

돌출부를 포함한 딴플 표면을 가진 냉각 유로에서의 유동과 열전달 성능 향상에 관한 수치적 연구

김 정 은, 하 만 영[†], 윤 현 식*, 두 정 훈
 부산대학교 기계공학부, *부산대학교 첨단조선공학연구센터

Numerical Study on Flow and Heat Transfer Enhancement in a Cooling Passage with Protrusion-In-Dimples

Jeong Eun Kim, Man Yeong Ha[†], Hyun Sik Yoon*, Jeong Hoon Doo
 School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea
 *Advanced Ship Engineering Research Center, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received October 5, 2011; revision received October 28, 2011)

ABSTRACT: In the present study, the detailed flow structure and heat transfer characteristics in the newly-designed heat transfer surface geometry were investigated. The surface geometry proposed in the present study is a traditional dimple structure combining with a protrusion inside the dimple, which is named a protrusion-in-dimple in this study. The basic idea underlying the present surface geometry is to enhance the flow mixing and the corresponding heat transfer in the flow re-circulating region generated by a conventional dimple cavity. The present study was performed by the direct numerical simulation at a Reynolds number of 2800 based on mean velocity and channel height and Prandtl number of 0.71. Three different protrusion heights for protrusion-in-dimples were considered as the main design parameter of the present study. The calculated pressure drop and heat transfer capacity were assessed in terms of the Fanning friction factor and Colburn *j* factor. The overall performances estimated in terms of the volume and area goodness factor for protrusion-in-dimple cases were higher than the conventional dimple case.

Key words: Surface shape modification(형상변화), Heat transfer enhancement(열전달 향상), Drag reduction(항력 감소)

기 호 설 명

<p>d : 딴플의 직경</p> <p>f : Fanning friction factor, $\frac{\Delta p D_h}{2\rho U_m^2 L}$</p>	<p>f_D : Darcy friction factor, $\frac{2\Delta p D_h}{\rho U_m^2 L}$</p> <p>$G_v$: Volume goodness factor, $\frac{St}{f^{1/3}}$</p> <p>G_a : Area goodness factor, $\frac{j}{f}$</p> <p>H : 채널의 높이</p> <p>h : 돌출부의 높이</p> <p>j : Colburn <i>j</i> factor, $\frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$</p>
---	---

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-51-510-2440; fax: +82-51-515-3101
 E-mail address: myha@pusan.ac.kr

- L : 채널의 길이
- Nu : Nusselt 수
- Pr : Prandtl 수, $\frac{\nu}{\alpha}$
- Re : Reynolds 수, $\frac{U_m H}{\nu}$
- St : Stanton 수, $\frac{Nu}{Re Pr}$
- U_m : 평균 체적속도
- W : 채널의 폭

그리스 문자

- δ : 딴플의 깊이
- α : 열확산 계수
- ν : 동점성 계수
- ρ : 밀도

상첨자

- $+$: wall unit

하첨자

- 0 : 기본딴플
- m : 평균값

1. 서 론

에너지의 효율을 향상시키기 위한 노력은 수십 년에 걸쳐 연구되어 왔으며, 이를 위한 한 방법으로 열교환 효율을 향상시키는 연구가 이루어졌다. 특히 열전달을 증가시키기 위해 열전달 표면의 형태를 변형한 리브(rib), 핀(pin), 난류촉진제(turbulator), 돌출부(protrusion), 딴플(dimple) 등이 연구되어 왔다. 하지만 이러한 열전달의 향상은 항상 압력손실을 동반하기 때문에, 열전달을 증가시키면서 동시에 낮은 압력손실을 가지는 형상을 선정하는 것이 중요하다.

돌출 형상은 열전달 증가에 비해 압력손실이 크며, 릿과 핀 표면에서는 균일한 열교환이 이루어지지 않아 열용력을 증가시키는 단점이 있다.

반면, 딴플 형상은 다른 열전달 촉진체에 비해 낮은 압력손실과 높은 열전달 성능을 제공하기 때문에 많은 연구를 통해 다양한 공학적 장치에 적용되

어왔다. Afanasyev et al.⁽¹⁾은 딴플 형상을 가지는 평판에서의 열전달 및 압력손실을 계산하였으며, 압력손실은 무시할만하며, 열전달 성능은 40%까지 증가하였다고 보고하였다. Moon et al.⁽²⁾은 딴플 형상을 가지는 직사각형 채널에서 딴플 형상비의 변화에 대해 열전달 계수와 friction factor를 비교하였다. Mahmood and Ligrani⁽³⁾는 채널높이 변화, 입구온도와 딴플 표면온도의 비 그리고 Reynolds 수의 변화에 대해 유동 구조 및 열전달 특성에 대해 연구하였다. Chyu⁽⁴⁾의 눈물방울 형상을 비롯하여 다양한 딴플 형상 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 규명하는 연구를 활발하게 수행하였다.⁽⁵⁻⁸⁾

이러한 딴플 표면에서의 열전달 항상 특징은 공통적으로 내부로 유입되는 유동의 딴플에서의 재부착, 딴플 모서리에서의 방출되는 유동으로 이루어진다. 그러나 재순환이 일어나는 딴플 상류영역에서의 열전달 감소와 딴플 형상으로 인한 압력손실은 여전히 열·공력학적 성능을 감소시키는 요인으로 작용하고 있다.

그러므로 본 연구에서는 이러한 딴플 내부의 재순환 영역을 감소시켜 전체 열전달을 향상시키고, 낮은 압력손실을 가지는 새로운 표면 형상체를 개발하였다. 이에 따른 열유동 현상을 딴플에서의 현상과 비교, 분석하였다. 열·공력학적인 성능을 정량적으로 평가⁽⁹⁾하기 위해 volume goodness factor와 area goodness factor를 이용하여 정량적으로 나타내었다.

2. 수치해석방법

2.1 지배방정식

본 연구에서는 냉각유로를 따라 흐르는 난류유동에서 유로 표면 형상이 압력손실과 표면 열전달 성능에 미치는 영향을 규명하기 위해 직접수치모사법(Direct numerical simulation)을 사용하였다. 사용된 지배방정식은 3차원 무차원화 된 연속방정식, 비압축성 Navier-Stokes 방정식, 그리고 에너지 방정식으로 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{\Pi} \tag{2}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \frac{1}{Re Pr} \nabla^2 T \tag{3}$$

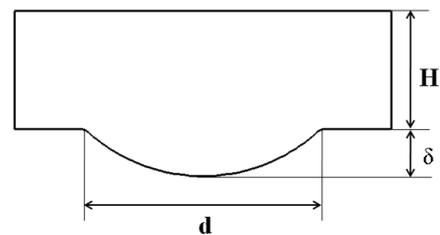
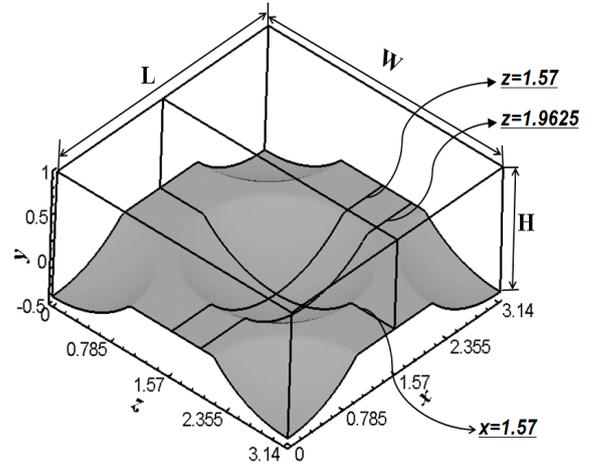
일반화 좌표계에서 비압축성 Navier-Stokes 방정식과 연속 방정식을 시간에 대해서 적분하는 방법은 Zang et al.⁽¹⁰⁾의 연구결과를 통해서 제시되었다. 식(2)에서 내부유로를 흐르는 유량을 일정하게 유지시켜주기 위해 주 유동방향으로의 평균압력구배 Π 를 매 계산스텝에서 계산하고, 제어체적내의 유동 에너지 손실량은 주 유동방향의 평균압력구배 Π 를 통해 보상하여 준다.⁽¹¹⁾

시간에 대해 적분을 수행하기 위해서 압력구배 항을 운동량 방정식으로부터 분리하는 2단계 시간분할 방법(Fractional step method)을 이용⁽¹²⁻¹³⁾하였고, 운동량 및 에너지 보존 방정식의 대류항과 확산항의 시간 적분은 2차 정확도의 Adams-Bashforth 기법⁽¹⁴⁾과 Crank-Nicolson 기법⁽¹⁴⁾을 각각 사용하였다. 공간에 대한 이산화를 위해 2차 정확도의 중앙 차분법을 사용하였고, 본 연구에서 사용된 집중 격자계에서의 진동해를 방지하기 위해 Rhie and Chow interpolation 기법⁽¹⁵⁾을 사용하였다. 무차원화를 위해 사용한 특성길이는 H 와 특성속도로는 U_m 을 사용하였다. 본 연구에서는 단위 시간(time step) $\Delta t = 1 \times 10^{-3}$ 을 사용하여 $CFL < 0.3$ 내의 해의 안정한 수렴조건을 확인하였다. 온도장 및 유동장이 완전 발달 상태에 이르기까지 무차원 시간(non-dimensional time)이 약 150걸렸고, 평균 온도 및 유동장을 구하기 위해 완전 발달 상태로부터 통계적 정상상태에 이르기까지의 무차원 시간 500동안 구한 데이터를 평균하였다. 위와 같은 수치해석방법을 사용하여, 본 연구에서는 $Re_m = 2800$, $Pr = 0.71$ 에 대하여 돌출부를 가진 딴플이라는 새로운 표면이 적용된 냉각유로에서의 연구를 수행하였다.

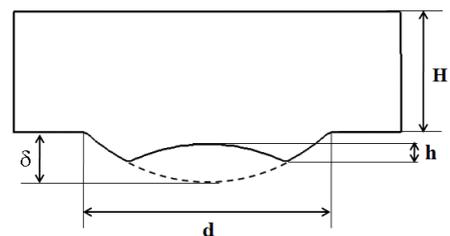
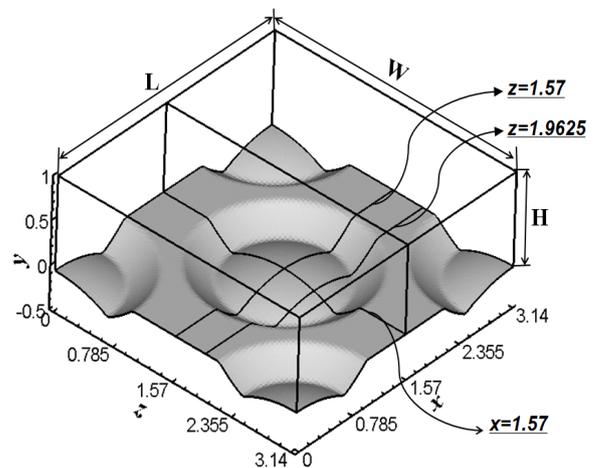
2.2 계산영역 및 격자 해상도

본 연구에서는 Fig. 1에서 보이는 바와 같이 기본 딴플과 상기 딴플을 변형시킨 새로운 표면을 가진 냉각유로에서의 열·공력학적 평가를 수행하였다. 경계조건으로는 Fig. 1에 도시된 계산영역에서 주 유동방향 x 와 폭방향 z 에 대하여 주기조건을 부여하고, 상부와 하부벽면에는 점착조건과 온도경계조건으로 $T = 1$, $T = 0$ 을 각각 부여하였다. Fig. 1(a)는 기본 딴플의 표면을 가지는 냉각유로를 나타내고, Fig. 1(b)는 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple) 표면을 가지는 냉각유로를 나타낸다. 새로운 열전달 표면형상은 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 기본딴플의 중앙부를 높이 h 만큼 냉각유로 내부

로 반전시킨 구조이고, 모든 case에 대해서 딴플의 깊이($\delta = 0.4$)와 딴플 직경 대 높이($d/H = 2$)를 일



(a) Conventional dimpled surface



(b) Protrusion-in-dimpled surface($d/H = 0.2$)
Fig. 1 Computational domains and important dimensions.

정하게 유지시켰다. 본 연구는 돌출부의 깊이와 유로높이의 비가 $h/H = 0.15, 0.17, 0.2$ 인 경우 및 기본 딴플의 경우를 포함한 총 4가지에 대해 연구를 수행하였다. 그에 따른 격자 해상도 및 형상변수는 Table 1에 정리되어 있다. 여기서 돌출부가 없는 기본 딴플의 경우, 표기의 통일성을 위해 $h/H = 0$ 으로 나타내었다. Elyyan et al.⁽¹⁶⁾이 수행한 선행 연구를 통해, 주기경계조건이 부여된 본 연구에 적합한 공간적 크기를 $L \times H \times W = \pi \times 1 \times \pi$ 로 선정하였다. 상기 계산영역에 x 방향으로 81개, y 방향으로 65개 그리고 z 방향으로 81개의 격자가 각각 분포되었으며, 따라서 총 격자수는 $81 \times 65 \times 81 = 426,465$ 개이다. 벽면으로부터 수직방향으로 분포된 첫 번째 격자의 위치는 벽단위(°)로 $y^+ \approx 0.4$ 이고, x 방향과 z 방향으로 분포된 격자의 평균 간격은 각각 $\Delta x^+ \approx 10, \Delta z^+ \approx 9$ 이다.

본 연구에 사용할 전산해석 코드의 정확성과 계산 영역의 타당성을 평가하기 위해 $Re_m = 3900$ 인 dimpled channel에서의 유동에 대한 전산해석을 수행하여 Wang⁽¹⁷⁾의 전산해석 결과와 비교하였다. Table 2에 나타낸 바와 같이, 계산한 Darcy friction factor f_D 가 선행연구 결과와 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

Table 1 Number of grid points and design parameters for the present tested cases

Cases	Dimensions ($L \times H \times W$)	Grid number ($N_x \times N_y \times N_z$)	$\frac{h}{H}$
Dimple	$\pi \times 1 \times \pi$	$81 \times 65 \times 81$	0
Protrusion-in-dimple	$\pi \times 1 \times \pi$	$81 \times 65 \times 81$	0.15
Protrusion-in-dimple	$\pi \times 1 \times \pi$	$81 \times 65 \times 81$	0.17
Protrusion-in-dimple	$\pi \times 1 \times \pi$	$81 \times 65 \times 81$	0.2

Table 2 Validation results of the current study with a dimpled channel

Cases	Re_m	f_D
Present study	3900	1.74×10^{-2}
Wang et al. ⁽¹⁷⁾	3900	1.75×10^{-2}

3. 결과 및 해석

3.1 열 · 공력학적 성능

본 연구에서 각 4가지 형태의 표면을 가지는 냉각 유로에서의 유동 압력손실 및 열전달 성능을 비교하기 위해 무차원 지표인 Fanning friction factor와 Colburn j factor를 사용하였고, volume goodness factor와 area goodness factor를 사용하여 열 · 공력학적 성능을 정량적으로 나타내었다.

Fig. 2는 h/H 의 변화에 따른 Fanning friction factor와 Colburn j factor의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 하첨자 '0'은 기본 딴플에서의 값을 나타낸다. 열전달 능력의 척도로 나타낸 j 값의 경우 h/H 가 증가함에 따라 각각 -1.12%, -1.41%, -3.24%씩 감소하였다. Fanning friction factor의 값은 h/H 가

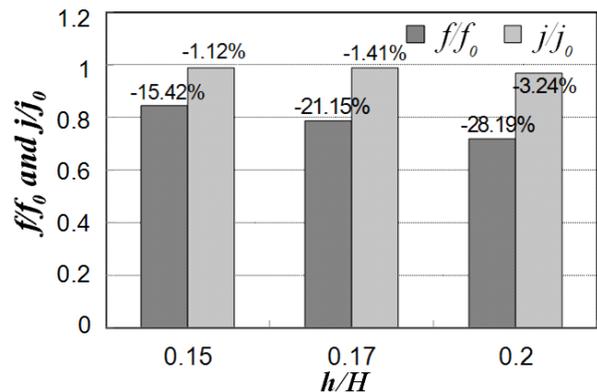


Fig. 2 Normalized Fanning friction factor and Colburn j factor according to the variation of h/H .

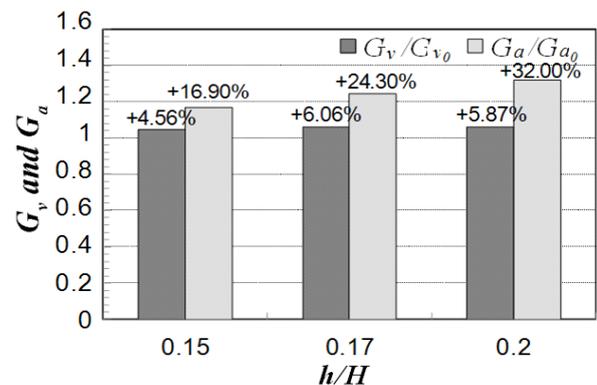


Fig. 3 Normalized volume and area goodness factors according to the variation of h/H .

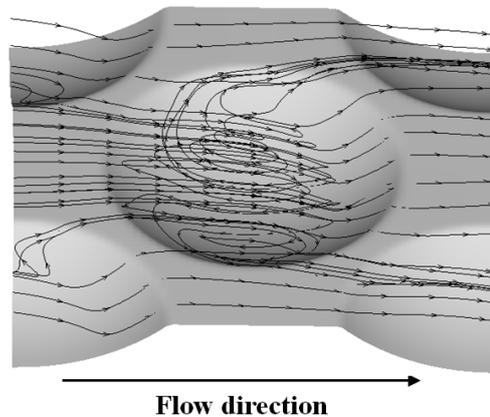
증가함에 따라 크게 감소하여 기본딴플 대비 각각 -15.42%, -21.15%, -28.19%만큼 감소하였다. 열전달 능력으로 나타낸 j 값이 감소하는 기울기에 비해, 압력 손실의 척도인 f 값이 더 크게 감소하는 경향을 관찰할 수 있다.

Fig. 3은 본 연구를 열·공력학적 성능지표인 volume goodness factor와 area goodness factor로 평가한 결과를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 보이는 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)인 $h/H = 0.15, 0.17, 0.2$ 의 경우, G_v 와 G_a 두 가지 척도로 평가된 성능 평가에서 모두 성능이 향상됨을 확인할 수 있다.

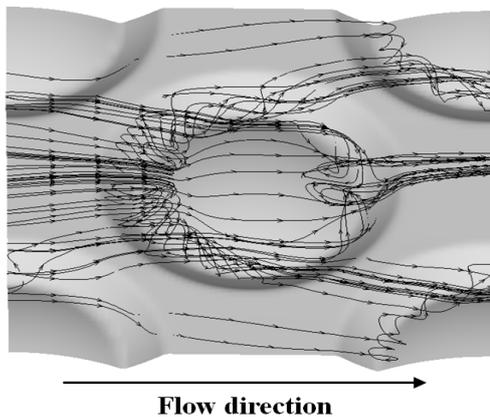
volume goodness factor의 경우 $h/H = 0.15, 0.17, 0.2$ 로 증가함에 따라 각각 +4.56%, +6.06%, +5.87% 상승하였고, area goodness factor는 기본딴플 대비 +16.9%, +24.3%, +32.0%로 증가하였다. h/H 가 커짐에 따라 area goodness factor가 크게 상승하는 것은 Fig. 2에서 나타난 바와 같이 f 값이 j 값의 감소율에 비해 큰 기울기로 감소하기 때문이다.

3.2 열전달 표면 근처에서의 평균 열유동장 특성

Fig. 4는 기본딴플 표면과 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)표면 근처에서의 평균 유동장의 3차원 유선을 보여준다. Fig. 4(a)는 기본딴플 표면 근처에서의 유동을 보여준다. 딴플 상류 모서리에서 박리된 유동은 상류에서 재순환 영역을 형성하고, 딴플 내부로 흡수된 유동은 하류 벽면에 재 부착되어 벽면을 따라 하류모서리에서 방출된다. 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)에서의 유동 특성은 Fig. 4(b)에서 관찰할 수 있다. 딴플 선단에서 박리된 유동은 돌출부의 전면부와 충돌하여 두 가지의 유동으로 나뉜다. 첫째, 일부는 딴플 상류에서 1차 재순환 영역을 형성하여 돌출부의 모서리를 따라 길게 기울어져 늘어지는 형태를 띤다. 이 와류는 딴플 하류 옆면을 타고 다음 딴플로 유입되는 지그재그 유동(zigzagging flow)을 보인다. 둘째, 일부는 돌출부의 전면부를 타고 흐르다가 딴플 하류 모서리에서 방출된다. 돌출부 후면 모서리를 따라 흐르는 유동은 딴플 하류 벽면을 타고 방출되거나, 그 일부는 돌출부 후단에서 2차 재순환 영역을 형성한다. 이 와류와 돌출부를 따라 흐르는 유동이 딴플의 하류에서 만나 딴플 외부로 방출되고 유동방향의 하류에 위치한 딴플로 다시 유입된다. Fig. 4(a)의 딴



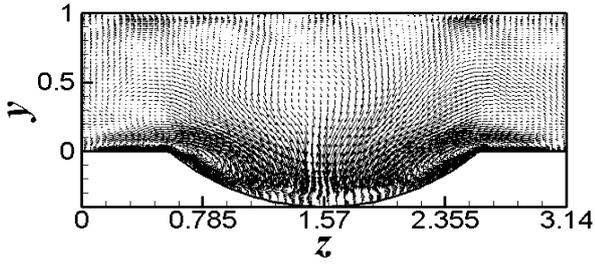
(a) Dimpled surface



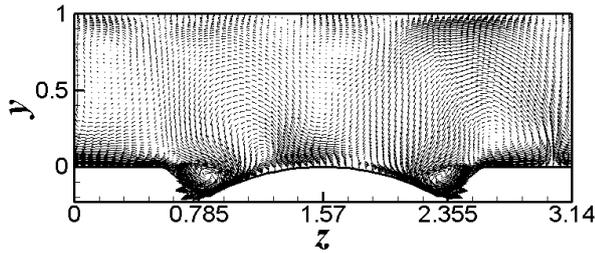
(b) Protrusion-in-dimpled surface($d/H = 0.2$)

Fig. 4 Three dimensional streamlines near the bottom surface in the time-averaged flow field.

플 상류에서 보이는 재순환 영역이 Fig. 4(b)인 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)에서 크게 축소되었고, 돌출부 후단에서 유동 역방향 와류가 관찰된다. 이와류와, 딴플로 유입되어 돌출부를 따라 흐르는 유동이 함께 섞여 방출되는 특징을 보여주고 있다. Fig. 5은 유동에 수직인 중앙 단면에서 이차 유동을 보여준다. 딴플의 양 모서리에서 시작하는 크고 넓고 완만하게 일어나는 와류를 보이는 Fig. 5(a)와 달리, Fig. 5(b)의 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)의 경우, 돌출부와 딴플 사이의 공간에서의 강하게 회전하는 와류를 중심으로 윗면까지 이르는 크고 강한 이차 유동이 나타남을 볼 수 있다. 또한 돌출부 상부 표면 및 좌우 평판 근처에서 시계 및 반시계방향으로 회전하는 이차유동이 관찰된다.

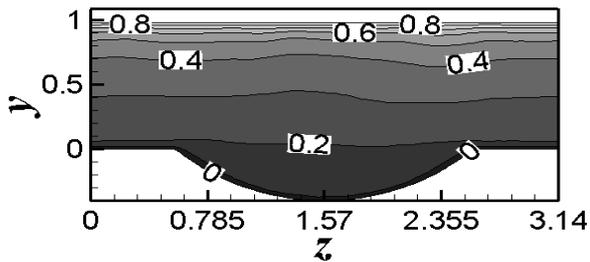


(a) Dimpled surface

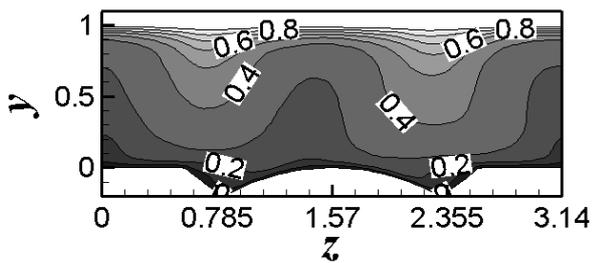


(b) protrusion-in-dimple surface with $h/H = 0.2$
 Fig. 5 Velocity vector fields of the secondary flow on the cross-section at $x = 1.57$.

Fig. 6은 유동에 수직한 중앙 단면 $x = 1.57$ 에서 보이는 등온선을 나타낸다. Fig. 6(a)인 딴플에서보다 Fig. 6(b)인 돌출부를 가진 딴플(protrusion-in-dimple)에서의 등온선의 변화가 심하며, 따라서 열구배가 크고 활발하게 일어남을 볼 수 있다. 이는



(a) Dimpled surface

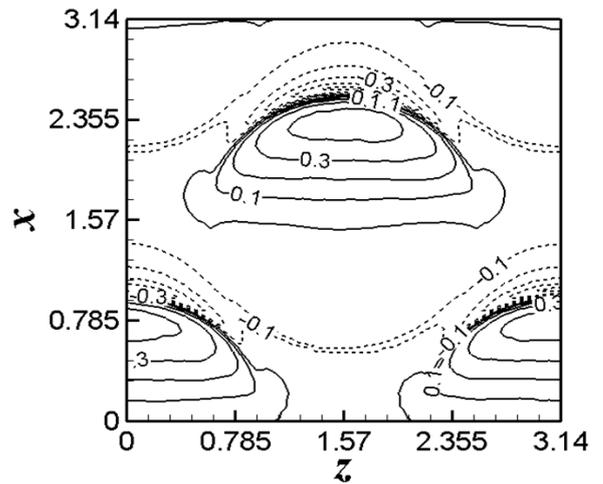


(b) Protrusion-in-dimple surface with $h/H = 0.2$
 Fig. 6 Iso-thermal lines on the cross-section at $x = 1.57$.

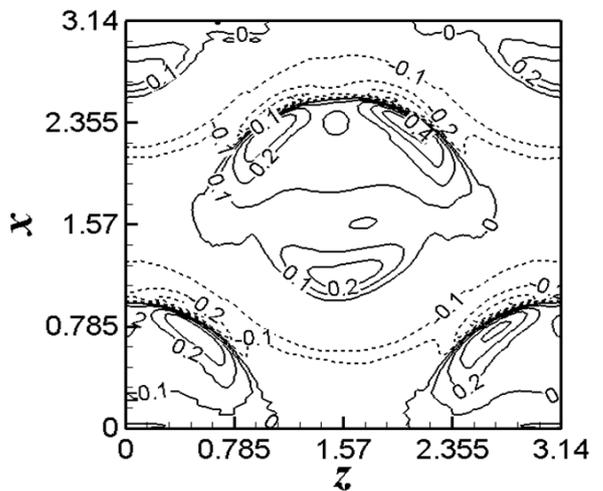
Fig. 5(a)보다 Fig. 5(b)에서 수직방향의 와운동이 강하고 크기 때문에 수직방향의 큰 유체운동에너지가 윗면과 아랫면 사이의 열 수송을 활발하게 일으키는 것에 기인한다. 따라서 Fig. 6(b)에서 나타난 것처럼, 폭 방향으로 wavy형태의 등온선의 분포가 나타난다.

3.3 항력 및 열전달 특성

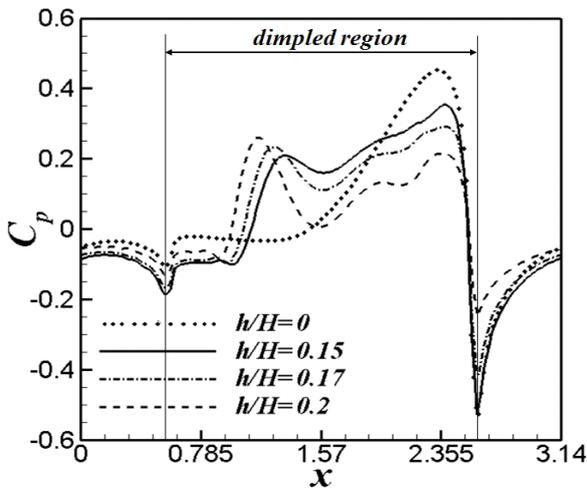
Fig. 7은 딴플과 돌출부를 포함한 딴플(Protrusion-in-dimple)중 $h/H = 0.2$ 에 대하여 표면 압력항력분포를 나타내었다. Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 $z = 1.57$ 과 $z = 1.9625$ 에서 주 유동 방향을 따라 얻어지



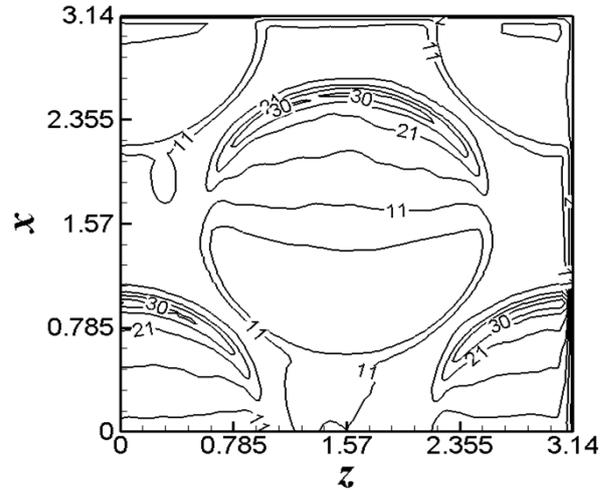
(a) Dimpled surface



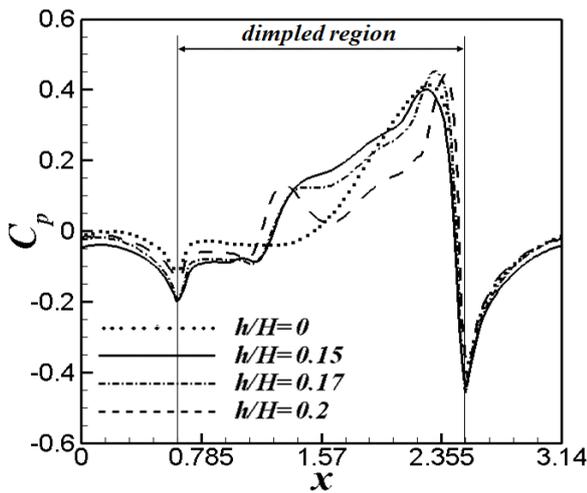
(b) Protrusion-in-dimpled surface with $h/H = 0.2$
 Fig. 7 Local distribution of pressure coefficients on the bottom surface.



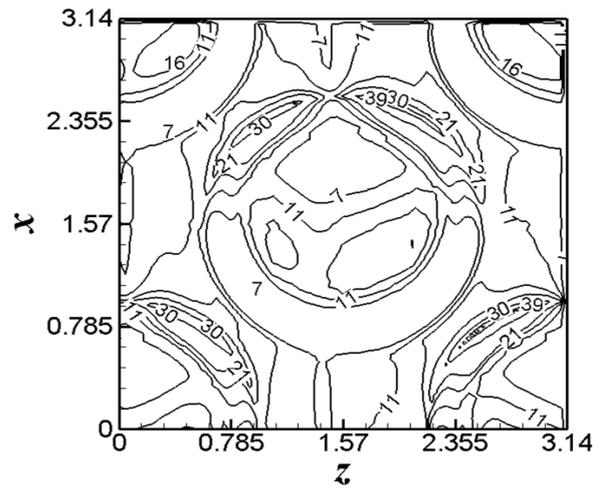
(a) $z = 1.57$



(a) Dimpled surface



(b) $z = 1.9625$



(b) Protrusion-in-dimpled surface with $h/H = 0.2$

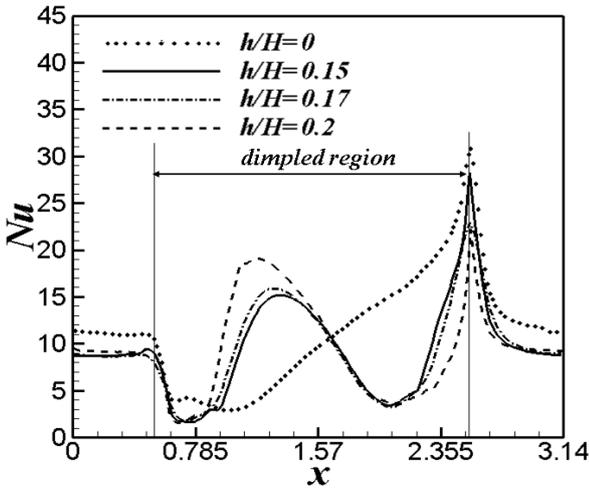
Fig. 8 Local pressure coefficients on the bottom surface for all tested cases.

Fig. 9 Local distribution of Nusselt number on the bottom surface.

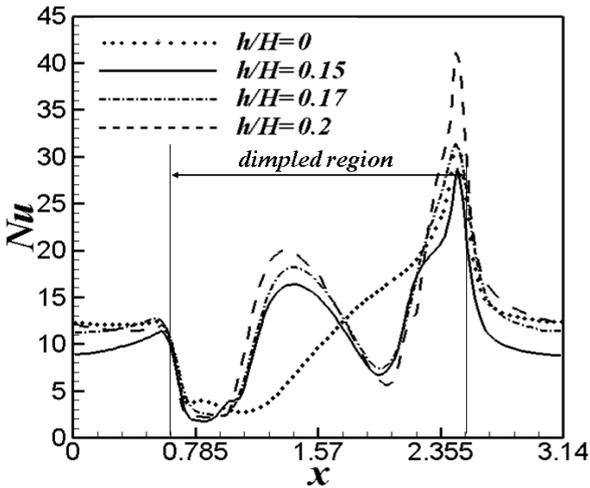
는 표면 압력 항력분포를 각각 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 8(a)의 딴플에서는 하류 $x = 1.57$ 지점부터 압력이 증가하는데, 이는 Fig. 7(a)에서 보는 바와 같이 딴플로 유입된 유동이 하류 벽면에 충돌하기 때문이다. 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple) 세 가지의 경우는 공통적인 특징을 보인다. 딴플 상류에서 박리된 유동이 $0.785 < x < 1.57$ 에서 돌출부를 만나면서 값이 급격히 상승한다. $x > 1.57$ 부터 돌출부 후면을 타고 내려오면서 유체 운동량의 감소로 경계층이 박리되면서 역 압력 구배가 나타나고, $x \approx 2.355$ 지점의 딴플 하류 벽면과 충돌하여 압력이 커졌다가 방출되면서 감소한다. 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)은 Fig. 4(b)에서 보인다

바와 같이 유동 폭 방향으로의 유동이 증가하므로 Fig. 8(b)와 같이 딴플의 중앙에서 폭 방향으로 멀어질수록 압력항력의 최대값이 높아지는 것을 관찰할 수 있고 이러한 특징이 Fig. 7(b)에서도 잘 나타나고 있다. d/H 가 증가할수록 딴플 내부에서 일어나는 압력항력의 크기는 작아짐으로써 전체 유로 내의 압력손실을 감소시킨다.

Fig. 9는 딴플과 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)에서의 표면 Nu 수의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 10은 $z = 1.57$, $z = 1.9625$ 두 지점에서 유동방향에 따른 표면 Nu 수의 분포를 그래프로 나타낸 것이다. 기본딴플의 경우, 유동이 딴플 하류벽면과 충돌하여 방출되는 $x = 2.355$ 부근에서 높은 값



(a) $z = 1.57$



(b) $z = 1.9625$

Fig. 10 Local Nusselt number on the bottom surface for all tested cases.

이 나타난다. 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)의 경우, 두 영역($x = 0.785-1.57$ 와 $x = 2.355$ 부근)에서 큰 Nu 값을 보이며, 이는 Fig. 7에서의 C_p 가 증가하는 영역과 일치한다. 또한, 딴플 하류 모서리에서 Nu의 최대값이 나타나는 영역이 h/H 가 증가함에 따라 중앙으로부터 유동의 폭 방향으로 이동해간다. 특히, 딴플의 중앙($z = 1.57$)에서 폭 방향으로 멀어질수록 Fig. 9에서 보이는 바와 같이 후류의 재순환 영역을 벗어나게 되기 때문에 열전달 성능이 향상된다.

또한 Fig. 10(b)보다 Fig. 10(a)에서 평판 위인 $x < 0.785$, $x > 2$ 의 Nu 값이 더 작은 것을 관찰할 수 있다. 이는 Fig. 5(b)에서 보이는 것처럼 평판 위에

형성된 시계 및 반시계 방향으로 회전하는 이차 유동에 의해 야기되며, Fig. 9(b)의 Nu 분포를 통해서 이러한 열전달 특성을 확인할 수 있다. 돌출부를 포함한 딴플의 경우, 기본딴플에 비해 돌출부 전면에서의 Nu 값의 증가량보다 돌출부 후면 및 평판에서의 Nu 수의 감소량이 더 크다. 따라서 Fig. 2에 나타난 것처럼 열전달 성능은 h/H 가 증가함에 따라 감소한다.

4. 결 론

본 연구에서는 기본 딴플 및 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple) 표면형상에 대하여 열전달 표면에서의 열유동 현상 및 열공력학적 성능을 정량적으로 분석하였다. 직접수치모사법(direct numerical simulation)을 사용하여 돌출부를 포함한 표면을 가진 냉각유로에서의 열·유체 유동장($Re_m = 2800$, $Pr = 0.71$)의 해를 계산하였다. 돌출부의 높이의 변화 $h/H = 0$ (기본딴플), 0.15, 0.17, 0.2에 따른 4가지 case들에 대해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) j 값의 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple) case들이 h/H 가 증가함에 따라 j 값의 감소폭에 비해 Fanning friction factor의 값이 기본딴플 대비 크게 감소하여 압력강하가 크게 감소하였다. 그 결과, volume goodness factor와 area goodness factor가 기본딴플 대비 $h/H = 0.2$ 에서 가장 크게 증가하였다. 본 연구에서는 돌출부와 딴플의 조합으로 설계된 새로운 표면 형상에 의해 열전달 성능 대비 향상 향력이 크게 감소하였으며, 이를 통해 volume goodness factor 및 area goodness factor로써 평가된 냉각유로 내의 열공력학적 성능이 향상되는 긍정적인 연구 결과를 도출하였다.

(2) 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)에서의 유동에 의한 열전달 향상은 상류 모서리에서 박리된 유동이 돌출의 전면부와 충돌하면서 돌출 전면부에서 큰 Nu 값이 나타나고, 딴플과 돌출부 사이의 공간을 타고 흘러 딴플 하류 옆면을 타고 방출될 때 모서리와 딴플 하류 옆면에서 일어난다.

(3) 돌출부를 포함한 딴플(protrusion-in-dimple)에서의 전반적인 향력의 감소는, 돌출부의 존재로 인해 돌출부와 부딪힐 때 압력향력이 증가하나, 돌출부 전면을 타고 흐르면서 압력향력이 감소하여 유로 내의 평균압력구배는 딴플에서 평균압력구배보다 작아진다. 돌출부의 깊이 대 채널의 높이인

h/H 가 증가할수록 딴플의 깊이가 얕아지므로 딴플 내부에서의 평균 항력이 감소한다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업(No.K20703001798-11E0100-00310)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

이 논문은 2009년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국학술진흥재단(No.20110027445)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Afanasyev, V. N., Chudnovsky, Y. P., Leontiev, A. I. and Roganov, P. S., 1993, Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics for Spherical Cavities on a Flat Plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 7, pp. 1-8.
2. Moon, H. K., O'Connell, T., and Glezer, B., 2000, Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, pp. 307-313.
3. Mahmood, G. I. and Ligrani, P. M., 2002, Heat Transfer in a Dimpled Channel : Combined Influences of Aspect Ratio, Temperature, Reynolds Number, and Flow Structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2011-2020.
4. Chyu, M. K., Yu, Y., and Ding, H., 1997, Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage, ASME paper 97-GT-437.
5. 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 Protrusions on Opposite Walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 4413-4425.
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*, Vol. 41, No. 5, pp. 665-679.
7. Won, S. Y., Zhang, Q., and Ligrani, P. M., 2005, Comparisons of Flow Structure Above Dimple Surfaces with Different Dimple Depths in a Channel, *Physics of Fluids*, Vol. 17, 045105.
8. Isaev, S. A., Leont'ev, A. I., and Baranov, P. A., 2007, Simulating Tornado-Like Enhancement of Heat Transfer Under Low-Velocity Motion of Air in a Rectangular Dimpled Channel. Part 2 : Results of Parametric Studies, *Thermal Engineering*, Vol. 54, No. 8, pp. 655-663.
9. Shah, R. K. and London, A. L., 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Academic Press, Inc. New York.
10. Zang Y., Street R. L., and Koseff J. R., 1994, A non-staggered Grid, Fractional Step Method for Time-Dependent Incompressible Navier-Stokes Equations in Curvilinear Coordinates, *J. Comput. Phys*, Vol. 114, pp. 18-33.
11. You, J., Choi, H., and Yoo, J. Y., 2000, Modified Fractional Step Method of Keeping a Constant Mass Flow Rate in Fully Developed Channel and Pipe Flows, *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 5, pp. 547-552.
12. Kim, J. and Moin, P. 1985, Application of a fractional step method to incompressible Navier-Stokes equations, *Journal of Computational Physics*, Vol. 59, pp. 308-323.
13. Zang, Y., Street, R. L., and Koseff, J. R., 1994, A non-staggered grid, fractional step method for time-dependent incompressible Navier-Stokes equations in curvilinear coordinates, *Journal of Computational Physics*, Vol. 114, pp. 18-33.
14. Joel, H. F. and Peric, M., 1996, *Computational Methods For Fluid Dynamics*, Springer-Verlag, New York.
15. Rhie, C. M. and Chow, W. L., 1983, Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA*, Vol. 21,

No. 11, pp. 1525-1532.

16. Elyyan, M. A., Rozati, A., and Tafti, D. K., 2008, Investigation of Dimpled FNS for Heat Transfer Enhancement in Compact Heat Exchanger, *International Journal of Heat and*

Mass Transfer, Vol. 51, pp. 2950-2966.

17. Wang, Z., Yeo, K. S., and Khoo, B. C., 2006, DNS of Low Reynolds Number Turbulent Flows in Dimpled Channels, *Journal of Turbulence*, No. 7, pp. 1-31.