

실외기 토출 유량 증대를 위한 Shroud 형상 및 팬 위치 최적 설계

유 기 정*, 김 유 일**, 이 관 수*†, 차 우 호***

*한양대학교 기계공학과, **한국기계연구원, ***LS 엠트론

Optimization of Shroud Shape and Fan Location for Increasing Exhaust Flow Rate of Air Conditioner Outdoor Unit

Kijung Ryu*, Yoo-Yil Kim**, Kwan-Soo Lee*†, Woo-Ho Cha***

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**Energy system research center, KIMM, Daejeon 206-700, Korea

***Air conditioning division, LS Mtron, Jeollabuk-do 565-904, Korea

(Received August 13, 2009; revision received September 30, 2009)

ABSTRACT: This paper presents a numerical evaluation of the flow rate of air conditioner outdoor unit by investigating the effects of fan location and shroud shape. To determine optimal design parameters, we investigated the exhaust flow rate by changing shroud height, fan height, fan guide height, and fan width. The 3rd order central composite design was performed to select three most important parameters affecting the exhaust flow rate. According to the result of response surface method, the exhaust flow rate of the optimum model increased by 6.25% compared to that of the base model.

Key words: Outdoor unit(실외기), MRF(Multiple Reference Frames), Porous media(다공성 매질), Response Surface Method(반응표면법)

기 호 설 명

C : Inertia Drag Factor [m^{-1}]
 C_u, C_{e1}, C_{e2} : $k-\epsilon$ 난류모델 상수
 K : 투수도 [m^2]
 k : 난류 운동 에너지 [m^2/s^2]
 p : 압력 [Pa]
 Q : 유량 [m^3/min]
 R^2 : 결정계수
 S_R : 회귀에 의하여 설명되는 변동
 $S_{(yy)}$: 총변동
 u : 속도 [m/s]

그리스 문자

ϵ : 난류 운동에너지 소산률 [m^2/s^3]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$kg/m-s$]
 μ_t : 난류점성계수 [$kg/m-s$]

하첨자

i, j : 방향첨자

1. 서 론

현재의 에너지 문제에 따른 설비들의 고효율화로 인하여 열펌프에 대한 관심이 높아지고 있으며, 이

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

러한 추세와 관련하여 열펌프 구성요소의 하나인 실외기에서 성능 향상은 중요하게 인식되고 있다. 실외기에서 성능을 향상시키는 방법 중 한가지는 유량을 증가시키는 것이며, 설계인자(shroud의 높이, 쉘 높이, 쉘 가이드 높이, 쉘 폭 등)를 조절하여 유량을 증가시킬 수 있다. 그러나 실외기 형상 설계는 주로 경험에 의존하고 있으며, 실외기 설계인자에 따른 유동 해석이 명확하게 이루어 지지 않고 있다. 따라서 실외기 설계인자에 대한 유동 해석이 필요한 실정이다.

본 연구의 해석대상인 실외기의 주된 유동은 상부에 위치한 쉘에 의하여 발생된 차압으로 실외기 외부의 공기가 열교환기를 통과하여 내부로 유입되므로 쉘과 열교환기 주변에서의 유동이 주된 해석대상이다. Elgowainy et al.⁽¹⁾은 쉘의 형상 변화에 따른 유량과 정압차를 수치적으로 계산하였고, Oh and Kang⁽²⁻³⁾은 쉘 주위에서의 유체 유동에 대해서 해석하였다. 그러나 이 연구들은 쉘 주위에서의 유동만 고려하고 열교환기를 포함한 전체 형상은 고려하지 않았다. 쉘을 포함하지 않은 열교환기에 대한 연구는 공기층의 유량분배와 압력강하에 관한 연구가 주로 이루어 지고 있다. Youn and Kim⁽⁴⁾은 다양한 쉘을 사용하여 열교환기의 공기층 유동을 실험적으로 연구하였고, An and Choi⁽⁵⁾는 열교환기를 다공성 매질로 모델링하여 공기층 압력강하 특성을 조사하였다. 그러나 이 연구들은 쉘을 고려하지 않고 열교환기에서의 특성만 고려하였기 때문에 실외기 유동 특성을 설명하기는 어렵다.

쉘과 열교환기를 고려한 연구로서 Chung⁽⁶⁾은 실외기 설계인자에 따른 내부 유동 특성에 대한 연구를 하여 기존 연구에 비하여 실외기 유동 특성 파악에 근접한 연구를 진행 하였지만, 쉘의 거동을

모사하기 위해 쉘 특성곡선을 사용하였기 때문에 두 개의 쉘에 의한 상호작용을 조사하지 못하였다.

따라서 본 논문에서는 실외기 형상 전체를 고려한 3차원 유동해석을 하기 위하여, 쉘의 거동을 MRF(Multiple Reference Frame)방법으로 모사하여 쉘 상호간에 교란작용을 반영하였고, 열교환기는 실험에서 도출된 계수값을 이용하여 다공성 매질로 처리하였다. 유량 특성에 대한 설계인자들의 영향을 조사하여 인자들의 중요도를 파악하였으며, 토출 유량을 최대화 하는 최적화 문제를 해결하기 위하여 실험계획법을 통한 반응 표면으로 실외기 설계인자 최적화를 수행하였다.

2. 이 론

본 연구에서의 해석 대상인 실외기의 형상은 Fig. 1과 같다. 실외기의 유동에 영향을 미치는 요인으로는 크게 회전부인 쉘과, 고정부인 열교환기로 나누어지며, 유체의 유동은 실외기 외부의 공기가 열교환기를 통과하여 실외기 내부로 유입된 후 쉘을 통하여 실외기 외부로 토출된다. 열교환기는 2개가 서로 마주보는 대칭형 구조로 이루어져 있으며, 외부의 공기가 내부로 유입될 때 공기에 의해 열교환기와 열전달이 일어난다.

2.1 지배 방정식

본 연구에서 해석 대상의 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위해 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 유체의 흐름은 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- (2) 작동 유체는 공기이며 물성치는 일정하다.
- (3) 열교환기는 다공성 매질로 단순화 한다.

해석하고자 하는 실외기의 유동은 쉘의 회전이 유동에 주된 영향을 미치며, 실외기의 크기를 고려하였을 경우 완전 발달한 난류 유동이므로 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며, 표준 $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, Realizable $k-\epsilon$ 모델과 실험값과 비교한 결과 오차가 가장 적은 RNG $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 지배방정식은 다음과 같이 연속방정식, 운동량 방정식, 난류운동량 에너지 방정식 및 난류운동량 에너지 소산율 방정식 이다.

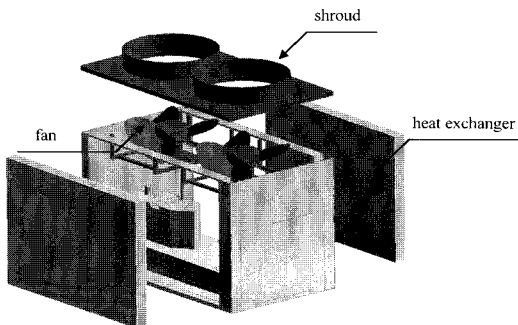


Fig. 1 Parts of an air conditioner outdoor unit.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_j' u_i'}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_k (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_\epsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (4)$$

2.2 열교환기 모델

열교환기 부분을 계산할 때 효율적인 계산을 위해 열교환기를 다공성 매질로 모델링 하여 계산하는 방법이 일반적이다.⁽⁵⁾ 다공성 매질 내의 유동장 해석은 고체부분의 점성력을 고려하여 Darcy가 최초로 제시하였다. 그러나 Darcy의 식은 압력강하를 계산할 때 점성의 영향만을 고려하였기 때문에 실제 모델에서 속도가 증가되면서 나타나는 관성을 표현할 수 없다. Joseph et al.⁽⁷⁾은 관성과 점성을 동시에 고려할 수 있는 압력강하식인 Forchheimer식을 제안하였다.

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} u + \frac{1}{2} \rho C u^2 \quad (5)$$

여기서, K 는 투수도 이고, C 는 Inertia drag factor 이다.

본 연구에서 사용되는 열교환기를 건구온도 35℃의 운전조건하에서 ASHRAE standard 51에서 정의된 방법으로 토출 유량 및 열교환기 정압손실

Table 1 Flow rate and pressure drop according fan rotating speed

rpm	Flow rate (m ³ /min)	Δp (Pa)
537	247	43
443.3	197	31
339.5	141	20

을 측정하였다. 실험 결과는 Table 1과 같고, 실험 결과에 의해 식(5)의 K 값과 C 값은 다음과 같다.

$$K = 9.7 \times 10^{-8} \text{ m}^2, \quad C = 228.77 \text{ m}^{-1} \quad (6)$$

2.3 웬 모델

웬의 거동을 수치적으로 모사하기 위해 웬 모델을 도입 하여야 한다. 웬을 모사하는 방법으로는 효율적인 계산을 위하여 압력상승에 대한 웬 특성곡선을 사용하는 방법이 있다. 그러나 웬 특성곡선을 이용하는 방법은 두 개의 웬이 장착된 경우 웬간의 상호작용을 표현할 수 없으므로 적합하지 않다. 웬간의 상호작용을 표현할 수 있는 방법으로는 MRF를 사용한 방법이 있으며, 이 방법은 웬이 들어갈 부분에 새로운 좌표를 부여하고, 그 좌표를 중심으로 웬 주변의 유체를 회전시켜 실제의 웬 주변에서의 유동과 흡사한 결과를 나타내는 방법이다. 본 연구에서는 실외기에 두개의 토출웬이 장착되어 있으므로 웬의 상호작용을 표현할 수 있는 MRF를 적용한 웬모델을 사용 한다.

2.4 수치 해석 방법 및 검증

수치 해석 시 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 각 지배 방정식의 대류항(convective term)과 에너지 방정식은 그 정확도를 높이기 위해 2계 상류도식(2nd order upwind difference scheme)을 이용하여 이산화하였다. 격자는 해의 정확성, 수렴성 및 계산 시간을 고려하여 총 4,605,307 개의 격자를 선택하였으며, 계산의 정확도를 높이기 위해 경계면 부근의 격자는 조밀하게 하였다. 계산시 연속 방정식, 운동량 방정식 및 난류 방정식의 유수는 10⁻⁵ 단위 일 때 수렴한 것으로 판정하였다. 본 연구의

Table 2 Comparison of flow rate with experimental data

Model	Flow rate (m ³ /min)	Relative error (%)
Experiment	247	-
Standard k-ε	263	6.48
RNG k-ε	256	3.64
Realizable k-ε	270	9.31

실외기 수치 모델링의 타당성을 검증(난류 모델에 대한 검증)하기 위해 실험을 수행하여 토출 유량을 측정하였다. 실험에 의한 데이터와 표준 $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, Realizable $k-\epsilon$ 모델과 비교하였으며, 이에 대한 결과는 Table 2에 나타내었다. 난류 모델의 비교결과, RNG $k-\epsilon$ 모델의 경우에 가장 오차가 작았으며 이를 이용하여 유동 해석을 실시하였다.

3. 결과 및 고찰

수치해석을 통하여 실외기 유동에 대해 분석하였으며, 이를 통해 실외기 성능에 대한 문제점을 파악하고 성능에 영향을 미치는 인자를 선정하였다. 실외기의 토출 유량을 높이기 위해 쉘의 위치와 shroud의 형상에 대한 설계인자를 선정하였으며 각 성능인자에 대한 영향도를 분석하였다.

3.1 실외기 유동장 분석

실외기 유동에서 가장 중요한 역할을 하는 요소가 쉘이며, 쉘의 거동을 모사하는 방법으로는 쉘 특성곡선을 사용하는 방법과 MRF 방법이 있다. 최적화 진행에 앞서 두 가지 쉘 모델을 적용하여 유동을 비교하였다. 그 결과 쉘 특성곡선을 사용하는 방법에서는 양쪽 쉘에서 유동이 대칭적으로 발생하였다. 그러나 MRF 방법을 이용한 쉘 모델에서는 실외기 내부 공기의 흐름이 좌우쉘에서 대칭적으로 발생하지 않았고, 열교환기 전면부에서 공기의 속도를 실험값과 비교하였을 때 경향이 일치하였다. 따라서 본 연구에서는 실제모델에 더 근접한 MRF 방법을 이용한 쉘 모델을 적용하였다.

실외기 내부에서의 유동은 열교환기에 수직하게 공기가 유입된 후 쉘을 통하여 실외기 상부로 토출되는 것이 주된 흐름이다. 그러나 쉘 회전에 의한 원심력에 의해 주된 흐름에서 벗어나 실외기 상부 모서리에서 맴도는 유동이 발생하였다.

또한 열교환기 하부에서 유입되는 공기는 대부분 주된 흐름에서 벗어나지 않지만 열교환기 상부에서 유입되는 공기 중 일부는 쉘의 회전에 의해 박리되어 실외기 내부를 순환한 뒤 토출되었다. 열교환기 전면부 공기의 유속 분포는 Fig. 2와 같이 쉘 회전의 영향으로 좌측에 비해 우측이 더 빠르게 나타났다. 실외기 내부에서 유체의 재순환

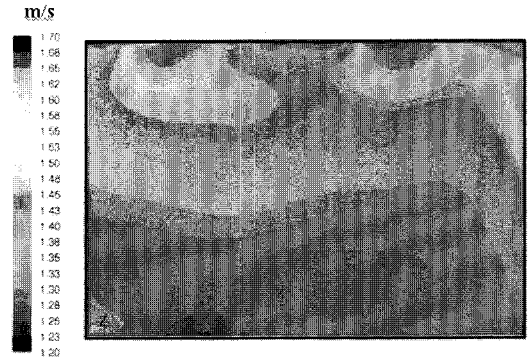


Fig. 2 Air velocity contour on heat exchanger surface.

은 실외기 토출 유량의 감소와 실외기 내부의 온도상승을 유발하여 시스템 전체의 성능을 저하시키는 요인이므로 실외기 성능을 높이기 위해서는 첫 번째, 실외기 상부 모서리 부분에서 유체가 맴도는 현상을 없애고, 두 번째 실외기 주 유동에서 유체의 박리를 없애야 한다.

3.2 인자 영향도 분석

실외기 내부의 유동 분석을 통해 문제점과 개선 사항에 대해 알아보았다. 앞에서 기술한 것과 같이 실외기의 성능을 높이기 위해서는 쉘의 위치와 shroud의 형상을 변화하여야 한다. 따라서 본 연구에서 선택한 설계인자로는 shroud의 높이(X_1), 쉘의 높이(X_2), 쉘 가이드의 높이(X_3), 쉘의

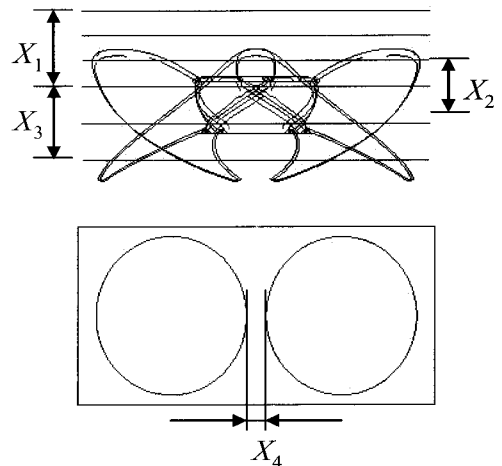


Fig. 3 design parameters.

Table 3 Normalization of design parameters

Design parameter	Normalization		
	-1 (lower)	0	1 (upper)
Shroud height(X_1)	50 mm	100 mm	150 mm
Fan height(X_2)	-50 mm	0 mm	50 mm
Fan guide height(X_3)	0 mm	75 mm	150 mm
Fan width(X_4)	0 mm	110 mm	270 mm

폭(X_4)의 4개 인자를 선정하였으며, 각 설계 인자는 Fig. 3에서와 같이 기하학적인 한계 범위 내에서 변화시켰다. 최적화를 위하여 설계 인자의 상한(X_i, \max)과 하한(X_i, \min)을 이용하여 정규화 하였으며, 이는 Table 3에 나타내었다.

선택된 설계인자에 대한 유량 특성은 수치해석을 통해 계산하였으며, Fig. 4는 설계 인자에 따른 토출 유량의 변화를 보여준다. shroud의 높이에 대한 실외기 토출 유량을 알아보기 위해 shroud의 높이를 50~150 mm 까지 변화시켰으며 그 결과 실외기 토출 유량은 shroud의 높이가 높아질수록 증가한다. shroud가 낮아짐에 따라 쉘 주위에서 유동의 박리가 더 심하게 일어나고 실외기 상부 모서리에서 유동이 맴도는 현상이 커졌다. 이러한 현상은 shroud의 높이가 낮아짐에 따라 외기의 침입을 막아주던 벽이 낮아져 토출 공기의 분산이 커지고 외기의 침입이 증가하기 때문이며, 결과적으로 shroud의 높이가 낮아질수록 실외기의 성능이 저하됨을 보여준다. 또한 다른 설계 인자보다 유량의 변화 폭이 크기 때문에 성능에 미치는 영향이 가장 크다.

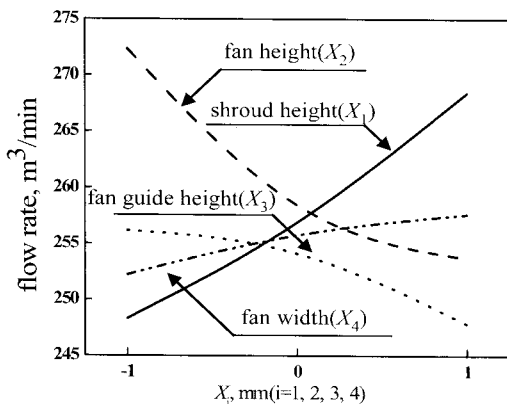


Fig. 4 Flow rate according design parameters.

쉘 높이에 따른 실외기 토출 유량을 비교하기 위하여 쉘의 높이를 기준높이에서 -50~50 mm 까지 변화시켰으며 그 결과는 쉘의 높이가 낮을수록 토출 유량이 증가한다. 쉘의 높이가 높을수록 유동의 박리 현상과 실외기 상부 모서리에서 유동이 맴도는 현상은 줄어들지만 유체를 토출하는 압력이 감소하기 때문에 토출 유량은 쉘의 높이가 낮아질수록 증가하였다.

쉘 가이드 높이 변화에 대한 실외기 토출 유량을 알아보기 위해 쉘 가이드의 높이를 0~150 mm 까지 변화시켰으며 그 결과는 쉘 가이드의 높이가 낮을수록 토출 유량이 증가한다. 쉘 가이드를 설치하였을 경우 쉘 가이드의 위치보다 아래에서의 유동은 실외기의 주 흐름에서 박리현상 없이 잘 이루어졌으나, 쉘 가이드보다 높은 곳에서 유입된 공기는 쉘 가이드에 의해 쉘의 영향을 덜 받기 때문에 박리 현상이 심하게 일어났다. 또한 실외기 상부 모서리에서 유동이 맴도는 현상이 두드러지게 나타났다. 따라서 쉘 가이드의 높이를 증가시키는 것은 유량 향상에 부정적인 영향을 주는 것으로 나타났다.

쉘의 폭 변화에 따른 영향을 비교하기 위하여 쉘의 폭 변화를 0~270 mm 까지 변화시켰다. 유량에 대한 수치해석 결과 쉘 폭의 변화는 다른 인자에 비하여 토출 유량에 큰 영향을 끼치지 않는 것으로 조사되었다. 쉘 사이의 간격이 먼 경우 실외기 내부의 유동 박리 현상과 상부 모서리 부분의 맴도는 현상이 줄어들었다. 그러나 쉘이 양쪽으로 치우침에 따라 유선의 길이가 길어져 공기

Table 4 Results of parametric studies

Content	Range (mm)	flow rate (m ³ /min)		Difference	Order
		Max	Min		
X_1 bell mouth height	50~150	268	248	20	1
X_2 fan height	-50~50	253	272	19	2
X_3 fan guide height	0~150	256	247	19	3
X_4 fan width	0~270	252	257	5	4

가 실외기 내부에서 머무는 시간이 늘어났기 때문에 기준 모델과 유량차이가 없었다. 쉘 사이의 간격이 가까운 경우는 쉘 간의 상호작용에 의해 유동의 박리 현상이 크게 발생하였고 실외기상부 모서리와 쉘의 거리가 멀어짐에 따라 맴도는 유동이 증가하였다.

3.2 인자 영향도 분석

설계 인자의 민감도 조사 시 유량의 최대값과 최소값의 차이를 이용하였으며, 결과는 Table 4에 나타내었다. 각 설계 인자가 성능에 미치는 영향은 shroud 높이, 쉘의 높이, 쉘 가이드의 높이를 폭 순이었으며, 이에 따라 성능에 큰 영향을 주지 않는 쉘의 폭은 최적화 시 설계 인자에서 제외하였다.

4. 최적화

민감도 조사의 결과에 따라 설계 인자를 shroud 높이(X_1), 쉘의 높이(X_2), 쉘 가이드의 높이(X_3)로 선정하였으며, 목적함수를 이용하여 최적화 문제를 다음과 같이 구성하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Find } X_1, X_2, X_3 \\ & \text{to maximize } \dot{Q}(X_1, X_2, X_3) \end{aligned}$$

반응 표면을 생성하기 위하여 중심합성계획법(central composite design)을 이용하여 실험점들을 택하였다. 반응 표면 근사 시 사용될 완전 2차(full quadratic) 모델 추정을 위해 다항식은 2차식이 사용되었으며, 3가지의 설계 변수인 shroud 높이(X_1), 쉘의 높이(X_2), 쉘 가이드의 높이(X_3)에 따라 중심합성 계획법을 이용한 2차 모델 추정을 위하여 Table 5와 같이 15개의 실험점을 선택하였다. 이를 이용하여 유량을 목적함수로 하여 생성된 반응 표면은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}(X_1, X_2, X_3) = & 230.133 + 0.3X_1 - 2.0X_2 \\ & - 14.0X_3 - 18.7X_1^2 + 7.33X_2^2 \\ & + 18.33X_3^2 + 3.0X_1X_2 \\ & - 2.75X_1X_3 + 11.5X_2X_3 \end{aligned} \quad (7)$$

반응 표면식(7)의 정확성을 검증하기 위해 분산

Table 5 design of experiments

Test number	Normalization unit			Flow rate (m ³ /min)
	X ₁	X ₂	X ₃	
1	-1	-1	-1	262
2	1	-1	-1	269
3	-1	1	-1	236
4	1	1	-1	247
5	-1	-1	1	220
6	1	-1	1	208
7	-1	1	1	232
8	1	1	1	240
9	-1	0	0	211
10	1	0	0	200
11	0	-1	0	239
12	0	1	0	223
13(ref.)	0	0	-1	256
14	0	0	1	228
15	0	0	0	256

분석(analysis of variance)을 수행하였다.

$$R^2 = \frac{S_R}{S_{(yy)}} \quad (8)$$

여기서, R^2 은 결정계수이고, S_R 은 회귀에 의하여 설명되는 변동, $S_{(yy)}$ 는 총변동이다. 반응 표면식을 식(8)에 대입한 결과 결정계수(R^2)는 0.806이다. 따라서 반응 표면식은 신뢰구간 99%에서 설계 인자의 변화에 따라 유량 변동의 80.6%를 예측할 수 있었다. 위의 식을 이용하여 최적값을 계산하였으며, 그 결과 다음과 같은 값들을 얻었다.

$$X_1 = 0.02, \quad X_2 = -0.67, \quad X_3 = -1.0 \quad (9)$$

이는 shroud 높이(X_1)는 102 mm, 쉘의 높이(X_2)는 -34 mm, 쉘 가이드의 높이(X_3)는 0 mm 임을 의미하며, 이 때 유량은 272 m³/min으로 기준 실외기보다 6.25% 정도의 성능 향상을 얻을 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 실외기의 유동을 분석하고 성능을 개선하기 위한 최적화를 수행하였다. 실외기의 토출 유량을 증가시키기 위해 쉘의 위치 및 shroud의 형상에 대한 설계인자를 선정하여 최적화를 진행하였다.

실외기의 전체적인 유동은 외부의 공기가 열교환기 전면부에 수직하게 유입된 후 쉘에 의해 실외기 상부로 토출된다. 이 때, 실외기 상부에서 쉘에 의한 유동의 박리 현상이 발생하고, 실외기 상부 모서리 부분에서 유체가 맴도는 현상이 발생하여 실외기의 토출 유량을 감소시킨다. 실외기의 토출 유량을 증가시키기 위해 쉘의 위치를 낮추었을 때 토출 유량이 증가하였으며, shroud의 높이가 높을 때와 쉘 가이드의 높이가 낮을 때 토출 유량이 증가하였다.

유동 분석을 통하여 민감도가 높은 설계인자를 택하여 최적화를 진행하였다. 설계인자로는 shroud의 높이, 쉘의 높이, 쉘 가이드의 높이이며, 평가 지표로는 토출 유량을 이용하였다. 최적화 결과 최적 모델($X_1 = 102$ mm, $X_2 = -34$ mm, $X_3 = 0$ mm)의 토출 유량은 기준모델에 비해 6.25% 증가하였다.

후 기

이 연구는 에너지관리공단인 에너지·자원 기술개발사업 과제 'R410a용 GHP 시스템'의 연구비에 의해 수행되었으며, 주관기관 LS엠트론의 위탁과제 '고효율 GHP 열교환기 최적설계'의 연구의 일부입니다.

참고문헌

1. Amgad, E., Daniel, F. and Ismael, R., 2003, Performance Analysis of Axial Fans in Residential Heat Pump Systems, ASHRAE Annual Meeting 4630, pp. 15-20.
2. Oh, K. J. and Kang, S. H., 1999, A Numerical Investigation of the Dual Performance Characteristics of a Small Propeller Fan Using Viscous Flow Calculations, Computers and Fluids, Vol. 28, pp. 815-823.
3. Oh, K. J. and Kang, S. H., 1995, Numerical Calculation of the Viscous Flow Around a Propeller Shaft Configuration, Int. j. Numerical Methods in Fluids, Vol. 21, pp. 1-13.
4. Youn, B. and Kim, N. H., 2007, An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins, Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 1249-1262.
5. An, C. S. and Choi, D. H., 2004, Flow and heat transfer analysis for the performance improvement of Cross-flow fin-tube heat exchangers, Proceedings of the KSCFE Spring Annual Meeting, pp. 183-189.
6. Chung, Y. L., 2004, Analysis of Three-Dimensional Flow about the Outdoor Unit of a Gas-engine Driven Heat Pump System, MS thesis, KAIST, Daejeon, Korea.
7. Donald, A. N. and Adrian, B., 2006, Convection in Porous Media, 3rd Ed., Springer, pp. 10-14.