

< 논문 >

## 난류열전달 증진을 위한 딴플형상의 최적설계

최지용<sup>†</sup> · 김광용<sup>\*</sup>

(2006년 3월 22일 접수, 2006년 5월 24일 심사완료)

### Design Optimization of Dimple Shape to Enhance Turbulent Heat Transfer

Ji-Yong Choi and Kwang-Yong Kim

**Key Words :** Numerical Optimization (수치최적화), Turbulent Heat Transfer (난류열전달), Dimpled Surface (딴플 표면), Response Surface Method (반응면 기법)

#### Abstract

This study presents a numerical procedure to optimize the shape of dimple surface to enhance turbulent heat transfer in a rectangular channel. The response surface based optimization method is used as an optimization technique with Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis of fluid flow and heat transfer with shear stress transport (SST) turbulence model. The dimple depth-to-dimple print diameter ratio, channel height-to-dimple print diameter ratio, and dimple print diameter-to-pitch ratio are chosen as design variables. The objective function is defined as a linear combination of heat transfer related term and friction loss related term with a weighting factor. Full factorial method is used to determine the training points as a mean of design of experiment. The optimum shape shows remarkable performance in comparison with a reference shape.

#### 기호설명

$A_d$  : 열전달면의 면적  
 $A_{in}$  : 채널입구 면적  
 $d$  : 딴플의 깊이  
 $dv$  : 설계변수의 상대변화량  
 $D$  : 딴플의 지름  
 $D_h$  : 수력직경  
 $f$  : 마찰계수  
 $F$  : 목적함수  
 $F_{opt}$  : 최적점의 목적함수  
 $H$  : 채널의 높이  
 $Nu$  : 국부 누셀트 수  
 $Nu_a$  : 평균 누셀트 수  
 $Nu_s$  : 기준 누셀트 수  
 $Pi$  : 딴플의 주기

$4p$  : 압력강하  
 $q_0$  : 열유속  
 $Re$  : 레이놀즈수  
 $S$  : 딴플사이의 거리  
 $U_b$  : 입구에서의 축방향 평균속도  
 $x$  : 주유동방향 좌표계  
 $\beta$  : 가중계수  
 $\eta$  : 반응함수

#### 1. 서론

유동장내의 유동간섭물은 일반적으로 난류 발생을 촉진시켜 열전달을 증가시킨다. 이런 원리를 이용하여 열교환기, 전자부품 냉각장치 및 터빈 블레이드 등에서는 내부 열전달면에 주기적인 유동간섭물을 부착시켜 열전달효율을 증가시킨다. 그러나, 유동장내 설치된 유동간섭물은 열전달 성능의 향상과 함께 불가피하게 마찰계수의 증가를 가져오므로 설계자의 의도에 부합되는 열전달면의 형상을 설계하기 위해서는 열전달계수와 마찰계수를 동시에 고려한 종합적인 설계가 이루어져야 한다.

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 인하대학교 대학원 기계공학과  
E-mail : jondow@lycos.co.kr  
TEL : (032)860-7317 FAX : (032)868-1716

<sup>\*</sup> 회원, 인하대학교 기계공학과

열전달 성능을 향상시키기 위해 사용되는 유동 간섭물에는 리브(rib), 핀(pin), 딴플(dimple) 등이 있는데, 이 중에서 딴플은 표면에 작은 와류 구조를 형성시켜 마찰에 의한 손실을 줄이면서 열전달 성능은 증가시켜주는 장점을 가지고 있다.

딴플이 설치된 유동장 내에서의 열전달 성능에 대한 실험적 연구로, Mahmood 와 Ligrani<sup>(1)</sup>는 딴플의 깊이와 딴플 지름의 비( $d/D$ )와 딴플의 지름과 딴플과 딴플 사이의 거리비( $D/S$ )를 0.2 와 0.874 로 고정시키고, 채널 높이와 딴플 지름의 비( $H/D=0.2, 0.25, 0.5, 1.0$ )를 변화시켜가며 열전달 성능을 비교하였다. 그들은  $H/D$  가 감소할수록 열전달 성능이 증가한다고 보고하였다. Burgess 와 Ligrani<sup>(2)</sup>는  $H/D=1.0, D/S=0.874$  로 고정시키고,  $d/D$  를 0.1, 0.2, 0.3 으로 변화시켜가며 딴플 깊이에 의한 열전달 성능을 비교하여,  $d/D$  가 증가할수록 열전달 계수는 증가한다고 보고하였다. 아울러, Ligrani 등<sup>(3)</sup>은 난류강도(0.03~0.11)가 열전달 성능과 마찰계수에 미치는 영향을 분석하였다. 열전달 성능은 난류강도에 영향을 받지 않으나 마찰계수는 난류강도에 따라 비례적으로 증가한다고 보고하였다.

수치해석적인 연구로는 Patrick과 Tafti<sup>(4)</sup>가 DNS(Direct Numerical Simulation)를 사용하여 엇갈리게 배열된 딴플이 부착된 유동장을 해석하였으며, Isaev와 Leont'ev<sup>(5)</sup>는 RANS(Reynolds-Average Navier-Stokes Equations) 해석을 사용하여 딴플 표면에 생기는 와류의 구조를 규명하였다. 그러나 이러한 수치해석적 연구는 딴플이 부착된 열전달면의 유동구조를 해석하였을 뿐, 딴플의 형상과 배열이 열전달 성능과 압력강하에 미치는 영향을 평가하지 못하였다. 또한 실험적 연구의 경우에도 각각의 기하학적 변수가 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하였을 뿐, 모든 설계변수의 영향을 고려하여 설계변수의 최적값을 유도하지 못하였다. 리브의 경우에는 그간 Kim과 Kim에 의해 일련의 수치최적화 연구<sup>(6-10)</sup>가 수행되었다. 이들은 리브가 부착된 열전달면의 기하학적 변수들을 최적화하여 열전달 성능을 극대화하는 과정에서 초기 연구<sup>(6)</sup>에서 수치최적화법으로 사용한 구배법(Gradient-Based Method)에 비해 후속 연구<sup>(7-10)</sup>에서 사용한 반응면기법(Response Surface Method)이 경제성과 정확성에서 월등히 우수한 성능을 나타낼 것을 보여주었다.

본 연구에서는 열전달성능을 최적화할 수 있는 딴플의 기하학적 형상을 수치최적화에 의해 결정하기 위한 연구를 수행하였다. Fig. 1에 나타난 바와 같이 한쪽 면에 딴플이 부착된 삼차원 유로에서, 딴플의 깊이 대 딴플 지름의 비( $d/D$ ), 딴플의 지름 대 딴플과 딴플사이 거리의 비( $D/S$ ) 및 유로의 높이와 딴플 지름의 비( $H/D$ )등 세 개의 설계변수에 대해 RANS를 바탕으로 하는 삼차원 열유동해석과 효과적인 수치최적설계기법으로 주목

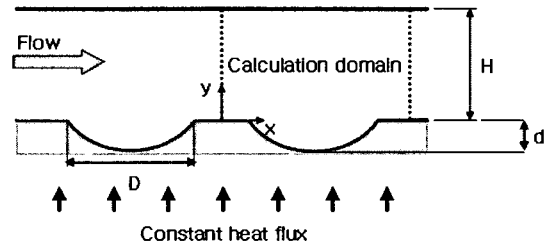
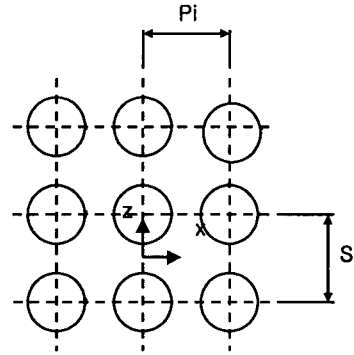


Fig. 1 Geometry and design variables

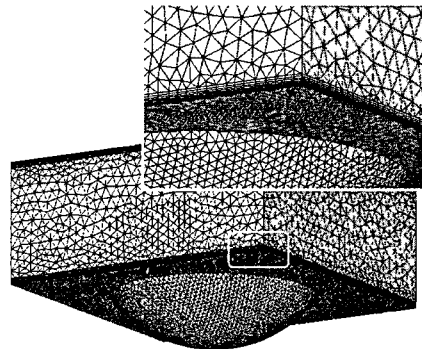


Fig. 2 Example grids

받는 반응면기법(Response Surface Method)을 결합하여, 최적설계를 수행하였다.

## 2. 유동해석방법

본 연구에서는 복잡한 삼차원 유동 및 대류열전달해석을 위하여 비정렬격자계(unstructured grid)를 채택한 범용소프트웨어인 CFX-5.7<sup>(11)</sup>을 사용하였다. 딴플이 연속적으로 배열된 채널에서 한 주기만을 계산영역으로 하여 해석하였는데, 이 경우 지속적인 압력강하와 온도상승에 대해 주기조건을 적용하기 위해 Kim과 Kim<sup>(6)</sup>의 논문에서 기술된 바

와 같이 주유동 방향의 운동량 방정식과 에너지 방정식을 다음과 같이 변환하였다.

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

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

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

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

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

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

$\gamma$  는 주 유동방향의 압력강하율을 나타내며,  $\sigma$  는 다음과 같이 벽으로 유입되는 열유속으로 인한 온도상승률을 나타낸다.

$$\sigma = \frac{q_0 A_d}{Pi U_b A_m} \quad (6)$$

레이놀즈 응력항을 계산하기 위하여 난류모델로 SST (Shear Stress Transportation)<sup>(12)</sup> 모델을 사용하였다. SST 모델은 역압력 구배로 인한 유동박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정확성이 뛰어나다고 보고된 바 있다.

격자계는 Fig. 2에 나타난 바와 같이, 사면체의 비정렬격자계로 구성하였으며, 벽 근처 속도 구배의 정확한 해석을 위해 벽 근처 격자는 육면체로 구성하였다. 경계조건으로는 주 유동방향의 주기면에서는 주기조건(periodic condition)을 그리고, 측면에서는 대칭조건을 사용하였으며, 덤플이 위치한 면에 일정 열유속 (constant heat flux) 조건을 사용하였다. 격자수는 형상에 따라 다르나 15만개에서 18만개까지 사용되었으며, 한번 해석에 소요되는 계산시간은 P4-3.0 GHz CPU를 사용하였을 때 6시간에서 8시간 정도 소요되었다.

### 3. 최적설계기법

반응면 기법은 실험 또는 수치해석의 결과를 이용하여 목적 함수를 다항함수로 근사하는 통계적

Table 1 Design variables and design spaces

Design variable	Lower bound	Upper bound
H/D	0.2	1.0
d/D	0.1	0.4
D/S	0.5	0.9

기법으로 반응면을 구성하는 함수는 다음과 같은 다항식의 형태로 나타낸다.

$$\eta = a_0 + \sum_{j=0}^n a_j y_j + \sum_{j=0}^n a_{jj} y_j^2 + \sum_{i=j}^n \sum_{i=j}^n a_{ij} y_i y_j \quad (7)$$

여기서  $y_i$  는 설계변수,  $\eta$  는 측정된 반응값이고  $n$  은 설계변수의 수를 나타낸다. 위 식의 계수들은 실험 또는 수치해석의 결과로부터 최소자승법 (least square method)을 사용하여 결정된다.

Fig. 1에 나타난 채널 유동에서 형상변수는 모두 5개로 채널높이(H), 덤플의 지름(D), 덤플의 깊이(d), 덤플간의 거리(S), 덤플의 주기(Pi)이다. 따라서, 무차원 변수는 H/D, d/D, D/S, D/Pi 등 다섯 가지인데, 본 연구에서는 S/Pi=1 로 고정시키고, 나머지 세 개의 변수를 설계변수로 사용하여 반응면을 구성하였으며, 각 설계변수의 범위는 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서는 주어진 설계공간상의 반응면을 구성하는 데 필요한 실험점들을 결정하기 위해 full factorial 기법<sup>(13)</sup>을 사용하여 세 개의 설계변수 각각에 대해 최대, 최소 및 중간 값을 조합하여 3<sup>3</sup>, 즉 27 개의 실험점을 선택하였다.

목적함수는 열전달 효과와 압력강하를 동시에 고려하기 위하여 가중법을 이용하여 열전달계수와 마찰계수의 조합으로 다음과 같이 정의 하였다.

$$F = F_{Nu} + \beta F_f \quad (8)$$

이 식의  $\beta$  는 열전달증진과 손실 사이의 상대적 비중을 결정해 주는 가중계수(weighting factor)로서 설계자에 의해 결정되어야 할 상수이다.  $F_{Nu}$  는 열전달 효과를 나타내는 항으로 평균 Nusselt 수의 역수로 정의 된다.

$$F_{Nu} = 1 / Nu_a \quad (9)$$

여기서

$$Nu_a = \frac{\int Nu / Nu_a dA}{A_d} \quad (10)$$

Nusselt 수  $Nu$  는 수력직경을 사용해 구한다.  $Nu_s$  는 매끈한 원관 내에서 완전 발달된 난류유동에 의한 Nusselt 수로서 Dittus-Boelter<sup>(14)</sup> 식에서 얻어진다. 한편,  $F_f$  는 손실의 크기를 나타내는 항으로서 Webb 과 Eckert<sup>(15)</sup>는 다음과 같이 정의하였다.

$$F_f = \left( \frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (11)$$

여기서, 마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho U_b^2 P_i} \quad (12)$$

그리고,  $f_0$  는 매끈한 관에서 완전 발달된 유동에 대한 마찰계수<sup>(16)</sup>로 다음과 같이 정의된다.

$$f_0 = 2(2.23 \ln Re - 4.639)^{-2} \quad (13)$$

#### 4. 결과 및 검토

본 연구에서는 최적설계에 앞서 난류 열전달 해석의 타당성 검증을 위해, 한쪽 면에만 주기적으로 덩플이 부착된 유동장을 해석하여 Bunker 등<sup>(17)</sup>의 실험 결과와 비교하였다. 여기서  $H/D$  는 0.9,  $d/D$  는 0.227 이며,  $D/S$  와  $D/P_i$  는 공히 0.825 이다. 작동유체는 상온의 공기이다. Fig. 3 은 레이놀즈수에 따른 덩플표면에서의 평균 Nusselt 수를 Bunker 등<sup>(17)</sup>의 실험치와 비교한 결과를 나타내는데 실험 결과를 상당히 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

최적설계는 채널의 수력직경을 기준으로 레이놀즈수가 5,000이고, 덩플 벽에서 일정한 열유속이 유입되는 경우에 대해 수행하였다. 최적설계를 위한 반응함수는 Table 1에 나타난 각 설계변수 영역 내에서 구성되며, 반응함수를 구성하기 위해, Full-factorial 기법을 사용하여 선택된 27가지 형상에 대한 유동해석을 수행하였다. 최적설계는 가중계수 0.0 ~ 0.1의 범위에 대해 수행하였으며, 각각의 미지상수는 통계학 상용 소프트웨어인 SPSS 를 사용하여 결정하였다. 완성된 반응함수는 t-검정과 adjusted  $R^2$  법<sup>(13)</sup>을 사용하여 신뢰도를 향상시켰다. Table 2에는 한 예로 가중계수가 0.06인 경우에 대하여 ANOVA 와 회귀분석 결과를 나타내었다.

Table 3 에는 예를 들어 가중계수가 0.06 인 경우에 대한 기준형상과 최적설계를 통해 구한 각 설계변수의 최적 값과 열전달계수 및 손실관련 항의 크기를 나타내었다. 최적 설계 결과 열전달 성능은 기준 형상에 비해 2 배 이상 증가하였으며, 손

Table 2 Results of ANOVA and regression analysis

$\beta$	R	$R^2$	$R^2_{adj}$
0.06	0.967	0.936	0.871

Table 3 Results of optimization for  $\beta=0.06$

	Design variable			$Nu_a$	$F_f$	F
	H/D	d/D	D/S			
Reference	0.90	0.23	0.83	2.03	5.46	0.82
Optimized	0.41	0.24	0.55	4.38	4.23	0.48

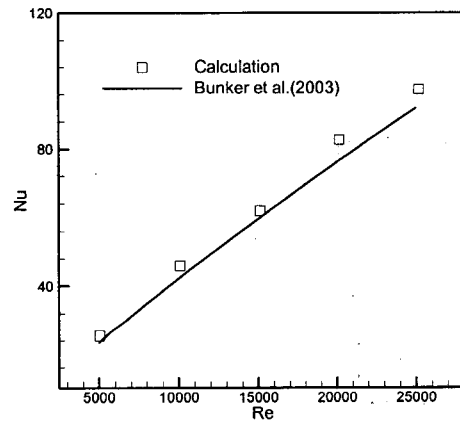


Fig. 3 Comparison between predicted and measured Nusselt number distributions

실도 감소하였다. 기준형상에 비해  $H/D$ 와  $D/S$  의 감소가 두드러진 것을 확인할 수 있는데, 이는  $H/D$ 의 값이 감소할수록 열전달 성능이 증가한다고 보고한 Mahmood 와 Ligrani<sup>(1)</sup>의 실험결과와 일치하는 결과이다.

Fig. 4은 가중계수가 0.06인 경우에 대한 최적형상과 기준형상의 덩플표면에서 Nu수 분포를 나타낸다. 덩플 선단에서 발생한 박리로 인해 덩플 내에서 열전달이 급격히 감소하였다가 후반부로 갈수록 열전달계수가 증가하는 현상을 보이고 있다. 또한 열전달계수 분포가 상하 대칭을 이루고 있지 않는 것은 비대칭적인 유동구조에 기인하며, 이는 Isaev와 Leont'ev<sup>(5)</sup>가 밝힌 것처럼 덩플 표면에서 와류가 한쪽으로 치우쳐서 발생하는 현상 때문인 것으로 사료된다.

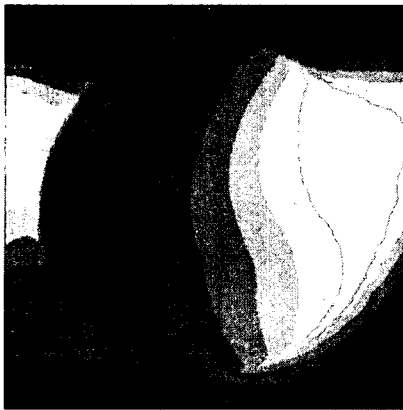
Fig. 5은 기준형상과 최적형상에 대한 덩플지름 방향의 국부적인 Nu수의 분포를 나타낸다. 기준형상이 최적형상에 비해 최대 Nu수의 값은 더 크게 나타내고 있으나, 전반부의 대부분 영역에서 최적형상이 더 큰 Nu수를 나타냄으로써 전체적으로 향상된 열전달 특성을 보이고 있다. 그림에 표시

된 곡선 상의 짧은 수직선은 각 경우에 대한 덤플의 영역을 나타낸다. 열전달계수는 공히 덤플의 후단에서 최대치를 나타내고 이후 급격히 감소함을 알 수 있다. 덤플이 시작되는 지점에서 발생하는 유동의 박리로 인해 열전달이 감소되나 하류에서의 재부착으로 인해 열전달이 다시 증가하고 있음을 알 수 있다.

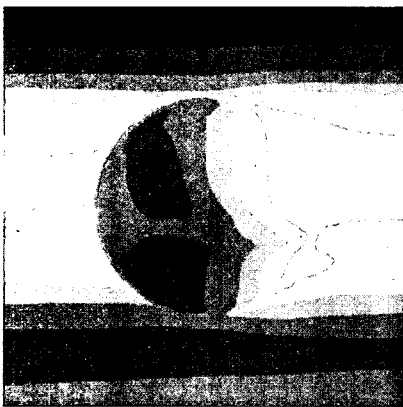
Fig. 6은 기준형상과 최적형상에 대한 목적함수의 손실관련 항의 분포를 나타내고 있다. 이 항의 계산에는 국부 마찰계수가 사용되었다. 기준형상이 최적형상에 비해 덤플의 앞부분과 뒷부분에서 큰 손실을 발생시키고 있어 최적형상의 손실이 감소하였음을 확인할 수 있다. 손실의 경우도 덤플

플 후단에서 크기가 최대가 되고, 형상에 따라 이 값이 크게 변함을 알 수 있다.

Fig. 7에서 9까지는 각 설계변수에 대한 목적함수의 민감도분석 결과를 나타낸다. 여기서 설계변수의 상대적 변화를 나타내는  $dv$ 는 최적값의  $\pm 10\%$  범위 내에서 변화시켰고,  $F_{opt}$ 는 최적형상에서의 목적함수 값을 나타낸다. Fig. 7로부터 세 개의 설계변수 중 덤플 깊이 대 덤플 지름의 비 ( $d/D$ )가  $D/S$ 에 비해 목적함수에 큰 영향을 미치는



(a) Reference



(b) Optimized



Fig. 4 Nusselt number contours( $\beta=0.06$ )

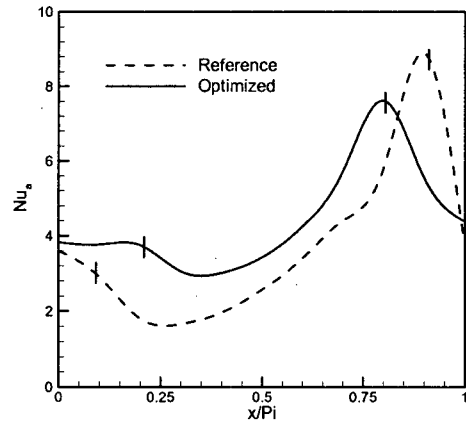


Fig. 5 Comparison of local Nusselt number distributions along the diameter between reference and optimum shapes for  $\beta=0.06$  (short vertical lines indicate the location of the dimple)

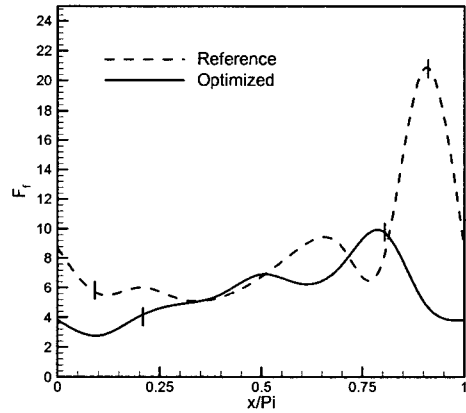


Fig. 6 Comparison of local friction factor distributions along the diameter between reference and optimum shapes for  $\beta=0.06$  (short vertical lines indicate the location of the dimple)

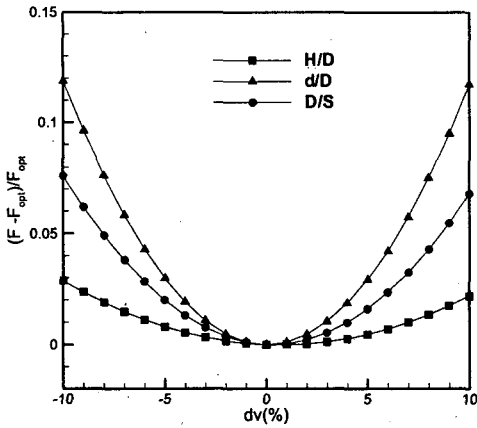


Fig. 7 Sensitivity analysis of objective function for optimal shape ( $\beta=0.06$ )

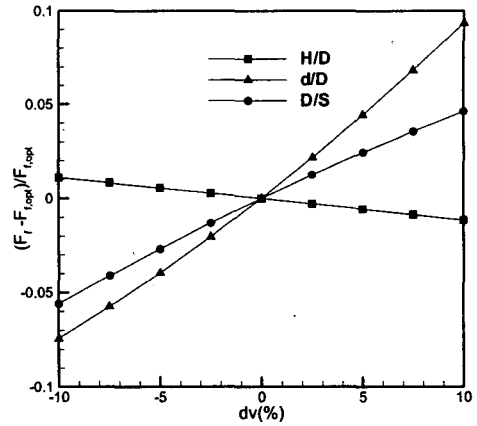


Fig. 9 Sensitivity analysis of  $F_f$  for optimal shape ( $\beta=0.06$ )

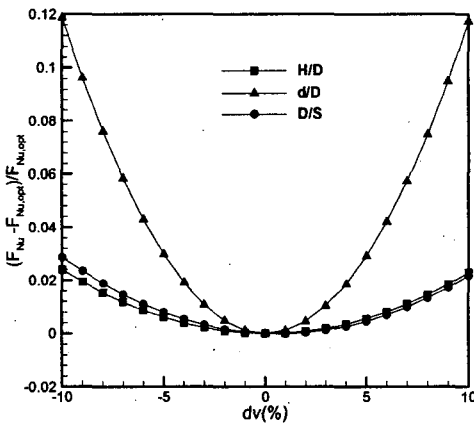


Fig. 8 Sensitivity analysis of  $F_{Nu}$  for optimal shape ( $\beta=0.06$ )

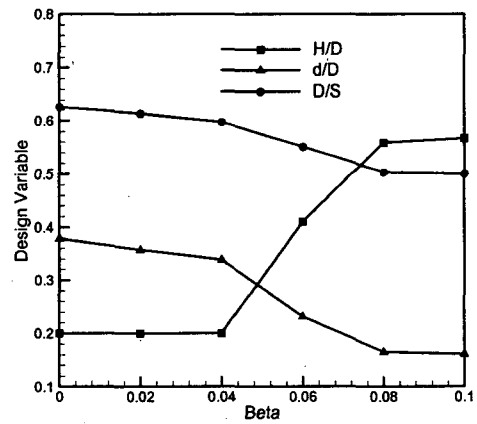


Fig. 10 Variations of optimal value of design variable

것을 알 수 있다. Fig. 8과 9는 각각 각 설계변수에 대한 목적함수의 열전달관련 항과 마찰계수 관련 항의 민감도를 나타낸다. 이 그림들에서 열전달의 경우와 마찰계수의 경우 모두  $D/S$ 에 비해  $d/D$ 에 더 민감하게 반응하는 것을 확인 할 수 있다.  $H/D$ 에 대해서는 두 경우 모두 가장 낮은 민감도를 나타낸다.

Fig. 10에서는 가중계수에 따른 설계변수들의 최적 값의 변화를 나타내었다. 가중계수가 증가함에 따라 덩플의 깊이 대 덩플 지름의 비( $d/D$ )와 덩플의 지름 대 덩플과 덩플 사이 거리의 비( $D/S$ )는 감소하는 반면, 채널 높이 대 덩플 지름의 비( $H/D$ )는 증가하는 것을 볼 수 있다. 덩플의 깊이가 감소할수록 압력손실 즉, 덩플 전후의 압력

강도가 작아지므로 가중계수가 증가할수록 즉, 손실의 중요성이 커질수록  $d/D$ 의 최적 값은 감소하는 것으로 사료된다. 아울러, 덩플의 직경이 감소하면서도 유사한 현상이 발생함을 알 수 있다.  $H/D$ 는 이와 반대 경향을 보이는데, 이는 채널의 높이가 낮을수록 압력강하가 증가하기 때문이다.

### 5. 결론

한쪽 면에 주기적인 덩플이 설치된 사각채널에 대한 형상 최적화를 수행하였다. 세 가지 기하학적 설계변수에 대해 27 개의 실험형상을 계산하여 최적설계를 수행함으로써 신뢰할 만한 최적치를 얻었다. 목적함수는 가중계수를 도입한 열전달 계수와 마찰계수의 선형 결합으로 정의하였다. 실험치와 비교해볼 때 열전달 해석의 정확성은 신뢰할

만한 결과를 보였다. 민감도 분석결과, 목적함수는 세 개의 설계변수 중 딴플의 깊이와 지름의 비에 가장 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 예를 들어 가중계수가 0.06 인 경우에 대해 최적설계를 수행한 결과 기준형상에 비해 목적함수의 값이 41 %나 감소하는 최적형상을 얻을 수 있었으며, 특히 열전달 성능은 두 배 이상 증가하는 큰 향상을 보였다. 또한 가중계수가 증가할수록 딴플 깊이 대 딴플 지름의 비와 딴플의 지름 대 딴플과 딴플 사이 거리의 비의 최적치는 감소하며, 채널 높이 대 딴플 지름의 비는 증가함을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구를 위해 많은 조언과 도움을 준 김홍민 박사께 감사 드린다.

## 참고문헌

- (1) 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*, Vol. 45, No. 10, pp. 2011~2020.
- (2) Burgess, N. K. and Ligrani, P. M., 2004, "Effects of Dimple Depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for Internal Cooling Channel," ASME Paper No. GT2004-5432.
- (3) Ligrani, P. M., Burgess, N. K. and Won, S. Y., 2004, "Nusselt Number and Flow Structure and Above a Shallow Dimpled Surface Within a channel Including Effects of Inlet Turbulence Intensity Level," Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, ASME Paper No. GT2004-54231.
- (4) Patrick, W. V. and Tafti, D. K., 2004, "Computations of Flow Structure and Heat Transfer in a Dimpled Channel at Low to Moderate Reynolds Number," Proceeding of HT-FED04 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, USA, ASME Paper No. HT-FED04-56171.
- (5) 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*, Vol. 41, No. 5, pp. 665~679.
- (6) Kim, K. Y. and Kim, S. S., 2002, "Shape Optimization of Rib-roughened Surface to Enhance Turbulent Heat Transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, Issue 13, pp. 2719~2727.
- (7) 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, Issue 23, pp. 5159~5168.
- (8) Kim, H. M. and Kim, K. Y., 2004, "Shape Design of Heat Transfer Surfaces with Angled Ribs Using Numerical Optimization Techniques," *Transactions of the KSME B*, Vol. 28, No. 9, pp. 1051~1057.
- (9) Kim, H. M. and Kim, K. Y., 2004, "Design Optimization of Three-Dimensional Channel Roughened by Oblique Ribs using Response Surface Method," *Transactions of the KSME B*, Vol. 28, No. 7, pp. 879~886.
- (10) Kim, H. M. and Kim, K. Y., 2003, "Shape Optimization of Heat Transfer Surfaces with Staggered Ribs to Enhance Turbulent Heat Transfer," *Transactions of the KSME B*, Vol. 27, No. 9, pp. 1351~1359.
- (11) CFX-5.7 Solver Theory, Ansys inc., 2004.
- (12) Menter, F. and Esch, T., 2001, "Elements of Industrial Heat Transfer Predictions," 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM), Uberlandia, Brazil.
- (13) Myers, R. H. and Montgomery, C. C., 1995, "Response Surface Methodology: Progress and Product Optimization Using Designed Experiments," John Wiley & Sons.
- (14) Frank, P. I. and David, P. D., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," Fifth Edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 491~502.
- (15) Webb, R. I. and Eckert, E. R. G., 1972, "Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1647~1658.
- (16) Petukhov, B. S., 1970, "Advances in Heat Transfer," Academic Press, New York, Vol. 6, pp. 503~504.
- (17) Bunker, R. S., Gotovskii, M., Belen'kiy, M. and Fokin, B., 2003, "Heat Transfer and Pressure Loss for Flows Inside Converging and Diverging channels with Surface Concavity Shape Effects," Proceedings of the 4th International Conference Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology, Greece, No. 2003GRC016.