

회전식 폐열회수 환기유닛의 공기누설 및 전열특성에 관한 실험적 연구

한 화 택*, 김 민 규*

국민대학교 기계자동차공학부, *국민대학교 대학원

An Experimental Study on Air Leakage and Heat Transfer Characteristics of a Rotary-type Heat Recovery Ventilator

Hwataik Han^{*}, Min-Kyu Kim^{*}

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

^{*}Graduate School, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received August 2, 2004; revision received October 4, 2004)

ABSTRACT: This study investigates the air leakage and heat transfer characteristics of a rotary-type air-to-air heat exchanger with a fiber polyester matrix. The leakage airflow rate is measured using a tracer gas method for various ventilation rates and rotational speeds of the matrix wheel. A correlation equation for air leakage is obtained by combining the pressure leakage and the carryover leakage. The pressure leakage is observed to be a function of ventilation airflow rate only, and the carryover leakage is found to be a linear function of rotational speed. The real efficiency of the heat exchanger can be obtained from its apparent efficiencies by taking into account the air leakage ratio. As the ventilation rate increases, the heat recovery efficiency decreases. As the rotational speed of the matrix increases, the efficiency increases initially but reaches a constant value for the rotational speeds over 10 rpm.

Key words: Air-to-air heat exchanger(공기대 공기 열교환기), Heat recovery(열회수), Rotary type(회전식), Carryover leakage(이행누설), Pressure leakage(압력누설)

기 호 설 명

A_{gap} : 틈새 단면적 [m^2]
 C : 추적가스 농도 [ppm]
 E : 누설률
 f : 매트릭스 회전수 [1/s]
 q : 누설풍량 [m^3/s]

Q : 풍량 [m^3/s , CMH]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 V : 면풍속 [m/s]
 V_{matrix} : 매트릭스 체적 [m^3]

그리스 문자

η : 열교환효율
 ΔP : 차압 [Pa]
 σ : 공극률

† Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4687; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: hhan@kookmin.ac.kr

하첨자

- apparent* : 겉보기
- axial* : 축방향
- c* : 이행누설
- eff* : 유효
- OA* : 외기
- p* : 압력누설
- RA* : 환기
- radial* : 반경방향
- SA* : 급기

1. 서 론

실내공기질 유지를 위한 최소한의 환기량을 공급하면서 배기로부터 열을 일부 회수하기 위하여 폐열회수 환기유닛이 이용되고 있다. 폐열회수 환기유닛은 기본적으로 공기대 공기 열교환기로서, 열전달 매질의 형태에 따라서 회전형, 판형, 히트 파이프형, 그리고 모세송풍기형 등 여러 가지 형태가 있다.⁽¹⁾

회전식 열교환기는 로터리식이라고도 하며, 다공성 물질로 된 매트릭스나 알루미늄으로 된 하니컴 등 다양한 재질을 사용할 수 있어서 널리 이용되어 왔다. 그러나 회전체의 회전에 의해서나 회전체 주위의 틈새를 통해서 필연적으로 공기의 누설이 발생한다. 공기누설은 환기유닛의 실질적인 열회수 효율을 감소시키며, 실의 용도에 따라서 배기에 포함되어 있는 유해가스나 병원체가 급기와 섞여 실내공간으로 재유입되는 것이 문제가 될 수 있다. 따라서 회전식 폐열회수 환기유닛에서 공기누설이 발생하는 경로를 이해하고 공기누설량을 줄이기 위한 노력이 필요하다.

회전식 열교환기의 열 및 습기전달 성능에 관한 연구는 비교적 활발히 진행되어 왔다.^(2,3) 국내에서는 폴리우레탄 폼 매트릭스에 의한 열교환성능에 대한 실험적 연구⁽⁴⁾와 회전식 현열교환기의 최적설계를 위한 연구⁽⁵⁾를 수행한 바 있다. 그러나 열교환기의 누설특성에 관한 연구는 그리 많지 않다. Shah and Skiepko⁽⁶⁾는 회전식 열교환기의 누설을 구분하고 열교환성능에 미치는 영향에 관하여 연구하였다. 또 Shang et al.⁽⁷⁾은 공기누설을 실험적으로 측정하고 이의 오차범위에 관하여 고찰하였다. 그러나 회전식 열교환기는 형상

과 매트릭스 재질이 다양하고, 풍량 및 회전수 등의 운전조건에 따라서 누설특성이 크게 변화하는데, 이러한 다양한 변수에 따른 실험적 연구결과는 충분하지 못한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 폴리에스테르 섬유질의 매트릭스를 장착한 회전식 열교환기의 누설 발생 메커니즘을 분석하고 매트릭스 회전시 풍량과 회전속도에 따른 누설 특성을 실험적으로 고찰하고자 한다. 또한 누설을 결과를 반영한 실질적인 환기유닛의 열교환효율에 대하여 풍량과 회전수에 의한 영향을 고찰하고자 한다.

2. 회전휠 주위의 공기누설

회전휠 주위의 공기누설은 Fig.1과 같은 여러 경로를 통하여 발생한다. 매트릭스가 회전함에 따라 매트릭스 공간 내에 머무르는 공기가 반대편으로 이행되어 나타나는 누설을 이행누설(carryover leakage)이라 하고, 압력차에 의하여 회전휠과 구조물 사이의 틈새를 통하여 발생하는 누설을 압력누설(pressure leakage)이라고 한다.

즉, 전체 누설량 q 는 이행누설량 q_c 와 압력누설량 q_p 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$q = q_c + q_p \tag{1}$$

환기(RA)측과 급기(SA)측을 구분하고 있는 분리대를 가로질러 발생하는 압력누설에는 매트릭스 윗면을 통한 반경방향 누설(q_{radial})과 매트릭스 옆면의 일부분을 통한 회전방향 누설($q_{angular}$)이 있다.

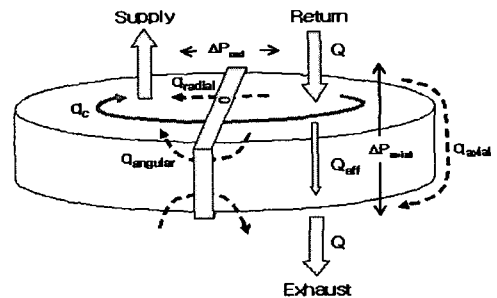


Fig. 1 Various air leakage paths around a rotating wheel.

$$q_p = q_{radial} + q_{angular} \quad (2)$$

또한 매트릭스의 옆면 틈새를 통하여 축방향 압력차에 의하여 발생하는 누설을 축방향 누설 (q_{axial}) 또는 주변누설 ($q_{peripheral}$)이라고 한다. 일반적으로 폐열회수 환기유닛에서 누설률이란 환기측 공기 중에서 급기측으로 재유입되어 들어오는 비율로 정의되므로 축방향 누설량은 누설률에 포함되지 않는다. 이는 매트릭스를 통과하는 유효풍량을 감소시켜 전체적인 열교환 효율에 영향을 미칠 뿐이다. 급배기 풍량 밸런스가 이루어졌을 때, 회전 매트릭스를 통과하는 유효풍량과 주위 누설량과의 관계는 다음과 같다.

$$Q_{eff} + q_{axial} = Q - (q_c + q_p) \quad (3)$$

3. 실험장치 및 방법

실험장치는 ASHRAE Standard(84-78)⁽⁸⁾의 방식에 따라서 설계 제작되었다. 회전식 환기유닛은 가로 570 mm, 세로 590 mm, 높이 420 mm이고 단열된 케이스 안에 반경 230 mm, 두께 40 mm인 6개의 부채꼴로 모양으로 분할된 플라스틱 재질의 원형 틀이 증공축에 고정되어 있다. 이 틀은 25 W의 모터에 의해 회전하도록 고무벨트로 연결되어 있다. 여기에 탈착이 가능한 매트릭스가 부착되어 있다. 매트릭스는 직경이 75 μm 이고 밀도가 1,380 kg/m^3 인 폴리에스테르 섬유로 구성되어 있으며 공극률은 약 90%이다.

Fig. 2는 전체적인 실험장치의 구성을 보인다. 열교환기 전후의 100 mm 덕트내의 풍량측정을 위하여 직경 60 mm의 노즐(KS규격 ISA1932) 4개를 설치하였고, 미세차압계(FCO332, 정밀도: 측정값의 $\pm 0.5\%$)를 써서 압력차를 측정하였다. 급기(SA)와 배기(EA)경로 덕트 말단에 팬이 설

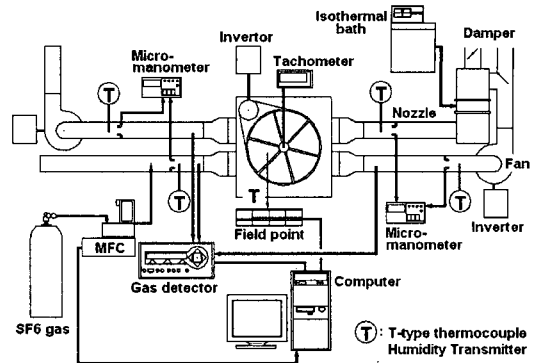


Fig. 2 Overall schematic diagram of the experimental setup.

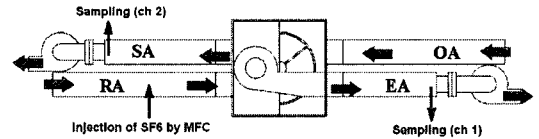


Fig. 3 Tracer gas experiment for leakage measurements.

치되어 있고, 인버터를 조절하여 풍량을 제어하였다. 외기(OA)경로인 덕트 입구는 공기조화 챔버에 연결되어 실외조건을 유지할 수 있다. 온도 측정은 덕트 중심에 설치된 T-type 열전대를 이용하였고, 보정결과 측정오차는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내이다. 실험은 Table 1에서 주어진 온도 조건에 대하여 풍량과 매트릭스 회전수를 변화시키면서 수행하였다.⁽⁹⁾

누설률을 측정하기 위하여 Fig. 3과 같이 추적 가스를 환기덕트에 있는 주입장치를 통하여 연속적으로 주입하고 각 덕트내에서 가스농도를 측정하였다. 농도측정기는 적외선 흡수법을 이용한 것으로서 상세한 사양과 측정방법은 참고문헌 (9)에 나와 있다. 추적가스로는 50%, SF₆ 가스를 이용하였다. 누설률은 식(4)와 같이 계산된다.

Table 1 Experimental conditions

Parameters	Experimental conditions
Airflow rate	42~318 CMH (0.0117~0.0883 m^3/s)
Wheel speed	0~30 rpm (0~0.5 rps)
Indoor air temperature	27 \pm 0.3 $^\circ\text{C}$: cooling, 21 \pm 0.3 $^\circ\text{C}$: heating
Outdoor air temperature	35 \pm 0.3 $^\circ\text{C}$: cooling, 7 \pm 0.3 $^\circ\text{C}$: heating
Flow arrangement	Counterflow

$$E = \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{RA} - C_{OA}} \quad (4)$$

누설량은 누설률에 환기유닛을 통과하는 급기 풍량을 곱한 값이다. 급기풍량과 배기풍량은 평형이 이루어지도록 하였다.

$$q = Q_{SA} \cdot E \quad (5)$$

환기유닛의 현열교환효율은 환기와 급기, 그리고 외기 덕트에서 측정된 온도로부터 구한다. 전열교환효율은 각 지점의 온도 대신 엔탈피를 대치하면 구할 수 있다.

$$\eta_T = \frac{T_{SA} - T_{OA}}{T_{RA} - T_{OA}} \quad (6)$$

식(6)으로부터 구한 효율은 겉보기효율이며 실제효율은 누설의 영향을 고려하여 구해야 한다. 겉보기효율은 급기가 누설된 환기와 혼합된 이후의 상태를 기준으로 하여 측정된 것이므로 누설되기 전의 상태를 기준으로 한 실제 열교환효율과 차이가 난다. 실제효율과 겉보기효율과의 관계는 식(7)과 같이 누설률 E 의 함수형태로 정리된다.

$$\eta_{eff} = \frac{\eta_{apparent} - E}{1 - E} \quad (7)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 매트릭스 압손특성

본 실험에서 사용된 매트릭스의 압손특성을 파악하기 위하여 직경 150 mm, 두께 40 mm의 샘플을 만들어 면풍속을 변화시키면서 매트릭스 양단의 압력차를 측정된 결과가 Fig. 4에 나타나 있다. 면풍속이 증가함에 따라 압력손실이 증가하고 있다. 여기서 압력차와 면풍속 간의 관계를 식(8)로 곡선맞춤하면 $m=1.60$ 을 얻는다. 일반적으로 조밀한 다공성 매질의 경우 지수 m 은 1에 가까운 값을 갖고, 유동통로가 비교적 넓은 성긴 매질의 경우에는 2에 가까운 값을 갖는 것으로 알려져 있다.

$$\Delta P_{axial} = cV^m \quad (8)$$

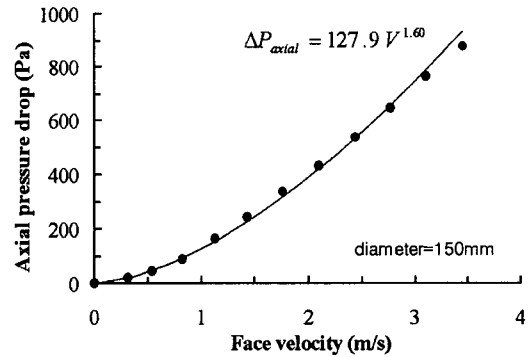


Fig. 4 Pressure drop across matrix with respect to face velocity.

운전 중 풍량 변화에 따른 열교환기 내부 매트릭스의 반경방향 차압 (ΔP_{radial})과 축방향 차압 (ΔP_{axial})을 측정하였다. 풍량 변화에 따른 두 차압의 비를 측정된 결과 0.74~0.80 범위에서 비교적 일정하게 나타났고 평균 압력비는 0.776으로 계산되었다. 축방향 차압은 매트릭스 압손특성을 나타내며, 반경방향의 차압은 누설률을 결정하는 중요한 변수이다.

4.2 누설특성

매트릭스 회전수와 풍량에 따른 누설률 결과를 Fig. 5에 보인다. 누설률은 회전수가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으며, 풍량이 작을수록 큰 누설률을 보인다. 최소풍량 42 CMH일 때 회전수 증가에 따라 최대 50%의 누설률을 보인다. 풍량이 증가할수록 회전수 증가에 따른 누설률의 기울기가 매우 완만해짐을 알 수 있다.

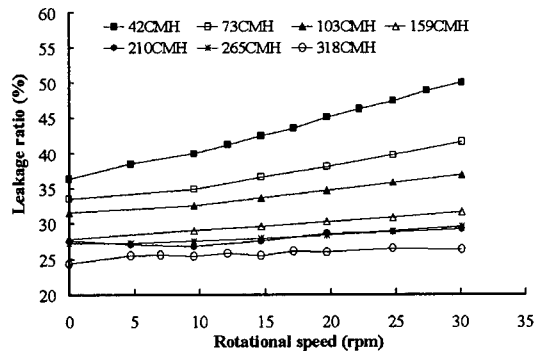


Fig. 5 Experimental results of leakage ratio.

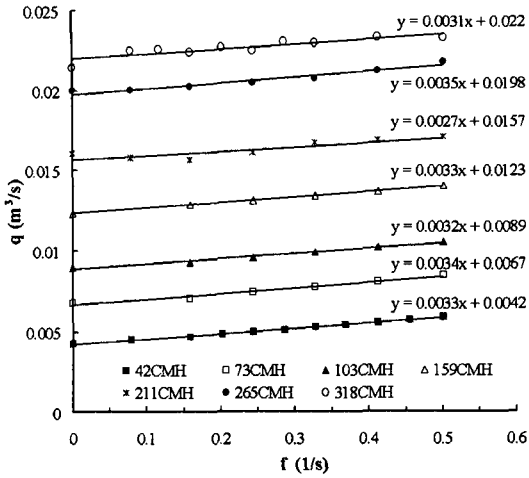


Fig. 6 Volumetric leakage airflow rate with respect to rotational speed of matrix.

식(5)를 통해 누설량 q 를 구한 결과가 Fig. 6에 보인다. x 축을 초당 회전수로 바꾸고 y 축에 누설량을 표시하였다. 누설량은 회전수 증가에 따라 일정한 기울기를 갖고 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 풍량에 관계없이 모든 그래프가 회전수 증가에 따라서 일정한 기울기를 갖는 것은 이행누설의 특성을 보이는 것이다.

$$q_c = \alpha \cdot f \quad (9)$$

여기서, 비례상수 α 는 $\alpha = K_c \sigma V_{matrix}$ 와 같이 매트릭스 체적 $V_{matrix} = 0.006648 \text{ m}^3$ 과 공극률 $\alpha = 0.9$ 에 비례한다.

압력누설량은 매트릭스 주위의 틈새로 반경방향 압력차에 의해 발생하기 때문에 풍량과 이 압력차와의 관계를 고려하면, 매트릭스 반경방향 압력차와의 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$q_p = K_p A_{gap} \Delta P_{radial}^{\frac{1}{n}} \quad (10)$$

여기서, A_{gap} 은 압력누설이 생기는 틈새면적에 해당하며, ΔP_{radial} 은 반경방향 차압이고, K_p 는 비례상수이다. 또한 압력비를 이용하면 반경방향 압력차를 축방향 압력차와의 관계로 변환시킬 수 있고, 매트릭스의 압손특성을 이용하면 압력누설량을 식(11)과 같이 풍량 Q 의 지수함수 형태로 표현할 수 있다.

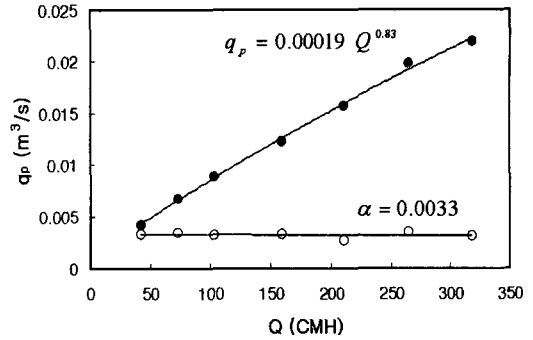


Fig. 7 Curve-fitting for pressure leakage q_p and proportional constant for carryover leakage.

$$q_p = \beta \cdot Q^{\frac{m}{n}} \quad (11)$$

Fig. 6에서 회전수가 영일 때의 누설량은 순수하게 압력누설에 의한 것이며, 직선의 기울기는 이행누설량의 비례상수 α 에 해당한다. 각각의 경우에 대하여 곡선적합 결과를 Fig. 7에 보이고 있다. 따라서 총누설량 $q(\text{m}^3/\text{s})$ 는 식(9)와 식(11)로부터 다음과 같이 풍량 $Q(\text{CMH})$ 와 회전수 $f(1/\text{s})$ 에 대한 상관식으로 표현된다.

$$q = 0.0033f + 0.00019 Q^{0.83} \quad (12)$$

4.3 열교환효율

정격풍량에서 냉난방 조건시 측정된 열교환효율은 Fig. 8과 같다. 매트릭스 회전수가 빨라짐에

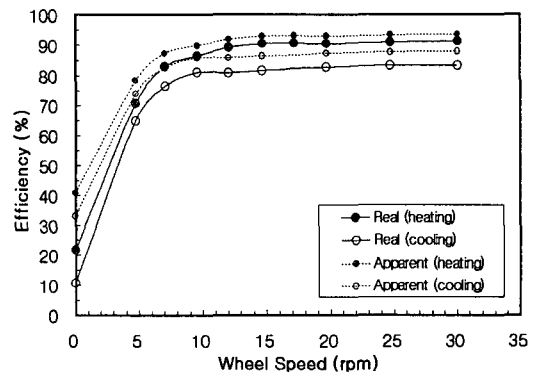


Fig. 8 Apparent and real efficiencies for heating and cooling conditions (318 CMH).

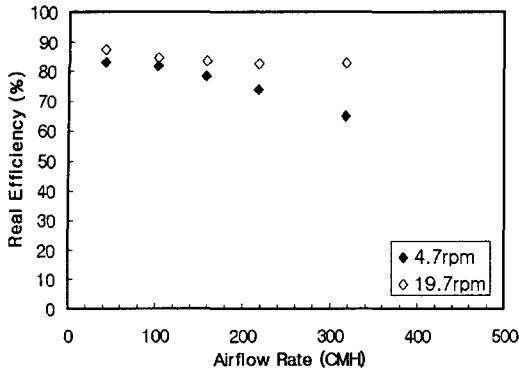


Fig. 9 Variations of real efficiency according to the airflow rate for cooling condition.

따라서 효율은 증가하다가 10 rpm 이상에서 거의 일정한 값을 보이고 있다. 냉방시 겔보기효율은 최대 88%로 난방시 93%보다 일률적으로 낮게 나타나고 있다. 이것은 환기유닛 내에 있는 모터 발열에 의한 것으로 판단된다.

그림에서 실선으로 표시된 것은 누설량을 고려하여 환산한 실제효율이다. 10 rpm 이상에서 실제 효율은 냉방시 81~83%, 난방시 87~91%의 범위를 보인다. 매트릭스가 회전하지 않을 때 난방시 겔보기효율과 실제효율은 각각 40%와 22%이고, 냉방시에는 각각 33%, 11%이다. 회전수가 0일 때, 실제효율이 0을 나타내지 않는 것은 열교환기 내부 벽면을 통한 두 풍로 사이의 열전도에 의한 것으로 판단된다. 매트릭스가 일정 회전수 이상으로 빨라지면 온도교환효율은 거의 변화하지 않기 때문에 로터의 회전수 증가는 열교환 성능을 향상시키는 데 도움이 되지 않는다.

Fig.9는 냉방조건시 풍량 증가에 따른 열교환 효율의 변화를 보인다. 회전속도가 20 rpm일 때는 풍량 증가에 대하여 열교환효율이 거의 일정하게 나타나지만, 5 rpm일 때는 풍량증가에 따라 열교환효율이 다소 감소되는 것을 관찰할 수 있다. 풍량이 적을 때는 회전수의 영향을 크게 받지 않는다.

5. 결 론

폴리에스테르 섬유질의 매트릭스를 장착한 회전식 폐열회수 환기유닛에 대하여 풍량과 매트릭스 회전수의 변화에 따른 누설특성과 열교환 성능에 관하여 실험적으로 고찰하였다. 이를 통하

여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 누설량은 풍량의 함수로 나타낼 수 있는 압력누설량과 매트릭스 회전수의 함수로 나타낼 수 있는 이행누설량의 합으로 나타낼 수 있다.

(2) 압력누설량은 풍량 증가에 따라 증가하고 회전수에는 무관한 것으로 나타난다. 또한 이행누설량은 풍량에는 무관하며 매트릭스 회전수에 비례하여 주어지는 것으로 나타난다.

(3) 열교환효율은 풍량 증가에 따라 감소하고 매트릭스 회전수 증가에 따라 증가하나, 특정 회전수 이상에서는 풍량과 매트릭스 회전수에 관계 없이 일정한 값을 보인다.

(4) 겔보기 열교환효율이 동일하다면, 누설물이 작을수록 실제효율은 높게 나타난다.

(5) 환기유닛 내부에 장착된 모터발열에 의하여 냉방시 열교환효율은 난방시에 비하여 낮게 나타난다.

(6) 본 실험의 경우, 실제 열교환효율을 고려할 때 약 10 rpm이 최적 회전수인 것으로 평가된다.

회전식 전열교환기의 성능평가시 누설의 영향을 고려하여야 하며, 효율을 향상시키기 위하여 정격운전시 풍량과 회전수 등에 관한 최적화가 이루어져야 한다. 앞으로 다양한 변수에 의한 영향과 열전달 매트릭스 개발을 위한 연구가 지속적으로 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 연구는 2004년도 국민대학교 교내연구비의 지원에 의해서 이루어졌음.

참고문헌

- ASHRAE, 1997, Handbook ASHRAE-Fundamentals, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Simonson, C. J., Ciepliski, D. L. and Besant, R. W, 1999, Determining the performance of energy wheels: Part I—Experimental and numerical methods, ASHRAE Trans., Vol. 105, No. 1, pp. 177-187.
- Simonson, C. J., Ciepliski, D. L. and Besant, R. W., 1999, Determining the performance of energy wheels: Part II—Experimental data

- and numerical validation, ASHRAE Trans., Vol. 105, No. 1, pp. 188-205.
4. Tae, C. S., Park, S. D., Cho, S. H. and Choi, Y. D., 1993, Experimental study on the performance of axial flow rotary heat exchanger with the porous polyurethane foam matrix, SAREK, Vol. 5, No. 1, pp. 45-54.
 5. Choi, Y. D., Park, S. D., Woo, J. S. and Tae, C. S., 1991, A study on the optimum design of axial rotary sensible heat exchanger for the heat recovery of exhaust gas, SAREK, Vol. 3, No. 2, pp. 131-141.
 6. Shah, R. K. and Skiepko, T., 1999, Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator, Applied Thermal Engineering, pp. 685-705.
 7. Shang, W., Wawryk, M. and Besant, R. W., Air crossover in rotary wheels used for air-to-air heat and moisture recovery, ASHRAE Trans., Vol., 107, pp. 72-83
 8. ASHRAE Standard, 1984, Method of Testing Air-to-Air Heat Exchanger, pp. 84-78.
 9. Kim, M. K., 2003, An experimental study on the heat transfer characteristics of rotary-type total heat exchanger, MS thesis, Kookmin University, Seoul, Korea.