〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.7.703

핀휜이 부착된 회전하는 냉각유로의 최적설계§

문미애* ·아프잘 후세인* · 김광용*†
* 인하대학교 기계공학과

Shape Optimization of a Rotating Cooling Channel with Pin-Fins

Mi-Ae Moon*, Afzal Husain* and Kwang-Yong Kim*†
* Dept. of Mechanical Engineering, Inha Univ.

(Received January 5, 2010 ; Revised June 1, 2010 ; Accepted June 1, 2010)

Key Words: Pin-Fin(핀휜), Optimization(최적화), Heat Transfer(열전달), RANS Analysis(RANS 해석), Kriging Model(크리깅 모델)

초록: 본 연구에서는 크리깅 기법을 이용하여 엇갈린 핀휜이 부착된 회전하는 내부냉각유로의 형상 최적화를 수행하였다. 냉각유로 형상의 여러 매개변수 중 핀의 지름과 높이의 비, 핀의 지름과 핀과 핀 사이의 거리의 비를 최적설계를 위한 설계변수로 선택하였다. 열전달 관련 목적함수와 마찰손실 관련 목적함수를 가중계수를 이용하여 선형적으로 결합한 목적함수를 정의하였다. 크리깅 모델을 구축하기 위해 라틴하이퍼큐브 샘플링기법에 의해 생성된 20개 실험점에서 목적함수가 SST난류모델을 사용한 삼차원 레이놀즈평균 나비어-스톡스(RANS) 유동해석법에 의해 계산되었다. 크리깅 기법을 통하여 예측된 목적함수값은 RANS해석을 이용해 계산된 값과 매우 작은 오차 범위 내에서 일치하였으며, 최적설계를 통해 목적함수가 11% 감소하는 결과를 얻었다.

Abstract: This paper describes the design optimization of a rotating rectangular channel with staggered arrays of pin-fins by Kriging metamodeling technique. Two non-dimensional variables, the ratio of the height to the diameter of the pin-fins and the ratio of the spacing between the pin-fins to the diameter of the pin-fins are chosen as the design variables. The objective function that is a linear combination of heat transfer and friction loss related terms with a weighting factor is selected for the optimization. To construct the Kriging model, objective function values at 20 training points generated by Latin hypercube sampling are evaluated by a three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) analysis method with the SST turbulence model. The Kriging model predicts the objective function value that agrees well with the value calculated by the RANS analysis at the optimum point. The objective function is reduced by 11% by the optimization of the channel.

- 기호설명 -

AR : 냉각유로의 종횡비(W/H)
D : 핀휜의 지름(mm)
D_h : 수력직경(mm)
F : 목적함수
H : 핀휜 높이(mm)
L : 냉각유로 길이(mm)
L_r : 냉각유로 입구와 회전축 사이의 거리 (mm)
N : 누셀트(Nusselt)수
Δp : 냉각유로 내의 압력 강하
Pr : 프란틀(Prandtl)수
q_0 : 열유속(W/m^2)
Re : 레이놀즈(Reynolds)수, UD_h/ν
Ro : 회전수, $\Omega D_h/U$
S : 핀휜 사이의 거리(mm)
U : 냉각유로 입구 속도
W : 냉각유로 폭(mm)
β : 가중계수
Ω : 회전속도(rad/s)

§ 이 논문은 대한기계학회 2009년도 추계학술대회 (2009. 11. 4.-6., 용평리조트) 발표논문임
† Corresponding Author, kykim@inha.ac.kr

1. 서 론

가스터빈의 효율을 향상시키고 고온의 작동기체로부터 터빈 블레이드를 보호하기 위하여 다양한 냉각 기법이 연구 되어 왔다. 그 결과 내부유로냉각(Internal channel cooling), 막냉각(Film cooling), 충돌냉각(Impingement cooling) 등과 같은 다양한 기법들이 개발 및 발전되어 블레이드 냉각에 응용되고 있다.

내부유로 냉각기술은 오랜 기간에 걸쳐 연구되어 온 기술로서, 냉각유체를 블레이드 내부유로에 주입하여 강제대류를 발생시킴으로써 고온의 블레이드를 냉각시키는 기법이다. 내부유로를 통한 열전달을 강화시키기 위하여 내부유로 벽면에 핀휜(Pin-fin), 리브(Rib), 그리고 딤플(Dimple) 등과 같은 유동간섭물이 설치된다. 이러한 유동간섭물은 난류의 발생을 촉진시켜 열전달을 증가시키는 역할을 수행한다. 핀휜의 경우, 열전달면과 핀휜의 접촉부에서 형성되는 와류(말발굽 와류, 재순환 와류 등)로 인해 열전달면의 냉각 효과가 증대된다.

내부냉각유로의 냉각성능은 여러 가지 요인에 의해 결정되는데, 실제 블레이드 내부유로와 같이 유동간섭물이 부착된 냉각유로가 회전하는 경우, 정지된 유로에 비해 코리올리력(Coriolis force) 등의 영향으로 더 복잡한 유동 구조를 띄게 됨과 동시에 회전에 의해 열전달 및 압력 강하 특성이 변화하게 된다. 그러므로 터빈 블레이드 내부냉각유로의 설계를 위해서는 유동간섭물이 부착된 냉각유로가 회전하는 경우에 대한 연구가 필수적이다.

최근 들어 유동간섭물이 부착된 냉각유로가 회전하는 경우에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 우선, 유동간섭물이 없는 냉각유로에 대해 Al-Qahtani 등[1]은 냉각유체와 열전달면의 온도차에 의해 유발된 원심부력(Centrifugal buoyancy force)으로 인해 유동이 쏠리는 후연면(Trailing surface)으로의 가속이 초래되고 이에 따라 누셀트수가 증가한다고 보고하였다. Lee 등[2]은 LES(Large Eddy Simulation)을 이용한 수치해석을 통해 회전에 의해 후연면에서 난류강도가 증가함과 동시에 냉각유로 표면에 작용하는 전단응력이 증가한다고 보고하였다. Murata와 Mochizuki[3]는 냉각유로가 회전하는 경우, 회전하지 않는 경우보다 약 15%의 누셀트수 증가가 유발되며, 종횡비(Aspect ratio)가 클수록 압력강하의 증가폭이 작고, 코리올리력의 영향을 크게 받는다고 보고하였다. Huh 등[4]은 실험을 통해 경계층의 성장과 누셀트수 사이의 상관관계를 밝혔다. Nobari 등[5]은 매끈한 U자형 냉각유로와 회전축간의 각도를 달리하여 각도에 따른 코리올리력의 영향에 대해 살펴보고, 이로 인한 누셀트수 분포에 대하여 실험을 수행하였다. Su 등[6]은 회전하는 매끈한 곡관 유로에서 레이놀즈수가 증가할수록 누셀트수가 감소하며, 곡관유로에서는 원심력으로 인한 와류와 코리올리력에 의한 이차유동의 상호작용으로 누셀트수가 급격히 증가한다고 보고하였다.

냉각유로 내부에 유동 간섭물이 부착된 경우에 관한 연구는 리브를 시작으로 핀휜, 딤플 등에 대하여 활발히 연구가 진행되고 있다. Al-Hadhrami와 Han[7]은 직선부 및 곡관부에 대하여 회전수가 증가할수록 누셀트수(Nusselt number)가 증가한다고 보고하였다. Liou 등[8,9]은 부력효과로 인해 후연면과 전연면(Leading surface) 모두 영향을 받으며, 부력효과와 회전수(Rotation number)의 상호작용으로 인해 회전수가 증가할수록 누셀트수가 감소한다고 하였다. 또한 종횡비가 1:1, 2:1, 및 4:1인 경우에 대해, 유동 방향에 대하여 45° 각도를 갖는 리브가 부착된 냉각유로에 대하여 실험을 수행한 결과, 종횡비에 따라 누셀트수가 더 이상 증가하지 않는 임계회전수(Critical rotation number)가 존재함을 밝혔다. Liou 등[10]은 열전달면인 상·하면에 횡방향 리브가 장착된 냉각유로가 회전할 때, 유동간섭물이 없는 경우와 마찬가지로 회전하지 않는 경우에 비해 난류운동에너지가 증가하며, 이로 인해 누셀트수가 증가함을 밝혔다. Huh 등[11]은 횡방향 리브가 부착된 회전하는 U자형 냉각유로의 누셀트수 분포 및 압력강하 특성에 대한 연구를 통해 리브의 형상 및 리브의 위치 등에 대한 최적설계의 필요성을 역설하였다. Al-Qahtani 등[12]은 유동방향에 대하여 45° 각도를 갖는 리브가 부착된 냉각유로에 대하여 수치해석을 수행한 결과, 냉각유로와 회전축 사이의 각도에 따라서 유동 특성 및 누셀트수 분포가 크게 변화하는 것을 밝혔으며, 이러한 결과를 바탕으로 리브의 형상 및 냉각유로와 회전축 사이의 각도에 대한 최적화가 필요하다고 주장하였다. Al-Qahtani와 Basha[13]은 수치해석을 통해 핀휜이 부착된 냉각유로에서도

누셀트수 증가 및 감소에 영향을 미치지 않는 임계회전수가 존재한다고 하였으며, 회전수가 낮을 경우, 코리올리력에 의한 이차유동(Secondary flow)보다는 유동간섭물인 핀휜에 의한 이차유동의 영향이 전체 유동장 및 열전달에 더욱 크게 영향을 미친다고 하였다. 이에 따라 회전하는 냉각유로에 장착된 핀휜의 형상 최적화가 이루어져야 한다고 주장하였다.

Chang 등[14]은 사다리꼴의 냉각유로 표면에 유동간섭물로서 딤플과 유사한 형태로 홈이 파인 경우, 냉각유로에 부착되는 다른 유동간섭물과 동일하게 더 높은 누셀트수를 가지며, Iacovides 등[15]은 에어포일(Airfoil) 형태의 리브가 부착된 U자형 냉각유로의 회전에 대하여 실험을 수행한 결과, 횡방향 리브가 회전하지 않는 경우에 비해 누셀트수가 최대 40% 증가하였으며, 횡방향 리브가 회전하는 경우에 비해서는 20% 증가함을 확인하였다. Willett와 Bergles[16]는 냉각유로에 부착된 핀휜의 위치에 따라 내부 유동장에 미치는 코리올리력의 영향이 다르다는 것을 확인하였으며, Park 등[17]은 각도를 갖는 핀휜에 대하여 핀과 핀 사이의 거리, 핀의 높이와 지름의 비, 그리고 회전축과 냉각유로 사이의 각도를 달리하여 실험을 수행하여 핀의 형상에 따른 누셀트수 분포에 대하여 살펴봄과 동시에 최적설계에 대한 필요성을 주장하였다.

이전까지의 연구에서는 회전하는 냉각유로 내부에 유동 간섭물의 장착 유·무, 냉각유로의 형상, 회전수 및 레이놀즈수에 따른 열전달 성능 및 압력강하 특성에 대한 연구가 수행되었다. 횡방향 리브 및 45° 각도를 갖는 리브 등에 대하여 리브 형상의 매개변수를 다양하게 변화시켜 여러 조건에서 연구가 진행되었다. 그러나 핀휜의 경우 실험 및 수치적 연구가 초기 단계에 있음은 물론이고, 리브에 비하여 실험 및 수치해석적 연구에 있어 어려움이 커 다양한 연구가 진행되지 못하였다. 이에 따라 본 연구에서는 핀휜이 부착된 회전하는 냉각유로에 대한 실험적 결과를 바탕으로 다양한 설계변수를 고려하여 최적설계를 수행하고자 한다.

최적화기법으로서 초기에 많이 사용되었던 구배법 (Gradient method)은 과다한 계산시간과 함께 국소최적점에 빠질 위험이 있으므로 제한된 경우를 제외하고는 최적설계기법으로서 문제를 가지고 있다. 그러나 본 연구에서는 대리모델(Surrogate model)을 사용한 최적화기법으로 최적설계를 수행함으로써 계산시간의 단축은 물론, 최적화의 정확성을 향상시켰다. 대리모델을 사용한 최적설계기법의 경우 설계영역의 특성을 잘 나타낸다는 이점으로 인해 최근 최적화기법으로서 그 효용성을 인정받아 항공 분야 등 여러 분야에서 널리 사용되고 있다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 핀휜이 부착된 냉각유로가 y축과 일정한 거리를 두고 회전하는 경우에 대해 RANS(Reynolds-average Navier-Stokes equations)해석을 이용한 수치해석을 수행하여 실험결과와 비교함으로써 수치해석의 타당성을 검증한 후, 이 해석을 바탕으로 열전달 성능 및 압력강하를 최적화하기 위한 수치최적설계를 수행하였다. 최적화를 위해 KRG(Kriging) 모델[18]을 사용하였으며, LHS(Latin Hypercube Sampling)[19]을 사용하여 설계 범위를 대표할 수 있는 실험점들을 생성하였다.

본 연구에서는 핀휜이 부착된 냉각유로가 회전하는 경우에 대해 삼차원 유동 및 대류열전달 해석을 수행하기 위해 비정렬격자계를 채택하는 범용소프트웨어인 ANSYS-CFX 11.0[20]을 사용하였다. 난류모델로는 SST 모델[21]을 사용하였다. SST 모델은 k-ε 모델과 k-ω 모델의 장점만을 취한 모델로서, k-ω 모델은 벽 근처에서 사용되며, k-ε 모델은 그 이외의 영역에서 사용된다. 따라서 SST 모델은 역압력구배로 인한 유동박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정확성이 뛰어나다고 Bardina 등[22]에 의해 보고된 바 있다.

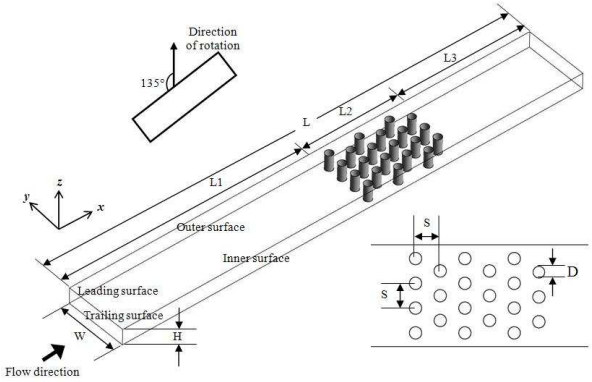


Fig. 1 Geometry of rotating channel with staggered arrays of pin-fins

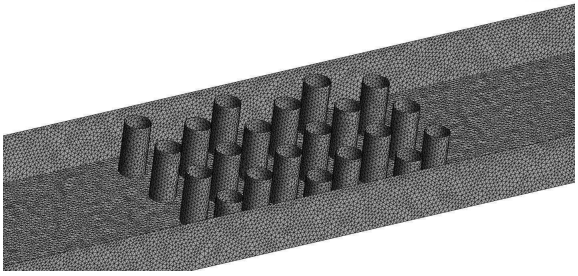


Fig. 2 An example of grid system

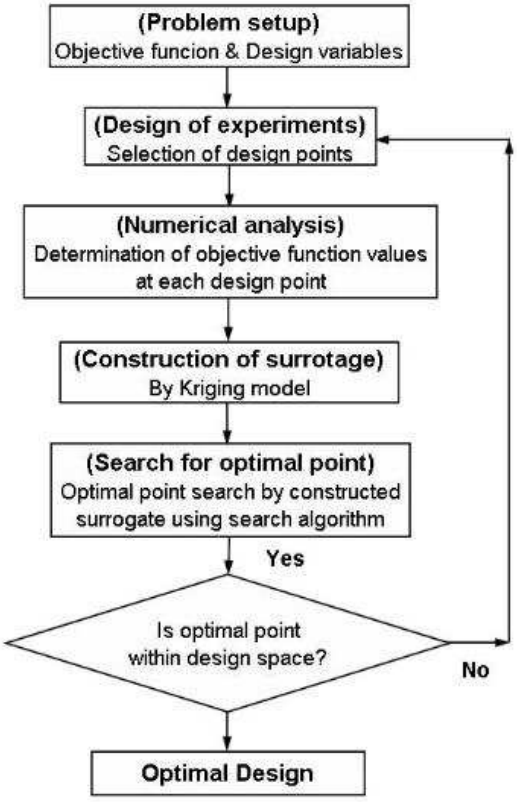


Fig. 3 Flow chart showing optimization procedure

2. 유동해석방법

Wright 등[23]의 실험에서 사용한 12열의 핀휜이 장착된 유로에서 실험결과를 보면 6열 하류에서 누셀트수가 거의 동일하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 계산의 경제성 등을 고려하여 본 연구에서는 기준형상을 12열의 핀이 장착된 냉각유로가 아닌 6열의 핀이 장착된 냉각유로로 설정하였다.

Fig. 1은 본 연구의 계산영역을 보여준다. 그림에서 유동은 x축 방향으로 (좌측에서 우측으로) 진행된다. 냉각유로의 주유동 방향과 회전방향은 Wright 등[23]과 동일하게 135°의 각도를 갖는다. 핀의 지름(D)는 6.34mm, 핀의 높이(H)와 핀과 핀 사이의 거리(S)는 12.68mm 즉, $2D$의 값을 갖는다. 냉각유로의 종횡비(W/H)는 4.0이며, 수력직경(D_h)은 20.3mm이다. 냉각유로의 입구로부터 회전축까지의 거리와 수력직경의 비(L_r/D_h)는 20.0이다. 냉각유로는 매끈한 입구영역(L_1/D_h=10.3), 핀이 부착된 영역(L_2/D_h=3.75), 그리고 매끈한 출구영역(L_3/D_h=5.0)을 포함한다.

Table 1 Design variables and design space

Design variable	Lower bound	Upper bound
H/D	1.50	3.00
S/D	1.50	2.25

수치해석을 위한 격자계는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 사면체의 비정렬격자계로 구성하였으며, 유동장 및 온도장의 변화가 큰 벽 근처영역에서는 정확한 해석을 위해 육면체 격자로 구성하였다. 난류모델로 사용한 SST 모델에 대해 저레이놀즈수 모델을 적용하기 위하여 벽에서 가까운 첫 번째 격자점에서의 y+ 값을 1 이하로 유지해야 하므로, 첫 번째 격자점을 벽면으로부터 $0.004H$ 이내인 지점에 위치시켰다.

경계조건으로 입구에서는 속도를 지정하였고, 출구에는 정압력조건을 주었다. 열전달면인 상·하면에는 일정 열유속 조건과 점착조건(No-slip condition)을 사용하였고, 핀휜의 표면에는 단열조건과 함께 점착조건을 적용하였다. 채널의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수는 10,000이며, 회전축과 냉각유로 입구에서의 유속의 비를 나타내는 회전수는 0.15이다. 한번 해석에 소요되는 계산시간은 core i7 2.67GHz CPU를 사용하였을 때 약 15시간 정도 소요되었다.

3. 유동해석방법

Fig. 1에 나타난 냉각유로에서 형상변수는 핀의 높이 (H), 핀의 지름 (D), 핀과 핀 사이의 거리 (S) 등이다. 따라서, 본 연구에서는 H/D와 S/D를 설계변수로 사용하여 최적설계를 수행하였다. 각 설계변수의 범위는 Table 1에 나타내었다. 본 연구에서는 최적화과정에서 핀과 냉각유로 옆면 사이의 거리를 기준형상과 동일하게 유지하였다.

최적화 과정은 Fig. 3의 순서도에 나타내었다. 우선 목적함수와 설계변수를 선택하고 설계영역

을 결정하게 된다. 이후 적절한 샘플링 및 최적화 과정을 통하여 설계점을 얻게 되는데, 이 설계점에서 유동해석을 수행하여 목적함수를 계산하게 된다. 최적설계를 위해서는 설계변수와 목적함수의 선정이 우선되어야 한다.

냉각유로의 열전달 및 마찰손실과 관련된 목적함수를 각각 F_{Nu}와 F_f로 정의하였다. 열전달 증진을 위한 목적함수 F_{Nu}는 아래 식과 같이 정의된다.

$$F_{Nu} = \frac{1}{Nu_a} \tag{1}$$

여기서,

$$Nu_a = \frac{\int_A \frac{Nu}{Nu_o} dA}{A}$$

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

$$Nu_0 = 0.023\, Re^{0.8} \mathrm{Pr}^{0.4}$$

Nu_0는 매끈한 원관 내에서 완전 발달된 난류유동에 대한 위의 Dittus-Boelter 관계식을 이용하여 구할 수 있다. Nu는 수력직경을 이용하여 구하며, A는 열전달면의 면적을 나타낸다.

한편, 압력강하에 의해 유발된 마찰손실에 관한 목적함수 F_f는 Gee와 Webb[24]에 의해 정의된 다음과 같은 표현을 사용한다.

$$F_f = \left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \tag{2}$$

여기서,

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U^2}$$

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

f_0는 매끈한 관에서 완전 발달된 유동에 대한 마찰계수이며, Δp는 핀에 의한 압력강하를, $\frac{1}{2}\rho U^2$은 채널입구에서의 동압을 나타낸다.

최적화의 주된 목적은 목적함수인 F_{Nu}와 F_f의 최소화에 있으므로, 가중합계방식을 적용하여 두 목적함수를 아래 식과 같이 가중계수 β를 사용하여 단일목적함수 F로 통합하였다.

$$F = F_{Nu} + \beta F_f \tag{3}$$

β는 최적설계를 위해 열전달과 압력 강하 사이의 비중을 조절하기 위해 사용되는 가중계수로서 설계자에 의해 결정되어야 할 상수이다.

4. 최적설계

4.1 Latin Hypercube Sampling(LHS)

KRG 모델과 같은 대리모델을 구성하기 위해서는 설계범위 내에서 실험점을 설정할 필요가 있다. 이 점들을 얻기 위해 실험계획법(Design of experiments)이 사용되는데 본 연구에서는 실험계획법으로 Latin Hypercube Sampling(LHS)을 사용하였다. 이 기법은 $m \times n$의 행렬을 구성하는데 여기서 m은 각 변수에 대한 레벨의 수(샘플의 수)이고 n은 설계변수의 수이다. 1부터 m까지의 레벨을 포함하는 행렬의 n개 열 각각은 Latin Hypercube를 구성하기 위해 임의로 짝 지어진다. 결국 설계공간의 모든 부분을 대표하는 설계점들이 이 과정을 통해 얻어진다.

4.2 KRG(Kriging) 모델

크리깅 메타모델(Kriging metamodel)로 알려진 KRG 모델은 최적화를 위한 대리모델의 일종으로 본 연구에서는 이 모델을 최적화를 위한 최적설계기법으로 채택하였다. Gauss 상관함수를 사용한 선형 다항식 함수가 이 모델의 구축을 위해 사용되었다. 크리깅의 가정은 다음과 같이 전역모델(Global model) $f(x)$와 이탈(Departured) $Z(x)$의 합으로 나타난다.

$$F(x) = f(x) + Z(x) \tag{4}$$

여기서 $F(x)$는 미지의 함수이고, $f(x)$는 x의 알려진 함수, 그리고 $Z(x)$는 평균은 영(Zero)이지만 영이 아닌 공분산(Convariance)를 갖는 확률적인 과정의 실현이다. $f(x)$는 전역적인 설계공간을 나타내고, $Z(x)$는 국부적인 분산을 나타낸다. $Z(x)$는 다음과 같다.

$$cov(z(x_i), z(x_j)) = \sigma^2 \exp\left(-\sum_{k=1}^{N} \Theta_k \left(x_i^k - x_j^k\right)^2\right) \tag{5}$$

여기서 N은 설계변수의 개수고, x_i와 σ는 모집단의 표준편차, Θ_k는 크리깅 모델을 적용하기 위한 미지의 관계변수이다.

5. 결과 및 검토

연구 수행에 앞서 수치해에 영향을 미치지 않는 최적 격자수를 찾기 위해 Wright 등[23]의 실험형상을 기준형상으로 하여 실험과 동일한 조건에 대하여 Fig. 4와 같이 115만개에서 210만개의 격자를 대상으로 격자의존성 테스트를 수행하였다.

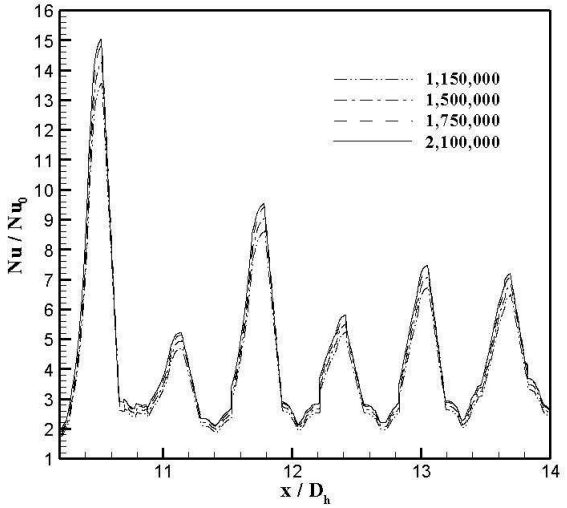
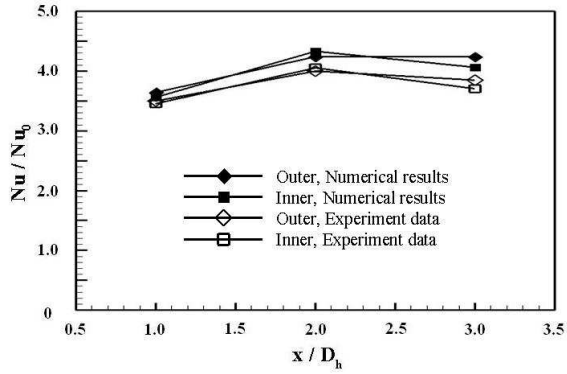
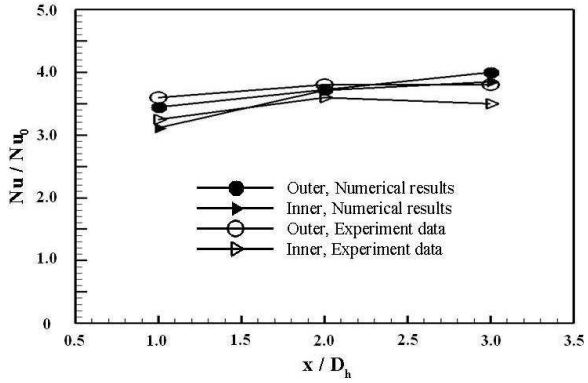


Fig. 4 Grid dependency test



(a) Trailing surface



(b) Leading surface

Fig. 5 Comparison between predicted and measured area average Nusselt number ratio

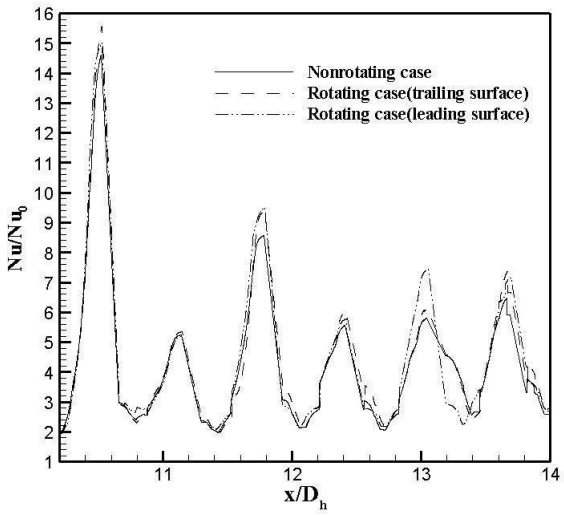
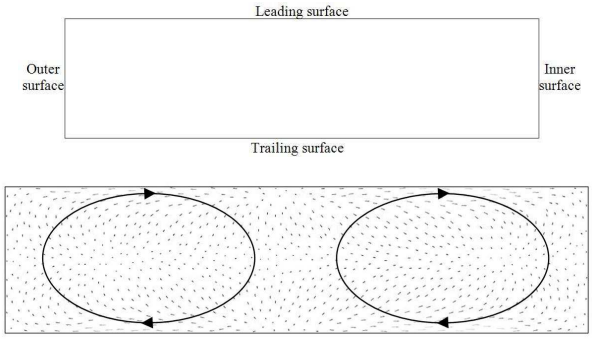
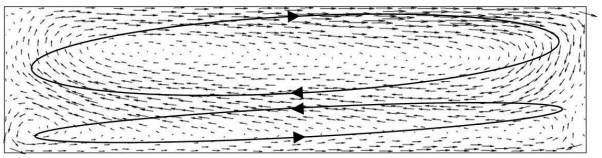


Fig. 6 Nusselt number ratio for non-rotating and rotating channels



(a) Non-rotating channel



(b) Rotating channel

Fig. 7 Secondary flow field at x/D_h=10.0

계산의 정확성 및 경제성을 고려하여 175만개를 최적 격자수로 채택하였다.

최적설계에 앞서 난류 열전달해석의 타당성을 검증하기 위해 기준형상에 대해 Wright 등[23]의 실험치와 RANS해석을 이용하여 계산한 계산값을 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그림을 통해 알 수 있듯이 6개의 실험값과 계산값이 대부분의 영역에서 매우 작은 오차 범위 내에서 일치하는 것을 확인할 수 있다. 6개의 실험치 중 후연면에서 가장 후류에 위치한 지점의 누셀트수의 경우 실험치와 계산치의 오차가 상대적으로 크게 나타나는 것을 확인할 수 있는데, 이는 코리올리력의 작용과 함께 유동간섭물인 핀휜에 의한 이차유동으로 인해 유동구조가 복잡해졌기 때문으로 해석된다.

코리올리력이 누셀트수 분포에 어떠한 영향을 미치는지 Fig. 6과 7을 통해 나타내었다. Fig. 6에 따르면, 유동이 균일하게 유입되는 첫 번째 열에서의 누셀트수가 가장 높게 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 이는 다른 종류의 유동간섭물이 부착된 회전

Table 2 Results of optimization for β=0.25

	Design variables		F_{Nu}	F_f	F		
	H/D	S/D			RANS analysis	KRG prediction	Error(%)
Reference	2.00	2.00	0.2838	1.9406	0.7689	-	-
Optimum	2.19	2.09	0.1974	1.9228	0.6781	0.6565	3.29

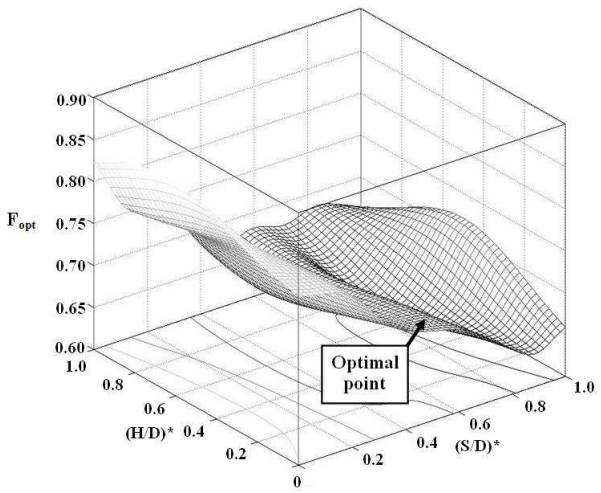


Fig. 8 Three-dimensional plot of KRG model

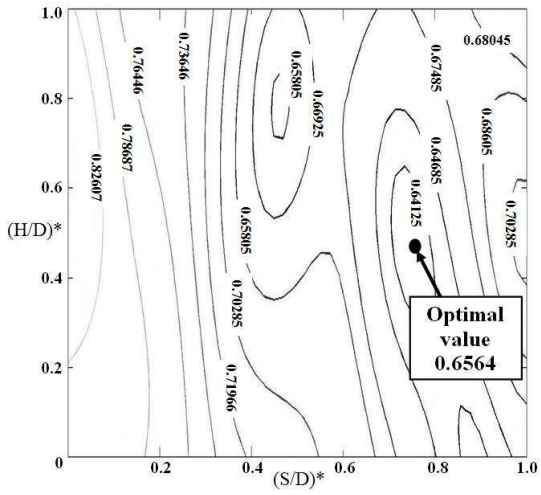


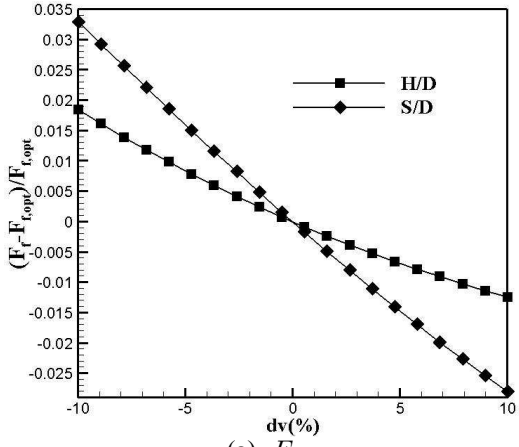
Fig. 9 Contour plot of KRG model

하는 냉각유로에 대한 연구[12,13]와 동일한 결과이다. 또한 핀이 4개 부착된 1열, 3열의 누셀트수가 핀이 3개 부착된 2열, 4열에 비해 열전달률이 더 높은 것을 알 수 있는데, 이는 핀의 개수가 증가함에 따라 유동이 지나갈 수 있는 냉각유로의 단면이 감소하여 유속이 증가하기 때문이다. 그러나 이러한 영향은 후류, 즉 5열, 6열로 갈수록 감소되며, 후연면보다는 전연면에서 감소폭이 더욱 증가하는 것을 확인할 수 있다.

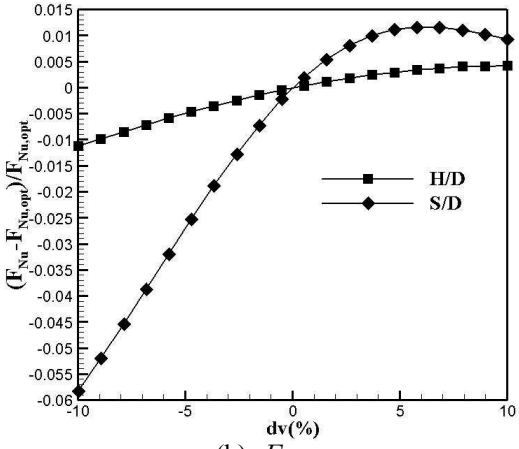
회전하지 않는 냉각유로의 경우 열전달면인 상·하면의 누셀트수 분포가 대칭적으로 나타나지만, 회전하는 냉각유로의 경우 코리올리력에 의한 유동의 쏠림 현상이 발생하여, 후연면과 전연면의 누셀트수 분포가 비대칭적으로 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 냉각유로가 회전하는 경우, 회전하지 않는 경우보다 10%~15% 정도 누셀트수가 높게 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 이는 기존의 연구결과와 일치한다.[4] Fig. 7은 매끈한 입구부에서 유동이 충분히 발달된 횡단면(x/D_h =10.0) 에서의 속도벡터를 나타낸다(x=0 는 계산영역의 입구). 냉각유로가 회전하는 경우에는 회전하지 않는 경우와는 달리 크기가 서로 다른 시계방향으로 회전하는 한 쌍의 와류가 발생하는 것을 알 수 있다. 이의 와류는 코리올리력에 의해 비대칭적으로 나타나는데, 이러한 와류는 냉각유체를 전연면에서 후연면으로 밀어내는 역할을 한다. 이로 인해 후연면으로의 유동 쏠림 현상이 발생하고, 전연면과 후연면 사이의 누셀트수 차이가 유발된다.

LHS에 의해 얻어진 12개의 실험점에 대한 수치해석 결과를 바탕으로 KRG 모델을 구축하였다. Fig. 8과 9는 가중계수β가 0.25일 때, KRG모델에 의한 최적점을 나타내고 있다. 두 개의 설계변수(H/D, S/D)를 0부터 1 사이의 값으로 표준화($(H/D)^*$, $(S/D)^*$)하였으며, 최적화를 위해 설정한 설계변수 범위 내에 최적점이 존재함을 확인할 수 있다.

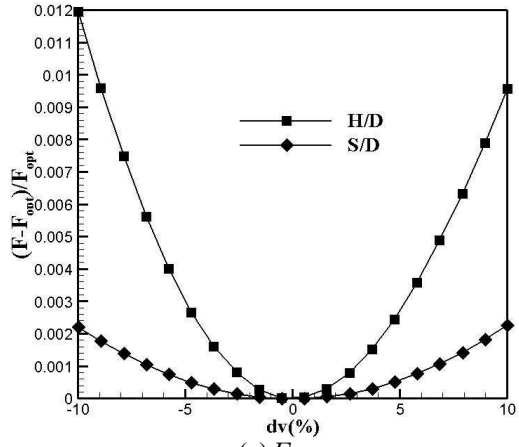
Table 2는 가중계수β가 0.25일 때, 기준형상과 최적형상에 대한 설계변수 값과 목적함수의 값들을 보여준다. 최적설계 결과 열전달 관련함수 (열전달률의 역수)는 30.4% 감소하였고, 마찰손실 관련함수는 0.93% 감소하였다. 결과적으로 최적형상의 목적함수 값은 기준형상에 비해 11.8% 감소하는 것으로 나타났다. 최적형상은 기준형상과 거의 동일한 마찰손실을 발생하는데 반해, 열전달이 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다.



(a) F_f



(b) F_{Nu}



(c) F

Fig. 10 Sensitivity analysis for optimum geometry (β=0.25)

가중계수β가 0.25일 때, 각 설계변수에 대한 목적함수의 민감도를 분석하여 Fig. 10에 나타내었다. 설계변수의 변화를 나타내는 dv(%)는 최적값인 '0'을 기준으로 ±10% 범위 내에서 변화하고, 하첨자 opt는 최적형상을 나타낸다. 열전달 및 마찰손실 관련함수 모두 핀과 핀 사이의 거리

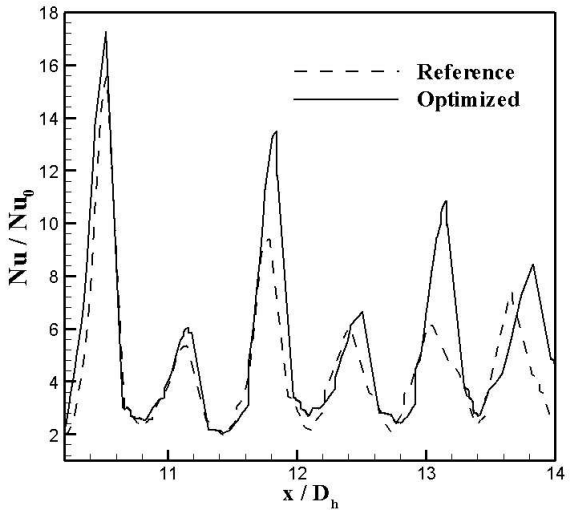
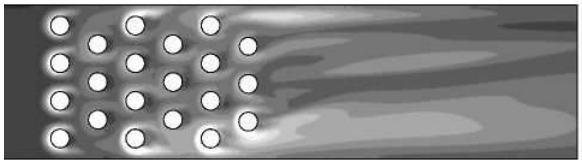


Fig. 11 Comparison of spanwise-averaged Nusselt number ratio(β=0.25)

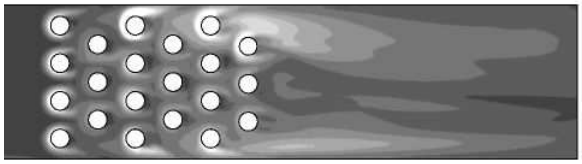
에 민감하게 반응하나, 목적함수는 핀의 높이에 더욱 민감하게 반응하는 것을 확인할 수 있다.

기준형상과 최적형상의 누셀트수 분포를 비교하여 Fig. 11에 나타내었다. 최적형상은 기준형상에 비해 전체적으로 누셀트수가 증가하며, 특히 후류(5열, 6열)에서의 누셀트수가 크게 상승한 것을 확인할 수 있다. 이는 핀과 핀 사이의 간격(S)을 최적화함으로써 핀의 후연부에서 발생하는 재순환영역을 최소화하였기 때문이며, 이로 냉각유로 전체에서 고른 열전달 성능을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

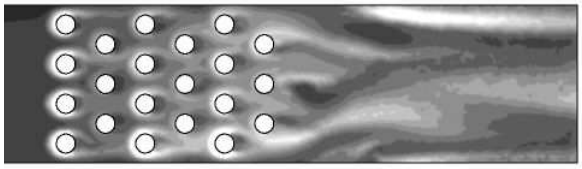
Fig. 12은 기준형상과 최적형상(β=0.25)의 열전달면에서의 누셀트수 분포를 나타낸다. 기준형상과 최적형상 모두 코리올리력으로 인해 누셀트수 분포가 상·하 비대칭적으로 나타남을 확인할 수 있으며, 후연면에서 누셀트수 분포가 보다 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 11에서 확인하였듯이, 기준형상은 후류(5열, 6열)로 갈수록 누셀트수가 급격히 감소하는 반면, 최적형상은 후류에서도 높은 누셀트수가 유지되는 것을 확인할 수 있다. 기준형상은 유동이 핀을 지난 후 누셀트수가 급격히 감소하나, 최적형상에서는 이러한 현상이 눈에 띄게 감소함을 알 수 있다. 최적형상 역시 핀이 4개 부착된 홀수열에서 보다 높은 누셀트수를 가지며, 4개의 핀 모두에서 누셀트수가 고르게 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 최적화를 통해 후연면으로의 유동 쏠림 현상이 완화되었기 때문이다. 이는 열전달이 고르게 이루어지지 않을 경우 발생할 수 있는 열섬



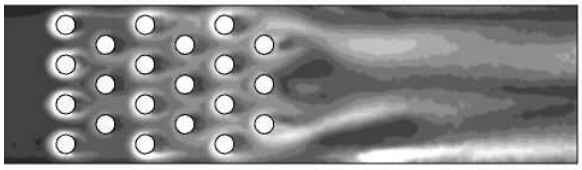
(a) Reference, Leading surface



(b) Reference, Trailing surface



(c) Optimized, Leading surface



(d) Optimized, Trailing surface

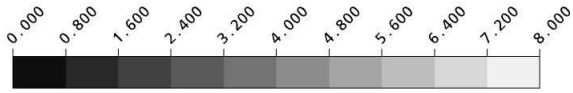
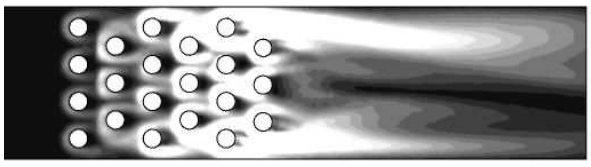
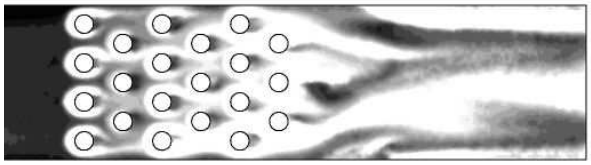


Fig. 12 Nusselt number ratio contours(β=0.25)



(a) Reference



(b) Optimized

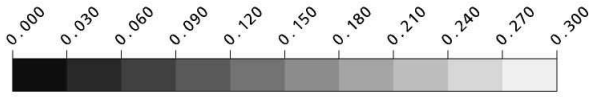
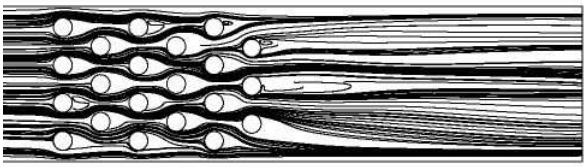
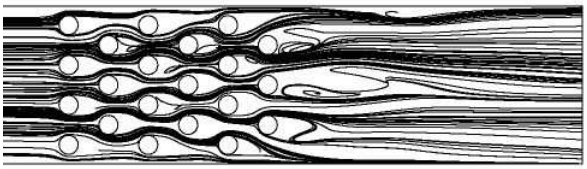


Fig. 13 Turbulent kinetic energy distributions on x-y plane at h/z=0.1(β=0.25)

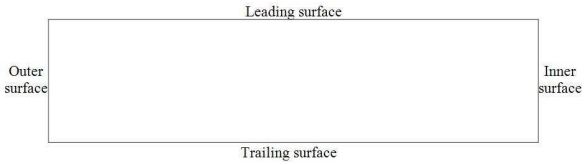


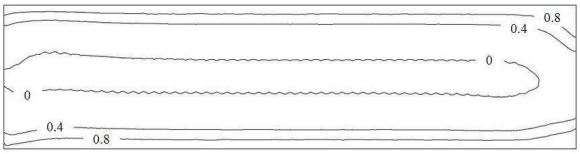
(a) Reference



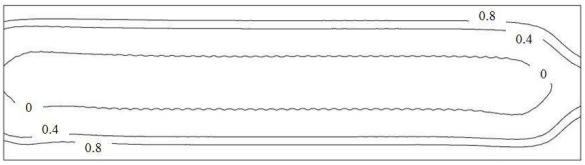
(b) Optimized

Fig. 14 Streamline on the x-y plane(h/z=0.5, β=0.25)





(a) Reference



(b) Optimized

Fig. 15 Dimensionless temperature contours at x/D_h =10.0 (β=0.25)

(Hot spot)의 발생이 감소하였음을 뜻한다. 또한 최적형상은 기준형상에 비해 매끈한 출구영역에서 더 높은 누셀트수 분포를 보이는데, 이는 열전달 성능에 직접적인 영향을 끼치는 와류가 출구영역에서도 활발히 유지되기 때문이다.

Fig. 13은 z/H= 0.1인 위치에서 x-y평면에서의 난류운동에너지 분포를 나타내고 있다. 최적형상은 6열의 핀휜 모두에서 고른 난류운동에너지 분포를 나타냄과 동시에 기준형상에 비해 높은 난류운동에너지를 유지하는 것을 확인할 수 있다. 이는 난류운동에너지와 누셀트수 분포에 대하여 연구한 Kim과 Moon[25]의 연구와 동일한 결과이다.

Table 3 Local averaged Nusselt number and the thermal performance

	$\overline{Nu}$	Thermal performance
Reference, Non-rotating	68.93	1.1670
Reference, Rotating	83.26	1.3540
Optimized	119.76	1.9655

Fig. 14는 x-y평면에서의 유선 분포를 나타낸다. 유동이 첫 번째 열의 핀을 지나면서 핀에 의해 가속되고, 핀의 후류에서 한 쌍의 재순환 와류를 발생하는 것을 알 수 있다. 냉각유체가 유동간섭물인 핀에 의해 가속됨으로써 높은 열전달 성능을 얻게 되는데, 최적형상은 핀과 핀 사이의 거리를 최적화함으로써 핀의 후류에서 재부착점이 발생한 이후 유동이 핀과 충돌함으로 인해 더 높은 누셀트수 분포를 갖게 된다.

Fig. 15는 매끈한 입구부에서 유동이 충분히 발달된 경우, 횡단면(x/D_h=10.0)에서의 온도분포를 나타낸다. Nobari 등[8]은 코리올리력으로 인해 열경계층(Thermal boundary layer)이 상·하, 좌·우 비대칭적으로 성장하며, 열경계층의 두께가 두꺼울수록 누셀트수가 높게 나타난다고 보고하였다. 그림을 통해 알 수 있듯이 전연면-우측면과 후연면-우측면에서 기준형상에 비해 최적형상의 열경계층의 두께가 두껍게 발달하였으며, 후연면-좌측면에서 최적형상이 균일한 열경계층을 유지하는 것을 확인할 수 있다.

기준형상이 회전하지 않는 경우와 회전하는 경우, 그리고 최적형상의 열적성능(Thermal performance)을 계산하여 Table 3에 나타내었다. 열적성능은 열전달 성능과 압력 손실을 모두 고려한 것으로서, Chang 등[26]은 리브에 대해 열적성능을 이용하여 비교·분석함으로써 열전달 성능과 압력 손실을 모두 고려하여 좋은 결과를 얻은 바 있다. 열적성능은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = \left(\frac{\overline{Nu}}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \tag{6}$$

기준형상이 회전하는 경우, 회전하지 않는 경우보다 열성능은 16.0%, 평균 누셀트수는 20.8% 높은 값을 갖는 것을 알 수 있다. 이는 리브가 부착된 회전하는 냉각유로에 대해 연구한 Murata와 Mochizudi[4]의 결과와 그 경향이 동일하다. 또한 최적형상의 경우 기준형상이 회전하지 않는 경우보다 68.4%, 기준형상이 회전하는 경우보다 45.2% 증가하였으며, 평균 누셀트수는 각각 73.7%, 43.8% 증가하는 결과를 낳았다.

6. 결 론

본 연구에서는 핀휜이 부착된 회전하는 냉각유로에 대해 삼차원 RANS 해석을 바탕으로 대리모델인 KRG 모델을 사용하여 목적함수를 최소화하기 위한 수치최적설계를 수행하였다. 특정 레이놀즈수에 대하여 계산한 누셀트수는 실험값과 만족할 만한 일치를 보였으며, 두 개의 설계변수에 대해 12개의 실험점을 얻어 이 점들에서 평가한 목적함수 값을 바탕으로 최적설계를 수행함으로써 신뢰할 만한 최적형상을 얻었다. 목적함수는 열전달 관련함수와 마찰손실 관련함수를 가중계수를 도입하여 선형적으로 결합한 함수로 정의하였다. 설계변수가 목적함수에 미치는 영향을 분석하기 위한 민감도 분석결과, 핀의 높이에 민감하게 반응하는 것을 알 수 있었다. 최적형상의 수치해석 결과 핀의 후류에서 재순환 영역의 면적이 감소되면서 누셀트수가 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이로 인해 회전하는 기준형상에 비해 최적형상의 열적성능이 45.2% 증가하였다. KRG 모델을 통해 예측한 최적점의 목적함수 값은 RANS 해석을 통해 얻은 최적형상의 목적함수 값과 비교해 3.4%의 오차를 보이며 뛰어난 예측성능을 보여주었다. 본 연구를 통해 KRG 모델과 같은 대리모델을 사용한 최적설계가 핀휜이 부착된 회전하는 냉각유로의 설계에 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2009년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받은'다중현상 CFD연구센터(ERC)'의 과제로 수행된 연구임(No.20090083510).

참고문헌

(1) Mohammad Al-Qahtani, Yong-Jun Janh, Hamn-Ching and Je-Chin Han, 2002, "Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels (AR=2) by Reynolds Stress Turbulence Model," *International*

Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1823~1838.

(2) Joon Sang Lee, Ning Meng, Richard H. Pletcher and Yang Liu, 2004, "Numerical Study of the Effects of Rotation on the Heat Transfer in Channels with and without Ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4673~4684.

(3) Akira Murata and Sadanari Mochizuki, 2000, "Large Eddy Simulation with a Dynamic Subgrid-Scale Model of Turbulent Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Rectangular Duct with Transverse Rib Turbulators," *International of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 1243~1259.

(4) Michael Huh, Jiang Lei, Yao-Hsien Liu and Je-Chin Han, 2009, "High Rotation Number Effects on Heat Transfer in a Rectangular (AR=2:1) Two Pass Channel," Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA, GT-2009-59421.

(5) Nobari, M.R.H., Nousha, A. and Damangir, E., 2009, "A Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer in Rotating U-Shaped Square Ducts," *International Journal of Thermal Science*, Vol. 48, pp. 590~601.

(6) Guoguang Su, Hamn-Ching Chen, Je-Chin Han and James D. Heidmann, 2007, "Computation of Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels (AR=1:1, 1:2, and 1:4) with Smooth Walls by a Reynolds Stress Turbulence Model," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5665~5683.

(7) Luai Al-Hadhrami and Je-Chin Han, 2003, "Effect of Rotating on Heat Transfer in Two-Pass Square Channels with Five Different Orientations of 45° Angled Rib Turbulators," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 46, pp. 653~669.T.

(8) Liou, T. M., Chang, S. W., Hung, J. H. and Chiou, S. F., 2007, "High Rotation Number Heat Transfer of a 45° Rib-Roughened Rectangular Duct with Two Channel Orientations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 4063~4078.

(9) Liou, T. M., Chang, S. W., Chen, J. S., Yang, T. L. and Yi-An Lan, 2009, "Influence of Channel Aspect Ratio on Heat Transfer in Rotating Rectangular Ducts with Skewed Ribs at High Rotation Numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 5309~5322.

(10) Tong-Miin Liou, Meng-Yu Chen and Yu-Ming Wang, 2002, "Heat Transfer, Fluid Flow, and Pressure Measurements inside a Rotating Two-Pass Duct with Detached 90° Ribs," Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, Netherlands, GT-2002-30201.

(11) Michael Huh, Yao-Hsein Liu and Je-Chin Han, 2009, "Effect of Rib Height on Heat Transfer in a Two Pass Rectangular Channel (AR=1:4) with a Sharp Entrance at High Rotating Numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 4635~4649.

(12) Mohammad Al-Qahtani, Hamn-Ching Chen and Je-Chin Han, 2002, "A Numerical Study of Flow and Heat Transfer in Rotation Rectangular Channels (AR=4) with 45° Rib Turbulators by Reynolds Stress Turbulence Model," Proceedings of ASME Turbo Expo, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30216.

(13) Mohammad S. Al-Qahtani and Mehaboob Basha, 2007, "Flow and Heat Transfer Prediction in Rotating Rectangular Pin-Fin Channels (AR=10:1)," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21, No. 4, pp. 744~753.

(14) Shyy Woei Chang, Tsun Lirng Yang, Tong-Miin Liou and Hong Guo Fang, 2009, "Heat Transfer in Rotating Scale-Roughened Trapezoidal Duct at High Rotation Numbers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1682~1693.

(15) Hector Iacovides, Diamantis Kounadis and Zeyuan Xu, 2009, "Experimental Study of Thermal Development in a Rotating Square-Ended U-Bend," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 482~494.

(16) Fred T. Willett and Arthur E. Bergles, 2002, "Heat Transfer in Rotating Narrow Rectangular Pin-Fin Ducts," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, pp. 573~582.

(17) Jun Su Park, Kyung Min Kim, Dong Hyun Lee, Hyung Hee Cho and Minking Chyu, 2009, "Heat Transfer in Rotating Channel with Inclined

Pin-Fins," Proceedings of ASME Turbo Expo, Orlando, Florida, USA, GT-2009-59741.

(18) Sacks, J., Welch, W. J., Mitchell, T. J. and Wynn, H. P., 1989, "Design and Analysis of Computer Experiments," *Statical Science*, Vol. 4, pp. 409~435.

(19) JMP® 5.1, 2004, SAS Institute, Inc.,

(20) Ansys CFX-11.0, 2006, Ansys Inc.,

(21) Menter, F. F., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 32, pp. 1598~1605.

(22) Bardina, J. E., Huang, P. G. and Coakley, T., 1997, "Turbulence Modeling Validation," *AIAA Journal*, pp. 1997~2121.

(23) Lesley M. Wright, Eungsuk Lee and Je-Chin Han, 2003, "Effect of Rotation on Heat Transfer in Narrow Rectangular Cooling Channels (AR=8:1 and 4:1) with Pin-Fins," Proceedings of ASME Turbo Expo, Atlanta, Georgia, USA, GT-2003-38340.

(24) 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.

(25) Kwang-Yong Kim and Mi-Ae Moon, 2009, "Optimization of a Stepped Circular Pin-Fin Array to Enhance Heat Transfer Performance," *Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 63~74.

(26) Shyy Woel Chang, Tong-Minn Liou, Wen-Hsien Yeh and Jui-Hung Hung, 2006, "Heat Transfer in a Radially Rotating Square-Sectioned Duct with Two Opposite Walls Roughened by 45° Staggered Ribs," Proceeding of ASME Turbo Expo, Barcelona, Spain, GT-2006-90153.