^* \epsilon_i}{1 + H^*} \quad (3)$$

여기서  $H^*$ 는 입구조건에서의 현열대 잠열비로서 다음의 식으로 구한다.

$$H^* = \frac{1}{SHR} - 1 = K \frac{\Delta W}{\Delta T} = K \frac{W_{s,i} - W_{s,i}}{T_{s,i} - T_{e,i}} \quad (4)$$

여기서  $K = 2500^\circ\text{C}/(\text{kg}/\text{kg})$ 이다. 이렇게 복잡한 이유는 세가지의 효율이 운전조건 변수에 따라서 변하기 때문이다. 주어진 급기 및 배기풍량

에 대하여 일정하지 않고 현열비에 의존한다.

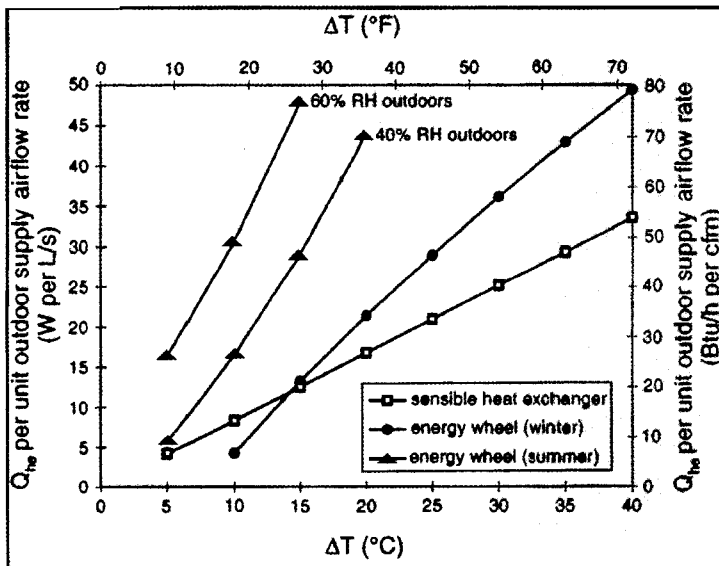
우선 일차적인 근사로 효율이 일정하다고 가정한다. 실제로 효율은 실외 온도와 습도에 따라서 5-10% 정도 변화한다. 외기온도와 습도가 증가할 때 ( $H^*$  증가), 보통 효율은 감소한다. 이러한 계산은 현열교환기 보다는 복잡하지만 스프레드시트 같은 프로그램을 이용하여 해석이 가능하다.

### 현열 또는 전열교환기의 선택

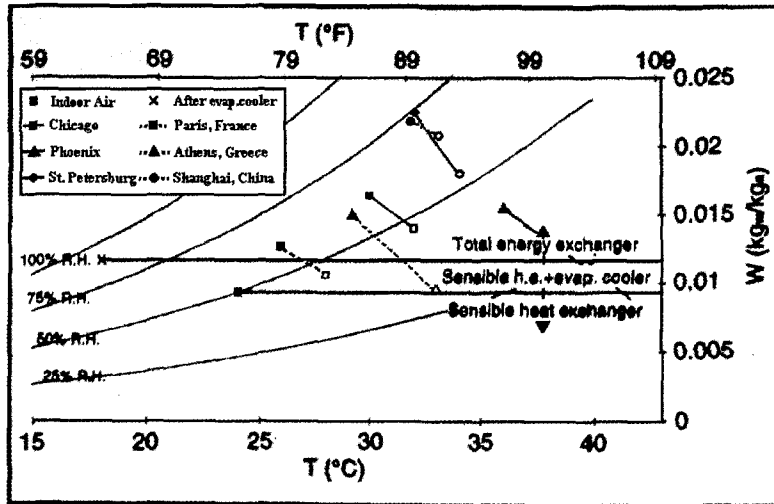
열회수량 산정에는 실내외의 온도차가 매우 중요하기 때문에 열교환기를 선택하기 위해서는 연중 기상데이터가 필수적이다. <그림 3>은 현열 및 전열교환기에 대하여 효율을 70%로 가정하고 실내외 온도차에 따른 단위 급기량 당 에너지 회수율을 보여주고 있다. 전열교환기는 습도에 관계하므로 여기에 하나의 겨울조건과 두 가지의 여름조건을 보이고 있다. 겨울철에는 실내 조건은 22°C, 30%RH이고 실외조건은 80%RH이다. 여름에는 실내조건은 24°C, 50%RH이고 실외조건은 40% 또는 60%RH이다.

<그림 3>에서 여러 온도 및 습도조건에서 급기량에 따른 열회수율을 추정할 수 있다. 실내외 온도차가 10°C이고 외기습도가 60%인 여름철에 단위 풍량(L/s)당 31W이 회수된다. 1000L/s인 경우, 31kW의 냉동기 운전비용을 줄일 수 있다는 의미이다. 즉 그림 3과 같은 결과를 이용하여 설계자는 냉동기나 보일러 등 열원기기의 용량을 줄일 수 있는 범위를 추정할 수 있다.

<그림 3>은 현열교환에 비하여 전열교환이 특히 냉방기



<그림 3> 여러 운전조건에서의 현열 및 전열교환에 의한 외기풍량당 에너지 회수율



〈그림 4〉 최대의 에너지회수를 보이는 냉방시 현열교환과 전열교환에 의한 습공기선도. 비교하기 위하여 일부 도시의 1% 여름 설계조건이 표시됨. (WB/MDB: 흑색 표시 DB/MWB: 백색표시)

에 열회수율이 높다는 것을 보여준다. 예를 들어 온도차가 10°C일 때 2배 (40%RH)에서 4배 (60%RH) 정도 크다. 난방기에는 온도차가 15°C 이상일 때 전열교환기의 열회수율이 높으며 15°C보다 작을 때는 현열교환기나 전열교환기 모두 과열방지 제어가 필요하다. 전열교환기는 과가습제어도 필요하다.

여러 기후 조건에 따른 열교환기의 선택을 돕기 위하여 그림 4에 습공기 과정을 나타내었다. 〈그림 4〉는 몇몇 지방의 1% 여름철 설계조건 WB/MDB와 DB/MWB를 보이고 있다. 현열교환기와 함께 증발냉각기를 사용하는 것이 대부분 유리하고, 건조지방에서는 증발냉각기를 함께 사용하는 것이 유리하다. (증발냉각기는 냉방기에 현열교환기의 열전달량을 항상 증가시킨다.) 그림 4에 나타난 바와 같이 보통 비습도 (Humidity ratio)가 0.012kg/kg 이상일 때는 에너지 회율이 유리하다.

그림 4에는 난방철에 대한 것은 포함하고 있지 않다. 겨울철에 가습이 되고 있는 경우, 대부분 전열교환이 유리하다. 가습이 되지 않는 경우

에도 에너지회율이 약간 높은 습도를 유지할 수 있게 해주고 이것이 건강과 쾌적성에 도움이 된다.

그림 3과 4에서 언급한 설계조건에 대한 열회수량 뿐만 아니라 비설계조건에 대하여도 고려하여야 열교환기를 선정하여야 한다. 온도차와 습도차는 시간에 따라서 변화하기 때문에 보다 정확한 에너지 절감효과를 알아내기 위해서는 시간대별 기상데이터와 운전조건을 이용하여야 한다. 온습도 빈도나 시간대별 기

상데이터를 이용한 건물에너지 시뮬레이션을 통하여 이러한 문제를 해결할 수 있을 것이다.

물론, 그림 3과 4는 중요한 설계변수들을 단순화한 것이다. 왜냐하면 HVAC 설계문제는 고유한 제한조건과 요구조건이 있기 때문이다. 예를 들어 이코노마이저를 이용하는 경우, 열교환기는 중간기에는 사용하지 않는다. 이때 열과 습도전달을 제어하는 기능이 필수적이다. 각각의 장치는 고유한 제어방식을 사용한다. (평판형은 바이패스, 에너지휠은 회전속도나 바이패스, 런어라운드 송풍 바이패스, 히트파이프는 경사제어나 바이패스) 또한 후반기에는 착상되어 공기통로가 차단될 수 있으므로 제어되어야 한다.

각각의 열/에너지기기 제조사는 각각의 장치에 대한 착상제어 방식을 제시하여야 한다. 착상은 직교류형 열교환기의 경우 보통 외기온도가 -10°C 이하일 때, 기타 대항류형은 -20°C 이하일 때 발생한다. 어떤 경우에는 급기와 배기덕트가 인접하여 설치하지 못하는데 이러한 경우에는 런어라운드 열회수시스템이 유일한 대안이 될

것이다.

또 어떤 경우에는 배기에 유해한 오염물에 포함되어 있어서 교차오염이 1% 이내로 하더라도 에너지회율은 좋은 방법이 되지 못할 수 있다. 다른 경우에는 덕트내 압력차가 커서 에너지회로부터 공기누설이 생기고 평판 열교환기는 구조적으로 변형되기도 한다. 이것은 가능한 제한조건을 보여주기 위한 몇 가지 예에 불과하다. 참고문헌에 더 많은 예를 보인다.

### 예비 비용고려

전에는 공기-공기 열교환기의 회수기간을 보통 수년 (1-5년) 정도로 생각하였다. 이것은 보일러나 냉동기의 용량축소에 따른 경비절감은 고려하지 않은 것이고 외기도입을 많이 함으로써 보다 쾌적한 실내공기질을 유지하는 것에 대한 이득을 고려하지 않은 것이다.

반면 에너지회율의 경우 특히 고온다습지역에서 투자회수가 대단히 빠르다. 모든 변수들을 고려한다 해도 에너지회를 이용한 HVAC 설계가 대부분의 경우 초기투자비가 적다. 운전비용의 절감은 추가되는 이득이다. 그림 3과 4에 있는 데이터는 이러한 사실을 증명해 주고 있다.

공기-공기 열/에너지 회수장치는 L/s당 약 \$5이고 냉난방기기 비용은 kW당 \$100-\$350 정도이다.

여기에 보인 초기비용은 신설 시스템에 대한 것이고, 기존 시스템을 개보수하여 열교환기를 추가하는 경우에는 좀더 비용이 든다. 개보수 비용을 추산하기 위해서는 고유한 제한조건들에 대하여 고려하여야 한다.

HVAC 설계는 많은 경우 작동은 되나 최적설계는 아니다. 설계자는 필요 설계조건들이나 최대부하를 맞추었는가, 신뢰성이 있는가, 작동하면 유지관리가 용이한가 등이다. 결과적으로 송풍기, 펌프, 보일러, 냉동기 등은 대개 과설계되고, 반면 덕트는 과소설계되어 덕트 풍량분포가

제대로 되지 못한다. 이러한 전략은 장치를 교체하지 않아도 되기 때문에 시스템 실패나 법정소송의 위험성을 줄여줄지 모른다. 그러나 풍량조정은 필요하게 될 것이다.

### 용량 최적화 및 최소생애운전비용

공기-공기 열/에너지 회수장치에 대하여는 과소설계나 과대설계에 따른 최대부하를 맞추지 못할 위험성이 없기 때문에 설계에 있어서 새로운 전략이 필요하다. 어떠한 크기를 선정하더라도 작동하고 약간의 에너지 절감을 가져온다. 여기서 생애비용의 최적화가 필수적이다.

모든 비용요소들을 고려하여 공기-공기 열교환기를 선정하는 것은 매우 복잡하다. 우선 간단한 방법에 관하여 설명하고 후에 복잡한 최적설계 문제에서 발생하는 어려운 점에 관하여 토의한다.

HVAC 공기-공기 열회수장치의 총 생애비용은 다음과 같다.

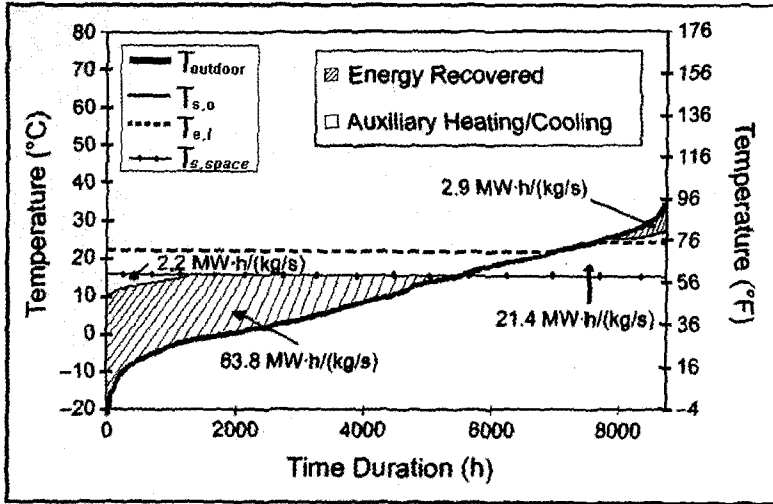
$$C_T = C_c + C_o \quad (5)$$

여기서  $C_c$ 는 초기투자비용이고  $C_o$ 는 보조에너지 사용비용이다. 초기투자비용 주로 열교환효율, 열 및 물질전달면적, 그리고 재질의 종류 등에 달려있다. 보통 효율이 높고 전열면적이 크면 초기비용이 크다. 보조에너지 비용은 냉방, 난방, 송풍에 필요한 HVAC 운전비용이다. 열교환기의 효율이 높으면 에너지 비용이 감소한다. 그러나 어떤 경우에는 냉난방비용의 절감을 위해서 송풍비용이 증가할 수 있다. 단순해석에서는  $C_o$ 는 냉난방 비용만 포함한다.

$$C_o = P_{avg} C_{e,i} \int_0^{t_{avr}} |Q_{aux} - Q_{bc}| dt \quad (6)$$

여기서

$P_{avg}$  : 생애비용에 대한 현재가치 수정변수 (예



〈그림 5〉 연중 온도변화에 따른 현열교환량과 보조 냉난방 에너지(시카고, 100%외기)

10에서 20)

- $C_{e,i}$  : 난방(i=h)과 냉방(i=c) 열에너지 비용
- $Q_{aux}$  : 열교환기가 없을 때 필요한 열에너지
- $Q_{he}$  :  $Q_{aux} < Q_{rec}$ 일 때 열교환기에 의한 열전달량
- $t_{sur}$  : 연간 가동시간 (최대  $24 \times 365 = 8760$ 시간)

냉난방 에너지에 대한 적분값이 그림 5와 6에서 빗금면적으로 나타나 있다. 시카고 기상데이터를 이용하였고 겨울철 실내조건은 22°C, 30%RH, 여름철은 24°C 50%RH로 하였다. 급기조건은 년중 15°C, 50%RH로 일정하게 하였고 100% 외기조건으로 하였다. 실제 건물에서는 급기조건과 실내조건이 변화하지만 여기서는 단순화하여 일정하다고 가정하였다.

## 현열 열교환기

〈그림 5〉에서 검게 칠해진 면적은 현열교환기에 의한 에너지 회수량이고 빗금으로 표시된 면적은 외기를 15°C로 만들기 위하여 필요한 보조 냉난방에너지량을 나타낸다. 외기도입량이 1.2kg/s (1000L/s)인 건물에서 현열 교환되는 양

은 겨울철에 76600kWh 이고 여름철에는 3500kWh이다. 보조난방에너지는 2700kWh이고 보조냉방에너지는 25700kWh이다. 난방 및 냉방비용이 각각 \$ 0.05 / kWh와 \$0.15/kWh라고 하면 연중 현열교환에 의하여 \$4400을 절약한 셈이 된다.

이 해석은 효율이 70%라고 가정했을 때이다. 효율이 증가하면 소요 냉난방에너지가 감소

하고 보일러와 냉동기의 용량을 감소시키지만 열교환기의 초기투자비가 늘어난다. (또 송풍에너지 사용량이 증가한다.) 마찬가지로 효율이 감소하면 보조 냉난방 비용을 증가시키나 열교환기의 초기비용은 적게 든다.

피크 냉방 및 난방부하조건에서 환기부하의 비중이 크므로, 그림 5에서와 같이 공기-공기 열교환기가 필요한 열원기기의 용량을 변화시킬 수 있다. 현열만 고려하면 환기를 위한 보조 냉난방 피크부하는 각각 85%와 40%로 감소된다. 최적 효율은 에너지가격, HVAC 부품가격, 그리고 건물운전에 관한 감도해석을 통하여 구할 수 있다. 총 비용과 효율과의 관계 그래프에서 최소생애비용을 구한다. 물론, 해석적으로 구한 최적조건을 CT를 계산하는 식5에 대입하여 다음을 확인하여야 한다.

$$C_r(\text{with he}) < C_r(\text{with no he}) \quad (7)$$

이러한 투자가 유리하다면 다음은 얼마나 유리한가를 투자 회수기간을 통하여 알아보아야 한다. 공기-공기 열교환기의 단순한 투자회수기간( $P_{pb}$ )이나 투자 회수율 (ROI)은 다음의 식으로

구해진다.

$$P_{PB} = \frac{1}{ROI} = \frac{C_c P_{uf}}{[C_o(\text{with no be}) - C_o(\text{with be})]} \quad (8)$$

$P_{pb}$  가 1년 이내인 경우에도 최적 효율의 설계가 최대 비용절감을 가져온다. 앞의 해석에서 (평판형, 히트파이프 열교환기) 급기를 가열 또는 냉각하는 공기-공기 열교환기의 응용에 이용될 수 있는 단순화 가정들을 이용하였다. 착상의 영향을 무시하였고 급기를 응축하는데 사용되는 에너지는 해석에 포함되지 않았다.

순환된 공기를 외기와 혼합하여 공급하는 이코노마이저를 사용하는 HVAC 시스템에서 급기는 열교환기를 바이패스하여 온도가 최소값을 갖도록 하여야 한다. 이코노마이저를 통과하는 공기가 열교환기를 통과하지 않으므로 열회수에 의한 이득을 볼 시간이 줄어든다. 이코노마이저가 없으면 급기온도는 약 15°C가 된다. 이 외기 온도로부터 배기온도까지 이코노마이저는 냉방 부하를 줄이거나 없애는데 사용된다. 외기가 24

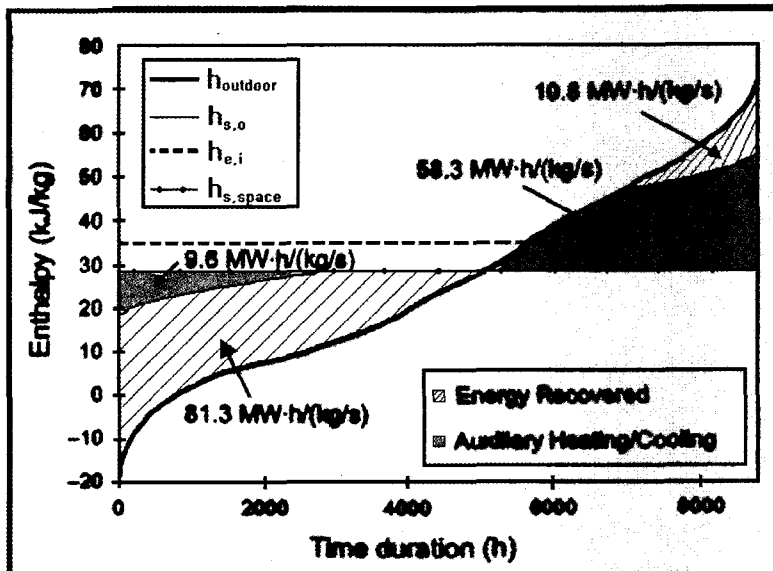
°C 이하에서 냉방부하를 이코노마이저로 충당할 수 있으면 보조냉방 에너지는 그림 4에서 1500kWh가 될 것이다.

비록 그림 5에서 현열교환에 의하여 에너지 절감이 겨울철에는 많으나 여름철에는 제한적이다. 그리고 그림 5의 결과는 단지 현열교환만을 포함하고 습도가 겨울에는 매우 높고 여름에는 매우 낮을 것이라는 사실을 무시하고 있다. 엔탈피 해석이 습도제어를 포함하는 건물의 에너지 전달량을 보다 정밀하게 표현할 것이다.

### 에너지 휠

현열교환기보다 현열과 잠열을 동시에 전달하는 에너지 휠의 크기를 결정하는 것이 더 어렵다. <그림 6>은 현열교환기의 경우와 유사하게 회수된 에너지와 보조 냉난방 에너지를 보여주고 있다. 시카고에서 피크 환기 에너지가 겨울에 80% 여름에 40% 절감효과가 있다.

그림 5에 비하여 그림 6에서 검게 또는 빗금으로 표시된 부분의 면적이 넓다. 그림 6은 겨울철에는 가습을 여름철에는 제습을 포함하고 있기 때문이다. 여름철에는 습도제어를 하나 겨울철에는 보통 습도제어를 하지 않으므로 그림 5와 6은 모두 현실에서 벗어나며 단지 에너지 절감 잠재력과 생애비용 해석을 제시한다. 그림 5는 겨울조건에 적합하고 그림 6은 여름철 조건에 더욱 적합하다. 급기량이 1.2kg/s



<그림 6> 연중 외기엔탈피에 따른 전열교환량과 보조 냉난방 에너지(시카고, 100% 외기)

(1000L/s)인 경우 에너지휠에 의한 겨울철 에너지 절감은 97600kWh 이고 여름철에는 12900kWh 이다. 또 보조난방에너지는 11500kWh이고 보조 냉방에너지는 70000kWh이다. 난방과 냉방비용이 각각 \$0.05/kWh와 \$0.15/kWh라고 할 때 에너지휠로 인해 한해에 \$6800을 절감할 수 있다. 앞서서와 마찬가지로 효율은 70%로 가정되었다.

## 유지관리와 신뢰성

앞에서 언급한 바와 같이 공기-공기 열교환기는 우수한 유지관리 특성을 보인다. 에너지휠의 사용역사는 그리 길지 않다. 장기간 사용에 따른 성능에 관한 의문이 있기는 하다. 그럼에도 불구하고 건조기로서 제습휠을 오랜기간 사용한 경험에 비추어 볼 때, 제습코팅이 용제나 유기화합물 또는 먼지등에 의하여 오염되거나 파손되지 않으면 열교환기도 동일한 장기간 성능을 보일 것이다. 에너지휠이 훨씬 낮은 온도에서 작동할 지라도 건조기와 거의 유사한 제습코팅을 사용할 수 있으므로 유사한 장기간 성능과 공기 속 오염물질에 의한 파손특성을 보일 것이다. 적절한 필터를 이용하고 설계가 제대로 이루어진다면 그러한 가능성은 매우 적을 것이다.

## 결론

공기-공기 열교환기를 설치하는 것은 비용면에서도 유리할 뿐 아니라 신뢰성이 좋은 방법이다. 여러 기후조건과 넓은 응용범위에 걸쳐 에너지휠이 선호되고 있고 기타의 경우에는 현열교환기가 선호된다. 본고는 공기-공기 열/에너지 회수를 이용하여 초기설치비용과 보조난방 장치의 운전비용을 절감할 수 있다는 사실을 보여 주고 있다. 개보수에 적용되면 투자회수기간은 몇 년이 될 것이나 신설건물의 경우에는 에너지 회수를 하지 않는 시스템을 설치하는 것과 별반

초기비용이 다르지 않기 때문에 투자회수가 즉각적이다. 따라서 투자없이 에너지 절감을 가져온다는 뜻이 된다.

공기대 공기 열 및 습기교환은 다음과 같은 이유에서 HVAC 설계에 중요하다.

- (1) 보조 열기기의 피크 사용량과 연간 부하, 그리고 초기 및 운전비용을 절감한다.
- (2) 환기풍량을 크게 하여 최소한의 보조에너지 비용으로 보다 양호한 IAQ를 제공한다.

### 〈참고문헌〉

1. 1996 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment, Chap. 44, Air-to-Air Heat Recovery.
2. Dhital, P., R.W. Besant and G.J. Schoenau, 1995. "Integrating run-around heat exchanger systems into the design of a large office building." ASHRAE Transactions, 101(2):979-91.
3. Paarporn, S. 1999. "Runaround loop heat recovery with dehumidification system." ASHRAE Journal, 41(6):32-38.
4. Simonson, C.J. and R.W. Besant, 1999. "Energy wheel effectiveness. Part I-Development of dimensionless groups." Int. J. Heat Mass Transfer, 42(12):2161-170.
5. Simonson, C.J. and R.W. Besant, 1999. "Energy wheel effectiveness. Part II-Correlations," Int. J. Heat Mass Transfer, 42(12):2171-185.
6. Stiesch, G., S.A. Klein and J.W. Mitchell, 1995. "Performance of rotary heat and mass exchanger." Int. J. HVAC&R Research, 1(4):308-23.
7. 1997 ASHRAE Handbook-Fundamentals.
8. Green, G.H. 1985. "Indoor relative humidities in winter and the related absenteeism," ASHRAE Transactions, 91(1B):643-53.
9. Toftum J. and P.O. Fenger, 1999. "Air



- humidity requirements for human comfort.”  
ASHRAE Transactions, 105(2).
10. Brandemuehl, M.J. and J.E. Braun. 1999.  
“The impact of demand-controlled and  
economizer ventilation strategies on energy use  
in buildings.” ASHRAE Transactions, 105(2).
11. Simonson, C.J., W. Shang and R. W. Besant.  
2000. “Part load performance of energy  
wheels: Part I. Wheel speed control, Part II.  
By-pass control and correlations.” ASHRAE  
Transactions, 106(1) ⑤

Translated by permission from ASHRAE Journal, copyright Vo 1, 42, No. 5,  
2000, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,  
Inc. The original English language version of this translation is available from  
ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329 USA(www.ashrae.org).  
SAREK is solely responsible for the accuracy of this translation.