

나선형 핀이 내부에 부착된 관의 형상최적화

김 양 현, 하 옥 남*, 이 주 희**, 박 경 우***†

조선이공대학 건축설비과, *조선대학교 기계공학과, **호서대학교 메카트로닉스공학과,
***호서대학교 기계공학과

Shape Optimization of Internally Finned Tube with Helix Angle

Yang-Hyun Kim, Ok-Nam Ha*, Juhee Lee**, Kyoungwoo Park***†

Department of Architectural Equipment, Chosun College of Science & Technology, Gwangju 501-744, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju, 501-759, Korea

**Department of Mechatronics Engineering, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

(Received February 23, 2007; revision received June 12, 2007)

ABSTRACT: The Optimal solutions of the design variables in internally finned tubes have been obtained for three-dimensional periodically fully developed turbulent flow and heat transfer. For a trapezoidal fin profile, performances of the heat exchanger are determined by considering the heat transfer rate and pressure drop, simultaneously, that are interdependent quantities. Therefore, Pareto frontier sets of a heat exchanger can be acquired by integrating CFD and a multi-objective optimization technique. The optimal values of fin widths (d_1 , d_2), fin height(h) and helix angle(γ) are numerically obtained by minimizing the pressure loss and maximizing the heat transfer rate within ranges of $d_1 = 0.5 \sim 1.5$ mm, $d_2 = 0.5 \sim 1.5$ mm, $h = 0.5 \sim 1.5$ mm, and $\gamma = 0 \sim 20^\circ$. For this, a general CFD code and a global genetic algorithm(GA) are used. The Pareto sets of the optimal solutions can be acquired after 30th generation.

Key words: Internally finned tube(내부핀이 부착된 관), Helix angle(나선형 각), Periodic flow/thermal field(주기적 열/유동장), Multi-objective genetic algorithm(다목적 유전 알고리즘), Pareto set(파레토 집합)

기 호 설 명

A_1, A_2, B_1, B_2 : 경계 영역

A_{core} : 핀 높이를 제외한 관내부 유동 단면적,
 $\pi d_i^2 / 4 \cdot (1 - h)^2$

A_{fin} : 핀의 열전달 면적

A_{xs} : 실제 유동 단면적

d_1, d_2 : 핀의 상/하부 폭

d_i : 표시(indicated) 지름

f : 마찰 계수

$F(X)$: 목적함수

h : 핀의 높이 또는 열전달계수

k : 난류운동에너지

LMTD : 대수 평균온도차

N : 핀의 수

Nu : 누셀트 수

P : 압력

P_k : 난류 생성항

Re_v : 난류 레이놀즈 수($=k^{0.5} x_i / u$)

† Corresponding author

Tel.: +82-41-540-5804; fax: +82-41-540-5808

E-mail address: kpark@hoseo.edu

T : 온도
 u, v, w : x, y, z -방향에 대한 속도 성분
 X : 설계변수 벡터

그리스 문자

α : 인접한 두 핀의 원주방향 각도
 β : 압력구배의 선형성분
 γ : 나선형(helix) 각
 ϵ : 난류운동에너지 소산율
 η : 열성능계수(TPF)
 θ : 무차원 온도
 μ_t : 난류점성계수

1. 서 론

소형화에 따른 고성능 열교환기 설계 시, 열전달 향상을 위해 관 내부에 원주방향으로 핀을 부착하는 기술은 화학공정 및 전자장비 냉각 등의 많은 산업현장에서 널리 적용되고 있다.⁽¹⁻³⁾ 내부에 핀이 부착된 열교환기 내부는 관과 핀의 표면에 발생하는 열 및 수력학적 경계층에 의해 열전달량과 펌핑동력량이 결정된다. 이러한 열교환기는 평판 관에 비해 열전달은 향상되지만, 압력강하에 의한 펌핑동력 역시 증가하게 된다.

열전달 향상을 위한 새로운 시도는 관 내부에 유동이 박리되지 않는 범위 내에서 나선형으로 핀을 부착하는 방법이 있다.^(4,5) 이러한 관은 유동방향으로 핀을 부착하는 기존의 관에 비해 단면적은 일정하지만 유동이 진행됨에 따라 회전성분에 의해 접촉 면적이 증가하게 되어 열전달은 향상된다. 하지만 표면 마찰력의 증가로 유체의 유동을 유지하기 위해 많은 동력이 필요하다.

따라서 고성능화를 위한 열교환기의 내부 형상은 열전달과 유동현상을 동시에 고려하여 설계되어야 하며, 이는 최적설계를 통해 실현될 수 있을 것이다. 특히, 핀이 부착된 원형관은 서로 상반되는 성능함수인 압력강하와 열전달로 인해 최적 해는 유일하게 정의되지 않는다. 이러한 최적해의 집합은 지배되지 않는 전역 최적해, 즉 파레토 집합(Pareto set)이 되는 것이다.

지금까지 핀이 부착된 관의 형상설계는 주로 열/유동특성을 고려하여 이루어져 왔다. Jensen and Vlakancic⁽⁴⁾와 Liu and Jensen⁽⁵⁾은 완전히

발달된 주기적 유동특성을 갖는 관내부의 핀 형상 변화가 열 및 유동특성에 미치는 영향을 실험 및 수치적으로 연구하였다. 실험 결과 Reynolds 수가 20,000 이하이며 핀이 높이가 작은 경우에는 마찰계수(f)에 영향을 거의 미치지 않는다고 하였으며, 핀 모서리 끝단의 형상과 유동방향으로의 나선형 각도가 열전달에 미치는 영향이 매우 크다고 하였다. 또한 핀의 유동면(windward)이 반대쪽면(leeward)에 비하여 열전달과 마찰손실에 중요한 역할을 한다고 밝혔다.

그러나 열교환기에서의 열전달 향상과 압력강하 감소는 서로 모순되는 중요한 성능이기 때문에 전산유체역학(이하 CFD)과 최적설계법을 융합한 연구가 필요하게 되었다. 이에 따라 최근에 이상환 등⁽⁶⁾과 이주희 등⁽⁷⁾은 나선형 각이 0°인 내부에 핀이 부착된 관의 최적형상에 대해 연구하였다. 이들은 핀의 최적형상을 구하기 위해 CFD와 국소최적화 기법 및 유전알고리즘을 각각 적용하였다. 그러나 관 내부에 핀이 부착된 경우와 같이 복잡한 형상을 갖는 열교환기의 목적함수는 비선형성이 강하며, 설계민감도에 대한 정보를 제공하기 힘들기 때문에 국소 최적화 기법으로는 최적해를 얻는데 한계에 부딪치게 되며, 나선형 각을 갖는 관내 핀 형상을 최적화한 연구는 현재까지 찾기가 쉽지 않다.

따라서 본 연구에서는 내부에 나선형 각을 갖는 사다리꼴 형상의 핀이 내부에 부착된 관에서 열전달 향상과 압력손실 최소화를 위한 핀의 최적형상을 수치적으로 얻고자 한다. 복잡한 형상에 대한 성능함수의 정확한 계산은 매우 중요하므로 CFD를 이용하여 관내부의 열/유동특성을 규명한다. 또한 서로 상반되는 다목적함수로 인해 최적해는 유일하게 정의되지 않기 때문에 최적해의 집합은 다목적함수를 위한 유전알고리즘(GA, genetic algorithm)을 사용하여 구한다.

2. 최적설계문제의 정의

2.1 내부핀이 부착된 원형관

Fig. 1은 본 연구에서 고려한 내부에 임의의 나선형각을 갖는 핀이 부착된 원형 관의 형상을 개략적으로 나타낸 그림이다. 관의 내부에는 원주방향으로 사다리꼴 모양의 핀이 규칙적으로 반

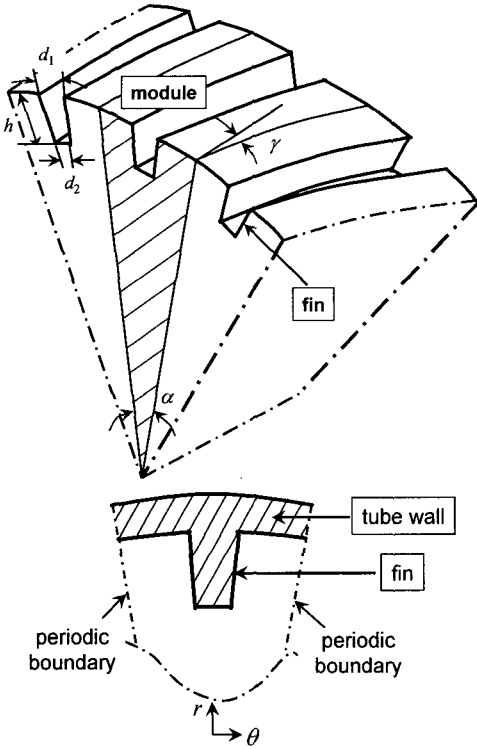


Fig. 1 Physical configuration and computational domain (module).

복되어 부착되어 있다. 또한 직경에 대한 길이의 비가 충분히 커 입구의 영향을 무시할 수 있는 경우라면, 관 내부 유동은 주유동방향인 z -방향으로 주기적으로 완전 발달(periodic fully-developed)한 유동 특성을 가지며, 동시에 원주방향(θ)으로도 편 1개를 기준으로 같은 형태의 유동이 반복된다.

2.2 관내 열/유동장

2.2.1 원주방향

Fig. 1과 같이, 속도 뿐만 아니라 압력, 온도를 포함한 모든 스칼라량은 원주방향의 주기 α 에 대해 반복적이다.⁽⁸⁾ 즉,

$$\phi(\mathbf{s}) = \phi(\mathbf{s}, n\alpha) \quad (1)$$

이다. 여기서 ϕ 는 일반 종속변수, \mathbf{s} 위치벡터, α 는 해석영역에 대한 회전각, 그리고 n 은 모듈의 수이다.

2.2.2 주 유동방향

주기적으로 완전발달한 유동의 속도 및 압력은 다음 식으로 표현된다.⁽⁸⁾

$$u_i = u_i(\mathbf{s}, nL) \quad (2a)$$

$$p(\mathbf{s}) = -\beta \delta_{ij} x_i + \bar{p}(\mathbf{s}) \quad (2b)$$

여기서 L 은 주-유동방향으로 반복되는 모듈, β 는 압력구배의 선형성분, 그리고 $\bar{p}(\mathbf{s})$ 는 주기압력을 각각 의미한다. 식(2b)의 $-\beta \delta_{ij} x_i$ 은 비-주기적인 압력강하로서 유체유동의 구동력이 된다. 따라서 β 값은 매 반복시 원하는 질량유량과 계산된 질량유량 차이가 수렴조건을 만족할 때 까지 반복적으로 수정된다. 또한 경계면의 온도가 일정한 완전 발달한 유동장에서 유체의 온도는 유체가 흘러감에 따라 지수함수적으로 벽 온도에 접근하게 되어 어떠한 경계면에서도 일치하지 않는다. 따라서 다음과 같이 주기적 유동에 대한 적절한 온도 스케일을 정의할 필요가 있다.

$$\theta(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(x) - T} \quad (3)$$

여기서 T_w 은 벽온도이며, $T_b(x)$ 는 체적온도로서 다음과 같다.

$$T_b(x) - T_w = \frac{\int_A u(T - T_w) dA}{\int_A u dA} \quad (4)$$

따라서, 하나의 모듈 온도에 대해 주기적인 경계조건 $\theta(0, y, z) = \theta(L, y, z)$ 을 만족하게 된다.

2.3 난류모델링

원관내의 유동은 난류로서 정상상태, 비압축성 유동에 대한 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes)방정식을 풀어야 한다. 특히, 내부에 핀이 부착된 경우에 벽면 영역에서는 점성에 의해 다른 길이 척도를 가지게 된다. 따라서 본 연구에서는 유동영역을 완전난류영역과 벽면영역으로 구분하여, 완전난류영역에는 표준 $k-\epsilon$ 난류모델⁽⁹⁾을, 벽 근방에서는 Norris와 Reynold⁽¹⁰⁾에 의해 제

안된 저 레이놀즈수 모델을 사용하는데, Norris와 Reynold 모델에 의한 난류운동에너지(k) 보존방정식은

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (5)$$

이다. 이때, 난류운동에너지의 소산율(ϵ)과 난류 점성계수, μ_t 는 다음의 식으로 계산된다.

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\epsilon} \left(1 + \frac{C_\epsilon}{Re_y} \right) \quad (6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho f_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

여기서 ϵ 에 대한 특성길이 l_ϵ 은 다음과 같다.

$$l_\epsilon = C_\mu^{-3/4} k y \quad (8)$$

본 연구에서 사용된 난류모델의 실험함수 및 상수 값들은 다음과 같다.^(9, 10)

$$f_\mu = 1 - \exp(-Re_y/A_\mu), \quad \sigma_k = 1.0, \\ C_\epsilon = 5.3, \quad C_\mu = 0.09, \quad k = 0.42, \quad A_\mu = 50.5 \quad (9)$$

3. 최적설계

3.1 최적설계 정식화

최적설계란 제약조건을 만족하면서 목적(성능) 함수를 최소 또는 최대로 하는 최선의 설계변수를 수치적으로 찾는 것으로, 최적설계문제는 기본적으로 최적화할 설계변수, 최소화 또는 최대화할 성능함수, 제약조건 등으로 구성된다.

목적함수 : 열전달과 압력강하는 열 교환기의 설계에서 가장 중요한 성능함수이므로 이들을 목적함수로 선정하였으며, 이를 각각 Nusselt 수와 마찰계수로서 정량적으로 나타내었다.

먼저, Nusselt 수

$$Nu = \frac{h l_c}{k} \quad (10)$$

로 정의한다. 주기적 열/유동장인 경우, 평균 열

전달계수는 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (11)$$

여기서 A 는 핀이 없는 경우의 열전달면적, Q 는 열전달율, 그리고 $LMTD$ 는 대수평균온도차로서 각각 다음과 같이 정의한다.

$$Q = \rho C_p V_c A_f [T_{b,\infty} - T_{b,out}] \quad (12)$$

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{b,out})}{\ln[(T_w - T_{b,out})/(T_w - T_{b,\infty})]} \quad (13)$$

여기서 A_f 는 핀을 포함한 원관내 열전달면적이다. 그리고 마찰계수는 다음의 식으로 계산되며,

$$f = \left(\frac{\partial P}{\partial z} l_c \right) \bigg/ \frac{1}{2} \rho V_c^2 \quad (14)$$

l_c 은 다음과 같이 정의되는 특성길이이다.⁽⁴⁾

$$\frac{l_c}{d_i} = \frac{A_{core}}{A_{xs}} (1 - H) \\ + \frac{A_{fin}}{A_{xs}} \left[\frac{\pi}{N} \left(1 - \frac{H}{2} \right) - \frac{d_1 + d_2}{2d_i} \right] \quad (15)$$

설계변수 : 핀의 수가 30개로 일정한 본 연구의 경우, 관 내부 형상은 핀의 높이, 핀의 상/하부 폭, 그리고 나선형 각에 의해 결정되므로 이들을 설계변수로 선택한다.

제약조건 : 설계변수는 상/하한값과 제작 가능성을 고려하여 설정한다.

본 연구의 형상최적화 문제를 목적함수, 설계변수, 제약조건, 그리고 설계변수의 상/하한값 등에 대해 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

$$\text{Find } \mathbf{X} = \{h, d_1, d_2, \gamma\}^T \quad (16)$$

$$\text{to minimize } F_1(\mathbf{X}) = f \quad (17a)$$

$$\text{to maximize } F_2(\mathbf{X}) = Nu \quad (17b)$$

Subjected to

$$0.5 \leq h \leq 1.5 \text{ mm}$$

$$0.5 \leq d_1 \leq 1.5 \text{ mm}$$

$$0.5 \leq d_2 \leq 1.5 \text{ mm} \quad (18)$$

$$0^\circ \leq \gamma \leq 20^\circ$$

3.2 유전알고리즘

GA는 적자생존과 생물학적 진화를 모사한 최적화 기법⁽¹¹⁻¹²⁾으로, 설계공간이 아주 복잡하거나, 다목적 함수 문제, 수치적 노이즈가 있는 경우, 또는 강건설계에 용이한 최적설계기술이다. GA의 개체는 설계변수의 수 만큼의 유전자들로 이루어진 염색체를 가지고 있다. 한 세대는 일정한 수의 개체로 이루어지며 각 개체는 염색체를 역 변환한 설계변수에 따라 목적함수를 계산하고, 그 개체가 속한 세대 내에서 적합함수를 이용해 상대적인 적합도를 구하게 된다. 세대 내에서 상대적으로 높은 적합도를 가진 개체는 확률적으로 자신과 비슷한 유전자를 가진 자손을 낳을 수 있는 더 많은 기회를 가지게 된다. 진화가 거듭됨에 따라 우수한 개체가 많아지고 평균적인 적합도가 높아지게 된다.

3.2.1 연산자

부모에서 자식세대로 새로운 개체를 생성하기 위해 다음과 같은 기본적인 연산을 거치게 된다.

선택: 현 세대 내에서 가능성 있는 우수한 개체를 검색하는 선택은 유전 알고리즘의 가장 중요한 연산자이다. 본 연구에서는 다목적최적화 문제에 적합한 토너먼트방식을 사용하였으며, 선택의 레벨만큼 토너먼트 방식의 경쟁을 통해 최종적으로 선택되게 함으로 선택압력(selection pressure)을 조정할 수 있도록 하였다.

교배: 일반적으로 교배의 확률은 0.6~0.9정도로 높게 설정한다. 자름선을 몇 개로 하느냐에 따라 일점 혹은 다점 교배가 가능하다. 자름선의 수는 유전자내에 존재하는 패턴인 스키마(schema)의 생존과 밀접한 관계를 가지고 있다. 초기의 길이가 짧은 스키마에서 점점 진화를 거듭함에 따라 길이가 길고 적응도가 높은 스키마로 변하게 된다. 이러한 현상을 빌딩블록가설(building block hypothesis)⁽¹³⁾이라고 한다. 그리고 스키마의 길이가 길수록 홀수보다는 짝수의 자름선을 사용한 교배가 스키마의 생존이라는 측면에서 유리하다.⁽¹⁴⁾ 따라서 본 연구에서는 2점 교배를 주로 사용한다.

돌연변이: 돌연변이는 세대내의 모든 유전자에 대해서 같은 율로 돌연변이를 적용하는 균등 돌연변이를 이용했다. 유전자의 표현형을 2진수를 사용했기 때문에 비트단위의 XOR 연산자를 사용했

다. 완전히 새로운 공간에 대한 탐색(exploration)과 이미 탐색한 공간 주변의 더 나은 개체를 찾는 채굴(exploitation)의 적절한 균형을 유지하기 위해 돌연변이율은 0.5% 이하로 아주 낮게 사용한다.

적소(niche): 설계 공간상의 가까운 거리에 존재하는 개체들은 서로 비슷한 성향을 가지고 있다고 볼 수 있다. 좀 더 다양하고 넓은 영역을 탐색할 수 있도록 하기 위해서는 적소반경 내에 필요 이상의 많은 개체가 존재하지 않도록 해야 한다. 적소거리는 설계 공간상의 거리대신 염색체의 이진 거리를 사용하였다.

$$\begin{aligned} \frac{r_{ij}}{R} &= \sum_{k=1}^L \left[\frac{|d_i - d_j|}{R} \right]_k = \sum_{k=1}^L \left[\frac{m \cdot \Delta x}{n \cdot \Delta x} \right]_k \\ &= \sum_{k=1}^L \left[\frac{m}{n} \right]_k \end{aligned} \quad (19)$$

여기서 $|d_i - d_j|_k$ 는 변수 k 에 있어서의 개체 i 에 j 까지의 거리이며, m 은 i 에서 j 까지의 이진 거리를, n 은 적소반경의 이진 거리이다.

적합도(fitness): 목적함수 값을 사용하는 대신 적소 등과 같이 목적함수를 저평가하는 경우에 상대적 평가가 가능하도록 식(20)과 같이 적합함수에 따른 적합도를 사용하였다.

$$fit = \left[(v_{max} - v) + \frac{v_{max} - v_{min}}{Sp_f - 1} \right] \cdot \frac{Sp_f - 1}{v_{max} - v_{min}} \quad (20)$$

식(20)에서 v_{max} , v_{min} 는 각각 현 세대의 목적함수의 최대값 및 최소값을 나타내며, Sp_f 는 최대적합도를 의미한다. 각 세대내에서 적합도는 가장 우수한 해는 Sp_f , 가장 열등한 해는 1이 된다.

3.2.2 파레토 프런티어(Pareto frontier)

다목적함수에 대한 최적해는 목적함수들이 서로 선형적으로 종속되어 있는 경우를 제외하고는 유일하게 결정되지 않는다. 특히, 본 연구에서와 같이 열전달 최대와 펌핑동력 최소화를 동시에 만족하는 보다 우수한 해는 존재하지 않는다. 대신 지배되지 않는 해(non-dominated solution)가 존재하며, 지배되지 않는 해 집합을 파레토 프런티어라 한다.

최소화 문제에서, 해 벡터 x 가 y 에 대해서 지배적이라고 하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \forall i \in 1, 2, \dots, k: F_i(\mathbf{x}) \leq F_i(\mathbf{y}) \quad \text{and} \\ \exists j \in 1, 2, \dots, k: F_j(\mathbf{x}) < F_j(\mathbf{y}) \end{aligned} \quad (21)$$

여기서 $F_i(\cdot), F_j(\cdot)$ 는 각각 목적함수를 나타낸다. 보통, 다목적 최적화 문제인 경우 목적함수들을 가중하는 방법으로 하나의 목적함수를 구하는 문제로 변형시킨다. 그러나 목적함수를 가중한 새로운 목적함수 공간은 원래의 다목적 공간과는 다른 설계공간을 가질 수 있다. 또 목적함수의 상대적인 크기의 차이가 크거나 변화량이 큰 목적함수가 존재한다면 최적해는 주로 이러한 지배적인 값을 최적화하는 형태로 이루어지게 된다. 이를 위해 각 목적함수에 대해 정규화를 하지만 정규화된 각 목적함수의 크기와 범위가 모두 같을 수 없기 때문에 여전히 특정 목적함수에 편중된 최적화가 되기 쉽다. 그러나 GA를 사용할 경우, 각 목적함수는 적합도에 의해 상대적으로 평가되며 목적함수의 크기나 변화량에 전혀 영향을 받지 않는다.

4. 수치해석

4.1 열/유동장

Fig. 1에 보는 것과 같이, 한 개의 핀을 포함한 모듈을 해석영역으로 삼아 3차원 완전 발달한 정상상태의 열/유동장을 해석하였다. 원형관내를 지나는 작동유체는 비압축성의 물($Pr = 6.9$)이며, 난류유동($Re = 1 \times 10^4$)이다. 모든 물성치는 일정하며 부력, 복사 및 에너지 소산에 의한 영향은 매우 적다. 또한 원주방향의 핀 주기성으로 인해 $\alpha = 2\pi/N$ 의 영역만을 해석모델로 선정하였다. 관의 고체면은 해석에 포함하지 않았으며, 핀을 포함한 관 표면은 일정한 온도($T_w = 350K$)로 유지되고, 저온의 유체($T_{in} = 318K$)가 유입된다. 한 모듈의 원주방향으로는 식(1)의 주기경계 조건을, 그리고 주유동 방향에 대해서는 식(2)의 조건을 사용하였다. Fig. 2에 나타난 바와 같이, 격자의 수는 핀 형상에 따라 자동으로 결정되도록 하였으며, 핀 부위나 벽면 근처에 격자를 밀집시켜 유동이나 열경계층을 잘 모사하도록 "O"형의 격자로 벽면에서 Y^+ 가 $O(1)$ 이 되도록 했으며 개수는 약 15000개이다. 유동방향으로의 길이는 수치해석의 결과에 영향을 미치지 않기 때문에 3층의 격자를 사용했으

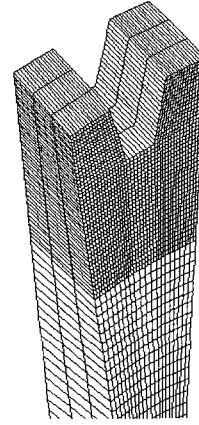


Fig. 2 Grid systems for $h=1.0\text{mm}$, $d_1 = 1.0\text{mm}$, $d_2 = 0.5\text{mm}$ and $\gamma = 15^\circ$.

며, 각 층의 두께는 0.2mm 로 하였다. 열/유동 해석은 범용 CFD코드인 STAR-CD⁽¹⁵⁾를 사용하였으며, 해석 결과는 모든 변수에 대한 유수의 합과 입/출구 사이의 압력 변화량이 연속 3반복에 대해 4×10^{-5} 이하 일때를 수렴해로 판단하였다.

4.2 CFD와 최적기법의 통합

본 연구에서는 나선형 핀이 부착된 열교환기의 열전달 향상과 압력손실 감소를 동시에 이룰 수 있는 최적설계값을 수치적으로 구하고자 하며, 이를 위해 CFD와 전역 최적화 기법인 GA를 통합하였다. GA를 이용하여 최적화를 수행하기 위해서는 GA에서 생성한 설계변수에 따라 해석기(analyzer)에서 필요한 격자, 해석, 평가를 위한 결과값의 생성 등 일련의 작업이 이루어져야 한다. 이들의 상호 관련성은 Fig. 3에 나타내었다. 설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 각 개체를 재생산을 위한 선택에 있어서 평가는 식(20)의 적합도를 이용하였다. 적합도는 f 와 Nu 에 대해 각각 계산되어진다. 자손세대를 구성하기 위해 임의로 선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려한다. 만약 두 개체가 모두 지배적이지 않다면 식(19)과 같이 적소를 평가하게 된다. 적소평가에서 더 높은 적합도를 얻은 것이 선택된다. 이와 같은 과정을 선택레벨만큼 반복하게 된다. 2개의 개체가 선택되면 임의의 난수를 발생해서 이들의 교배여부를 결정하게 된다. 이때, 정해진 교배율보다 낮으면 교배

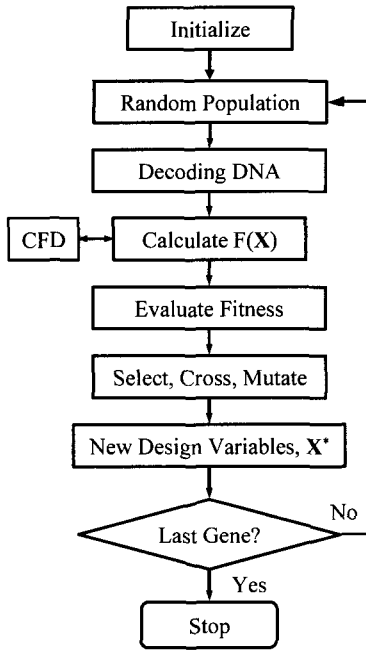


Fig. 3 Numerical methodology for optimization.

를 수행하며, 2점 교배를 사용하므로 부모 개체의 임의의 2곳을 선정 후 유전자를 서로 교환하게 된다. 교배가 끝나면 이전 세대와 같은 수의 개체가 생성되고 이들 중 일부 유전자를 돌연변이 시키게 된다. 한 세대내의 모든 개체의 모든 유전자에 대하여 유전자 돌연변이 난수를 발생한 후 돌연변이율 보다 낮으면, 그 유전인자에 대해 배타적합(XOR)연산을 수행한다. 새롭게 평가를 수행한 개체에 대해서는 모두 저장해 두었다가 평가가 필요한 개체가 존재하면 먼저 저장된 개체를 찾게 되는데, 이미 계산된 경우라면 기존에 계산값을 이용하며, 그렇지 않은 경우에는 열/유동해석을 수행한다.

5. 결과 및 고찰

Table 1은 최적해를 구하고자 하는 나선형으로 편이 주기적으로 부착된 원형관의 초기(기준)모델에 대한 형상 및 이에 상응하는 목적함수를 나타낸 표이며, Table 2는 유전알고리즘에 사용된 최적화 인자들이다. 각 세대별로 개체수는 35이며, 총 진화 회수는 30회이다. 튜브의 외부 직경은 23 mm로 하였다. 세대형 진화 알고리즘을 사용하기 때문에 각 세대는 같은 개체수를 유지하

Table 1 Baseline geometry of finned tube and their objective functions

Design variables	Objective functions
Fin height(h), 1.0 mm	Friction coeff. (f), 0.0499
Upper width(d_1), 1.0 mm	
Lower width(d_2), 0.5 mm	Nusselt number (Nu), 116.03
Helix angle (γ), 15°	

Table 2 Parameters for genetic algorithm

	Value
Population	35
Generation	30
Cross over rate	0.8
Mutation rate	0.5%
Tournament level	2
Niche	3

게 된다. 교배율은 0.8이며, 진화 회수가 짧기 때문에 비교적 높은 율로 돌연변이를 발생하도록 하였다(0.5%). 적소값은 3으로 주어 각 개체사이의 구간 거리가 3이하가 되었을 때 해당 개체는 밀집된 개체수에 비례해서 적합도를 저평가하게 된다. 이는 해가 한곳에 모이는 것을 방지 할 수 있으며, 파레토 프런티어에 고르게 분포하도록 하기 위함이다.

5.1 열/유동해석의 타당성 검증

CFD모델의 타당성을 검증하기 위하여 원형관에 대하여 마찰 계수와 열전달량을 비교하여 Table 3에 나타내었다. 벽면과 유체내부의 온도 변화가 비교적 적은 경우 다음과 같이 Nu 의 실험값을 수식으로 표현할 수 있다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (22)$$

또 마찰 계수, f 는 매끈한 관에 관해서 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다.⁽¹⁶⁾

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (23)$$

이 수식은 $0.5 < Pr < 200$ 에 대하여 6%의 오차를 가지고 있다. Table 3에서 보는 것과 같이 $Re = 20,000$ 인 경우, 마찰계수가 약 5.3% 최대오차를 나타내며, 그 외의 경우에는 1% 이내의 오차로

Table 3 Validation for a smooth tube⁽¹⁶⁾

Re	Friction factor (f)		Heat Transfer ($Nu/Pr^{0.4}$)	
	Exp. ⁽¹⁶⁾	This Study	Exp. ⁽¹⁶⁾	This Study
10000	0.03174	0.0309	36.4525	36.9911
15000	0.02815	0.0279	50.4198	51.0155
20000	0.02611	0.0275	63.4676	63.7267

매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5.2 민감도 해석

각각의 설계변수가 성능함수인 열전달과 압력 강하에 미치는 영향을 살펴보기 위해 민감도 해석을 수행하여, 이를 Fig. 4~Fig. 7에 나타내었다. 먼저, 핀의 길이의 영향을 나타낸 Fig. 4를 보면, h 가 커질수록 열전달 및 압력손실 모두 증가하

고, 동일한 입구유량인 경우 유로의 감소와 이로 인한 유속의 증가로 열 경계층의 두께가 얇아지고 관의 깊은 중심부까지 영향을 주며 전열면적 또한 넓어진다. Fig. 4에서 보듯이 상부 핀두께의 증가는 열전달과 마찰손실을 모두 감소시키는 역할을 한다. d_1 의 증가는 앞의 경우와 마찬가지로 면적의 증가를 가져오게 된다. 또한 핀의 끝단과 옆면이 이루는 각도를 작게 만들어 온도구배를 줄인다. 이로 인해 열전달은 감소하게 된다. d_2 는 다른 설계요소와는 다른 역할을 한다. Fig. 5에서 d_2 가 상부 핀 두께 d_1 이 될 때까지는 그 변화가 미미하다가 그 이후에 급격히 감소하고 있다. 이때 압력손실에 d_2 가 미치는 영향은 거의 없다. 이러한 이유는 다음과 같다. 핀의 두께가 두꺼운 경우 핀과 핀사이는 더 이상 독립적이지 않고 서로 영향을 준다. 만약 d_2 가 더욱 커지게 되면 즉, $d_2 > d_1$ 이 되면, 관의 상부단면이 하부에 비해 작아져 동일한 주 유동위치에서 상부면에 2차유동

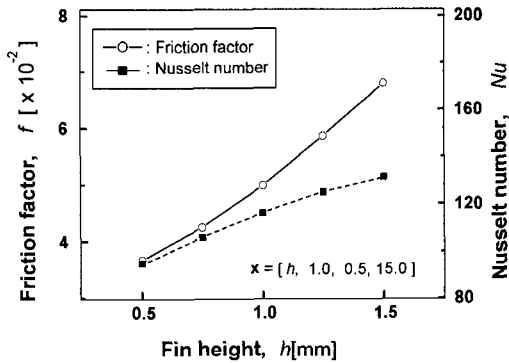


Fig. 4 Effect of h on performances.

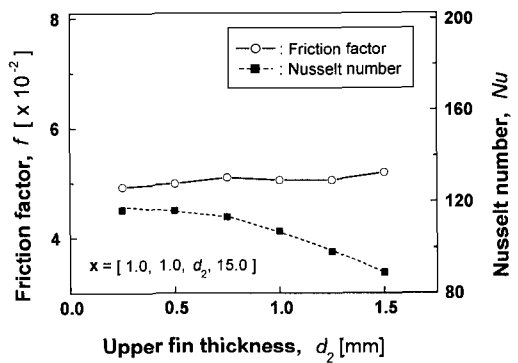


Fig. 6 Effect of d_2 on the performances.

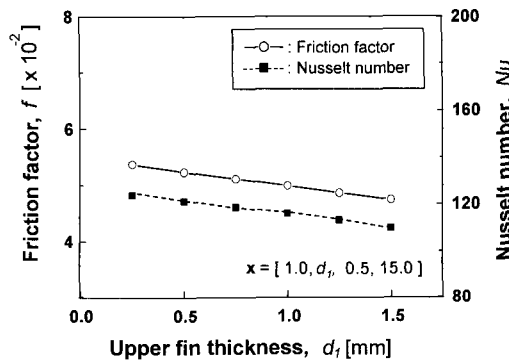


Fig. 5 Effect of d_1 on the performances.

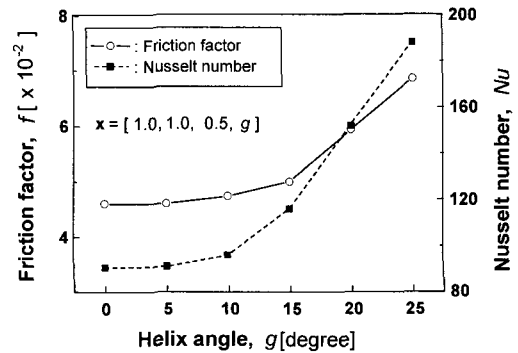


Fig. 7 Effect of γ on the performances.

이 발생하고 이로 인해 고온의 유체가 이 영역에 머물게 된다. 이로 인해 열경계층 발달이 더더 열전달은 감소되고 상대적인 유속의 감소로 압력강하량의 변화가 거의 나타나지 않는 것이다. 따라서 과도하게 큰 d_2 는 열전달 뿐 아니라 마찰에도 불리하기 때문에 제약조건을 주지 않아도 일정한 크기 이상으로 증가 하지 않을 것으로 사료된다. 특히 나머지 설계변수에 비해 헬릭스각이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향은 매우 크게 나타났는데, 이는 주 유동방향으로의 유동을 교란시켜 난류성분을 보다 증가시키기 때문이다. 참고로 Fig. 7에서 핀이 관내부에 직선으로 부착된 경우($\gamma = 0$)에 비해 나선형각을 갖고 핀을 부착된 경우에 압력강하 및 열전달 모두 증가하고 있음을 잘 보여주고 있다. 특히, $\gamma < 10^\circ$ 인 경우에 그 영향은 상대적으로 매우 미미하기 때문에 헬릭스 각에 대한 모든 최적해는 10° 이상일 것으로 예측할 수 있다.

이상의 설계변수에 대한 민감도 해석의 결과 나선형 각과 핀의 길이에 비해 핀의 상/하부 두께가 열전달 및 압력강하의 변화에 많은 영향을 미치지 않음을 알 수 있으며, 비선형성이 강한 최적설계 문제는 GA를 이용하여야 보다 정확한 최적해를 얻을 수 있음을 시사한다.

5.3 최적 해

설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 적합도는 Nu 와 f 에 대해 각각 계산되었다.

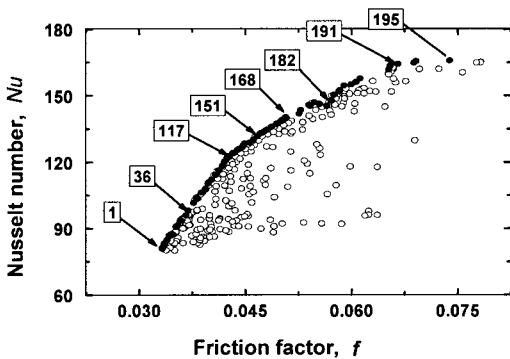


Fig. 8 Pareto set and dominated individuals with objectives; Nusselt No. (Nu) and friction coefficient(f).

자손세대를 구성하기 위해 임의로 선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려하였다. 하나의 최적해를 얻기 위해 함수의 계산 횟수는 144회로, 이는 동일한 형상과 조건에 대해 국소최적화기법인 SQP법으로 수행하였을 때의 135회⁽⁴⁾에 비해 약 6.6% 증가에 그침으로써 매우 효율적임을 알 수 있다.

Fig. 8은 대표적인 파레토 해를 나타낸 그림으로, 얻어진 최적해 파레토는 195개이다. 30세대를 진화하면서 생성된 모든 개체를 가로 축에 마찰계수를, 세로축에 Nusselt 수로 하는 2차원 평면에 나타내었다. 파레토는 마찰계수에 대하여 정렬을 수행하여 번호를 부여한 것으로 Pareto_#1은 가장 적은 마찰 계수 값을 가지는 개체이며, 반대로 Pareto_#195가 가장 큰 Nu 를 가지는 개체이다. 어두운 사각형(■)은 최전방해(Pareto frontier)를 나타내며, 속이 빈 도형은 지배되어지는 해를 의미한다. 본 연구에서는 열전달은 최대, 압력손실을 최소화하는 문제로 목적함수가 서로 모순되기 때문에 최전방해는 좌측 하단에서 우측 상단으로 형성되는 해들의 집합이 된다. 즉, 파레토 프런티어는 디자인공간의 넓은 지역에 가장 바깥 영역에 존재함을 알 수 있다. 참고로 왼쪽 하단의 파레토는 마찰에 의한 손실은 적으며 열전달은 적게 일어난다. 오른쪽 상단은 그 반대 현상이다.

Fig. 9는 임의의 선택한 대표적인 파레토에 대한 설계변수의 변화률, 그리고 Table 4는 이들에 대한 최적해(최적설계 변수값, 목적함수)를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 모든 설계변수가 목적함수에 따라 일정한 경향으로 변함을 알 수 있다.

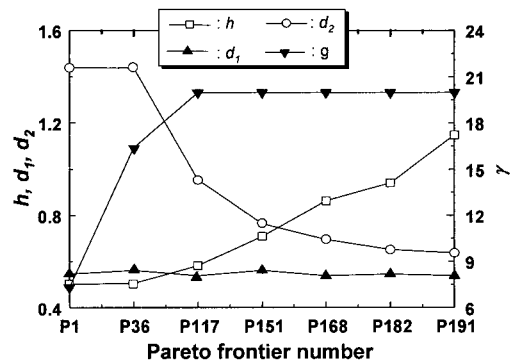


Fig. 9 Design variable for randomly sampled Pareto individuals.

Table 4 Optimal solutions of the design variables for various Pareto sets

Pareto	Design variables				Objectives	
	h	d_1	d_2	γ	$f(10^{-2})$	Nu
1	0.502	1.440	0.545	7.312	3.33	81.36
36	0.504	1.439	0.561	16.38	3.69	98.32
117	0.582	0.953	0.538	19.98	4.25	122.16
151	0.708	0.763	0.561	19.98	4.85	135.52
168	0.862	0.696	0.538	19.98	5.44	146.62
182	0.940	0.651	0.545	19.98	5.89	154.53
191	1.148	0.637	0.538	19.98	6.66	164.33
195	1.394	0.907	0.561	19.98	7.39	165.80

그리고 Pareto_#117 이후에 나선형 각의 변화가 거의 나타나지 않고 있으며, d_2 의 경우는 모든 최전방해에 대해 거의 일정한 값을 가지는 경향을 보였다. 핀의 높이가 열전달에 미치는 영향이 크므로 Pareto_#117 이후에 일정하게 증가하고 있다. 이는 동일한 나선형 각이라면 핀의 높이가 클수록 열전달 관점에서 보다 유리하다는 것을 의미한다. 또한 Pareto_#1과 Pareto_#36은 거의 비슷한 핀 형상으로 단지 나선형 각에 의해 Nu 와 f 의 차이를 보임을 알 수 있다. 또한, d_1 과 d_2 에 대해서는 특별한 제약을 주지 않았으나, 모든 파레토 집합들은 $d_1 > d_2$ 가 성립하였다. d_2 가 d_1 보다 큰 경우는 실제 제작 상 어려움이 있을 뿐 아니라 유동이나 열적인 측면에서도 대체적으로 불리하다. 특히, Pareto_#195는 Pareto_#191에 비해 열전달은 약 0.9% 증가에 그쳤으나, 압력강하량은 약 11%나 증가하여 실제 최적해로는 적당하지 않은 것으로 사료된다.

Table 4의 파레토 프론티어 중 대표적으로 Pareto_#1과 #36 그리고 #191의 최적 설계값에 대해 $z = 0.2$ mm 위치에서의 등온선(그림의 좌측)을 5 K 간격으로, 그리고 속도장(우측)을 0.05 간격으로 도시하여 Fig. 10에 나타내었다. Pareto_#1에 대한 온도 및 속도분포를 나타낸 Fig. 10a를 보면, 압력강하량을 최소화하기 위한 핀의 최적형상을 알 수 있다. 이는 핀의 높이는 작고 d_1 과 d_2 의 차이를 비교적 크게 함으로($d_1/d_2 = 2.64$) 핀의 경사면이 유순하게 되어 유동면적의 증가로 유속이 감소하고, 이로 인해 온도와 속도 구배가 작아져

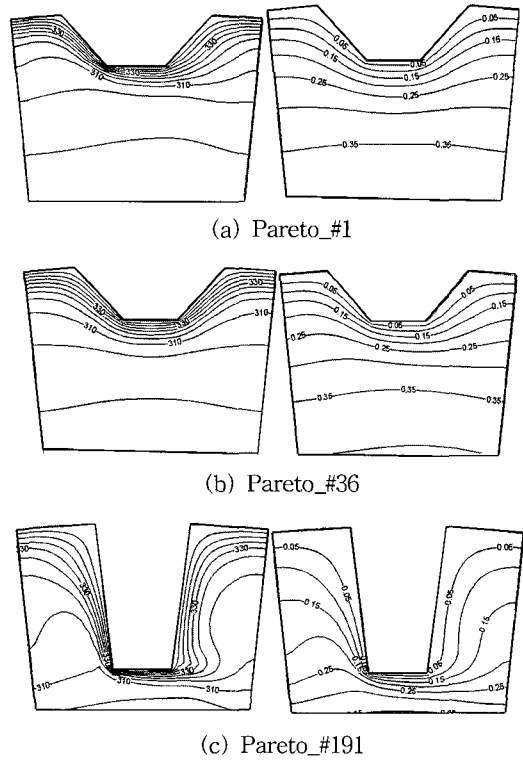


Fig. 10 Isotherms(left) and streamlines(right) of randomly selected Pareto individuals.

마찰에 의한 손실을 최소화 할 수 있는 형상이 되는 것이다(즉, 기준모델에 대해 마찰계수와 열전달량이 각각 34%, 30% 감소). 이때의 나선형 각은 비교적 작아($\gamma = 7.31^\circ$) 좌우 대칭의 온도 및 속도분포를 보인다. Pareto_#36의 경우(Fig. 10b)는 Pareto_#1에 비해 단면 형상은 거의 같으며 단지 나선형 각이 많은 차이를 보인다(Table 4 참조). 따라서 속도 및 온도 분포는 회전성분으로 인해 좌우대칭이 깨어지며 상대적으로 빠른 유속의 유체가 핀과 접하는 유동면의 경우 그렇지 않은 반대쪽 면에 비해 온도와 속도의 구배가 증가한다. 이로 인해 열전달율은 증가하지만, 마찰에 의한 손실도 커지게 된다(이때 마찰손실은 $f = 3.69$ 로서 Pareto_#1의 결과와 비슷하지만, $Nu = 98.32$ 로 기준모델에 비해 15% 감소에 그침으로서 Pareto_#1에 비해 열전달이 매우 향상됨). 이는 나선형각이 열전달에 미치는 영향이 매우 크기 때문이다. 이러한 현상은 나선형 각이 커짐에 따라 더욱 두드러진다(Fig. 10c). 최대 열전달을 위

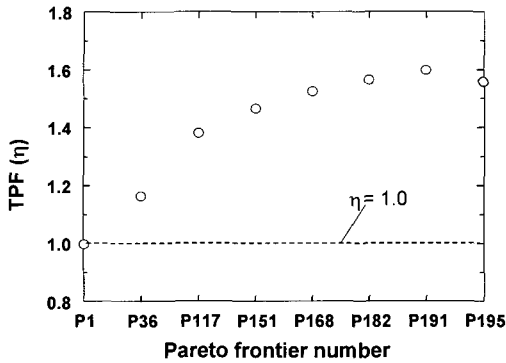


Fig. 11 Thermal performance factor (TPF) for randomly selected Pareto individuals.

한 Pareto 최전방해인 Pareto_#191의 온도장과 속도장을 보면 주로 열전달 향상 관점에서 핀이 설계되어짐을 알 수 있다. 즉, 핀 높이의 증가와 Pareto_#36에 비해 큰 나선형각($\gamma = 19.98^\circ$)으로 인해 주 유동방향의 중심부까지 차가운 유체가 빠른 유속으로 도달하며 동시에 열전달 면적의 증가로 열전달량 및 압력강하량이 가장 크게 나타나는 것이다.

평평동력을 수반하는 본 연구와 같은 열교환기의 성능평가는 아래의 식으로 정의되는 열성능요소(thermal performance factor, TPF)를 이용한다.

$$\eta = \frac{Nu/Nu^0}{(f/f^0)^{1/3}} \quad (24)$$

Fig. 11은 최적해의 열성능을 평가하기 위해 제30세대에서의 Nusselt 수 및 마찰계수(f)에 대한 TPF를 나타낸 그림이다. 여기서 상점자 0은 기준조건에 대한 값이다. 식(24)에서 η 가 1보다 크다는 것은 기준모델에 비해 열성능이 향상되었음을 의미한다. Fig. 11에서 보듯이, 선택된 파레토개체는 Pareto_#1을 제외하고는 모두 TPF가 1 이상의 값으로 유효한 설계를 나타내고 있다.

6. 결 론

내부에 사다리꼴의 핀이 부착된 원형 관에서 핀의 높이, 핀의 상/하부 두께와 나선형 각을 설계변수로 하여 열전달율(Nu)을 최대화 하면서 마찰(f)을 최소화하는 핀 형상을 얻고자 하였다.

이를 위해 전역최적화 기법인 유전알고리즘과 전산유체역학을 통합하였다. 특히 본 연구는 다목적 최적화 방법을 사용함으로써 목적함수들을 가중하지 않고 유일하게 결정되지 않는 다목적 함수의 최적값은 서로 지배되지 않는 파레토 프런티어를 구하였다. 각 세대 당 35개의 개체를 30회 진화시켜 넓은 영역의 Nu 와 f 를 가진 195개의 파레토 집합을 얻었다. 파레토 집합을 마찰을 우선으로 배열할 경우, Pareto_#117 이후의 개체들은 모두 최대 나선형 각도인 20° 근방의 값을 가짐으로서 나선형 각이 열/유체역학적 관점에서 매우 중요한 인자임을 알 수 있다. 상대적으로 마찰손실 우선의 해들은 작은 나선형 각으로 압력 강하를 최소화하기 위하여 핀의 경사면을 완만하게 만드는 경향을 보였다. 특히, 가장 마찰손실이 적은 Pareto_#1과 열전달이 가장 활발한 Pareto_#191을 비교하면,

$$N_{191}/N_{01} = 2.02, \quad f_{191}/f_{01} = 2.0$$

로 열전달율이 약 2.02배, 마찰손실은 2.0배정도 증가하였다. 파레토 집합은 모든 디자인 공간에서 지배되어지지 않는 우수한 최일선의 해들의 집합으로서 이들 집합 중 설계개념에 가장 합당한 개체를 선택함으로써 가장 우수한 설계점을 얻을 수 있을 것이다. 그리고 이 최적해의 집단은 대부분이 TPF가 1이상으로 유효한 해를 얻을 수 있었다. 특히, 마찰을 최소화하는 영역에서도 TPF가 1이상으로 나타났는데, 이는 실용적으로 사용할 수 있는 우수한 해이며 진화를 거듭함에 따라 그 빈도가 높아졌다.

후 기

이 논문은 2005년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호 : 20050222).

참고문헌

1. Fabbri, G., 1998, Heat transfer optimization in internally finned tubes under laminar flow conditions, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 10, pp. 1243-1253.

2. Pak, H. Y., Park, K. W. and Choi M. S., 1998, Numerical analysis of the flow and heat transfer characteristics for forced convection-radiation in entrance region of an internally finned tubes, *KSME Int. J.*, Vol. 12 No. 2, pp. 310-319.
3. Al-Sarkhi, A. and Abu-Nada, E., 2005, Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube, *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 557-564.
4. Jensen, M. K., Vlakancic, A., 1999, Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1343-1351.
5. Liu, X. and Jensen, M. K., 2001, Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 123, pp. 1035-1044.
6. Lee, Juhee, Lee, Sangwhan, Lim, Hyo-Jae and Park, Kyoungwoo, 2005, Flow/heat transfer analysis and shape optimization of a heat exchanger with internally finned tube, *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 29, No. 4, pp. 460-468(Korean).
7. Lee, Sangwhan, Lee, Juhee, and Park, Kyoungwoo, 2005, An Application of multi-objective global optimization technique for internally finned tube, *J. of SAREK*, Vol. 17, No. 10, pp. 938-946(Korean).
8. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186.
9. Rodi, W. 1984, Turbulence models and their applications in hydraulics - a state-art-of review, Book Publication of International Association for Hydraulic Research, Delft, Netherlands.
10. Norris, L. H., and Reynolds, W. C., 1975, Turbulent channel flow with a moving wavy boundary, Report No. FM-10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA.
11. Poloni, A. C., Giurgevich, A., Onesti, L., Pediroda, V., 1999, Hybridisation of a multi-objective genetic algorithm, a neural network and a classical optimizer for a complex design problem in fluid dynamics, Dipartimento di Energetica Universita di Trieste, Italy.
12. Goldberg, D., 1989, Genetic algorithms in search, optimization and machine learning, Addition-Wesley.
13. Michalewicz, Z., 1992, Genetic algorithms + data structures = evolution programs, Springer-Verlog.
14. Booker, L. B., 1987, Improving search in genetic algorithms, in Davis L(Editor), Genetic Algorithms and Simulated Annealing, Morgan Kaufmann Publishers, Los Altos, CA.
15. STAR-CD Manual, 2001, Computational Dynamics, Co., London. U. K.
16. J. P. Holman, 1986, Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, pp. 274-278.