

난류열전달 향상을 위한 엇갈린 리브가 부착된 열전달면의 형상최적설계

김 흥 민* · 김 광 용†

(2003 년 4 월 28 일 접수, 2003 년 7 월 23 일 심사완료)

Shape Optimization of Heat Transfer Surfaces with Staggered Ribs To Enhance Turbulent Heat Transfer

Hong-Min Kim and Kwang-Yong Kim

Key Words : Shape Optimization(형상최적화), Turbulent Heat Transfer(난류열전달), Response Surface Method(반응면기법), Navier-Stokes Analysis(나비에-스톡스 해석)

Abstract

This study presents a numerical procedure to optimize shape of streamwise periodic ribs mounted on both of the principal walls to enhance turbulent heat transfer in a rectangular channel flow. The response surface method is used as an optimization technique. The optimization is based on Navier-Stokes analysis of flow and heat transfer with $k-\epsilon$ turbulence model. The width-to-height ratio of a rib, rib height-to-channel height ratio and rib pitch to rib height ratio are chosen as design variables. The object function is defined as a function of heat transfer coefficient and friction drag coefficient with weighting factor. Optimum shapes of the rib have been obtained for the range of 0.02 to 0.1 of weighting factor.

기호설명	
c_p : 비열	q_0 : 열유속
D : 채널의 높이	Re : 레이놀즈 수
f : 마찰계수	T : 실제온도
F : 목적함수	\hat{T} : 온도의 주기성분
F_{Nu} : 열전달 목적함수	T_w : 난류강도
F_f : 마찰 목적함수	U : 축방향 속도
H : 리브 높이	U_b : 체적속도
k : 난류운동에너지	V : 횡방향 속도
k_f : 유체의 열전도계수	W : 리브 폭
Nu : 국부 누셀트 수	W_f : 가중계수
Nu_a : 평균 누셀트 수	x_i : 설계변수
Pi : 리브간 거리	ϵ : 난류운동에너지의 소산율
Pr : 프란틀 수	σ : 온도상승률
	β_i : 다항식의 계수
	η : 반응

* 회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부

E-mail : kykim@inha.ac.kr

TEL : (032) 860-7317 FAX : (032) 868-1716

1. 서론

유동장 내에서의 주기적인 유동간섭은 일반적으로 난류발생을 촉진시켜 열전달을 증진시킨다. 이러한 현상을 이용하여 열교환기, 가스냉각식 장치, 전자부품 냉각장치 및 터빈 블레이드의 내부 냉각 등에서 열전달 효율을 높이기 위해 주기적인 유동간섭물(rib)을 열전달면 상에 부착하고 있다. 그러나, 열전달 성능을 향상시키기 위해 인위적으로 유동장에 설치된 구조물은 열전달 성능의 향상과 함께 불가피하게 마찰계수의 증가를 야기하므로, 설계자의 의도에 부합되는 열전달면의 형상설계를 위해서는 열전달 계수와 마찰계수를 동시에 고려해야만 한다.

리브(rib)가 부착된 열전달면의 성능은 열전달면의 넓이와 유동박리의 재부착거리, 레이놀즈수 등에 따라 달라지므로 열전달 성능의 개선을 위해서는 유동 및 열전달에 대한 정확한 해석이 뒷받침되어야 한다. 최근, 전산유체역학(CFD)이 큰 발전을 거듭한 결과, Navier-Stokes 방정식을 통한 유동 및 열전달의 해석이 복잡한 현상에 대해 실용화되고 있다. 이러한 전산유체역학의 발전에 따라 실험이나 근사적 해석에 의존하던 기존의 열전달면 설계방식은 전산유체역학과 수치최적화기법이 결합된 매우 경제적이고 효율적인 방식으로 전환될 것으로 기대된다.

양쪽 벽에 리브가 설치된 유동장 내에서의 열전달 성능에 대한 실험적인 연구로, Taslim 과 Wadsworth⁽¹⁾는 Fig. 1 과 2 에 나타난 바와 같이 리브가 양쪽 벽에 엇갈리게 설치된 경우(staggered)에 대해, 리브의 폭과 높이의 비(W/H)를 1.0 으로 고정시키고, 유로박힘률($H/D=0.133, 0.167, 0.25$)과 리브의 높이 대 리브 사이의 거리비($Pi/H=5, 7, 8.5, 10$)를 변화시켜가며 13 가지 형상에서의 열전달 성능을 비교하였다. 그들은 리브 표면에서의 열전달 계수가 리브 사이의 벽에서의 열전달 계수보다 상당히 크며, H/D 가 증가할수록 열전달 성능이 향상되고, Pi/H 가 8.5 인 경우 최대의 열전달 성능을 나타낸다고 보고하였다. Sato 등⁽²⁾은 $W/H=1.0, H/D=0.2$ 로 고정시키고, Fig. 1 에서 보는 바와 같이 양쪽 벽에 리브가 대칭(symmetry)으로 부착된 경우와 비대칭(unsymmetry)인 경우, 그리고 엇갈린 위치인 경우(staggered)에 대해 열전달 성능을 비교하였다. 열전달 계수는 모든 형상에 대해 유동과 충돌하는 리브의 상부 모서리에서 최대값을 가지며, 유동이 재부착되는 위치에서 증가하고, 엇갈린 위치에 부착된 경우 최대의 열전달 성능을 나타낸

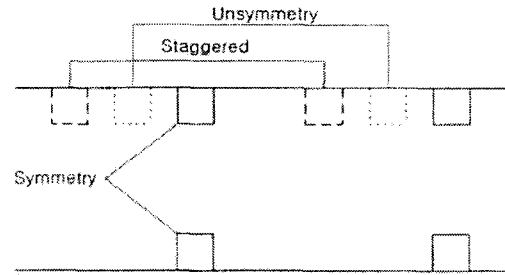


Fig. 1 Rib geometries

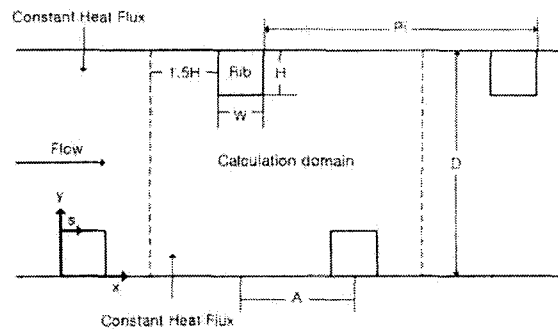


Fig. 2 Coordinate system, design variables and calculation domain

다고 보고하였다.

실험적 연구와 더불어 수치해석적인 연구도 활발히 수행되었는데, Webb 과 Ramadhyani⁽³⁾는 리브가 양쪽 벽에 엇갈리게 설치된 경우에 대해, 레이놀즈수($Re=340, 940, 1400, 2000$), $H/D(0.0625, 0.125, 0.25)$, $Pi/D(1.0, 2.0, 4.0)$ 및 Prandtl 수($Pr=0.7, 7.0$)가 열전달 성능 및 마찰계수의 변화에 미치는 영향을 분석하였다. 열전달 성능은 레이놀즈 수와 H/D , Prandtl 수에 비례하여 증가하며, H/D 가 0.25, Pi/H 가 6.0 인 경우 최대값을 갖는다고 보고하였다. 또한, Lopez 등⁽⁴⁾과 Kelkar 와 Patankar⁽⁵⁾도 이와 유사한 계산결과를 제시하였다. 특히 Lopez 등은 H/D 가 0.7 이상인 경우 열전달 증가에 따른 압력손실이 매우 크므로 두 가지 효과를 신중히 고려하여야 한다고 주장하였다. Watanabe 와 Takahashi⁽⁶⁾는 대와동모사(LES)를 통해 리브가 설치된 유동장 내에서의 열전달 성능은 큰 운동량과 낮은 온도를 갖는 유동이 리브와 충돌하면서 형성되는 와(vortex)의 시간에 따른 변화와 밀접한 관계가 있다고 주장하였다.

위에서 설명한 실험적, 수치해석적 연구는 선택된 몇 가지 형상에 대해 각각의 설계변수가 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하였을 뿐, 모든 설계변수의 영향을 동시에 고려하여 설계변수의 최적값을 유도해 내지는 못하였다. 이에

반해, 열전달면의 설계에 최적화의 개념을 도입한 연구로, Kim 과 Kim⁽⁷⁾은 이차원 열 및 유동해석과 목적함수의 구배를 바탕으로 하는 수치최적화기법 (gradient-based optimization method)을 결합하여 한 쪽 벽면에 리브가 부착된 경우에 대한 최적설계를 수행하였다. 그들은 W/H 와 Pi/H 설계변수로 선정하고, 열전달 계수와 마찰계수로 정의된 목적함수를 최소화함으로써 최적의 열전달면 형상을 설계하였다. 이를 통해 열 및 유동해석과 수치최적설계의 결합은 열전달면의 설계에 효율적인 수단이 될 수 있음을 증명하였다.

본 연구에서는 양쪽 벽에 리브가 부착된 경우에 대해, 리브의 폭 대 리브의 높이비(W/H), 리브의 높이 대 채널의 높이비(H/D) 그리고 리브의 엇갈림비 (A/H) 등 세 개의 설계변수에 대해 이차원 열 및 유동해석과 수치최적화기법으로 구배법에 비해 최근 그 장점들이 부각되고 있는 반응면기법 (Response surface method)⁽⁸⁾을 결합하여, 최적설계를 수행하였다. 목적함수는 열전달 계수와 마찰계수의 선형 결합으로 구성하였고, 설계자의 설계목적을 반영하기 위해 가중계수를 도입하였다.

2. 유동해석방법

2.1 지배방정식

이차원 유로를 지나는 정상상태, 비압축성 유동에 대한 지배방정식들은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial U}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial U}{\partial y} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \tag{2}$$

$$U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial V}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial V}{\partial y} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \tag{3}$$

$$U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \tag{4}$$

양쪽 벽을 통해 일정한 열유속이 유입되는 경우 유동방향으로 지속적인 온도상승이 발생하게 되므로 온도에 대한 주기조건을 부과하는 것이

근관하다. 이러한 문제를 해결하기 위해 Webb 과 Ramadhyani⁽³⁾는 다음과 같이 새로운 온도변수를 정의하였다.

$$T(x, y) = \sigma x + \hat{T}(x, y) \tag{5}$$

여기서 $\hat{T}(x, y)$ 는 주기적으로 반복되는 온도성분을 나타내고, σ 는 벽으로부터 유입되는 열유속에 의한 온도상승률을 나타내며, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\sigma = \frac{T(x + Pi, y) - T(x, y)}{Pi} \tag{6}$$

이러한 온도상승률은 에너지 보존법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\sigma = \frac{2q_0}{\rho c_p U_b D} \tag{7}$$

따라서, 온도에 대해 다음과 같은 주기조건을 사용할 수 있다.

$$\hat{T}(x, y) = \hat{T}(x + Pi, y) \tag{8}$$

위와 같은 새로운 변수의 도입으로 에너지 방정식은 다음과 같은 형태로 변환된다.

$$U \frac{\partial \hat{T}}{\partial x} + V \frac{\partial \hat{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \hat{T}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \hat{T}}{\partial y} - \sigma U \right] \tag{9}$$

여기서 난류점성계수 ν_t 는 표준 k-ε 모델[9]에 의해 결정된다.

2.2 수치해석방법 및 경계조건

지배방정식은 유한체적법(finite volume method)을 이용해 이산화하였고, 대류항의 이산화에는 멱승도식(power law scheme)을, 확산항의 이산화에는 중심차분도식(central difference scheme)을 사용하였으며, 압력-속도보정을 위해 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)방법을 이용하였다. 또한 엇갈림 격자(staggered grid)를 채택하여 비물리적인 진동해를 방지하였다.

본 연구에서는 Fig. 2에서 보듯이, 주기적으로 반

복되는 유동장의 한 피치를 계산영역으로 채택하였다. 따라서, 입구와 출구조건으로 대응되는 위치에서 압력을 제외한 모든 물리량의 크기는 같다는 주기조건을 사용하였으며, 벽근처의 저레이놀즈수 구역에서는 유동장과 온도장에 모두 경험적인 벽법칙을 바탕으로 하는 벽함수를 사용하여 계산시간을 절감하였다. 초기조건으로 난류운동에너지와 난류운동에너지의 소산율은 다음과 같은 관계로부터 산출하여 입구에서 균일하다고 가정하였다.

$$k = \frac{3}{2} T_u U_b^2, \quad \varepsilon = \frac{c_\mu k^{1.5}}{l} \quad (10)$$

여기서 T_u 는 입구 난류강도로서 3%로 가정하였고, U_b 는 유동의 평균속도로서 6m/s이며, l 은 $0.06 \times$ (channel height)의 값을 사용하였다.

열전달 계산을 위해 리브를 제외한 양쪽 벽에서 600W/m^2 의 일정한 열유속이 유입된다는 조건을 지정하였고, 리브 표면에서는 Webb 과 Ramadhyani^[3]의 실험으로부터 산출한 열유속을 함수화하여 사용하였다.

3. 최적설계기법

3.1 반응면기법(Response surface method)

반응면기법은 목적함수를 매끄러운 다항 함수로 모델링 하기 위해 물리적 또는 수치적 실험을 통하여 도출된 결과들을 이용하는 일련의 수리통계적 기법이다. 반응면을 구성하는 반응면 함수는 일반적으로 다항식의 형태를 갖고 있으며, 각 항의 미지 상수는 회귀분석(regression)을 통하여 구하게 된다. 이차 다항식으로 반응면 모델을 형성할 경우, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \beta_0 + \sum_{j=1}^n \beta_j x_j + \sum_{j=1}^n \beta_{jj} x_j^2 + \sum_{i \neq j} \beta_{ij} x_i x_j \quad (11)$$

여기서 x_j 는 설계변수, η 는 측정된 반응값이고, n 은 설계변수의 수를 나타내며, 다항식의 계수(β_0, β_j 등)의 개수는 $(n+1)(n+2)/2$ 이다. 일반적으로 다항식의 계수는 실험 데이터로부터 최소자승법(least square method)을 사용하여 결정된다.

주어진 설계공간 상에서 반응면을 구성하는데 필요한 정보를 얻기 위해 정해진 실험점을 대상으로 수치실험이 수행되어야 하는데, 실험설계법(design of experiment)을 이용하면 필요한 실험의

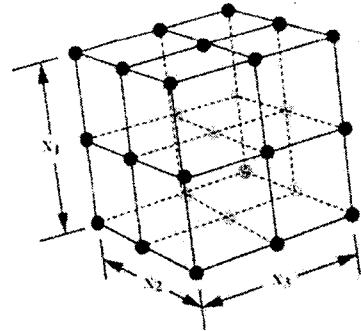


Fig. 3 A 3^3 full factorial experimental design (27 points)

회수를 최소한으로 줄일 수 있다. 이러한 실험설계법으로는 일반적으로 설계변수의 개수가 세 개 이하인 경우 완전계승법(full-factorial)이 사용되며, 네 개 이상인 경우 반응면 함수의 항의 수보다 1.5 ~ 2.5 배의 설계점 만으로도 신뢰할 만한 결과를 얻을 수 있다고 알려진 D-optimal 기법^[10]이 주로 사용된다. 이 외에도 FCCD(Face Centered Composite Designs), OA(Orthogonal Array) 등 다양한 실험설계법이 있으나, 세 개의 설계변수를 사용한 본 연구에서는 일반적으로 사용되는 완전계승법을 채택하였다. Fig. 3은 세 개의 설계변수에 대해 완전계승법을 사용한 경우 설계점을 보여주고 있다.

3.2 설계변수 및 목적함수

수치최적설계기법을 수행하기 위해서는 목적함수와 설계변수 등이 정의되어야 한다. 양쪽 벽에 이차원 리브가 엇갈리게 배열된 채널유동에서의 형상변수는 모두 5 개로 채널 높이(D), 리브높이(H), 리브폭(W), 리브의 엇갈림 거리(A) 및 리브간 거리(P)이다. 본 연구에서는 리브간 거리를 고정시키고, 나머지 변수들로 설계변수를 구성하여 W/H , H/D 및 A/H 로 정의되는 세 개의 설계변수를 사용하였다.

Webb 과 Eckert^[11]는 펌프동력(pumping power), 열전달량(heat duty), 열전달 면적과 열전도(heat conductance)의 관계로부터 열전달면의 성능은 열전달 계수와 마찰계수의 비로 정의됨을 밝혔다. 따라서, 목적함수는 열전달 효과와 압력강하를 동시에 고려하기 위해 열전달 계수와 마찰계수의 조합으로 다음과 같이 정의하였다.

$$F = F_{Nn} + W_f F_f \quad (12)$$

위 식의 우변 첫째항은 열전달 효과를 나타내며, 본 연구에서는 목적함수를 최소화하는 방향으

로 최적설계를 수행하였으므로, Nusselt 수의 역수로 정의된다.

$$F_{Nu} = \frac{1}{Nu_a} \quad (13)$$

여기서,

$$Nu_a = \frac{\int_0^{s_0+Pi+2H} \frac{Nu}{Nu_s} ds}{Pi + 2H} \quad (14)$$

$$Nu = \frac{\dot{q}_w \cdot D}{k_f \cdot (T_w - T_{av})} \quad (15)$$

$$T_{av} = \frac{\int_0^D T \cdot |U| \cdot y \cdot dy}{\int_0^D |U| \cdot y \cdot dy} \quad (16)$$

$$Nu_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (17)$$

이며, Nu_s 는 매끈한 원관 내에서 완전발달된 난류유동에 대한 Dittus-Boelter 식을 나타낸다.

두 번째 항은 마찰손실이 열전달면의 성능에 미치는 영향을 나타내는 항으로 Webb 과 Eckert⁽¹¹⁾ 는 다음과 같이 정의하였다.

$$F_f = \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (18)$$

여기서,

$$f = \frac{\Delta p D}{2 \rho U_b^2 Pi} \quad , \quad f_0 = 2(2.23 \ln Re - 4.639)^{-2} \quad (19)$$

이며, f_0 는 매끈한 관에서 완전발달된 유동에 대한 마찰계수이다.⁽¹²⁾

위 식에서 W_f 는 설계자의 의도에 따라 조절 가능한 가중계수(weighting factor)이다.

4. 결과 및 검토

4.1 열전달해석의 정확성 검증

본 연구에서는 최적설계에 앞서 난류 열전달해석코드의 타당성 검증을 위해, 양쪽 벽에 리브가 대칭으로 부착된 유동장을 해석하여 속도와 온도 분포에 대해 Sato 등⁽²⁾의 실험결과와 비교하였다. 여기서, 채널의 높이(D)는 0.05m, 리브의 높이(H)

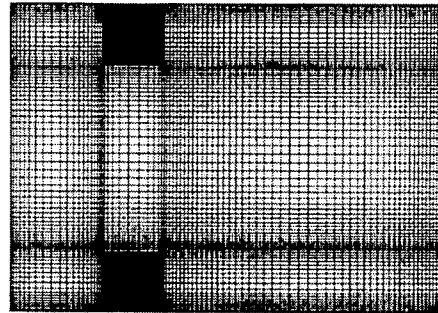


Fig. 4 Computational grids

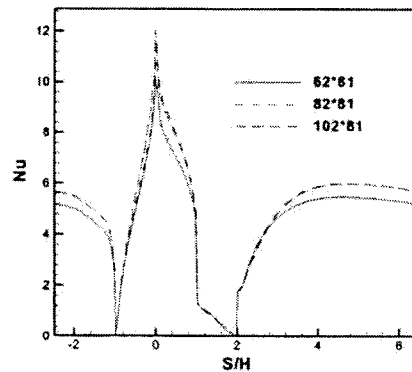


Fig. 5 Grid dependency test in x direction

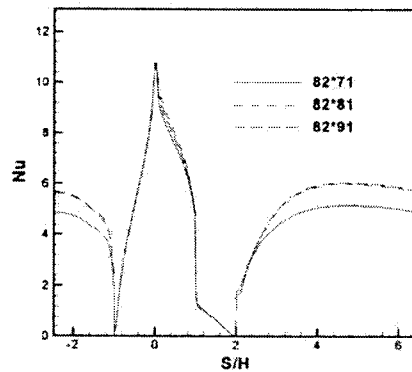


Fig. 6 Grid dependency test in y direction

는 0.01m 이며, W/H 와 Pi/H 는 각각 1.0 과 7.0 이다. 작동유체는 상온의 공기이며, 채널의 높이를 기준으로 한 레이놀즈수는 20,000 이다.

Fig. 4 는 리브가 대칭적으로 부착된 경우에 대한 격자분포를 나타내고 있다. 비등간격 격자계를 이용하여 벽쪽에 격자를 조밀하게 배치하였으며, 리브 근방을 제외한 영역에서 벽법칙을 만족시키기 위해 벽으로부터 첫 번째 격자에서의 y+가 30 이상이 되도록 첫 번째 격자점을 위치시켰다.

Fig. 5 와 6 은 수립된 해의 격자의존도를 없애기 위한 격자테스트 결과를 나타내고 있다. 가로축의

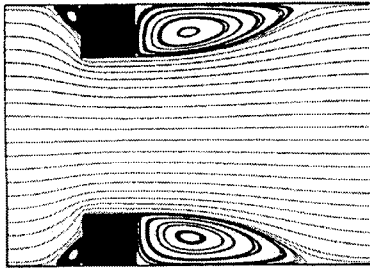


Fig. 7 Streamlines ($A/H=0.0$, $H/D=0.2$ and $W/H=1.0$)

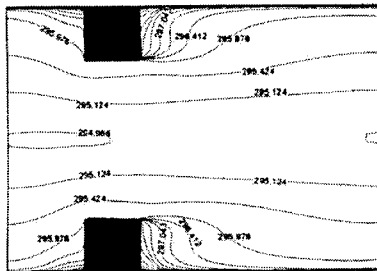


Fig. 8 Temperature contours ($A/H=0.0$, $H/D=0.2$ and $W/H=1.0$)

S 는 Fig. 2 에 나타난 바와 같이 열전달면을 따라 정의되는 좌표로서, $-1 < S/H < 2$ 구간은 리브의 표면을 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 x 와 y 방향으로 각각 82 개와 81 개의 격자수에서 격자의존도가 사라짐을 알 수 있다.

Fig. 7 은 유동장의 유선분포를 나타내고 있다. 리브의 전방에서 역압력구배로 인한 작은 재순환 구역이 형성되고 있으며, 리브의 후방에서는 유동의 박리와 재부착이 상당한 크기의 재순환 구역과 함께 형성됨을 볼 수 있다.

Fig. 8 에는 등온선을 나타내었는데 주기적인 온도상승을 지배방정식에서 제거하였으므로, 입구와 출구에서 등온선의 구배는 보이지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9 는 Nusselt 수에 대한 Sato 등⁽²⁾의 실험값과 계산값의 비교를 나타내고 있다. 계산된 Nusselt 수는 리브의 표면에서 실험값과 차이를 보이고 있는데, 이는 리브의 표면에서의 열유속 분포를 가정했기 때문이며, 정성적으로는 만족할 만한 성능을 보이고 있다. 또한, 리브 사이의 벽에서는 비교적 정확히 실험값과 일치하고 있음을 알 수 있다. 열전달 계수의 실험값과 계산값의 분포에 다소의 차이는 있으나, 본 연구에서는 평균 Nusselt 수를 이용하여 목적함수를 구성하였으므로 최적설계를 수행하기에는 비교적 만족할 만한 결과로 판단된다.

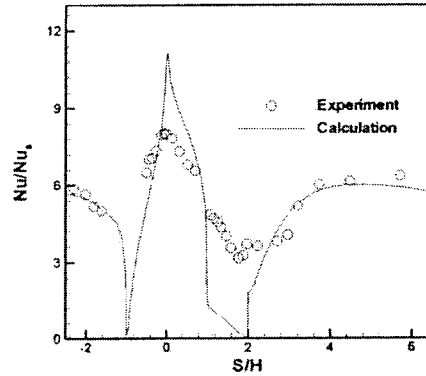


Fig. 9 Comparison of predicted and measured local Nusselt number distributions

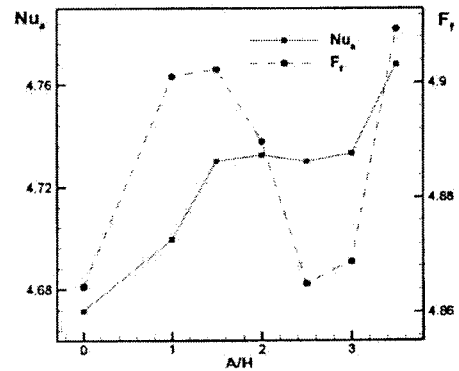


Fig. 10 Effect of A/H on Nusselt number and friction factor with $W/H=1.0$, $H/D=0.1$ and $Pi/H=7.0$

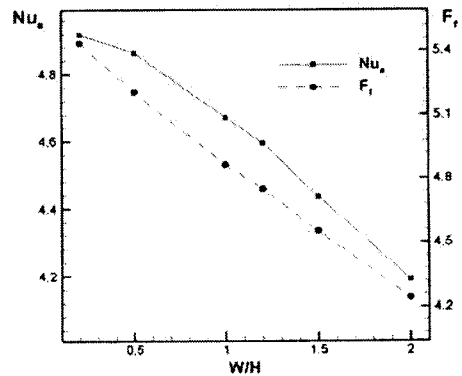


Fig. 11 Effect of W/H on Nusselt number and friction factor with $A/H=0.0$, $H/D=0.1$ and $Pi/H=7.0$

4.2 최적설계

최적설계에 앞서 Fig. 10 ~ 12 에서는 각 설계변수에 대한 목적함수의 성분인 열전달 계수와 마찰계수의 민감도를 시험한 결과를 보여준다.

Fig. 10 은 비대칭도인 리브간 거리와 리브의 높이의 비로 정의되는 A/H 의 변화에 따른 평균 Nusselt

수와 마찰계수의 변화를 나타낸다. 양쪽벽에 부착된 리브의 엇갈림 정도에 대해 열전달 계수와 마찰계수는 모두 민감한 변화를 나타내고 있으며, 특히 마찰계수는 시험된 구간에서 최대치와 최소치를 모두 가짐을 알 수 있다.

Fig. 11은 리브의 폭과 높이의 비로 정의되는 W/H의 변화에 따른 평균 Nusselt 수와 마찰계수의 변화를 나타낸다. W/H의 증가에 대해 목적함수의 두 성분이 주어진 범위에서 모두 거의 선형적으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 이를 통해 열전달 성능의 향상은 마찰계수의 증가를 유발하여 두 가지 목적값의 타협을 통한 최적설계가 이루어져야 함을 확인할 수 있다.

Fig. 12는 리브의 높이 대 채널의 높이로 정의되는 H/D의 변화에 따른 평균 Nusselt 수와 마찰계수의 변화를 나타내는데 목적함수의 두 성분은 H/D의 변화에 대해 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 이 경우 마찰계수의 감소는 열전달 성능의 감소를 유발하여 이 경우에도 두 가지 목적값의 타협을 통한 최적설계가 이루어져야 함을 확인할 수 있다.

최적설계는 Pi/H 를 7.0으로 고정한 상태에서 수행하였다. 반응면 구성을 위해 세 개의 설계변수에 대해 완전계승법을 사용하여 27개의 수치 실험점을 결정하였으며, 각 설계변수의 범위를 Table 1에 나타내었다. 열전달 성능은 Fig. 12에서 볼 수 있듯이 W/H가 감소할수록 증가하나, 계산에서는 현실적으로 리브폭에 대해 무한히 작은 값을

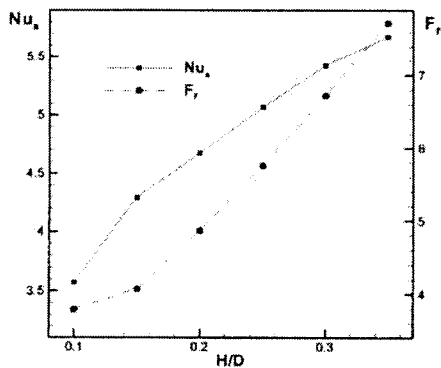


Fig. 12 Effect of H/D on Nusselt number and friction factor with A/H=0.0, W/H=1.0 and Pi/H=7.0

사용할 수 없으므로 최소값을 0.2로 선택하였고, W/H의 값이 증가할수록 리브의 상부에 국부적인 열경계층이 성장하여 열전달을 감소시키므로, 최대 범위는 초기형상의 2 배를 선택하였다. H/D가 증가할수록 열전달 성능의 향상을 증가하는 상당한 압력강하가 유발되므로⁽⁴⁾ 양쪽 벽에 리브가 부착된 점을 고려해 0.3 이내를 설계범위로 선정하였고, 리브의 엇갈림 정도를 나타내는 A/H는 대칭 구조인 0 으로부터 $Pi/2$ 에 해당하는 3.5까지의 모든 범위를 설계범위로 선정하였다. 최적설계는 가중계수 0.02 ~ 0.1의 범위에 대해 수행되었으며, 각각의 미지상수는 통계학 상용 소프트웨어인 SPSS를 사용하여 결정하였다. 완성된 반응함수는 t-검정과 adjusted R^2 법⁽¹⁰⁾을 사용하여 신뢰도를 향상시켰다

Table 2에는 가중계수가 0.02인 경우에 대해 ANOVA와 회귀분석의 결과를 나타내었다. 반응면 기법에 의한 반응값이 정확히 예측된 경우 $0.9 \leq R^2_{adj} \leq 1.0$ 을 갖는다고 알려져 있다⁽¹³⁾. 따라서 본 연구에서 형성된 반응면과 설계변수의 최적값은 신뢰할 만한 수준인 것으로 판단된다.

Table 1 Design variables and design space

Design variable	Lower limit	Upper limit
W/H	0.2	2.0
H/D	0.1	0.3
A/H	0.0	3.5

Table 2 Results of ANOVA and regression analysis

W_f	R	R^2	R^2_{adj}	Std. Error of the estimate
0.02	0.993	0.985	0.977	3.442E-03

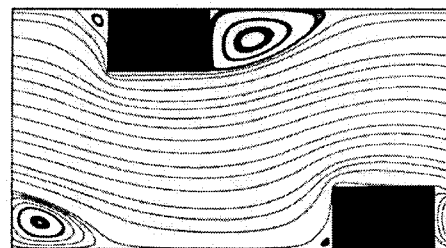


Fig. 13 Optimum shape for $W_f = 0.02$

Table 3 Result of optimization for $W_f = 0.02$

	Design variable			Nu_a	F_f	Object function value
	A/H	H/D	W/H			
Initial	0.0	0.2	1.0	4.67157	4.86442	0.311349
final	3.5	0.2643	1.5749	5.31816	5.90861	0.296732

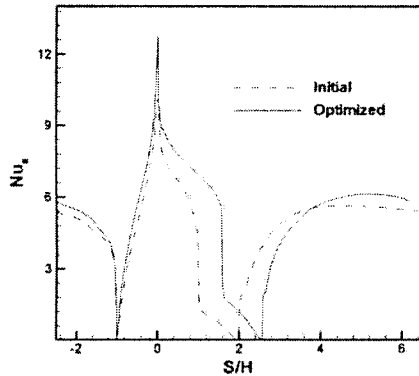


Fig. 14 Comparison of Nusselt number distributions before and after the optimization for $W_f=0.02$

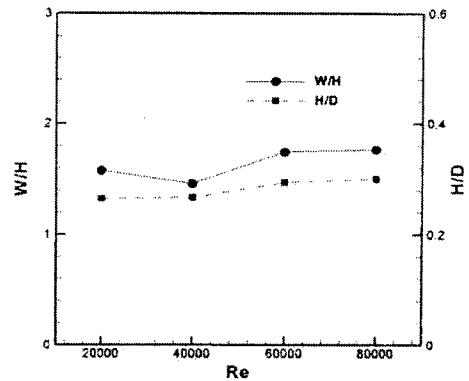


Fig. 16 Effect of Reynolds number on the optimum design variable for $W_f=0.02$

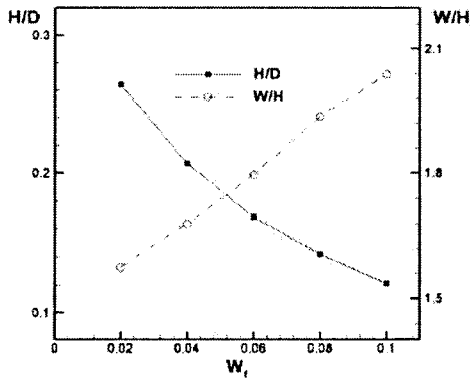


Fig. 15 Optimal values of W/H and H/D according to the weighting factor

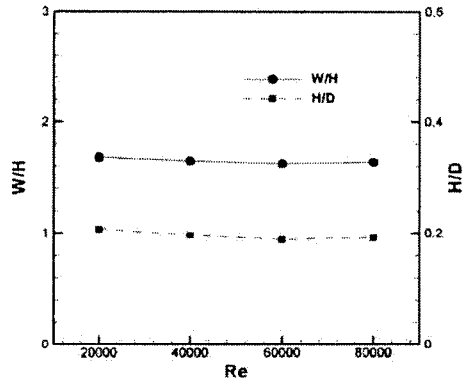


Fig. 17 Effect of Reynolds number on the optimum design variable for $W_f=0.04$

Fig. 13 은 가중계수가 0.02 인 경우 최적화된 형상과 유선분포를 나타낸다. 일반적으로 유동의 재순환 구역 내에서는 운동량의 전달이 억제됨으로써 열전달이 감소하는 것으로 알려져 있다. Table 3 에 나타낸 바와 같이 초기형상과 최적화된 형상에서의 재부착 거리는 각각 0.0257m 와 0.0342m 로 초기형상에 비해 재부착 거리가 감소하였고, 이 결과 최적화된 형상에서 열전달 성능을 나타내는 벽면에서의 평균 Nusselt 수는 초기형상에 비해 13.8% 향상되었다. 반면, 마찰계수는 21% 증가하였고, 이 결과 목적함수는 4.7% 감소하였다.

Fig. 14 에 초기형상과 최적화된 형상의 Nusselt 수 분포를 비교하였다. 리브의 상부와 재부착 거리 이후에서의 열전달이 초기형상에 비해 증가함으로써 전반적인 열전달 효과가 상승되었음을 알 수 있다.

Fig. 15 는 가중계수에 따른 H/D 와 W/H 의 최적값을 나타낸다. 리브의 엇갈림 정도를 나타내는 A/H 는 가중계수 값에 관계없이 3.5 로 나타났다는

것이 주목할 만한 결과인데, 본 연구에서는 리브의 한 피치가 7.0H 에 해당하므로 이는 항상 상하면에 설치된 리브가 정확히 엇갈린 상태(Fig. 1 참고)가 최적의 상태임을 나타낸다. Sato 등⁽²⁾의 실험에서도 리브가 엇갈린 상태에서 최대의 열전달 성능을 보였는데, 이로 미루어 볼 때, 본 연구에서의 최적설계는 신뢰할 만한 것으로 판단된다. 가중계수가 작은 경우, 즉 설계자의 의도가 열전달의 증진에 있는 경우, W/H 는 작아지고, H/D 는 증가한다. 설계자의 목적이 마찰계수의 감소인 경우, 이와는 반대가 된다.

열전달 성능과 마찰계수는 레이놀즈수에 따라 변하므로, 리브의 최적형상도 레이놀즈수에 영향을 받는 것으로 예상할 수 있다. 가중계수가 0.02, 0.04 인 경우에 대해, 레이놀즈수에 따른 최적값의 변화를 Fig. 16 과 17 에 나타내었다. 최적형상은 앞서 예상한 바와 같이 레이놀즈 수에 따라 변화를 보이고 있으나, 그 차이가 크게 나타나지 않는 것으로 판단된다. 이러한 결과는 한 쪽 벽에 리브가

설치된 경우에 대한 최적설계를 수행한 Kim 과 Kim⁽⁷⁾의 결과와도 유사하게 나타나고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 난류열전달의 해석과 수치최적 설계기법인 반응면 기법을 결합하여 양쪽 벽에 리브가 부착된 열전달면에 대한 형상 최적화를 수행하였다. 세가지 설계변수, 즉 리브의 폭 대 리브의 높이비(W/H), 리브의 높이 대 채널의 높이비(H/D) 그리고 리브의 엇갈림비(A/H)를 사용하였고, 목적함수는 무차원화된 열전달 계수와 마찰계수의 합수로 구성하였으며, 설계자의 의도를 반영하기 위해 가중계수를 도입하였다. 최적설계의 기본이 되는 열전달해석의 정확성은 실험결과와 비교해 볼 때 신뢰할만한 정확성을 보였으며, 이를 바탕으로 최적설계를 수행한 결과, 리브의 비대칭 위치를 나타내는 A/H 는 가중계수에 관계없이 정확히 엇갈린 위치에서 항상 최대의 열전달 성능을 보였으며, W/H 와 H/D 는 가중계수의 값에 따라 서로 다른 최적값을 나타내었다.

참고문헌

(1) Taslim, M. E. and Wadsworth, C. M., 1997, "An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Square Passage," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 381-389
 (2) Sato, H., Hishida, K., and Maeda, M., 1992, "Characteristics of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Rectangular Channel With Repeated Rib Roughness," *Exp. Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 1-16
 (3) Webb, B. W. and Ramadhyani, S., 1985, "Conjugate Heat Transfer in a Channel With Staggered Ribs," *Int.*

J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 9, pp. 1679-1687
 (4) Lopez, J. R., Anand, N. K. and Fletcher, L. S., 1996, "Heat Transfer in a Three-Dimensional Channel With Baffles," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 30, pp. 189-205
 (5) Kelkar, K. M. and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel With Staggered Fins," *J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 25-30
 (6) Watanabe, K. and Takahashi, T., 2002, "LES Simulation and Experimental Measurement of Fully Developed Ribbed Channel Flow and heat Transfer," *Proc. ASME TURBO EXPO 2002, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30203*
 (7) Kim, K. Y. and Kim, S. S., 2002, "Shape Optimization of Rib-Roughened Surface to Enhance Turbulent Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2719-2727
 (8) Shyy, W., Papila, N., Vaidyanathan, R. and Tucker, K., 2001, "Global Design Optimization for Aerodynamics and Rocket Propulsion Components," *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 37, pp. 59-118
 (9) Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," *Comput. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 3, pp. 269-289
 (10) Myers, R. H. and Montgomery, C. C., 1995, "Response Surface Methodology : Progress and Product Optimization Using Designed Experiments," John Wiley & Sons.
 (11) Webb, R. L. and Eckert, E. R. G., 1972, "Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1647-1658
 (12) Petukhov, B. S., 1970, "In : Advances in Heat Transfer," Academic Press, New York, Vol. 6, pp. 503-504
 (13) Guinta, A. A., 1997, "Aircraft Multidisciplinary Design Optimization Using Design of Experimental Theory and Response Surface Modeling Methods," Ph. D. Dissertant, Department of Aerospace Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA.