

신경회로망기법을 사용한 타원형 딴플유로의 냉각성능 최적화

김현민* · 문미애* · 김광용***

Optimization of a Cooling Channel with Staggered Elliptical Dimples Using Neural Network Techniques

Hyun-Min Kim*, Mi-Ae Moon*, Kwang-Yong Kim***

Key Words : Cooling channel(냉각 유로), Dimple(딴플), Heat transfer(열전달), Design optimization(최적설계), Latin hypercube sampling(라틴 하이퍼 큐브 샘플링), RBNN Method(라디얼베이스 신경회로망 기법)

ABSTRACT

The present analysis deals with a numerical procedure for optimizing the shape of elliptical dimples in a cooling channel. The three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) analysis is employed in conjunction with the SST model for predictions of the turbulent flow and the heat transfer. Three non-dimensional geometric design variables, such as the ellipse dimple diameter ratio, ratio of the dimple depth to the average diameter, and ratio of the distance between dimples to the pitch are considered in the optimization. Twenty-one experimental points within design space are selected by Latin Hypercube Sampling. Each objective function values at these points are evaluated by RANS analysis and producing optimal point using surrogate model. The linear combination of heat transfer coefficient and friction loss related terms with a weighting factor is defined as the objective function. The results show that the optimized elliptical dimple shape improves considerably the heat transfer performance than the circular dimple shape.

1. 서 론

유동 간섭물은 열전달 강화가 필요한 열교환기, 전자 부품 냉각 장치, 터빈 블레이드 내부 유로 면에 주기적인 형태로 부착되어 사용된다. 이러한 유동 간섭물은 벽 근처 경계층을 교란하고, 난류를 촉진시켜 열전달을 강화하는 기능을 가지고 있다. 그러나 유동의 교란은 추가적인 압력 손실을 야기하므로 이러한 유동간섭물의 선택과 설계에 있어서 압력 강하에 의한 손실과 난류 강화로 인한 열전달 증가 효과를 동시에 고려해야 한다.

유동 간섭물 중 하나인 딴플(Dimple)은 표면에 파여진 홈 내부에서의 복잡한 유동 교란을 이용해 열전달을 증대시키는 장치이다. 다른 유동 간섭물인 돌출(Protrusion), 리브(Rib) 및 핀(Pin-Fin) 등과 달리 유동을 직접적으로 가로막지 않는 형태이기 때문에 압력 강하가 비교적 작다는 장점

을 가지고 있다. 딴플과 다른 유동간섭물을 비교한 연구로 Rao 등⁽¹⁾은 핀형과 딴플이 혼합된 유로에 대해 실험적 연구를 수행하였다. 열전달 계수를 마찰손실로 나눈 열성능(Thermal performance)을 핀형-딴플 혼합유로, 핀형 유로, 딴플 유로에 대해 비교하였으며, 핀형-딴플 유로와 핀형 유로는 딴플 유로에 비해 열전달 계수는 매우 크게 나타나지만 마찰손실 또한 크게 일어나 열성능은 딴플 유로에 비해 낮다고 보고하였다. Hwang 등⁽²⁾은 딴플과 돌출에 대한 실험적 연구를 수행하여 두 유동 간섭물의 효과를 비교하였다. 이에 따르면 딴플이 설치된 유로는 돌출이 설치된 유로에 비해 열전달 강화 효과는 크지 않으나 압력 강하가 작게 발생함을 보임으로써 딴플이 다른 유동 간섭물에 비해 압력 강하에 장점이 있다고 보고하였다.

딴플 유로의 기본적인 유동 및 열전달 특성을 알아보기 위한 실험적 연구들이 다수 진행된 바 있다. Mahmood 와 Ligrani⁽³⁾는 유동 가시화 실험을 통해 딴플 유로의 높이에 따른 누셀트(Nusselt) 수 분포를 비교하고, 딴플 내의 유동 구조 및 딴플에 의한 유동 변이 등에 대하여 관찰하였다. 이

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

실험을 통해 딥플 후류에서 딥플에 의해 한 쌍의 와류 (Vortex)가 발생하며, 이 와류의 강도는 유로의 높이가 감소함에 따라 점점 더 커지고, 이로 인해 누셀트 수가 증가하는 것을 확인할 수 있었다. Ligrani 등⁽⁴⁾은 딥플의 깊이가 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하여, 딥플의 깊이가 깊어짐에 따라 딥플의 후류에 생기는 와류의 길이 스케일이 점점 증가함을 보였다. 위와 같은 실험적 방법 외에도 수치해석적인 방법으로 딥플 내부의 유동장 및 열전달 특성 등에 대해 진행된 연구들도 다수 있다. Elyyan 등⁽⁵⁾은 딥플과 돌출이 같이 설치된 유로에 대해 LES 수치해석을 수행하여, 각각의 유동 간섭물과 레이놀즈(Reynolds) 수 변화에 따른 열전달 및 압력 강하 특성을 비교하였다. 딥플의 깊이가 얇은 경우에는 레이놀즈 수가 1,000 이하인 층류 영역에서 열전달 강화 효과가 나타나지 않으나 레이놀즈 수가 1,000을 넘어선 난류 영역에서는 딥플의 깊이가 깊은 경우와 비슷한 열전달 강화 효과를 보인다고 보고하였다. Isaev 등⁽⁶⁾은 딥플이 설치된 유로에 대해 SST 난류 모델을 이용하여 수치해석을 수행하여, 딥플 깊이가 다른 10가지 형상에 대하여 열전달 특성과 유동 특성을 비교 분석하였다. 딥플의 지름과 깊이의 비가 0.22 이하인 경우에는 딥플 내부의 유동이 대칭을 이루지만 딥플의 깊이가 깊어지면 딥플 표면에서의 박리로 인한 와류의 경향이 비대칭 형태, 즉 한 방향으로 치우친 형태로 나타남을 밝히고, 이에 따른 열전달 강화 효과를 입증하였다.

앞선 연구를 바탕으로 엇갈린 딥플이 설치된 냉각유로에서 열전달과 압력강하를 최적화하기 위한 다중목적함수 최적설계 연구가 Samad 등⁽⁷⁾에 의해 진행되었다. 이 연구에서는 유로의 높이와 지름의 비, 딥플의 깊이와 지름의 비 그리고 딥플의 지름과 딥플의 간격비 등 다양한 설계변수를 사용하여 열전달과 압력 강하가 최적화된 최적 형상을 제시하였다. 최적화를 통해 열전달이 2.6배 향상되고, 압력 강하가 40% 감소되는 등 매우 뛰어난 냉각성능을 지닌 최적 형상이 얻어졌다.

보다 높은 열전달 효과를 얻기 위하여 원형의 딥플 외에 삼각형, 사각형 및 물방울 등의 형상을 지닌 딥플에 대한 실험 및 수치해석적 연구가 활발히 진행되었다. Moon 과 Lau⁽⁸⁾는 실험을 통해 사각형 유로 내에 설치된 구형 딥플과 원통형 딥플의 열전달 특성과 압력 강하를 비교하였으며, 구형 딥플에 비해 원통형 딥플의 열전달 성능이 뛰어나다고 보고하였다. Park 과 Ligrani⁽⁹⁾는 Realizable k-ε model을 이용하여 원형, 삼각형 등 총 7가지 모양의 딥플 유로에 대해 수치해석을 수행하여 원형 딥플과 함께 경사진 원통형 딥플이 가장 높은 열전달 증진 효과를 나타냄을 보였다. Zhou 와 Acharya⁽¹⁰⁾는 삼각형, 사각형, 원형 그리고 물방울 모양 등 4가지 형태의 딥플에 대해 실험과 수치해석을 통해 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다. 물방울 모양의 딥플이 다른 형

상 딥플에 비해 높은 열전달 효과를 나타낸다고 보고하였다. Silva 등⁽¹¹⁾은 층류 영역에서 원형 딥플과 타원형 딥플에 대한 연구를 수행하여 딥플 모양에 따른 열전달과 압력 강하 특성을 알아보았다. 타원의 장축 방향이 유동 방향과 수직인 경우는 원형 딥플에 비해 좋은 열전달 성능을 보였으나, 장축의 방향이 유동 방향과 평행한 경우에는 원형 딥플에 비해 낮은 열전달 효과를 보임을 밝혔다. Vicente 등⁽¹²⁾은 타원 모양의 딥플을 나선모양으로 배치한 원형 냉각 유로에 대해 실험적 연구를 수행하였다. 이 연구에서는 딥플의 깊이, 딥플의 유동 방향과 나선방향 간격을 변화시킨 총 10개의 형상에 대해 열전달과 압력 강하 특성을 비교 분석하여, 딥플의 깊이가 깊어짐에 따라 누셀트 수와 압력손실이 증가하였으나, 딥플의 간격은 열전달 성능에 큰 영향을 미치지 않는다고 보고하였다.

이상과 같이 다양한 형상의 딥플이 설치된 유로의 기본적인 유동 구조 및 열전달 특성에 대한 연구가 진행되었으나, 체계적인 형상 최적화에 관한 연구는 원형 딥플이 설치된 유로⁽⁷⁾에 대해서만 수행되었다. 그러므로, 타원형과 같이 원형이 아닌 딥플 형상에 대한 최적설계는 아직 수행된 바 없다. 이에 따라 본 연구에서는 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis) 해석을 바탕으로 대리모델의 일종인 신경회로망모델을 사용한 최적화 기법을 사용하여 엇갈리게 배치된 타원형 딥플이 부착된 유로의 최적설계를 수행하였다. 타원의 모양, 딥플의 깊이, 딥플의 수평 간격이 설계변수로 고려되었으며 열전달 및 압력 강하를 동시에 고려하기 위해 두 개의 평가 항을 가중계수를 이용하여 선형적으로 결합하였다. 이를 통해 최적화된 형상의 유동 및 열전달 특성을 기준 형상과 비교 분석하였다.

2. 유동 해석 방법

본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 타원형 딥플 유로에 대해 RANS해석을 이용하여 삼차원 난류 유동 및 열전달 해석을 수행하였으며, 이를 바탕으로 타원형 딥플 유로의 형상 최적화를 수행하였다. 수치해석 프로그램으로는 비정렬 격자계를 이용하는 상용프로그램인 ANSYS-CFX 11.0⁽¹³⁾을 사용하였다. 난류를 예측하기 위한 난류모델은 Shear Stress Transport(SST) 모델을 사용하였다. Menter⁽¹⁴⁾가 제시한 SST모델은 k-ε모델과 k-ω모델의 장점을 취하여 벽 근처에는 k-ω 모델이 사용되고 그 이외의 영역에서는 k-ε모델이 사용되도록 가중함수를 사용하여 결합한 Baseline(BSL) 모델의 상위 버전 모델이다. BSL모델은 k-ε과 k-ω모델 사이의 난류전단응력의 전달을 고려하지 않아 역압력구배를 잘 예측하지 못하는 문제를 가지고 있다. SST모델은 이 문제를 해결하기 위하여 두 모델간의 난류전단응력의 전달을 고려한 모델이다. 따라서 SST모델은 역 압력구배로 인한 유동 박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정

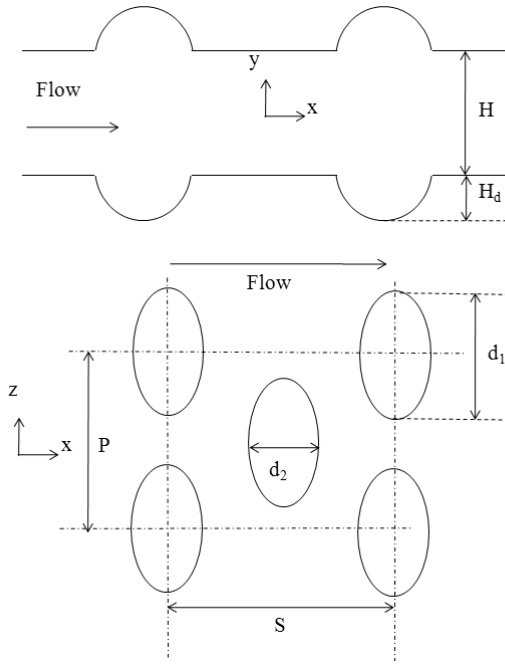


Fig. 1 Geometric parameters of elliptical dimple channel

확성이 뛰어나다고 Bardina등⁽¹⁵⁾에 의해 보고된 바 있다. 이 수치해석 방법은 Samad등⁽⁷⁾에 의해 원형 딴플유로에 대한 Hwang 등⁽²⁾의 실험결과와 잘 일치함이 보고된 바 있다.

작동 유체로 25°C 공기를 사용하였으며, 수치해석의 편의성과 효율성을 고려하여 Fig. 1에 나타난 바와 같이 하나의 딴플만을 포함하는 계산영역을 설정하고 유동 방향과 측면 방향 경계면에 모두 주기조건(Periodic condition)을 주었다. 딴플이 설치된 열전달 면인 위·아래 벽면에 일정 열유속 조건과 점착 조건(No-slip condition)을 경계조건으로 주었으며, 주기 조건을 적용함에 있어 압력과 온도의 지속적인 상승 문제를 해결하기 위하여, Kim과 Kim⁽¹⁶⁾에 의해 사용된 방법과 동일한 방법을 사용하여 압력과 온도를 변환하였다. 이에 따라, 운동량 방정식과 에너지 방정식을 다음과 같이 변환하여 주기조건이 성립되도록 하였다.

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

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} + \gamma \delta_{ii} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_p U_j \hat{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_j} \right] - \sigma U_j \delta_{ii} \quad (3)$$

여기서 변환된 압력 $\hat{p}(x, y, z)$ 과 변환된 온도 $\hat{T}(x, y, z)$ 는 유동의 주기성을 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{p}(x, y, z) = p(x, y, z) + \gamma x \quad (4)$$

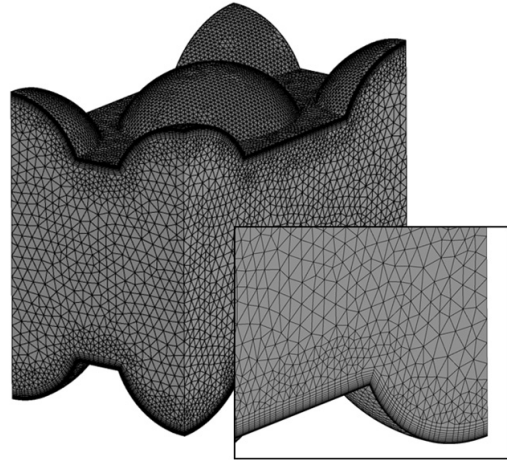


Fig. 2 Example of grid system

$$\hat{T}(x, y, z) = T(x, y, z) - \sigma x \quad (5)$$

γ 는 주 유동 방향의 압력 강하율을 나타내며, σ 는 다음과 같이 벽으로 유입되는 열유속으로 인한 온도상승률을 나타낸다.

$$\sigma = \frac{q_0 A_d}{S U_b A_{inlet}} \quad (6)$$

대상이 되는 딴플 유로 내 유동의 수력직경(D_h)을 바탕으로 한 레이놀즈 수는 10,000이다. 수치해석을 위한 격자계는 수렴성 및 계산의 정확성을 고려하여 Fig. 2에 나타난 바와 같이 사면체의 비정렬 격자를 사용하여 구성하였다. 유동의 점성과 열전달에 의해 발생하는 속도 및 온도구배의 정확한 예측을 위해 벽 근처에서는 프리즘 형태의 격자를 사용하여 계산의 정확성을 높였으며, 층류저층 해석을 위한 k- ω 모델의 저 레이놀즈 수 모델을 적용하기 위하여 y+가 1이하가 되도록 첫 번째 격자의 위치를 벽면으로부터 0.0005H 이내에 위치시켰다. Intel i7 CPU를 사용하여 8 part local parallel mode로 약1,000번의 반복계산 후에 모든 변수의 잔차(Residual)가 10⁻⁶이하로 수렴하였고 계산 시간은 약 5시간이 소요되었다.

3. 목적함수 및 설계 변수

본 연구에서 사용한 딴플의 형상변수들은 Fig. 1에 나타난 바와 같다. 형상변수로는 유로 높이(H), 딴플 평균 지름($d_a = (d_1 + d_2)/2$), 딴플 깊이(Hd), 타원 지름비(d_2/d_1), 딴플 간 수직거리(S) 그리고 딴플 간 수평거리(P) 등이 있다. 이들로부터 무차원화된 변수들인 타원 지름의 비(d_2/d_1), 딴플의 평균지름에 대한 깊이의 비(H_d/d_a), 그리고 딴플 간의 간격비(S/P)를 설계변수로 선택하였다. 그리고, Table 1에 각 설계

Table 1 Ranges of design variables

Design variables	Lower bound	Upper bound
d_b/d_t	0.50	1.50
H_d/d_a	0.10	0.30
S/P	0.75	1.75

변수의 범위를 나타내었다. 유로의 높이와 폭의 비는 정해져 있다고 생각하고, 이들과 유로 내에 딥플의 개수에 영향을 미칠 수 있는 딥플 간의 측면 방향 거리는 고정된 값으로 사용하였다. 아울러, 딥플의 평균지름을 변화시킬 경우 고체의 평균두께에 영향을 주어 유로의 열저항을 크게 바꿀 수 있으므로 딥플의 평균지름은 설계변수로 선택하지 않았다. 최적화된 형상의 성능평가를 위해 Hwang 등⁽²⁾에 의해 제시된 형상을 기준형상으로 설정하였다. 기준형상의 무차원 변수 값들은 $H/d_a=1.115$, $H_d/d_a=0.289$, $d_b/S=0.490$, 그리고 $S/P=1.730$ 이다.

최적 설계에 앞서 기준형상 및 최적형상의 냉각성능을 평가할 목적함수가 정의되어야 한다. 본 연구에서는 딥플유로의 냉각성능을 평가하기 위해 열전달과 압력강하를 동시에 고려한 목적함수를 사용하였다. 목적함수의 열전달과 관계된 항은 딥플 유로의 면적평균 누셀트 수의 역으로 나타내었으며 다음과 같이 정의된다.

$$F_{Nu} = 1/Nu_a \tag{7}$$

$$Nu_a = \frac{\int_A Nu/Nu_0 dA}{A}$$

$$Nu = \frac{q_0 D_h}{k_f (T_w - T_b)}$$

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

여기서 Nu_a 는 면적평균한 누셀트 수 비이며, A 는 열전달이 일어나는 면적이다. Nu_0 는 완전발달된 매끈한 유로의 누셀트 수를 나타내는 Dittus-Boelter 관계식이며, 이를 기준으로 삼아 누셀트 수 비를 나타내었다.

압력손실과 관계된 목적함수 항에는 마찰계수를 사용하여 Gee와 Webb⁽¹⁷⁾에 의해 정의된 다음과 같은 표현을 사용하였다.

$$F_f = (f/f_0)^{1/3} \tag{8}$$

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho U^2 S}$$

$$f_0 = 2(2.236 \ln Re - 4.639)^{-2}$$

여기서 f 는 마찰계수이고, f_0 는 완전발달된 매끈한 관 유동에서의 마찰계수이다.

딥플 유로의 냉각성능을 전반적으로 평가하기 위하여 위에 정의한 각각 열전달 및 압력강하와 관련된 항들을 가중계수(β)를 사용하여 선형적으로 결합하여 다음과 같이 목적함수 F 를 정의하였다.

$$F = F_{Nu} + \beta F_f \tag{9}$$

여기서, 가중계수(β)는 설계자가 열전달과 압력강하의 상대적 비중을 고려하여 결정해야 하는 값으로 설계자의 설계 목적에 기반을 두는 값이다.

4. 최적 설계 기법

Fig. 3은 대리모델을 사용한 최적설계의 일반적 과정을 나타내고 있다. 우선, 최적 설계의 설계변수와 설계변수의 범위 그리고 설계 대상의 성능을 평가하기 위한 목적함수가 정의되어야 한다. 이후 선택된 실험계획법(DOE: Design of Experiments)을 이용하여 설계범위 내에서 실험점(혹은 설계점)들이 추출된다. 각각의 실험점에서의 목적함수 값은 유동해석을 통해 계산되고, 이 값들을 이용하여 선택된 대리모델을 구성하고, 적절한 최적화 알고리즘을 통해 구성된 대리모델의 자료곡면 상에서 최적점을 찾는다.

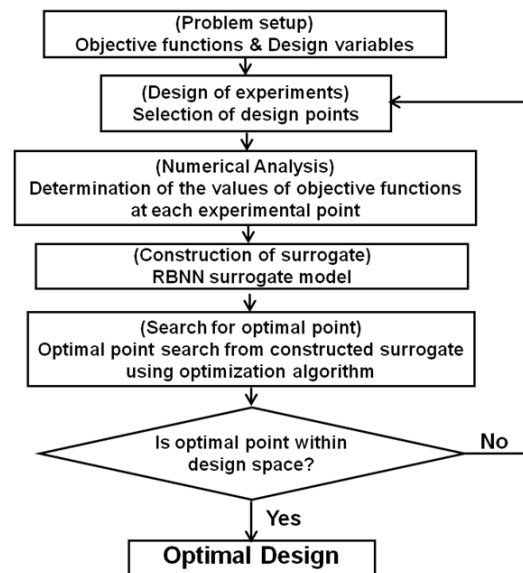


Fig. 3 Procedure of optimization using RBNN surrogate model

4.1. Latin Hypercube Sampling

대리 모델을 구성하기 위해서는 설계범위 내의 실험점들을 설정하고, 각 실험점에서 목적함수 값을 구할 필요가 있다. 이 실험점들을 선택하기 위하여 실험계획법(DOE)이 사용되는데 본 연구에서는 실험계획법으로 Latin Hypercube Sampling(LHS)⁽¹⁸⁾을 사용하였다. 이 기법은 설계영역 안에서 설계점들이 골고루 분포하도록 선택하는 방법이다.

4.2. Radial Basis Neural Network (RBNN)

본 연구에서는 타원형 덩플 유로의 최적 형상을 도출하기 위한 대리모델을 구축하기 위해 신경회로망 기법의 일종인 RBNN 기법을 사용하였다. 신경회로망의 기본개념은 경험으로부터 배우고 기존자료로부터 예측하는 인간의 기능을 묘사하는 것이다. 신경회로망의 기본요소는 뉴런인데, 각 뉴런의 출력은 여기에 저장되었거나 도착하는 국부적인 정보에만 의존한다. 망의 예측능력은 가중치들에 의해 반영된다. 망의 훈련은 데이터를 통한 반복에 의해 수행된다. RBNN은 래디얼베이스 전달함수와 선형 출력으로 구성되는 두 겹의 망이다. 본 연구에서는 신경회로망을 MATLAB⁽¹⁹⁾의 함수 *newrb* 을 사용하여 구성하였다. 여기서 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$a = radbas(\|w - p\| b)$$

여기서 *b*는 바이어스이고, *w*는 뉴런가중치벡터, *p*는 입력벡터이다. 래디얼베이스 함수 *radbas* 는 다음과 같다.

$$radbas(n) = e^{-n^2}$$

이 방법을 이용할 경우의 가장 큰 장점은 함수의 선형성으로 인해 계산시간을 줄일 수 있다는 것이다. 이 함수에 대한 선형모델 *f* 는 *N*개 기본함수들의 선형결합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \sum_{j=1}^N w_j y_j$$

여기서 *w_j*는 가중치이고, *y_j*는 기본함수이다. 기본함수를 선택하는 데는 여러 가지 방법이 있다. 만일 기본 함수와 다른 변수들이 훈련과정에서 고정된 값을 가지면 모델은 선형이다. 그러나 기본함수가 훈련과정에서 변한다면 비선형 모델이 된다. 학습과정은 다차원 공간에서 훈련 데이터를 가장 잘 맞추는 곡면을 찾는 과정과 동일하고, 이 곡면은 최적화의 기반이 되는 자료곡면이 된다. Sequential quadratic programming(SQP)가 자료곡면 상에서 최적점을 찾기 위한 방법으로 사용되었다.

5. 결과 및 검토

타원형 덩플 유로에 대해 수치해석결과에 대한 격자의존성 테스트를 수행하였다. Hwang 등⁽²⁾의 기준형상에서 타원의 지름비(*d₂/d₁*)를 1.25로 수정하여 격자의존성 테스트를 수행하였으며 7만개에서 54만개까지 네 가지 격자 수를 사용해 격자의존성 테스트를 수행한 결과, 약 20만개 (217,969개)이상부터 격자의 수에 상관없이 거의 동일한 결과를 나타내는 것이 확인되었다. 이에 따라 약 20만개의 격자수를 최적 격자수로 결정하였고, 덩플의 형상변화에 따라 격자수는 다소 달라질 수 있으나 동일한 격자 밀도를 유지하며 격자계를 구성하였다.

수치해석의 타당성을 검증하기 위해 Hwang 등⁽²⁾의 실험형상인 *d₂/d₁*=1.00, *H_d/d_a*=0.28, *S/P*=1.73에 대한 누셀트 수의 수치해석 결과를 실험결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 이 결과는 동일한 수치해석기법을 사용한 이전 연구인 Samad 등⁽⁷⁾이 수행한 바와 같다. 덩플 후류에서 발생하는 열전달계수의 최고점 위치 및 최고치, 그리고 덩플 후류에서의 값 등에서 다소 오차를 보이고 있으나, 덩플 앞 부분과 덩플 내부에서 좋은 예측성을 지님을 알 수 있다.

최적설계를 수행하기 위해 요구되는 설계범위 내의 실험점들은 실험계획법인 LHS를 이용하여 선택하였다. 선택된 총 21개의 실험점에 대하여 RANS 해석을 통해 얻어진 목적함수 값을 기반으로 RBNN의 자료표면을 구성하였다.

Table 2에 가중계수 *β*가 0.15일 때의 최적설계 결과를 기준 형상과 비교하여 나타내었다. 최적화된 형상의 면적평균 누셀트 수는 기준형상에 비해 56% 증가하였으며, 이와 동시에 마찰계수비 또한 13% 증가하였다. 결과적으로 최적화된 타원형 덩플 형상의 목적함수 값은 기준 형상 값에 비해 23.7% 감소하였으며 RBNN이 예측한 결과와, 2.59%의 오차를 보여주었다. 최적화된 형상의 모양을 기준 형상과 비교하

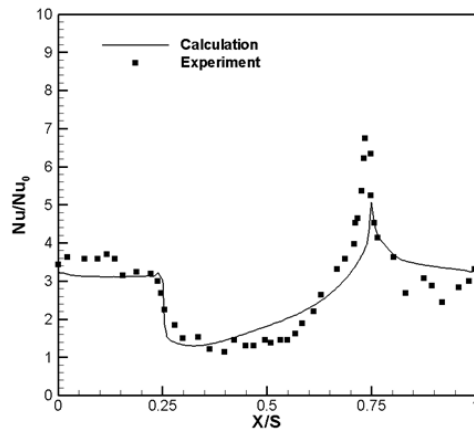


Fig. 4 Validation of numerical results in comparison experimental data (Hwang et al⁽²⁾)

Table 2 Results of optimization for $\beta = 0.15$

	Design variables			Nu_d	F_f	F	
	d_2/d_1	H_d/d_a	S/P			RANS	RBNN
Reference	1.000	0.289	1.730	2.34	1.73	0.565	-
Optimum	0.675	0.278	1.440	3.65	1.97	0.431	0.420

면, 타원의 지름 비, 딴플 깊이와 평균 지름 비, 딴플 간격비가 모두 감소한 것을 볼 수 있으며 최적화된 타원형 딴플이 원형 딴플에 비해 열전달 성능이 상당히 높음을 알 수 있다. Isaev 등⁽⁶⁾은 딴플의 깊이가 증가할수록 열전달 성능이 증가한다고 보고하였지만, 본 연구의 최적화 형상에서는 딴플의 깊이가 감소하였음에도 불구하고 다른 설계 변수들의 영향으로 인해 열전달 성능이 크게 향상된 것으로 사료된다.

Fig. 5은 기준 형상과 최적화 형상의 열전달 면에서 누셀트 수 분포를 비교한 그림이다. 딴플 내부에 유동의 박리로 인해 열전달 계수가 낮아지는 구간이 존재하고 유동의 재부착과 딴플에 의한 유동 교란에 의해 딴플 후류에서 열전달이 증진되는 것을 확인할 수 있다. 박리된 유동이 딴플 후류 벽면에 강하게 부딪히며 딴플 내부에서 강한 와류를 생성하는데 이러한 유동구조가 열전달의 급격한 상승을 불러오게 된다. 전체적으로 최적화된 타원형 딴플 형상의 누셀트 수가 기준 형상에 비해 높은 값을 보이고 있다. 특히 최적화된 형상은 딴플 내부의 유동의 박리로 인해 생기는 낮은 열전달 영역이 기준 형상에 비해 작게 나타난다. 최적화된 타원형 딴플의 내부에 기준 형상에 비해 매우 강한 와류와 유동의 교란이 생성되는 것을 뒤에서 소개할 유동구조에서도 확인할 수 있는데, 이 영향으로 인해 딴플 내부에 상대적으로 높은 열전달 영역이 생기게 된다. 타원형 딴플 내부에 생기는 강한 와류의 영향으로 딴플 후류에서도 기준 형상에 비해 높은 열전달 효과가 나타남을 알 수 있다. 딴플 내 누셀트 수 분포가 대칭으로 나타나지 않는 것은 딴플 표면에 발생하는 박리로 인한 와류가 한 방향으로 치우치기 때문이며, 이는 Isaev 등⁽⁶⁾에 의해 밝혀진 현상이다. 최적형상의 타원형 딴플의 경우 기준 형상과 달리 비대칭의 누셀트수 분포를 보여주고 있다. 이는 최적형상의 딴플 내부에서 생긴 강한 와류의 유동일부가 Fig. 5 (b)의 z-방향으로 박리되며, 다음 열의 딴플의 열전달을 감소시킨다. 이로 인해 최적화된 타원형 딴플의 경우 열전달 및 유동의 구조가 딴플 하나를 간격으로 반복되어 나타나게 된다.

유동에 평행한 딴플 중앙선을 따른 국부 누셀트 수 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 최적형상은 기준형상에 비해 전체적으로 높은 누셀트 수 값을 보여주며, 특히 딴플 후연부에 나타나는 최대치의 값이 기준형상에 비해 상당히 크게 나타난다. 두 형상에서 모두 딴플 후연부에서 누셀트 수가 최대값을 갖은 후에 급격히 감소하는 것을 확인할 수 있다. 특히 딴플 후

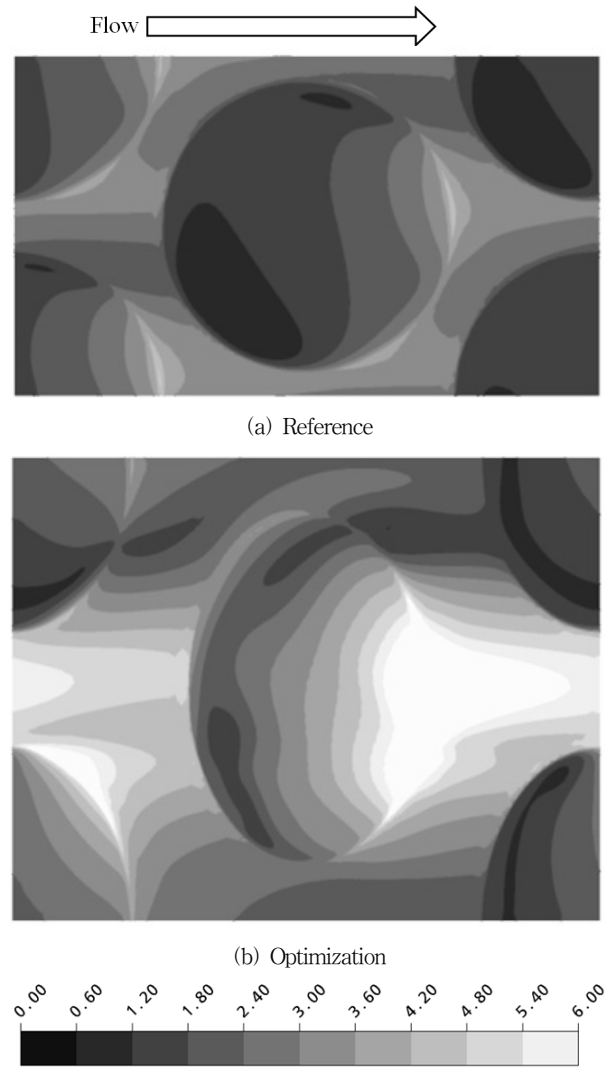


Fig. 5 Nusselt number contours on heat transfer surface

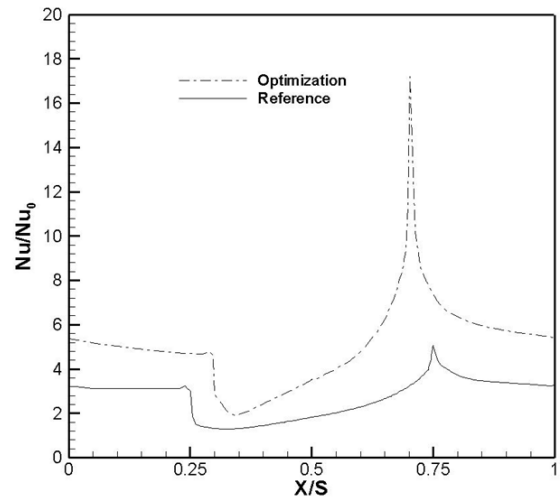


Fig. 6 Local Nusselt number distributions on dimple surface along midline($z=0$)

연부에서 최적형상의 경우에는 누셀트 수의 값이 5.10에서 17.15로 약 3.3배 급격히 상승함에 따라 국부적인 열전달 효과가 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 열전달 면 근처에서의 와도(vorticity: $\nabla \times V$)의 크기 분포를 나타낸 그림이다. 그림을 통해 최적형상이 기준 형상에 비해 매우 높은 와도를 지니는 것을 확인할 수 있다. 높은 와도는 딴플 내부에서의 강한 와류의 형성을 반영하는 것으로 열전달의 상승과 직접적인 관련이 있다. 특히 최적형상의 경우, 딴플 후연부에서 와도가 급격히 상승하는 기준형상과는 달리 딴플 중앙 부분부터 매우 높은 와도를 나타내는 것을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 최적형상의 경우 딴플의 중앙 부분부터 누셀트 수가 증가하는 현상과 부합된다.

딴플 유로 내 $x-y$ 평면의 $z=0$ 위치에서의 와류 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 최적형상의 딴플 내부 와류의 강도가 기준 형상에 비해 전체적으로 높은 값을 보이고 있다. 두 경우 모두 딴플 전연부에서 박리로 인해 발생한 강한 와류가 딴플 내부로 들어오고 있으며 이 부분의 와도는 최적형상에

서 상대적으로 크게 나타나고 있다.

두 딴플 형상 모두 재순환에 의한 유선이 대칭을 이루지 않고 한 방향으로 치우친 모습을 Fig. 9에서 볼 수 있으며 이

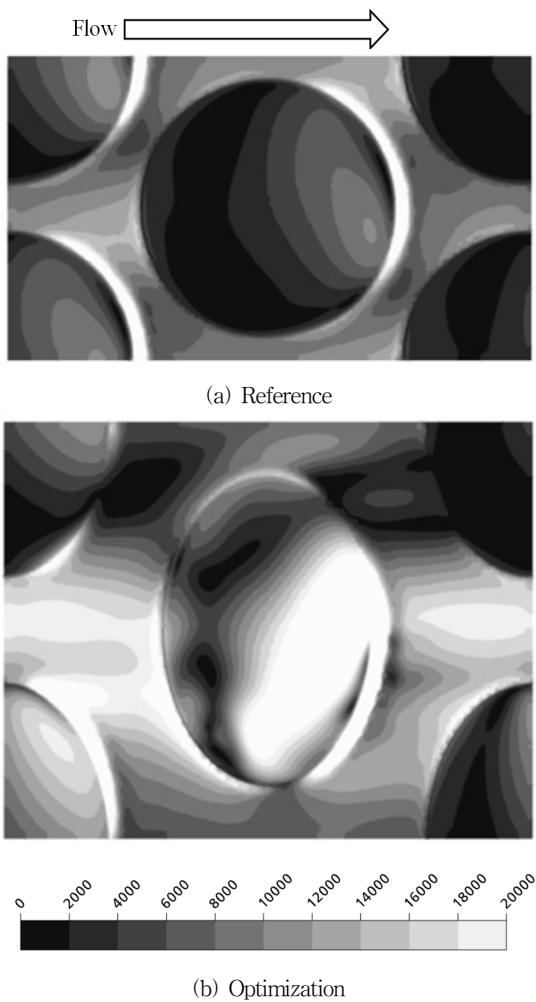


Fig. 7 Contours of vorticity near dimple surface

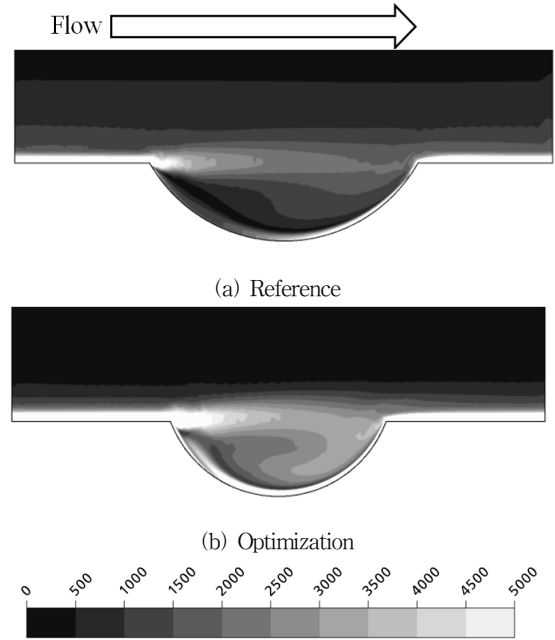


Fig. 8 Contours of vorticity on $x-y$ plane at $z=0$

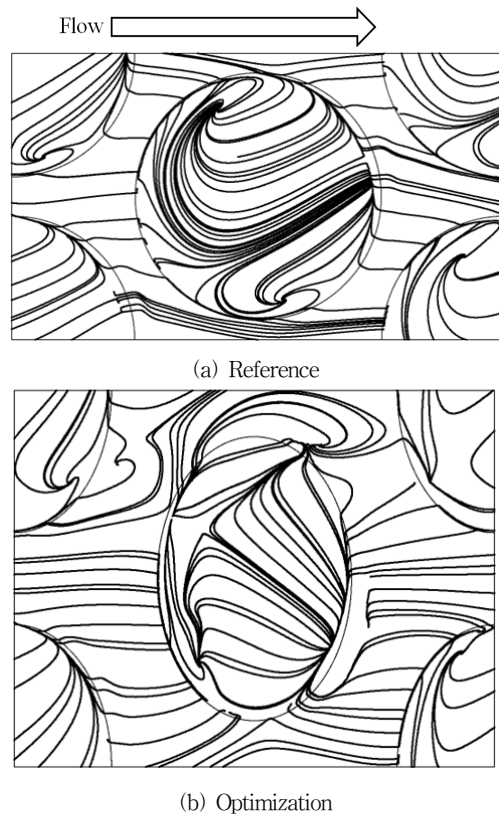


Fig. 9 Streamlines near dimple surface

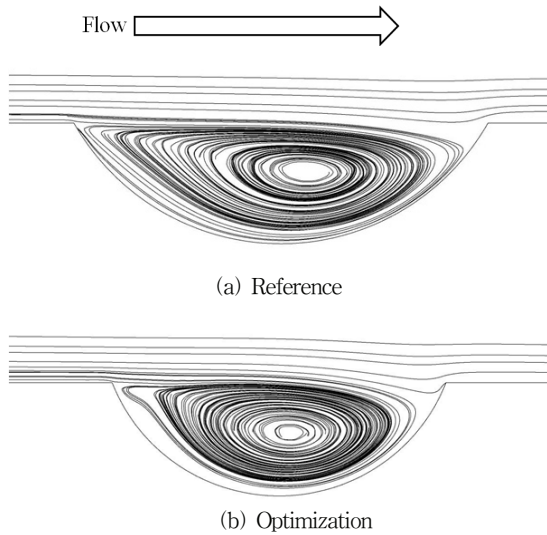


Fig. 10 Streamlines on x-y plane at z=0

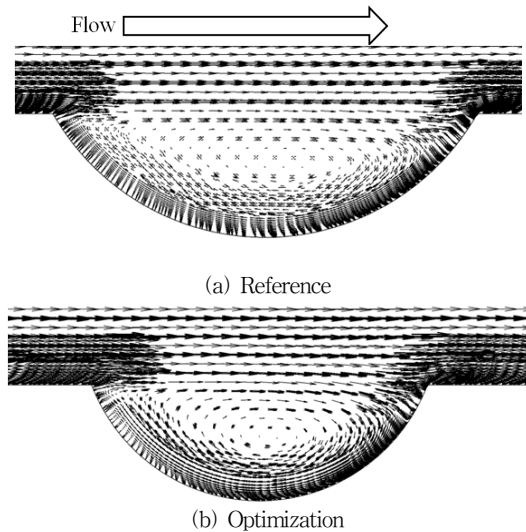


Fig. 11 Vector plot on x-y plane at z=0

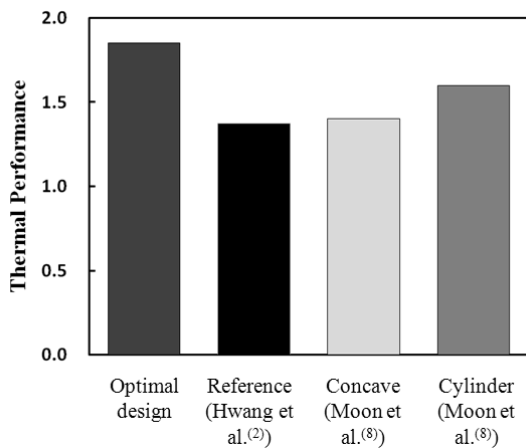


Fig. 12 Thermal performances with different shapes of dimples

는 박리로 인한 와류가 한 방향으로 치우쳐서 발생하기 때문이다. 이와 같은 와류의 비대칭은 딥플 내부의 와류가 강할 때 발생하며, 대칭적인 와류 분포에 비해 더 큰 열전달 상승 효과를 기대할 수 있다. Fig. 10는 딥플 유로 내 x-y 평면의 z=0 위치에서의 유선분포를 나타내고 있다. 두 경우 모두 딥플이 시작되는 부분에서 유동의 박리가 일어나며 딥플의 후류 모서리 근처에서 유동의 재부착이 일어나고 있다.

Fig. 10과 같은 평면의 벡터 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 벡터의 크기를 비교해보면, 주 유동부분의 유속은 기준 형상과 최적형상 모두 큰 차이가 없다. 그러나 최적형상의 딥플 내부의 와류 부분, 특히 딥플 내부의 벽 부분의 유속이 기준형상에 비해 더욱 큰 것을 볼 수 있다. 이는 기준형상에 비해 작은 와류 반경을 지니는 타원형 딥플의 와류의 회전속도가 더욱 크기 때문으로 보인다.

최적화된 타원형 딥플 유로의 열성능을 다른 형상 딥플 유로의 열성능과 비교하여 Fig. 12에 나타내었다. 열성능은 동일 마찰계수에서의 열전달 성능 비로 다음과 같이 정의된다.

$$TP = \frac{Nu/Nu_0}{F_f} \quad (10)$$

Samad 등⁽⁷⁾에 의하면 딥플의 지름과 깊이가 열전달 성능에 가장 큰 영향을 미치므로, 비교를 위해 다른 형상의 딥플 유로는 딥플의 지름과 깊이가 비슷한 경우로 선택하였다. 본 연구에서 구한 최적화된 타원형 딥플 유로의 열성능은 기준형상인 원형 딥플 유로에 비해 34% 상승한 열성능을 보이고, Moon 과 Lau⁽⁸⁾의 원통형 딥플에 비해서는 16% 증가한 값을 나타낸다. 결과적으로 원형 및 원통형 딥플에 비해 본 연구에서 얻은 최적형상의 타원형 딥플이 가장 좋은 열성능을 보여주고 있다.

6. 결론

본 연구는 삼차원 RANS 해석 방법과 RBNN 대리모델 최적화 기법을 이용하여 열전달성능을 증대시키기 위한 타원형 딥플 유로의 형상 최적화를 수행하였다. 최적화를 위한 목적함수는 가중계수를 사용해 열전달 관련항과 압력강하 관련항을 선형 결합하여 구성하였다. 세가지 설계변수, 즉, 타원의 지름 비, 딥플의 평균지름에 대한 깊이의 비, 및 딥플 간의 간격비에 대한 설계영역에서 총 21개의 실험점을 Latin Hypercube Sampling을 이용하여 도출하였으며, 이 점들에서의 목적함수 값을 이용하여 RBNN 모델을 구축하여 최적점을 구하였다. 특정한 가중계수에 대해 타원형 딥플유로의 최적설계를 통해 얻은 결과를 기존 원형 딥플 유로와 비교한 결과, 최적화를 통해 열전달과 압력강하가 동시에 증가하였으나 열전달과 압력강하를 동시에 고려한 목적함수는 23.7%

향상되었다. 유사한 딴플 지름과 깊이를 가진 원형과 원통형 등 다른 형상의 딴플 유로들과 비교하여 본 연구에서 도출한 최적형상의 타원형 딴플이 가장 높은 열성능을 보였다.

후 기

이 논문은 2009년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받은 ‘다중현상 CFD연구센터(ERC)’의 과제로 수행된 연구임(No.2009-0083510).

참고문헌

- (1) Rao, Y., Wan, C. and Zang, S., 2010, "Comparisons of flow friction and heat transfer performance in rectangular channels with Pin Fin-Dimple, Pin Fin and Dimple arrays," ASME Turbo Expo, Glasgow, GT2010-22442
- (2) Hwang, S. D., Kwon, H. G. and Cho, H. H., 2008, "Heat transfer with dimple/protrusion arrays in a rectangular duct with a low Reynolds number range," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 29, pp. 916~926.
- (3) Mahmood, G. I. and Ligrani, P. M., 2002, "Heat transfer in a dimpled channel: combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure," International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, pp. 2011~2020.
- (4) Ligrani, P. M., Mahmood, G. I., Harrison, J. L., Clayton, C. M. and Nelson, D. L., 2001, "Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusion on opposite walls," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 4413~4425.
- (5) Elyyan, M. A., Rozati, A. and Tafti, D. K., 2008, "Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 2950~2966.
- (6) Isaev, S. A. and Leont'ev, A. I., 2003, "Numerical Simulation of Vortex Enhancement of Heat Transfer under Conditions of Turbulent Flow Past a Spherical Dimple on the Wall of a Narrow Channel," High Temperature, 44(5), pp. 665~679.
- (7) Samad, A., Lee, K. D. and Kim, K. Y., 2008, "Multi-objective optimization of a dimpled channel for heat transfer augmentation," Heat Mass Transfer, Vol. 45, pp. 207~217.
- (8) Moon, S. W. and Lau, S. C., 2002, "Turbulent Heat Transfer Measurements on a Wall with Concave and Cylindrical Dimples in a Square Channel," ASME Turbo Expo, Amsterdam, GT2002-30208.
- (9) Park, J. and Ligrani, P. M., 2005, "Numerical Predictions of Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics for Seven Different Dimpled Surfaces in a Channel," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 47, pp 209~232.
- (10) Zhou, F. and Acharya, S., 2009, "Experimental and Computational Study of Heat/Mass Transfer and Flow Structure for Four Dimple Shapes in a Square Internal Passage," ASME Turbo Expo, Orlando, GT2009-60240.
- (11) Silva, C., Park, D., Marotta, E. E. and Fletcher, L. S., 2009, "Optimization of Fin Performance in a Laminar Channel Flow Through Dimpled Surfaces," Journal of Heat Transfer, Vol. 131, No. 2, 021702-1-021702-9
- (12) Vicente, P. G., Garcia, A. and Viedma, A., 2002, "Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tube," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 543~553.
- (13) ANSYS CFX-11.0 Solver Theory, 2006, Ansys Inc.
- (14) Menter, F. R., 1994, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA-Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605.
- (15) Bardina, J. E., Huang, P. G. and Coakley, T., 1997, "Turbulence modeling validation," AIAA Paper 97-2121.
- (16) Kim, H. M. and Kim, K. Y., 2004, "Design optimization of Rib-roughened channel to enhance turbulent heat transfer," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, No. 23, pp. 5159~5168.
- (17) Gee, D. L. and Webb, R. L., 1980 "Forced Convection Heat transfer in Helically Rib-roughened Tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 23, pp. 1127~1136.
- (18) McKay, M. D., Beckman, R. J. and Conover, W. J., 1979, "A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code," Technometrics, Vol. 21, pp. 239~245.
- (19) MATLAB®, The language of technical computing, Release 14. The math Works Inc.