휜-관 열교환기의 착상 성능 최적화

양 동 근, 이 관 수*†
한양대학교 대학원, *한양대학교 기계공학부

Optimization of Frosting Performance of a Fin-Tube Heat Exchanger

Dong-Keun Yang, Kwan-Soo Lee*†
Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea
**School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*

(Received March 23, 2005; revision received September 26, 2005)

ABSTRACT: The optimization of design factors on the frosting performance of a fin-tube heat exchanger is carried out using Taguchi method. The fin spacings of the heat exchanger are selected as design factors. Optimum values of the design factors under operating conditions of a household refrigerator/freezer are proposed. The average heat transfer rate and operating time of the optimum models, compared to those of a reference model, are increased at most by 6.5% and 12.9%, respectively.

Key words: Frosting performance(착상 성능), Fin-tube heat exchanger(휜-관 열교환기), Optimization(최적화)

기 호 설 명

$A \sim F$	: 다구찌법의 설계인자
f	: 목적함수
m_f	: 착상량 [g]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$P_{f2} \sim P_{f7}$	: 휜 피치 [mm]
Q_{ave}	: 평균 열전달률 [W]
T	: 온도 [K]
t_{op}	: 운전시간 [min]
u_a	: 공기유속 [m/s]
w_a	: 절대습도 [kg/kg$_a$]
w_1, w_2	: 가중치
x	: 냉매건도

그리스 문자

η	: 기준모델 대비 변화율

하첨자

a	: 공기측
in	: 입구
r	: 냉매
ref	: 기준

† Corresponding author
Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021
E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

1. 서 론

산업용 냉동기 및 공조기기 분야에서 전열 성능의 향상 및 경제성의 확보를 위해 점차 고효율 시스템의 필요성이 제기되고 있다. 그러나 착상 조건에서 운전되는 열교환기는 주로 실험에 의해 성능 평가가 이루어지고 있으며, 지금까지 경험

적으로 설계되고 있다. 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 설계를 위해서는 착·제상 성능지표인 열전달량, 착상량, 요구 운전시간 등의 다양한 목적함수가 고려될 수 있으며, 운전 조건에 따라 설계인자의 최적값은 변화될 수 있다. 이에 따라 열교환기의 착상 성능의 개선을 위한 최적화 문제의 구성 및 최적 설계가 필요하다.

평판과 원관 등에 대해서는 비교적 다양한 조건에서의 착상에 대한 실험적 연구[1-3]와 수치적 연구[4-9]들이 진행되어 왔다. 그러나 실제 산업 및 가정용 냉장고에 사용되는 열교환기에 대해서는 주로 실험적으로 연구되어 왔으며,[10-12] 착상 조건에서 열교환기의 성능에 대한 해석적인 연구는 미진한 상태이다.[13-14] 따라서 열교환기의 설계시 성능 평가 모델의 부재로 인해, 다양한 운전 조건에서 열교환기의 성능 평가에는 수많은 실험과 많은 시제품의 제작으로 인한 시간, 예산 및 인력이 낭비되고 있어, 실제 효율적인 열교환기의 설계가 이루어지지 않고 있다. 최근에 열유체 시스템의 최적화는 많은 분야에서 다양하게 진행되고 있으나 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 최적화에 대한 연구는 아직까지 수행된 바 없다.

따라서 본 연구에서는 착상 조건하에서 휜-관 열교환기의 열적 성능 평가를 위해 제시된 수학적 모델[15]을 사용하여 열교환기의 착상 성능 최적화를 수행하고자 한다.

2. 착상 모델링

본 연구에서는 열교환기 착상 성능의 예측을 위해 공기측은 실험을 통해 얻어진 평판 및 원관에서의 열전달계수에 대한 상관식을 이용하였고, 서리층은 서리층 내부에서 수증기의 확산방정식과 서리의 유효 열전도계수에 대한 상관식을 사용하였다.[15] 제안된 수학적 모델을 열교환기의 성능 평가에 적용하기 위해 해석 대상 열교환기를 공기 유동방향, 냉매 유동방향, 그리고 열교환기의 깊이방향으로 3차원 미소체적으로 분할하여 각 미소체적에서 서리층 성장시 열 및 물질 평형관계의 적용을 통해 해석을 수행하였다. 제시된 모델의 결과는 2단 2열 열교환기에서 서리층 두께와 일반적인 2단 8열 열교환기에서 착상량과 열전달률에 대한 실험결과를 비교하여 모델의 적용성 및 유효성을 검증하였다.[15]

3. 최적화 문제의 정의

본 연구에서는 열교환기의 착상 성능 예측을 위해 제시된 수학적 모델[15]을 사용하여 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 열적 성능의 최적화를 수행한다. 열교환기의 착·제상 성능의 중요 평가 지표인 열전달량, 착상량, 그리고 운전시간을 이용해 목적함수를 설정하고 휜 피치 등의 제한조건을 이용하여 최적화 문제를 정의한다. 정의된 최적화 문제를 다구찌법의 사용을 통해 열교환기의 착상 성능에 대한 최적화를 수행한다.

본 연구에서는 Table 1에 제시된 열교환기를 기준 모델로 선정하고, 열교환기의 착상 성능에 대한 설계인자로서 열교환기의 휜 피치를 고려한다. 제 1 열과 제 8 열의 휜 피치는 열교환기 설계의 제한성으로 기준 모델의 치수인 20 mm, 5 mm로 각각 고정하고 제 2 열부터 제 7 열까지의 휜 피치인 P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}, P_{f5}, P_{f6}, P_{f7}를 열교환기의 설계인자로서 선정한다.

또한 착상 조건하에서 열교환기에서의 휜의 피치가 유동방향으로 갈수록 증가하는 것이 합리적이지 못하기 때문에 휜 피치 간의 제한조건은 다음과 같다.

$$P_{f2} \geq P_{f3} \geq P_{f4} \geq P_{f5} \geq P_{f6} \geq P_{f7} \quad (1)$$

본 연구에서는 최적화를 위한 목적함수를 다음

Table 1 Geometric parameters of a typical fin-tube heat exchanger

Parameters		Values
Fin width		60 mm
Fin length		27 mm
Fin thickness		0.15 mm
Fin spacing	Column 1, 2	20 mm
	Column 3, 4	10 mm
	Column 5, 6	7.5 mm
	Column 7, 8	5 mm
Number of rows		2
Number of columns		8
Tube length		440 mm
Tube diameter		8.5 mm
Transverse tube spacing		25 mm
Longitudinal tube spacing		30 mm

과 같이 정의한다.

$$f(P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}, P_{f5}, P_{f6}, P_{f7}) = \frac{Q_{ave}}{Q_{ave,\,ref}} w_1 + \frac{m_{f,\,ref}}{m_f}(1-w_1) \quad (2)$$

여기서 w_1은 평균 열전달량에 대한 가중치이다.

4. 다구찌법

4.1 최적화

본 연구에서는 다구찌법에 의해 열교환기의 착상 성능 최적화를 수행하였다. 다구찌법은 설계인자가 많을 경우에 효과적인 방법으로 실험횟수의 큰 증가 없이 기준 모델을 요구되는 목적함수에 맞추어 쉽게 개량할 수 있어 산업적으로 많이 사용된다. Table 2는 다구찌법에서 정의되는 S/N비(signal-to-noise ratio)를 나타낸 것이다. 다구찌법에 대해서는 S/N비가 클수록 최적값에 근접함을 보여준다. 다구찌법에 대해서 설계인자에 대해 3수준으로 분할하여 최적화를 수행하며, 설계인자의 수준을 Table 3에 제시하였다. 다구찌법에서는 기본 설계인자들인 P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}, P_{f5}, P_{f6}, P_{f7}을 사용 편의상 각각 A, B, C, D, E, F로 변경하였다. 선정된 설계인자들은 목적함수에 대한 영향도가 비슷하므로 동일한 수준으로 분할하였다. 3수준의 6개 설계인자에 대해 Table 4에 제시된 $L_{27}(3^6)$ 직교 배열표를 이용하여 다구찌법에 의한 최적화를 위해 수치해석을 수행하였다. 수치해석결과를 이용하여 식(2)의 목적함수를 통해 최적화를 수행하였다. Fig. 1은 $w_1=1.0$일 경우 목적함수에 대해 설계인자의 수준에 대한 S/N비를 나타낸 것이다. 본 연구에서 고려한 목적함수는 망대특성을 갖기 때문에 S/N비가 클수록 최적값을 갖는다. 따라서 Fig. 1로부터 $w_1=1.0$일 때 설계인자의 최적수준은 $A_1B_1C_1D_2E_2F_1$으로

Table 2 S/N ratio for Taguchi method

Characteristics	S/N ratio
Smaller-the-better	$-10\log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} f_i^2\right]$
Larger-the-better	$-10\log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{f_i^2}\right]$

Table 3 Design factors of 3-level for Taguchi method

Design factors	Level		
	1	2	3
$A(P_{f2})$	10.00 mm	15.00 mm	20.00 mm
$B(P_{f3})$	7.50 mm	10.00 mm	12.50 mm
$C(P_{f4})$	7.50 mm	10.00 mm	12.50 mm
$D(P_{f5})$	5.00 mm	7.50 mm	10.00 mm
$E(P_{f6})$	5.00 mm	7.50 mm	10.00 mm
$F(P_{f7})$	5.00 mm	7.50 mm	10.00 mm

Table 4 $L_{27}(3^6)$ orthogonal array table for Taguchi method

Test number	Design factor					
	A	B	C	D	E	F
1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2	2
3	1	1	1	1	3	3
4	1	2	2	2	1	1
5	1	2	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3	3
7	1	3	3	3	1	1
8	1	3	3	3	2	2
9	1	3	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1	2
11	2	1	2	3	2	3
12	2	1	2	3	3	1
13	2	2	3	1	1	2
14	2	2	3	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1
16	2	3	1	2	1	2
17	2	3	1	2	2	3
18	2	3	1	2	3	1
19	3	1	3	2	1	3
20	3	1	3	2	2	1
21	3	1	3	2	3	2
22	3	2	1	3	1	3
23	3	2	1	3	2	1
24	3	2	1	3	3	2
25	3	3	2	1	1	3
26	3	3	2	1	2	1
27	3	3	2	1	3	2

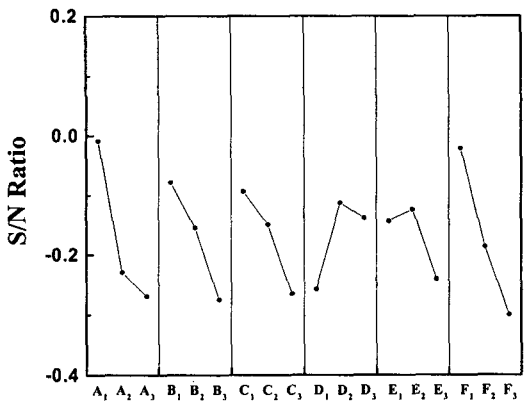

Fig. 1 Effects of design factors on S/N ratios with $w_1=1.0$.

결정되었다. 다구찌법에 의해 얻어진 설계인자의 최적 수준으로 수치해석을 수행한 결과, 기준 모델에 비해 열전달량이 5.5% 증가하였다. 위의 결과로부터 다구찌법은 산업 제품의 설계에 있어서 실제 설계 가능한 설계인자의 조합으로 최적값을 제시하므로 설계 성능의 향상과 설계 적용성이 훨씬 뛰어남을 알 수 있다. 따라서 다구찌법은 이미 생산 중인 제품의 개량에 훨씬 효과적인 방법이다. Table 5은 목적함수에 대한 가중치에 따라 다구찌법에 의해 구해진 열교환기의 설계인자에 대한 최적수준을 나타낸 것이고, 기준 모델의 결과에 대한 최적 모델의 평균 열전달률과 착상량의 변화율을 제시한 것이다. 가중치에 따라 열전달량을 증가시키거나 착상량을 감소시키는 해가 제시되었다.

일반적인 최적화 방법은 인자의 수준을 증가시킬수록 해석해야 하는 경우의 수가 대폭 증가하는 단점이 있다. 그러나 다구찌법은 인자의 수준이 증가할지라도 해석 수의 증가가 거의 없다. 따라서 다구찌법에 대해서 설계인자를 5수준으로 분할하여 최적화를 수행하였다. 설계인자의 수준을 Table 6에 제시하였으며, $L_{25}(5^6)$ 직교 배열표를 이용하여 수치해석을 수행하였다. 해석결과를 이용하여 식(2)의 목적함수에 대한 최적화 결과를 가중치에 따라 Table 7에 나타내었다. 3수준

Table 5 Optimum values for 3-level design factors using Taguchi method with weight factors

Weight factor (w_1)	A	B	C	D	E	F	f	$\eta_{Q_{ave}}$	η_{m_f}
1.0	1	1	1	2	2	1	1.055	5.5%	8.5%
0.7	1	1	1	1	1	1	1.025	4.3%	1.9%
0.5	3	3	3	1	1	1	1.032	−2.2%	−7.8%

Table 6 Design factors of 5-level for Taguchi method

Design factors	Level				
	1	2	3	4	5
$A(P_{f2})$	10.00 mm	12.50 mm	15.00 mm	17.50 mm	20.00 mm
$B(P_{f3})$	7.50 mm	8.75 mm	10.00 mm	11.25 mm	12.50 mm
$C(P_{f4})$	7.50 mm	8.75 mm	10.00 mm	11.25 mm	12.50 mm
$D(P_{f5})$	5.00 mm	6.25 mm	7.50 mm	8.75 mm	10.00 mm
$E(P_{f6})$	5.00 mm	6.25 mm	7.50 mm	8.75 mm	10.00 mm
$F(P_{f7})$	5.00 mm	6.25 mm	7.50 mm	8.75 mm	10.00 mm

Table 7 Optimum values for 5-level design factors using the objective function (Eq. 2) with weight factors

Weight factor (w_1)	A	B	C	D	E	F	f	$\eta_{Q_{ave}}$	η_{m_f}
1.0	1	1	1	2	2	1	1.065	6.5%	10.5%
0.7	1	1	1	2	1	1	1.023	5.8%	6.4%
0.5	4	5	5	1	1	1	1.033	−1.8%	−7.7%

의 설계인자에 대한 최적화 결과에 비해 5수준의 설계인자에 대한 최적화 결과는 전체적으로 전열 성능이 다소 향상되었다. 따라서 다구찌법의 사용 시 적절히 설계인자의 수준을 증가시킬 경우 해석 수의 증가 없이 설계 성능을 충분히 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

4.2 목적함수에 따른 최적값의 변화

본 연구에서는 평균 열전달률과 착상량으로 구성된 식(2)에 대해 열교환기의 착상 성능 최적화를 수행하였다. 그러나 착상 조건하에서 열교환기의 성능은 전열 성능 향상 뿐만 아니라 열교환기의 운전시간를 증가시킬 경우에도 향상시킬 수 있다. 따라서 적용성이 우수하고 해석 경우의 수도 크지 않은 다구찌법을 사용하여 열교환기의 운전시간 연장을 위한 최적화를 수행하였으며, 운전시간과 평균 열전달률로 구성된 목적함수를 다음과 같이 설정하였다.

$$f(A,B,C,D,E,F) = \frac{t_{op}}{t_{op,ref}} w_2 + \frac{Q_{ave}}{Q_{ave,ref}}(1-w_2) \quad (3)$$

여기서, w_2는 열교환기의 운전시간에 대한 가중치이며, $t_{op,ref}$는 기준 운전시간인 390분을 의미한다. t_{op}는 기준 모델의 열교환기가 390분 운전된 상황에서의 유로 차단비와 해석 열교환기에서 유로 차단비가 같을 때까지의 열교환기의 운전시간을 의미한다. Table 4에 제시된 해석 대상 열교환기에 대해서 식(3)의 목적함수에 따라 최적화한 결과를 Table 8에 제시하였다. $\eta_{t_{op}}$는 기준 운전시간에 대한 최적 모델의 운전시간의 변화율을 나타낸다. 최적의 열교환기는 기준 모델의 열교환기와 거의 동일한 평균 열전달량을 보이며, 운전시간이 12.9% 증가하였다.

4.3 운전조건에 따른 최적값의 변화

열교환기의 운전상황은 사용자 및 주변 여건에 따라 다소 달라질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 냉장고의 운전조건 중에서 냉매의 입구온도, 공기속도, 공기온도, 그리고 공기 절대습도가 변화할 수 있을 것으로 판단하였으며, 다음과 같은 조건에 대해서도 최적화를 수행하였다.

CASE 1: 기준 조건에서 u_a=1.2 m/s로 변경
CASE 2: 기준 조건에서 w_a=0.00118 kg/kg$_a$와 T_a=−13.4℃로 변경
CASE 3: 기준 조건에서 T_r=−27℃로 변경

위의 조건에서 식(2)의 목적함수(w_1=1.0)에 대해 3수준 인자를 사용한 다구찌법을 이용하여 최적화를 수행하였고, 그 결과를 Table 9에 제시하였다. 공기유속이 감소할 경우에 설계인자에 대한 최적수준의 변화는 없었으나, 공기온도와 냉매온도가 감소할 경우에는 열전달의 감소를 줄이기 위해 휜 피치가 감소하여 전열면적의 증가에

Table 8 Optimum values for 3-level design factors using the objective function (Eq. 3) with weight factors

Weight factor (w_2)	A	B	C	D	E	F	f	$\eta_{t_{op}}$	$\eta_{Q_{ave}}$
1.0	1	2	1	2	2	2	1.129	12.9%	0.1%
0.7	1	2	1	2	2	2	1.091	12.9%	0.1%
0.5	1	2	1	2	2	2	1.065	12.9%	0.1%

Table 9 Optimum values for 3-level design factors using the objective function (Eq. 2) and w_1=1.0 with operating conditions

Case	A	B	C	D	E	F	f	$\eta_{Q_{ave}}$	η_{m_f}
1	1	1	1	2	2	1	1.057	5.7%	5.9%
2	1	1	1	2	1	1	1.062	6.2%	7.4%
3	1	1	1	2	1	1	1.059	5.9%	4.3%

의해 열전달이 증가되는 방향으로 최적값이 변화하였다. 그러나 열교환기의 설계인자의 최적값에 대한 운전 조건의 영향은 상대적으로 미미하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 착상 조건하에서 다구찌법의 적용을 통해 열교환기의 전열 성능 향상 및 운전시간의 연장을 위한 설계인자의 최적값을 제안하였다. 냉장고 조건하에서 평균 열전달량을 극대화하는 열교환기의 설계인자의 최적수준을 $A_1B_1C_1D_2E_2F_1$로 결정하였고, 기준 모델에 비해 평균 열전달량이 최대 6.5% 증가하였다. 열교환기의 운전시간의 연장을 위한 설계인자의 최적수준은 $A_1B_2C_1D_2E_2F_2$로 결정되었고, 기준 모델에 비해 운전시간이 최대 12.9% 연장되었다. 또한, 열교환기의 설계인자의 최적값에 대한 운전 조건의 영향은 상대적으로 미미하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Yonko, J. D. and Sepsy, C. F., 1967, An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate, ASHRAE Trans, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 73, No. 2, pp. 1.1-1.11.
2. Mao, Y., Besant, R. W. and Chen, H., 1999, Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part 1, Experimentation and correlations, ASHRAE Trans., Vol. 105, No. 2, pp. 231-251.
3. Yang, D. K. and Lee, K. S., 2004, Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate, Int. J. Refrigeration, Vol. 27, No. 1, pp. 89-96.
4. Jones, B. W. and Parker, J. D., 1975, Frost formation with varying environmental parameters, J. Heat Transfer, Vol. 97, pp. 255-259.
5. Lee, K. S., Kim, W. S. and Lee, T. H., 1997, A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 18, pp. 4359-4365.
6. Yun, R., Kim, Y. and Min, M. K., 2002, Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate, Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 3, pp. 362-371.
7. Lee, K. S., Jhee, S. and Yang, D. K., 2003, Prediction of the frost formation on a cold flat surface, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, No. 20, pp. 3789-3796.
8. Mago, P. J. and Sherif, S. A., 2003, Heat and mass transfer on a cylinder surface in cross flow under supersaturated frosting conditions, Int. J. Refrigeration, Vol. 26, No. 8, pp. 889-899.
9. Raju, S. P. and Sherif, S. A., 1993, Frost formation and heat transfer on circular cylinders in cross-flow, Int. J. Refrigeration, Vol. 16, No. 6, pp. 390-401.
10. Jhee, S., Lee, K. S. and Kim, W. S., 2002, Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger, Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 8, pp. 1047-1053.
11. Yan, W. M., Li, H. Y., Wu, Y. J., Lin, J. Y. and Chang, W. R., 2003, Performance of finned tube heat exchangers operating under frsoting conditions, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, No. 5, pp. 871-877.
12. Deng, D., Xu, L. and Xu, S., 2003, Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 8, pp. 905-912.
13. Kondepudi, S. N. and ON'eal, D. L., 1993, Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: I. Simulation model, Int. J. Refrigeration, Vol. 16, No. 3, pp. 175-180.
14. Seker, D., Karatas, H. and Egrican, N., 2004, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers: Part I. Modeling of frost forma-

tion on fin-and-tube heat exchangers, Int. J. Refrigeration, Vol. 27, No. 4, pp. 367-374.
15. Yang, D. K. and Lee, K. S., 2005, Analysis of frosting performance of the fin-tube heat exchanger, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 11, pp. 965-973.