

실외기 shroud 형상 최적 설계

유 기 정, 예 휘 열, 이 상 봉, 이 관 수[†], 차 우 호^{*}

한양대학교 기계공학부, ^{*}LS 엠트론

Optimization of design parameters on the shroud of air conditioner outdoor unit

Ki-Jung Ryu, Huee-Youl Ye, Sang-Bong Lee, Kwan-Soo Lee[†], Woo-Ho Cha^{*}

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

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

ABSTRACT: This paper presents a numerical evaluation of the flow rate of air conditioner outdoor unit as function of shroud design parameters. To determine the optimal design parameters, we investigated the flow rate by changing bell mouth height, fan height, fan guide height, fan width. The evaluation of the relative priority of the design parameters was performed to choose three important parameters in order to use a response surface method. The flow rate of the optimum model, compared to that of the base model, was increased by about 6.25%.

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

기 호 설 명

C	: Inertia Drag Factor [m^{-1}]
$C_{\mu}, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}$: k - ϵ 난류모델 상수
K	: 투수도 [m^2]
k	: 난류 운동 에너지 [m^2/s^2]
p	: 압력 [Pa]
u	: 속도 [m/s]

그 리 스 문 자

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

하 침 자

i, j : 방향첨자

1. 서 론

현재의 에너지 문제에 대처하기 위하여 에너지 소비의 고효율화는 중요한 당면 과제이며, 이러한 추세는 우리가 흔히 접할 수 있는 열펌프에서도 적용된다. 열펌프 구성요소의 하나인 실외기에서 효율을 증가시키는 중요한 요소 중 한가지는 유량을 증가시키는 것이며, 벨마우스의 높이, 웬의 높이, 웬가이드의 높이 등의 설계인자를 조절하여 유량을 증가시킬 수 있다. 그러나 실외기 형상 설계는 주로 경험에 의존하고 있으며, 실외기 설계인자에 따른 유동 특성이 명확하게 이루어 지지 않고 있다. 따라서 실외기 설계인자에 대한 유동특성이 필요한 실정 이다.

실외기 유동은 상부에 위치한 웬에 의하여 발생된 차압에 의해 실외기 외부의 공기가 열교환

[†] Corresponding author

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

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

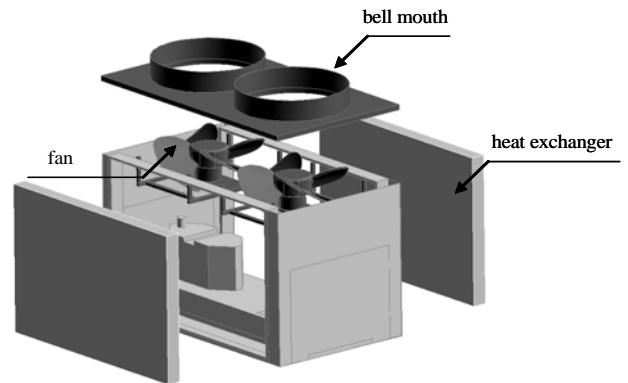
기를 통과하여 내부로 유입되므로 쉘과 열교환기 주변에서의 유동이 주된 해석대상이다. Elgowainy *et al.*⁽¹⁾은 쉘의 형상변화에 따른 유량과 정압차를 수치적으로 계산하였고, Oh & Kang⁽²⁻³⁾은 쉘 주위에서의 유체 유동에 대해서 해석하였다. 그러나 이 연구들은 쉘 주위에서의 유동만 고려하고 열교환기를 포함한 전체 형상은 고려하지 않았다. 쉘을 포함하지 않은 열교환기에 대한 연구는 공기층의 유량분배와 압력강하에 관한 연구가 주로 이루어지고 있다. Youn & Kim⁽⁴⁾은 다양한 쉘을 사용하여 열교환기의 공기층 유동을 실험적으로 연구하였고, An & Choi⁽⁵⁾는 열교환기를 다공성 매질로 모델링 하여 공기층 압력강하 특성을 조사하였다. 그러나 이 연구들은 쉘을 고려하지 않고 열교환기에서의 특성만 고려하였기 때문에 실외기 유동 특성을 설명하기는 어렵다.

쉘과 열교환기를 고려한 연구로서 Shin *et al.*⁽⁶⁾은 실내기의 설계인자 변화에 따른 유동 특성을 수치적으로 조사하였다. Chung⁽⁷⁾은 실외기 설계인자에 따른 내부 유동 특성에 대한 연구를 하여 기존 연구에서 보다 실외기 유동 특성 파악에 근접한 연구를 진행 하였지만, 쉘의 거동을 모사하기 위해 쉘 특성곡선을 사용하였기 때문에 쉘에 의한 상호작용을 조사하지 못하였다.

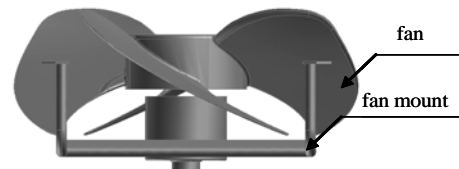
따라서 본 논문에서는 실외기 형상 전체를 고려한 3차원 유동해석을 하기 위하여, 쉘의 거동을 MRF(Multiple Reference Frame)방법으로 모사하여 쉘 상호간에 교란작용을 반영하였고, 열교환기는 실험에서 도출된 계수값을 이용하여 다공성 매질로 처리하였다. 유량 특성에 대한 설계인자들의 영향을 조사하여 인자들의 중요도를 파악하였으며, 토출 유량의 향상을 위하여 실험계획법을 통하여 반응 표면을 생성한 후 최적화기법을 사용해 실외기 설계인자 최적화를 수행하였다.

2. 이 론

본 연구에서의 해석 대상인 실외기는 Fig. 1 과 같이 크게 회전부인 쉘과, 고정부인 열교환기로나누어지며, 유체의 유동은 실외기 상판에 위치한 두개의 쉘이 발생시킨 차압에 의해 외부의 공기가 열교환기를 통과하여 실외기 내부로 유입되며 이루어진다. 열교환기는 2개가 서로 마주보는



(a) Parts of an air conditioner outdoor unit



(b) Fan and fan mount

Fig. 1 Air conditioner outdoor unit.

대칭형 구조로 이루어져 있으며, 외부의 공기가 내부로 유입될 때 공기에 의해 열교환기와 열전달이 이루어진다.

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 유체인 공기는 단상이며 물성치는 일정하다.
- (3) 열교환기는 다공성 매질로 간략히 하여 계산한다.
- (4) 쉘은 MRF(Multiple Reference Frame) 방법을 이용하여 모사한다.

해석하고자 하는 실외기의 유동은 쉘의 회전이 유동에 주된 영향을 미치며, 실외기의 크기를 고려하였을 경우 완전 발달한 난류 유동이므로 RNG $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 지배방정식은 다음과 같이 연속방정식, 운동량 방정식, 난류운동

량 에너지 방정식 및 난류운동량 에너지 소산을 방정식 이다.

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

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

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

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

2.2 열교환기 모델

열교환기 부분을 계산할 때 실제 형상대로 계산을 하면 격자수가 증가하여 많은 계산시간이 필요하다. 열교환기를 효율적으로 계산하기 위해 다공성 매질로 모델링 하여 계산하는 방법이 일반적이다. 다공성 매질 내의 유동장 해석은 고체 부분의 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.⁽⁸⁾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 실험하였을 때, 유속에 따른 압력강하 특성에 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 쉘 모델

쉘의 거동을 수치적으로 모사하기 위해 쉘 모델을 도입 하여야 한다. 쉘을 모사하는 방법으로는 효율적인 계산을 위하여 압력상승에 대한 쉘 특성곡선을 사용하는 방법이 있다. 그러나 쉘 특성곡선을 이용하는 방법은 두 개의 쉘이 장착된 경우 쉘간의 상호작용을 표현할 수 없으므로 적합하지 않다. 쉘간의 상호작용을 표현할 수 있는 방법으로는 MRF를 사용한 방법이 있으며, 이 방법은 쉘이 들어갈 부분에 새로운 좌표를 부여하고, 그 좌표를 중심으로 쉘 주변의 유체를 회전시켜 실제의 쉘 주변에서의 유동과 흡사한 결과를 나타내는 방법이다. 본 연구에서는 실외기에 두개의 토출쉘이 장착되어 있으므로 쉘의 상호작용을 표현할 수 있는 MRF를 적용한 쉘모델을 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. 계산 시 연속 방정식, 운동량 방정식 및 난류 방정식의 유수는 10^{-5} 단위 일 때 수렴한 것으로 판정하였다.

본 연구의 실외기 수치 모델링의 타당성을 검증

Table 1 Comparison of flow rate with experimental data.

Model	flow rate (CMM)	Relative error (%)
Experiment	247	-
Standard $k-\epsilon$	263	6.48
RNG $k-\epsilon$	256	3.64
Realizable $k-\epsilon$	270	9.31

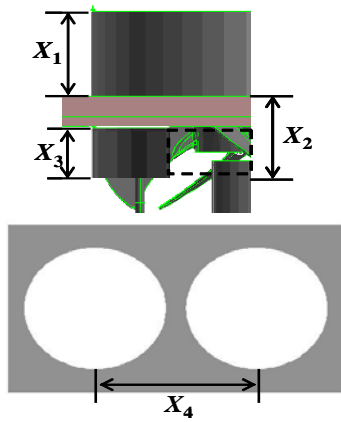


Fig. 2 design parameters.

(난류 모델에 대한 검증)하기 위해 실험을 수행하여 토출 유량을 측정하였다. 실험에 의한 데이터와 표준 $k-\varepsilon$ 모델, RNG $k-\varepsilon$ 모델, Realizable $k-\varepsilon$ 모델과 비교하였으며, 이에 대한 결과는 Table 1에 나타내었다. 난류 모델의 비교결과, RNG $k-\varepsilon$ 모델의 경우에 가장 오차가 작았으며 이를 이용하여 유동 해석을 실시하였다.

3. 결과 및 고찰

실외기 토출 유량의 최적화를 진행하기 위하여 수치해석을 통하여 실외기 설계인자에 대한 영향을 조사하였다. 선정된 설계인자는 Fig. 2와 같이 벨마우스의 높이(X_1), 팬의 높이(X_2), 팬 가이드의 높이(X_3), 팬의 폭(X_4)이며, 각 설계 인자는 기하학적인 한계 범위 내에서 변화시켰다. 각 설계 인자는 최적화를 위하여 설계 인자의 상한($X_{i,max}$)과 하한($X_{i,min}$)을 이용하여 정규화 하였으며, 이는 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Normalization of design parameters.

Design parameter	Nomalization		
	-1 (lower)	0	1 (upper)
Bell mouth 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

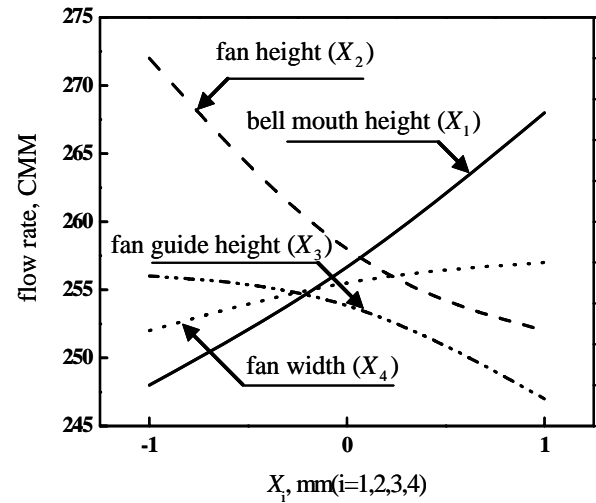


Fig. 3 Flow rate as a function of design parameters.

3.1 인자 영향도 분석

Fig. 3은 설계 인자에 따른 토출 유량의 변화를 보여준다. 벨마우스의 높이 변화에 대한 실외기 토출 유량은 벨마우스의 높이가 높아질수록 증가한다. 이는 높아진 벨마우스가 유로를 형성하여 토출되는 공기의 분산을 막아주어 실외기 내부로 공기의 재순환을 억제시켜 주기 때문에 토출 유량이 증대되며, 실외기의 성능이 향상됨을 의미한다. 또한 다른 설계 인자보다 유량의 변화 폭이 크기 때문에 성능에 미치는 영향이 가장 민감하다.

팬 높이에 따른 실외기 토출 유량은 X_2 가 0 이하일 때 변화의 폭이 크게 나타났다. 이는 팬이 내려갈수록 벨마우스를 높이는 경우와 같이 토출되는 공기의 분산을 막아주어 실외기 내부로 공기의 재순환을 억제시켜 주기 때문이다.

팬 가이드 높이 변화에 대한 실외기 토출 유량은 팬 가이드의 높이가 낮을수록 증가한다. 팬 가이드의 높이를 증가시키는 것은 마찰로 인한 압력손실이 증가하여 유량 향상에 부정적인 영향을 주는 것으로 나타났다.

팬의 폭 변화에 따른 영향을 비교하여 볼 때 팬의 폭 변화는 다른 인자에 비하여 토출 유량에 큰 영향을 끼치지 않는 것으로 조사되었다.

Table 3 Results of parametric studies.

	Content	Range (mm)	flow rate(CMM)		Differe- nce	Order
			Max	Min		
X ₁	bell	50~150	268	248	20	1
	mouth					
	height					
X ₂	fan	-50~50	253	272	19	2
	height					
X ₃	fan	0~150	256	247	19	3
	guide height					
X ₄	fan width	0~270	252	257	5	4

3.2 설계 인자의 민감도 조사

설계 인자의 민감도 조사 시 유량의 최대값과 최소값의 차이를 이용하였으며, 이는 Table 3에 나타내었다. 각 설계 인자가 성능에 미치는 영향은 벨마우스 높이, 웬의 높이, 웬 가이드의 높이, 웬의 폭 순이었으며, 이에 따라 성능에 큰 영향을 주지 않는 웬의 폭은 최적화 시 설계 인자에서 제외하였다.

3.3 최적화

민감도 조사 후 설계 인자를 벨마우스 높이(X₁), 웬의 높이(X₂), 웬 가이드의 높이(X₃)로 선정하였으며, 목적함수를 이용하여 최적화 문제를 다음과 같이 구성하였다.

Find X₁, X₂, X₃
to maximize $\dot{Q}(X_1, X_2, X_3)$

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 벨마우스 높이(X₁), 웬의 높이(X₂), 웬 가이드의 높이(X₃)에 따라 중심합성 계획법을 이용한 2차 모델 추정을 위하여 Table 4와 같이 15개의 실험점을 선택하였다. 이를 이용하여 유량을 목적함수로 하여 생성된 반응 표면은 다음과 같다.

Table 4 design of experiments.

Test number	Normalization unit			Flow rate (CMM)
	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

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

반응 표면식(7)의 정확성을 검증하기 위해 분산분석(analysis of variance)을 수행하였으며 결정계수(R²)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.

$$X_1 = 0.02, X_2 = -0.67, X_3 = -1.0 \quad (8)$$

이는 벨마우스 높이(X₁)는 102 mm, 웬의 높이(X₂)는 -34 mm, 웬 가이드의 높이(X₃)는 0 mm 임을 의미하며, 이 때 유량은 272 CMM으로 기준 실외기보다 6.25% 정도의 성능 향상을 얻을 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 실험계획법을 통한 반응표면법을 이용하여 실외기 토출 유량의 증대를 위한 shroud 설계인자의 최적화를 수행하였다. 설계인자로써 벨마우스의 높이, 웬의 높이, 웬 가이드의

높이, 웅의 폭이 선정되었다. 이 설계인자들 중 민감도 조사를 통하여 최적화에 사용할 중요인자를 결정하였다. 최적화에 선택된 설계인자로는 벨마우스의 높이, 웅의 높이, 웅 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% 증가하는 것으로 조사되었다.

후 기

이 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원 기술개발사업 과제 ‘R410a용 GHP 시스템’의 연구비에 의해 수행되었으며, 주관기관 LS엠트론의 위탁 과제 ‘고효율 GHP 열교환기 최적설계’의 연구의 일부입니다.

참 고 문 헌

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., Kang, S.H., 1999, A Numerical Investigation of the Dual Performance Characteristics of a Small Propeller Fan Using Viscous Flow Calculations, Computers & Fluids, Vol. 28, pp. 815-823.
3. Oh, K.J., 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., 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., 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. Shin, J.J., Lee, H.S., Kim, J.M., Min, J.K., Oh, S., 2005, Numerical and Experimental Analysis of Design Parameters of a Slim Room Air-conditioner, J. of SAREK, Vol. 17, pp. 95-100.
7. 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.
8. Donald, A.N., Adrian, B., 2006, Convection in Porous Media, 3rd Ed., Springer, pp. 10-14.