

원형 원형관의 형상 최적화를 위한 다목적 전역 최적화 기법의 응용

이 상 환*, 이 주 희*, 박 경 우***

한양대학교 기계공학과, *한양대학교 대학원 기계공학과, **호서대학교 기계공학과

An Application of Multi-Objective Global Optimization Technique for Internally Finned Tube

Sanghwan Lee, Juhee Lee*, Kyoungwoo Park***

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

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

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

(Received March 28, 2005; revision received August 23, 2005)

ABSTRACT: Shape optimization of internally finned circular tube has been performed for periodically fully developed turbulent flow and heat transfer. The physical domain considered in this study is very complicated due to periodic boundary conditions both streamwise and circumferential directions. Therefore, Pareto frontier sets of a heat exchanger can be acquired by coupling the CFD and the multi-objective genetic algorithm, which is a global optimization technique. The optimal values of fin widths (d_1 , d_2) and fin height (H) are numerically obtained by minimizing the pressure loss and maximizing the heat transfer rate within ranges of $d_1=0.2\sim 1.5$ mm, $d_2=0.2\sim 1.5$ mm, and $H=0.2\sim 1.5$ mm. The optimal values of the design variables are acquired after the fifth generation and also compared to those of a local optimization algorithm for the same geometry and conditions.

Key words: Global optimization(전역 최적화), Internally finned tube(내부권이 달린 원형관), Periodic boundary condition(주기적 경계조건), Multi-objective genetic algorithm (다목적 유전알고리즘), Pareto set(파레토 집합)

기 호 설 명

A_1, A_2, B_1, B_2 : 경계 영역면
 A_{core} : 원 높이를 제외한 관 내부 유
동 단면적, $\pi d_i^2/4 \cdot (1-H)^2$
 A_{fin} : 원의 열전달 면적

A_{ss} : 실제 유동 단면적
 d_1, d_2 : 원의 상/하부 폭
 d_i : 표시(indicated) 지름
 f : 마찰계수
 $F(X)$: 목적함수
 h : 열전달계수
 H : 원의 높이
 k : 난류운동에너지
 $LMTD$: 대수 평균 온도차
 N : 원의 수

† Corresponding author

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

E-mail address: kpark@office.hoseo.ac.kr

- Nu : 누셀트 수
- p : 압력
- P_k : 난류 생성항
- Re_ν : 난류 레이놀즈 수 ($= k^{0.5}x_i/u$)
- T : 온도
- u, v, w : x, y, z -방향에 대한 속도성분
- wf : 가중계수
- X : 설계변수 벡터

그리스 문자

- α : 인접한 두 원의 원주방향 각도
- β : 압력구배의 선형성분
- ϵ : 난류운동에너지 소산율
- η : 열성능계수(TPF)
- θ : 무차원 온도
- μ_t : 난류점성계수

하첨자

- b : 혼합평균
- c : 특성치
- in : 입구
- k : 반복 횟수
- out : 출구
- w : 벽면

1. 서 론

열 교환기 성능향상을 위한 노력은 지난 십 수 년 동안 꾸준히 이루어져 왔으며, 이러한 연구의 결과로서 관 내부에 원(筋)을 부착시키는 방법이 자주 이용되고 있다. 관내에 원주방향으로 원을 부착할 경우 평평한 관에 비해 열전달 면적이 증가하고 열경계층 발달이 늦어져 열전달은 향상되지만, 2차 유동의 발생, 유동단면적의 축소, 그리고 원과 관 표면의 전단응력의 증가로 많은 압력손실을 초래하게 된다. 지금까지 원이 부착된 원형관의 형상설계는 주어진 형상간의 열/유동특성의 실험적·수치적 비교에 의해 주로 이루어졌다. Pak et al.⁽¹⁾은 내부에 원이 부착된 원형덕트의 입구영역에서 가스복사(gas radiation)의 영향을 고려한 전달현상을 수치적으로 규명하여, 최적의 열교환기 성능을 발휘하는 원의 개수 및 높

이를 제안하였다. Liu et al.⁽²⁾은 완전히 발달된 주기적(periodic) 유동특성을 갖는 관 내부의 원형상 변화가 열 및 유동특성에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. 이들은 원 모서리 끝단의 형상과 유동방향으로의 헬리컬 각도(helical angle)가 열전달에 미치는 영향이 매우 크다고 하였으며, 원의 유동면(windward)이 반대면(leeward)에 비하여 열전달과 마찰손실에 중요한 역할을 한다고 밝혔다. 또한 최적설계의 중요성으로 인하여 Fabbri⁽³⁾는 2차원 층류유동에 대해 최적의 원형상을 제안하였다. 그는 열전달 향상만을 고려한 최적화를 수행하였으며, 이를 위해 유전알고리즘(genetic algorithm, GA)을 적용하였다. 최근에 Lee et al.⁽⁴⁾은 내부원이 부착된 열교환기에 순차적 2차 프로그래밍(sequential quadratic programming, SQP)법을 적용하여 압력 최소화 및 열전달 최대화를 이루는 국소최적해(local optima)를 구하였다. 그러나 관 내부에 원이 부착된 경우와 같이 복잡한 형상을 갖는 열교환기의 목적함수(objective function)는 비선형성이 강하며, 동시에 설계민감도에 대한 정보를 제공하기 힘들기 때문에 구배기반(gradient-based) 국소 최적화 기법으로는 최적해를 얻는데 한계에 부딪치게 된다.

따라서 이 연구에서는 내부에 원이 부착된 관에서 열전달 향상과 압력손실 최소화를 위한 원의 최적형상을 수치적으로 열고자 한다. 복잡한 형상에 대한 성능함수의 정확한 계산은 매우 중요하므로 전산유체역학(CFD)을 이용하여 열/유동 해석을 수행하였다. 원이 부착된 원형관은 서로 상반되는 두 목적함수인 압력강하와 열전달로 인해 최적해는 유일하게 정의되지 않는다. 이러한 최적해의 집합은 국소최적해로 정의될 수 없으며 지배되지 않는 전역최적해, 즉 파레토 집합(Pareto set)이 된다. 따라서 다목적 전역 유전 알고리즘(genetic algorithm for global multi-objective)을 이용한다.

2. 최적설계문제의 정의

2.1 내부원이 부착된 원형관

내부에 원이 부착된 원형관의 형상을 Fig.1에 개략적으로 나타내었다. 원형관의 내부에는 원주방향으로 사다리꼴 모양의 원이 규칙적으로 반복

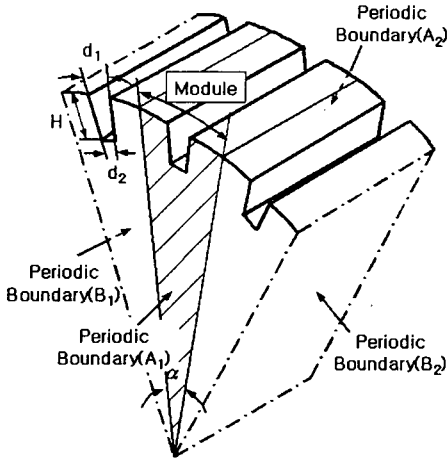


Fig. 1 Geometrical configuration of internally finned circular tube.

되어 부착되어 있으며, 관 내부 유동은 주유동방향으로 주기적으로 완전 발달(periodic fully-developed)된 유동으로 가정하였다. 동시에 원주방향(α)으로 흰 1개를 기준으로 주기적인 유동을 가진다.

2.2 최적설계 정식화

열전달과 압력강하는 열 교환기의 설계에서 가장 중요한 성능요소임으로 이들을 목적함수로 선정하였으며, 열전달계수(Nu)와 마찰계수(f)를 이용하여 정량적으로 나타내었다. 먼저, Nu는

$$Nu = \frac{hl_c}{k} \tag{1}$$

로 정의한다. 주기적 열/유동장인 경우, 평균 열전달계수(h)는 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \tag{2}$$

여기서 A 는 흰의 없는 경우의 열전달면적을, Q 는 열전달률을, 그리고 $LMTD$ 는 대수 평균 온도차를 의미하며, 각각 다음과 같다.

$$Q = \rho C_p V_c A_f [T_{b,in} - T_{b,out}] \tag{3}$$

$$LMTD = \frac{T_{b,in} - T_{b,out}}{\ln[(T_w - T_{b,out}) / (T_w - T_{b,in})]} \tag{4}$$

여기서, V_c 는 내경(d_i)을 기준으로 한 평균 속도, ρ 는 밀도, C_p 는 비열, A_f 는 흰을 포함한 원관내 열전달면적, T_b 는 체적온도(bulk temperature)이다. 그리고 f 는 다음의 식으로 계산되며,

$$f = \left(\frac{\partial p}{\partial z} l_c \right) / \frac{1}{2} \rho V_c^2 \tag{5}$$

l_c 는 다음과 같이 정의되는 특성길이이다.⁽²⁾

$$\frac{l_c}{d_i} = \frac{A_{core}}{A_{xs}} (1 - H) + \frac{A_{fin}}{A_{xs}} \left[\frac{\pi}{N} \left(1 - \frac{H}{2} \right) - \frac{d_1 + d_2}{2d_i} \right] \tag{6}$$

3. 이론해석

3.1 열/유동장 해석

Fig.1에 보는 것과 같이 한 개의 흰을 포함한 영역에 대하여 완전발달한 정상 난류/열유동($Re = 1 \times 10^4$) 해석을 하였다. 원형관 내부의 흰을 포함한 관 표면은 일정한 온도($T_w = 350$ K)로 유지되고, 저온의 유체($T_{in} = 318$ K)가 유입된다. 흰 형상 변화에 의한 격자의 의존성을 줄이기 위해 격자크기가 일정하게 될 수 있도록 형상에 따라 격자개수를 다르게 설정하도록 하였다. 또 흰 주변이나 벽면 근처에 격자를 밀집시켜 유동 및 열경계층을 잘 모사하도록 하였다. 유동방향으로의 길이는 수치해석의 결과에 영향을 미치지 않기 때문에 3층의 격자를 사용했으며, 각 층은 두께는 0.2mm로 하였다. 열/유동해석은 범용 CFD 코드인 STAR-CD⁽⁵⁾를 사용하였으며, 해석결과는 모든 변수에 대한 유수의 합과 입/출구 사이의 압력차의 변화량이 연속 3반복에 대해 4×10^{-5} 이하일 때 수렴된 것으로 판단하였다.

3.1.1 원주방향

속도성분뿐만 아니라 압력, 온도를 포함한 모든 스칼라량은 원주방향의 주기 α 에 대해 반복적이다.⁽⁶⁾ 즉,

$$u_i(s) = u_i(s, na) \quad (7a)$$

$$p(s) = p(s, na) \quad (7b)$$

$$\phi(s) = \phi(s, na) \quad (7c)$$

이다. 여기서 s 위치벡터, a 는 해석영역에 대한 회전각, 그리고 n 은 모듈의 수이다. 식(7)은 단지 모든 유동조건들이 원주방향의 주기(a)만큼 이동된 것을 의미한다.

3.1.2 주유동방향

완전 발달된 유동의 경우, 속도 및 압력은 다음 식으로 표현된다.⁽⁶⁾

$$u_i = u_i(s, nL) \quad (8a)$$

$$p(s) = -\beta \delta_{ij} x_j + \bar{p}(s) \quad (8b)$$

여기서, L 은 주유동방향으로 반복되는 모듈, β 는 압력구배의 선형 성분, 그리고 $\bar{p}(s)$ 는 주기압력을 각각 의미한다. 식(8b)의 $-\beta \delta_{ij} x_j$ 은 비주기적인 압력강하로서 유체유동의 구동력이 된다. 경계면의 온도가 일정한 완전발달한 유동장에서 유체의 온도는 하류로 가면서 지수함수적으로 벽온도에 접근하게 되어 어떠한 경계면에서도 서로 일치하지 않는다. 따라서 주기적 유동에 대한 적절한 온도 스케일을 정의할 필요가 있다.

$$\theta(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(z) - T_w} \quad (9)$$

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

$$T_b(x) - T_w = \frac{\int_A u(T - T_w) dA}{\int_A u dA} \quad (10)$$

주기적 모듈($z=0$ 에서 L)의 온도에 대해 다음과 같이 주기적인 경계조건을 만족하게 된다. 즉, $\theta(0, y, z) = \theta(L, y, z)$ 이다.

3.2 RANS-방정식

원관내의 유동은 난류로서 정상상태, 비압축성

유동에 대한 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes) 방정식을 풀어야 한다. 특히, 내부에 원이 부착된 경우에 벽면영역에서는 점성에 의해 다른 길이 척도를 가지게 된다. 따라서 이 연구에서는 유동영역을 완전난류영역과 벽면영역으로 구분하여, 완전난류영역에는 표준 $k-\epsilon$ 난류모델⁽⁷⁾을, 벽 근방에서는 Norris and Reynolds⁽⁸⁾에 의해 제안된 저 레이놀즈수 모델을 사용하였다. Norris와 Reynolds 모델에 의한 난류운동에너지(k) 보존방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (11)$$

이때, 난류운동에너지의 소산율(ϵ)과 난류점성계수, μ_t 는 다음의 식으로 계산된다.

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\epsilon} \left(1 + \frac{C_\epsilon}{\text{Re}_y} \right) \quad (12)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho f_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (13)$$

여기서, ϵ 에 대한 특성길이 l_ϵ 는 다음과 같다.

$$l_\epsilon = C_\mu^{-3/4} k Y \quad (14)$$

이 연구에서 사용된 난류모델의 실험함수 및 상수값들은 다음과 같다.⁽⁷⁻⁸⁾

$$\begin{aligned} f_\mu &= 1 - \exp(-\text{Re}_y/A_\mu) \\ \sigma_k &= 1.0, \quad C_\epsilon = 5.3, \quad C_\mu = 0.09, \\ k &= 0.42, \quad A_\mu = 50.5 \end{aligned} \quad (15)$$

4. 최적화 기법

4.1 유전알고리즘

유전알고리즘은 적자생존(survival of the fittest)과 생물학적 진화를 모사한 최적화 기법이다.⁽⁹⁻¹⁰⁾ 세대 내에서 상대적으로 높은 적합도를 가진 개체는 확률적으로 자신과 비슷한 유전자를 가진 자손을 낳을 수 있는 더 많은 기회를 가지게 된다. 만약 여러 세대에 걸쳐 높은 적합도를 가진

유전자가 있다면 세대 내에서 그와 비슷한 유전자 혹은 개체가 차지하는 비율이 점점 높아지게 된다. 진화가 거듭됨에 따라 우수한 개체가 많아지고 평균적인 적합도가 높아지게 된다. 일반적으로 설계변수 주변의 도함수를 이용하는 최적화 기법과 다르게 GA는 전체 설계공간에 걸쳐 분포하는 여러 개의 개체를 이용함으로써 전역 최적화(global optimization)를 보장받게 된다.

선택(selection)은 다목적 최적화에 적합한 토너먼트 방식을 사용하였으며, 선택 레벨만큼 토너먼트 방식의 경쟁을 통해 최종적으로 개체를 선택함으로써 선택압력(selection pressure)을 조절할 수 있도록 하였다. 초기의 비교적 길이가 짧은 스키마(schema)에서 진화를 거듭함에 따라 길이가 길고 적응도가 높은 스키마로 변하게 된다. 이러한 현상을 빌딩블록가설(building block hypothesis)⁽¹¹⁾이라고 한다. 짝수의 자름선을 사용한 교배가 빌딩블록으로 형성된 긴 스키마의 생존이라는 측면에서 유리하다.⁽¹²⁾ 이 연구에서는 간단하면서도 빌딩블록에 효과적인 2점 교배를 사용하였다.

설계공간의 다양하고 넓은 영역을 탐색할 수 있도록 하기 위해서는 적소반경 내에 필요 이상의 많은 개체가 존재하지 않도록 해야 한다. 적소반경은 기존의 디자인 공간상의 거리 대신 염색체의 이진거리를 사용하였다.

$$\begin{aligned} \frac{r_{ij}}{R} &= \sum_{k=1}^l \left[\frac{|d_i - d_j|}{R} \right]_k \\ &= \sum_{k=1}^l \left[\frac{m \cdot \Delta x}{n \cdot \Delta x} \right]_k \\ &= \sum_{k=1}^l \left[\frac{m}{n} \right]_k \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, $|d_i - d_j|_k$ 는 변수 k 에 있어서의 개체 i 에서 j 까지의 거리, Δx 는 디자인 공간의 해상도(resolution)이며, m 은 i 에서 j 까지의 이진거리들, n 은 적소반경의 이진거리이다. 만약 모든 변수의 범위와 해상도가 동일하다면 설계공간상의 거리를 이용하는 방법과 같아진다.

4.2 다목적 최적화

개체 \bar{x} 가 \bar{y} 에 대해서 지배적(dominate)이라고 하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \bar{x} \succ_p \bar{y} \Leftrightarrow \\ \{ \forall_i F_i(\bar{x}) \geq F_i(\bar{y}) \} \cap \{ \exists_j F_j(\bar{x}) > F_j(\bar{y}) \} \end{aligned} \quad (17)$$

여기서, $F_i(\cdot)$, $F_j(\cdot)$ 는 각각 목적함수를 나타낸다. 일반적으로 다목적함수의 해는 서로 선형적으로 종속되어 있는 경우를 제외하고 유일한 해가 결정되지 않는다. 이러한 해를 파레토 프론티어(pareto frontier 혹은 pareto set)라고 하며 설계공간 내의 어떤 다른 해에 의해 지배되지 않는다(non-dominated). 다목적 최적화(multi-objective optimization)는 주어진 전체 설계공간에 존재하는 모든 파레토 최적해를 가중치나 정규화에 의한 설계공간의 왜곡, 혹은 가중치를 바꾸어 재계산하는 추가적인 과정 없이 직접 구하는 데 목적이 있다. 선택은 다목적 최적화의 가장 중요한 연산자(operator)이다. 다목적에 고려한 선택으로는 VEGA(vector evaluated genetic algorithms)⁽¹³⁾과 순위기반 적합도(rank-based fitness assignment)⁽¹⁰⁾ 방법이 있다. VEGA는 각 목적함수에 따라 높은 순위의 개체를 몇 개씩 선택한다. 각 목적함수의 극한으로 편중되어 진화되는 경향을 보이기 쉽다. 순위기반 적합도는 모든 개체에 대해 지배 여부를 조사하여 지배되는 않는 개체들에 순위 1을 부여한 후, 이들을 세대 내에서 제거한다. 같은 방법으로 세대 내의 모든 개체의 순위를 결정한다. 이 방법은 Goldberg⁽¹⁰⁾가 지적한 것과 같이 높은 선택압의 역할을 하게 되므로 세대 내의 다양성을 유지하는 데 어려움이 있다. 이 연구에서는 후자의 방법으로 1순위를 결정하고 그외에 모든 개체는 개체간의 지배성에 의해 선택되도록 하여 조기 수렴성을 없애고 넓은 설계공간을 탐색할 수 있도록 하였다.

5. 결과 및 고찰

이 연구에서는 원이 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

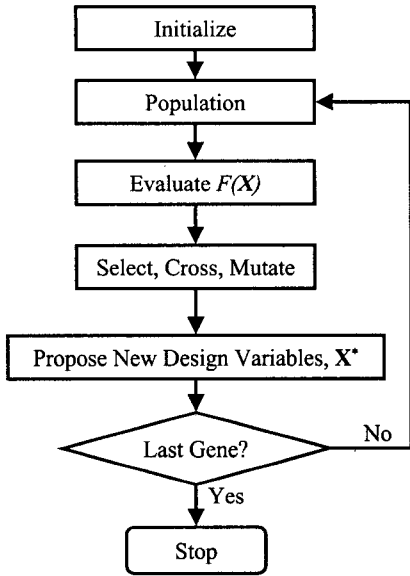


Fig. 2 Numerical methodology for optimization.

상호 관련성은 Fig. 2에 나타내었다.

이 연구의 형상최적화 문제를 목적함수, 설계 변수, 그리고 설계변수의 상/하한값 등을 이용하여 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

Find $X = \{H, d_1, d_2\}^T$ (18)

to minimize $F_1(X) = f$ (19)

to maximize $F_2(X) = Nu$

$0.2 \leq H \leq 1.5 \text{ mm}$ (20)

$0.2 \leq d_1 \leq 1.5 \text{ mm}$

$0.2 \leq d_2 \leq 1.5 \text{ mm}$

설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 적합도는 f 와 Nu 에 대해 각각 계산되었다. 자손세대를 구성하기 위해 임의선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려하였다. GA에 의해서 새롭게 평가를 수행한 개체에 대해서는 모두 저장해 두었다. 만약 새롭게 평가를 필요로 하는 개체가 존재하면 열유동해석을 수행하지 않고 기존에 계산값을 복사하였다. 기존에 계산하지 않은 경우라면 해석기를 통한 열유동해석을 수행하였다. 유전알고리즘에 사용된 최적화 인자들은 Table 1에 나타내

Table 1 Parameters for genetic algorithm

	Value
Population	30
Generation	5
Cross over rate	0.8
Mutation rate	0.5%
Tournament level	2
Niche	3
Elitism	0

었다. 적소값은 3으로 각 개체 사이의 이진거리가 3 이하가 되었을 때 해당 개체는 밀집된 개체수에 비례해서 적합도를 저평가하게 된다. 이렇게 함으로 해가 한곳에 모이는 것을 방지할 수 있으며, 파레토 프론티어(pareto frontier)에 고르게 분포하도록 하였다. 한 번 유동해석을 수행하는 데 약 2.5시간이 소요되었으며, 총 계산시간은 Linux Red Hat 7.3이 설치된 Pentium 4 컴퓨터에서 약 15일(함수계산횟수 144회)이 걸렸다. 이는 동일한 형상과 조건에 대해 국소최적화 기법인 SQP법으로 수행하였을 때의 함수계산횟수인 135회⁽⁴⁾에 비해 약 6.6% 증가에 그침으로써 매우 효율적임을 알 수 있다. Fig. 3는 Table 1의 조건에 대해 제 5세대까지의 두 목적함수인 Nu 와 f 에 따른 파레토 프론티어를 나타낸 그림이다. Fig. 3에서 보는 바와 같이, 임의 발생된 1세대에서 진화중인 4세대까지는 광범위한 설계영역에 걸쳐 분포하고 있으며, 제 5세대에서 이르러 비교적 파레토 프론티어를 따라 형성되고 있음을 알 수 있다.

제1~5세대에 대한 일련의 파레토 프론티어를 국소 최적화 기법인 SQP 법을 이용하여 본 연구

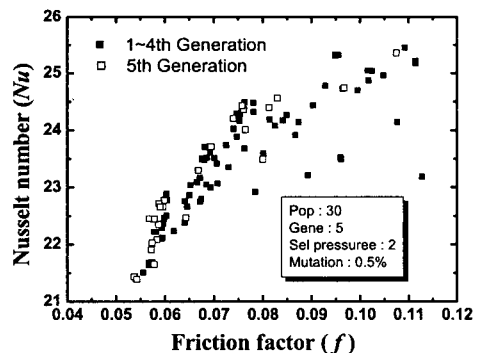


Fig. 3 Friction factor and Nu .

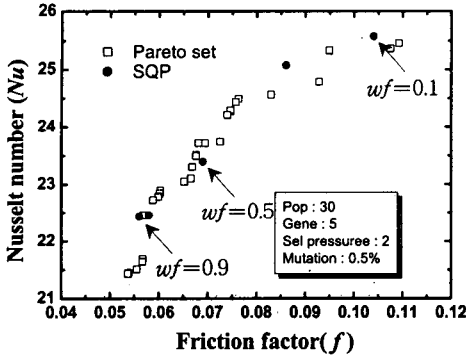


Fig. 4 Comparing Pareto sets between GA and SQP.

자의 기존연구⁽⁴⁾와 비교하여 이를 Fig. 4에 나타내었다. 참고로 SQP 법에서는 2개의 목적함수를 가중법(weighting method)에 의해 선형화하였으며, 동시에 이들 목적함수의 값은 범위와 크기가 다르므로, 다음과 같이 정규화(normalization)하였다.⁽¹⁴⁾

$$F(X) = wf \cdot \left(\frac{f}{f^0}\right)^{1/3} + (1 - wf) \cdot \left(\frac{Nu^0}{Nu}\right) \quad (21)$$

여기서, wf 는 가중계수이다. 상첨자 0는 기준모델($H=1.0$ mm, $d_1=1.0$ mm, $d_2=0.5$ mm)에 대한 값으로서, 이때의 f 와 Nu 는 각각 0.074와 23.71이다. Fig. 4에서 보는 바와 같이, 이 연구의 결과와 SQP의 결과는 전반적으로 비슷한 성향을 보이고 있다. 특히 $f < 0.08$ 인 영역에서는 GA가 SQP 법에 비해 우수한 해를 보여주고 있다. 반면에 열전달계수가 높은 영역($Nu > 25$)에서는 유전알고

Table 2 Individuals from Pareto frontier sets

Pareto	Design variables			Objectives	
	H	d_1	d_2	f	Nu
1	0.317	0.618	0.526	0.054	21.430
2	0.341	1.167	0.322	0.057	22.455
3	0.786	1.418	0.424	0.068	23.714
4	1.398	1.492	0.536	0.076	24.330
5	1.500	1.476	0.909	0.109	25.472

리즘을 이용한 방법이 한 세대 내의 개체가 많지 않아 충분한 검색을 하지 못하고 있음을 Fig. 4는 잘 보여주고 있다. 그러나 전 디자인 영역에 걸친 넓은 공간의 파레토 프론티어를 얻었음을 알 수 있다.

전체 파레토 프론티어 중 일부를 Table 2에 표시하였다. 환의 높이, H 가 가장 지배적인 영향력을 가짐으로 판의 높이가 높아짐에 따라 f 가 커짐과 동시에 Nu 또한 증가하고 있음을 Table 2는 잘 보여주고 있다. 이는 열전달 향상을 위해서는 전열면적을 증가시켜야 하며, 이로 인해 환 주위를 지나는 유체의 유속이 빨라짐으로써 열경계층 발달을 억제시켜야 하기 때문이다. 또한 빠른 유속으로 압력강하량이 증가하게 되는 것이다. 그러나 환의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)는 환의 높이가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향과는 달리 열전달 및 압력강하의 증가에 대해 일정한 경향을 보여주지 못하고 있다. 특히, d_2 는 감소 후 다시 증가하고 있는데, 이로부터 비선형성이 강한 최적화 문제는 GA를 이용하여야 보다 정확한 파레토 최적해를 구할 수 있음을 시사하고 있다. Table 2의 파레토 프론티어 중 Case 2와

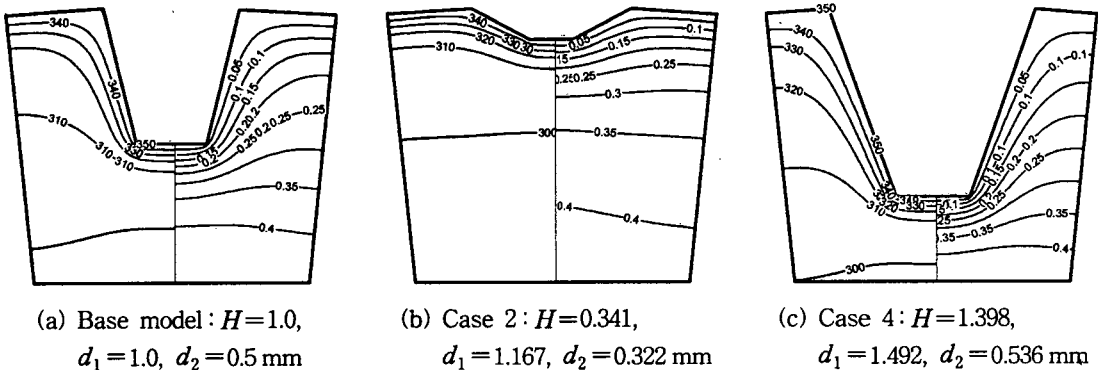
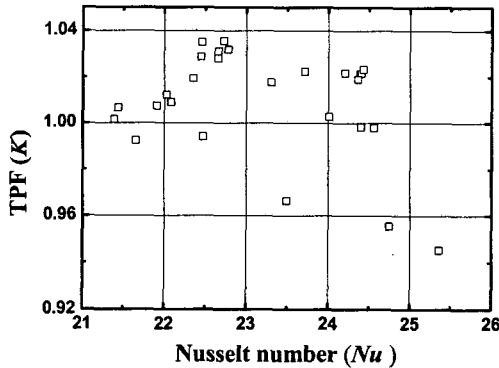
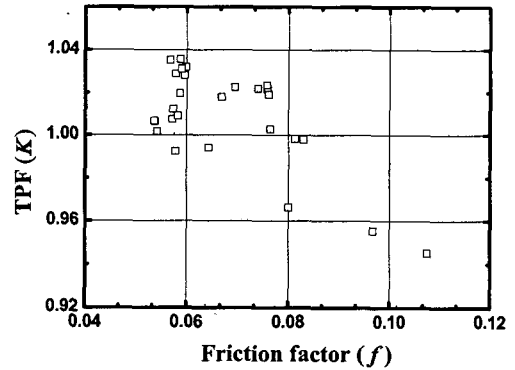


Fig. 5 Temperature (left) and streamlines (right) from Pareto set.



(a) Nu number vs. TPF



(b) Friction factor vs. TPF

Fig. 6 Thermal performance factor (TPF) in 5th generation.

Case 4에 대하여 10 K 간격의 등온선과 0.05 간격의 유선을 Fig. 5에 도시하였다. 먼저 Case 2인 Fig. 5(b)를 보면 압력강하량을 최소화하기 위한 원의 형상임을 알 수 있다. 즉, 원의 크기가 작아짐으로 인해 유동단면적이 증가하여 유속이 감소하기 때문이다. 이는 필연적으로 열전달량의 감소를 초래하게 된다. 참고로 Case 2인 경우의 f 와 Nu 는 각각 0.057과 22.46으로 기준 모델의 0.074와 23.71에 비해, f 는 약 23% 감소하였으며 열전달량은 5.3% 감소에 지나지 않았다. Case 4는 H , d_1 , d_2 모두 기준 모델과 비슷한 비율을 유지하면서 전반적인 형상이 커짐을 알 수 있다. 이로 인해 Nu 와 f 가 각각 약 2.6%, 약 2.7%로 거의 같은 비율로 증대하고 있다. 더욱 원의 면적을 늘리기 위하여 d_2 를 증대시킬 수 있다. 그러나 이 경우 원사이 유동공간이 역삼각형이 되어 유체를 고립시키게 되므로 열전달이 급격히 떨어지며 마찰 또한 급격히 증가하게 된다. 모든 파레토 최적해에는 이러한 형상들이 전혀 존재하지 않았다.

Fig. 6은 GA를 이용한 최적해의 열성능을 평가하기 위해 제 5세대에서의 Nu 및 f 에 대한 열성능요소(thermal performance factor, TPF, η)를 각각 나타낸 그림이다. 펌핑동력을 수반하는 이 연구와 같은 열교환기의 성능평가는 식(22)로 정의되는 열성능요소를 이용한다.⁽¹⁴⁾

$$\eta = \frac{Nu/Nu^0}{(f/f^0)^{1/3}} \quad (22)$$

식(22)에서 η 가 1보다 큰 것은 기준모델에 비해 열성능이 향상되었음을 의미한다. Fig. 6에서 보듯이, 대부분의 개체는 1 이상의 값으로 유효한 설계를 나타내고 있다. 또한 총 32개의 파레토 프론티어 중 8개만이 PTF가 1보다 작았다.

Table 2에 나타낸 Case 2의 경우는 $\eta=1.035$ 로 상당히 높게 나왔다. 이는 상대적으로 열경계층 내에서 온도구배가 점성 경계층 내의 속도구배보다 크기 때문이다. 또한 원 부의 경사가 완만하기 때문에 벽면과 모든 원 부분에서 고르게 일어남을 알 수 있다. Case 4의 경우는 $\eta=1.017$ 로 상대적으로 낮게 나왔다. 이는 원의 크기 증대로 인한 열전달보다 유효면적 감소로 인한 경계층 내의 마찰손실이 더 커짐을 알 수 있다.

6. 결 론

내부에 원이 부착된 원형관에서 원의 높이(H), 원의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)를 설계변수로 하여 열전달률(Nu)을 최대화하면서 마찰(f)을 최소화하는 원 형상을 얻고자 하였다. 이를 위해 전역 최적화 방법인 유전알고리즘과 전산유체역학을 통합하였다. 특히 이 연구는 다목적 최적화 방법을 사용함으로써 성능함수들을 가중하지 않고 각각의 성능함수 자체를 목적함수로 사용할 수 있었으며, 유일하게 결정되지 않는 다목적 함수의 최적값은 서로 지배되지 않는 파레토 프론티어를 찾음으로써 완성될 수 있었다. 파레토 프론티어는 기존의 SQP 방법에서 구한 최적해를 포함함과 동시에 SQP에서 찾지 못한 넓은 영역의 해를

얻을 수 있었다. 그리고 이 파레토 최적해의 집합은 대부분이 열성능요소가 1 이상으로 유효한 해를 얻을 수 있었다. 마찰이 중요한 영역에서도 PTF가 1 이상이 상당히 많은 해가 존재하였는데, 이는 실용적으로 사용할 수 있는 우수한 해이며 진화를 거듭함에 따라 그 빈도가 높아졌으며, 5세대가 지난 후의 대부분의 개체는 파레토 프론트어에 접근하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)와 CD-adapco Korea의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. Lee, J., Lee, S. and Park, K., 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.
5. STAR-CD Manual, 2001, Computational Dynamics, Co., London, U. K.
6. 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.
7. 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.
8. Norris, L. H. and Reynolds, W. C., 1975, Turbulent channel flow with a moving wavy boundary, Report FM-10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA.
9. Poloni, A. C., Giurgevich, A., Onesti, L. and 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.
10. Goldberg, D., 1989, Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addition-Wesley.
11. Michalewicz, Z., 1992, Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Springer-Verlog.
12. Booker, L. B., 1987, Improving search in genetic algorithms, in Davis, L. (Editor), Genetic Algorithms and Simulated Annealing, Morgan Kaufmann Publishers, Los Altos, CA.
13. Schaffer, J. D., 1985, Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithms, Proc. First Int. Conf. on Genetic Algorithms, pp. 93-100.
14. Saha, A. K. and Acharya, S., 2003, Parametric study of unsteady flow and heat transfer in a pin-fin heat exchanger, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 20, pp. 3815-3830.