대한기계학회 2001년도 추계학술대회논문집 B pp. 14~21 KSME 01F148

비대칭 입구조건을 갖는 정사각 막냉각홀 내부에서의 열/물질전달 및 유동 특성

이동호* · 강승구** · 조형희†

Heat/Mass Transfer and Flow Characteristics within a Film Cooling Hole of Square Cross Sections with Asymmetric Inlet Flow Condition

Dong Ho Rhee, Seung Goo Kang and Hyung Hee Cho

Key Words: Gas Turbine(가스터빈), Film Cooling(막냉각), Square Cross Section Hole(정사각단면홀), Asymmetric Inlet Condition(비대칭 입구조건), Heat/Mass Transfer(열/물질전달)

Abstract

An experimental study has been conducted to investigate the heat/mass transfer characteristics within a square film cooling hole with asymmetric inlet flow conditions. The asymmetric inlet flow condition is achieved by making distances between side walls of secondary flow duct and film cooling hole different; one side wall is $2D_h$ apart from the center of film cooling hole, while the other side wall is $1.5D_h$ apart from the center of film cooling hole. The heat/mass transfer experiments for this study have been performed using a naphthalene sublimation method and the flow field has been analyzed by numerical calculation using a commercial code. Swirl flow is generated at the inlet region and the heat/mass transfer pattern with the asymmetric inlet flow condition is changed significantly from that with the symmetric condition. At the exit region, the effect of mainstream on the inside hole flow is reduced with asymmetric condition. The average heat/mass transfer coefficient is higher than that with the symmetric condition due to the swirl flow generated by the asymmetric inlet condition.

기호설명

dy : 나프탈렌 승화깊이
D_h : 사각 막냉각홀의 수력직경
D_{naph} : 공기 중에서의 나프탈렌의 물질확산계수
h_m : 국소 물질전달계수, 식(1)
L : 막냉각홀 길이
L.E.S. : 막냉각홀 전연면
$\dot{m}$: 단위면적당 나프탈렌 질량유속
M : 분사율, $\rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty$
Nu : Nusselt 수, hD_h/k
Pr : Prandtl 수, $\mu C_p/k$
Re_{Dh} : 막냉각홀 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수, $U_2 D_h/\nu$
Sc : Schmidt 수
$\overline{Sh}$: Sherwood 수, $h_m D_h/D_{naph}$
Sh : x/D_h 방향으로의 평균 Sh 수
T.E.S. : 막냉각홀 후연면
$T.I.$: 주유동의 난류강도
U_∞ : 주유동 속도
U_2 : 냉각유체의 분사속도
x, y : 원점으로부터의 좌표계, Fig. 1

그리스문자

ρ_2 : 이차유동의 밀도
ρ_s : 고체나프탈렌의 밀도

* 회원, 연세대학교 대학원
** (주)삼성전자 종합기술원
† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과
E-mail: hhcho@yonsei.ac.kr
TEL:(02)2123-2828 FAX:(02)312-2159

$\rho_{v,w}$: 나프탈렌표면에서의 나프탈렌 증기밀도
$\rho_{v,\infty}$: 분사제트의 나프탈렌 증기밀도
ρ_{∞} : 주유동의 밀도
$d\tau$: 나프탈렌 표면의 유동장 노출시간

1. 서 론

가스터빈엔진의 효율을 높이기 위해서는 터빈 입구온도를 높이는 것이 필수적이다. 따라서, 최근 1,400~1,500℃를 상회하는 터빈입구온도로 인하여 가스터빈엔진의 효율과 성능은 증가되는 반면 내열도가 높은 소재의 사용과 함께 고효율의 냉각기술이 요구되고 있다. 이러한 냉각기술 중에서 막냉각은 요소표면상의 구멍이나 슬롯을 통하여 저온의 유체를 고온가스와 고체표면상에 분사하여 일종의 단열막을 형성함으로써 표면을 고온가스로부터 보호하는 냉각기법으로써, 고온 요소의 냉각을 위한 대표적인 냉각방법 중의 하나이다. 막냉각은 연속적인 슬롯을 통해 냉각유체를 분사하는 것이 가장 효과적인 것으로 알려져 있으나, 지금까지는 강도와 제작상의 문제로 인해 일열 이상의 이산된 원형 내지 변형된 원형의 막냉각홀이 주로 사용되고 있다. 하지만, 최근 들어서 제작기술의 발달과 더불어 연속적인 슬롯에 가까운 형태로서 일열 이상의 이산된 사각 내지는 변형된 사각형태의 막냉각홀이 사용되고 있다.

막냉각에서의 열전달해석을 보다 정확히 하기 위해서는 홀 하류영역에 대한 연구와 더불어 분사홀 인접영역 및 홀 내부에서의 유동 및 열전달에 대한 이해가 필요하며 최근 들어 많은 연구가 이루어지고 있다.[1-4] 하지만 대부분 연구는 막냉각홀의 단면이 원형인 경우에 국한되어 있으며 단면이 사각형상인 막냉각홀에 대해 막냉각성능이나 홀 내부유동, 열전달에 대한 연구는 거의 전무한 실정이다. Muldoon 과 Acharya[5], Licu 등[6]이 단면이 정사각형이고 주유동에 대해 수직 또는 30°의 분사각도를 가지는 막냉각홀에 대하여 막냉각홀 하류의 유동 및 냉각특성에 대한 연구를 수행하였다.

본 논문에서는 사각형상의 단면을 갖는 막냉각홀 내부에서의 유동 및 열/물질전달특성을 고찰하였다. 막냉각홀로 유입되는 2차유동의 실제 응용에서는 대칭적인 입구유동 및 유로형상을 갖고 있지 않기 때문에 현실적인 적용을 위해서는 입구유동 및 유로형상이 대칭이 아닌 경우에 대한 실험 및 연구가 필요하다. 따라서, 본 논문에서는 비대칭적인 2차유동 입구조건을 갖는 정사각 막냉각홀에 대하여 홀 내부에서의 유동 및 열/물질전달특성을 고찰하고, 대칭적인 입구조건을 갖는 정사각 막냉각홀 내부에서의 유동 및 열/물질전달특성과 비교, 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

비대칭 입구유로조건인 경우 사각막냉각홀 내부에서의 열전달 특성을 고찰하기 위한 실험장치는 크게 수축부, 시험부, 디퓨져, 송풍기, 이차유동 분사장치로 이루어져있으며, 전체적인 구성 및 실험조건은 대칭 입구유로조건과 동일하다.

Fig. 1는 시험부에 사각 막냉각홀이 설치된 경우에 대한 개략적인 그림이다. 사각 막냉각홀은 단면이 50 mm×50 mm로써, 수력직경(hydraulic diameter)이 50 mm이며, 이후 제시되는 길이는 모두 수력직경 D_h로 무차원화하였다. 홀의 길이, L은 $2D_h$ (100 mm)로서 홀입구에서 박리된 유동이 홀내부면에 충분히 재부착하도록 하여 분사유동과 주유동의 상호작용에 입구영역의 영향을 최소화하도록 설계하였다.[7]

막냉각홀 입구유동을 비대칭 입구유동 조건으로 하기 위하여 그림에서 제시된 바와 같이 막냉각홀을 덕트의 벽면으로부터 한쪽 면(x/D_h=1~2)은 $1.5D_h$ (75 mm), 다른 한쪽 면(x/D_h=0~3)은 $2D_h$ (100 mm) 떨어지도록 하였다.

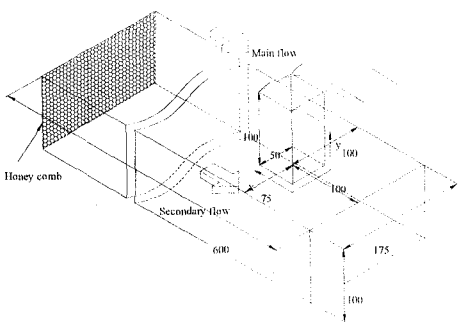


Fig. 1 Schematic view of duct with asymmetric inlet flow conditions

2.2 승화깊이 측정장치

열/물질전달계수를 계산하기 위해서 시험시편의 나프탈렌층의 표면형상을 실험전후에 측정하여 실험 중 승화된 나프탈렌의 깊이를 측정한다. 이를 위한 측정장치는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer; LBB-375TA-020) 및 2차원 자동이송장치로 구성된다. 측정장치의 자세한 사양은 이동호 등[8]과 동일하다.

2.3 열/물질전달계수

국소 물질전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{v,w} - \rho_{v,\infty}} = \frac{\rho_s (dy/d\tau)}{\rho_{v,w}} \qquad (1)$$

여기서, 주유동에는 나프탈렌이 포함되어있지 않으므로 $\rho_{v,\infty}$=0이다. 물질전달계수의 무차원 형태인 Sherwood 수는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathrm{Sh} = \frac{h_m D_h}{D_{naph}} \qquad (2)$$

여기서, D_{naph}는 Goldstein과 Cho[9]가 제시한 나프탈렌의 물성치에 근거하였다.

앞에서 계산된 물질전달계수는 열전달과 물질전달간의 상사성을 이용하여 열전달계수로 전환할 수 있다.[10]

실험결과에 대한 오차해석은 Kline과 McClintock[11]이 제시한 방법을 이용하여 95%의 신뢰도로 불확실성 해석을 하였으며, 전체적으로 7.1% 이내의 불확실성을 갖는 것으로 나타났다. 이와 같은 불확실성은 대부분 나프탈렌의 물성치의 불확실성에 기인하는 것으로 나타났다.

2.4 수치계산

비대칭 입구유동조건을 갖는 정사각 막냉각홀 내부의 유동특성을 고찰하기 위해 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 수치해석을 수행하였다. 계산 모델은 3차원 비압축성 유동의 정상상태로 가정하고, RNG k-ε 난류 모델을 사용하였으며, 계산영역의 치수는 실험장치와 동일하다. 전체 격자의 수는 약 400,000개로 격자수가 수치해석 결과에 영향을 주지 않도록 선택하였으며 벽 근처에 조밀하게 주었다.

Table 1 Experimental conditions

Hydraulic diameter	Secondary flow		Main flow	Blowing rate
D_h	U_2 (m/s)	Re_{Dh}	U_∞ (m/s)	M
50	4.8	15,000	12.3	0.39
	7.8	25,000	0	free jet
			10	0.78
			20	0.39*
	10.2	32,000	26	0.39

(* : numerical simulation)

주유동의 평균유속과 난류강도는 각각 20 m/s, 0.5%이며, 2차유로 입구에서의 평균유속과 난류강도는 1.3 m/s, 2.0%로 설정하였으며, 이때 분사율은 M=0.39에 해당한다.

3. 결과 및 토의

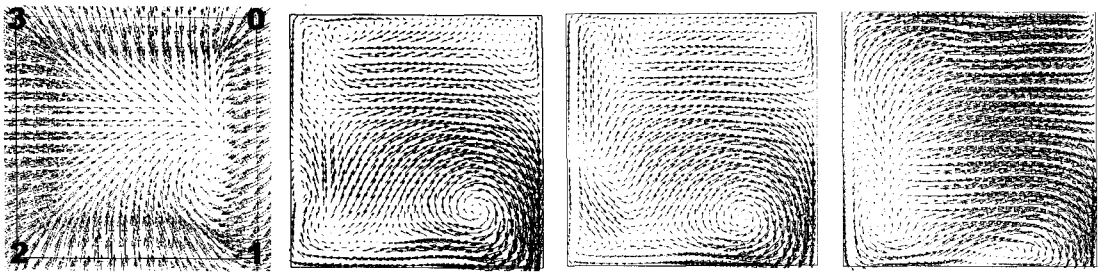
본 연구에서는 정사각 막냉각홀에 대하여 비대칭 입구유동조건을 갖는 경우 분사율 및 홀 내부 Reynolds 수 변화에 따른 홀 내부에서의 유동/열전달특성을 고찰하였으며, 이에 대한 조건은 표1에 제시되어 있다.

3.1 막냉각홀 내부에서의 유동특성

본 연구에서는 비대칭 입구유로 조건을 갖는 정사각막냉각홀 내부에서의 유동특성을 정성적으로 고찰하기 위해 수치해석적 연구를 수행하였다.

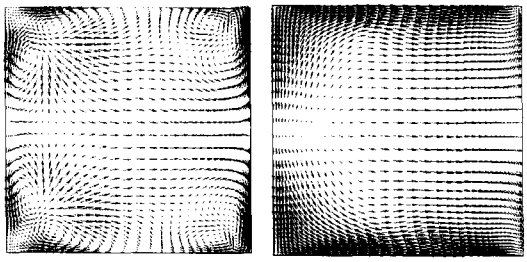
Fig. 2는 정사각 막냉각홀 내부유동에 대한 결과를 벡터선도로 표시한 것으로서 꼭지점에 표시한 숫자는 x/D_h 좌표를 뜻한다. 따라서, $2<x/D_h<3$인 면은 전연면, $0<x/D_h<1$인 면은 후연면에 해당한다.

비대칭 입구유로 조건인 경우, 대칭 입구유로 조건의 경우와 완전히 다른 유동현상이 관찰된다. y/D_h=0.0의 경우(Fig. 2(a)), 홀 내부로 유동이 유입될 때 x/D_h=1.0 쪽 모서리로 유동이 모이면서 회전유동(swirl flow)이 형성되기 시작하며, 이러한 회전유동은 2차유동 공급유로에서 홀과의 상대적 위치가 먼 쪽($-1<x/D_h<0$ 쪽 또는 $3<x/D_h<3$ 쪽)에서 돌아 들어오는 형태를 갖는다.



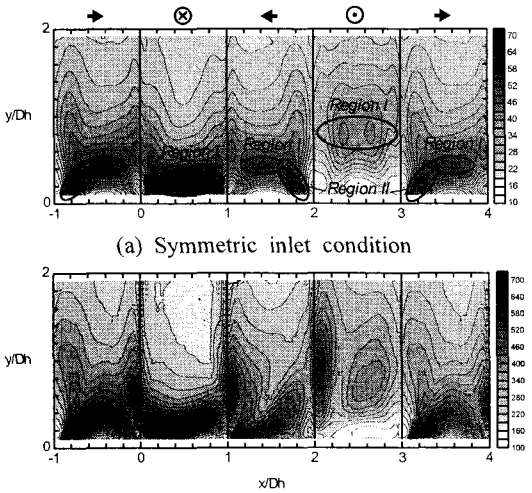
(a) y/D_h=0.0 (b) y/D_h=0.6 (c) y/D_h=1.2 (d) y/D_h=1.8

Fig. 2 Velocity vector plots in square film cooling hole with asymmetric inlet condition (not in scale)



(a) y/D_h=0.6 (b) y/D_h=1.8

Fig. 3 Velocity vector plots in a square injection hole with symmetric inlet condition (not in scale)



(a) Symmetric inlet condition

(b) Asymmetric inlet condition

Fig. 4 Contour plots of Sh for different inlet flow conditions without mainstream at Re_{Dh}=25,000

이후에 하류방향으로 진행하면서 홀 내부에 비대칭적인 하나의 큰 회전유동이 형성되어 Fig. 3(a)에 나타난 대칭 입구조건인 경우와 완전히 다른 유동형태가 나타난다.

홀의 중간부분 이후(y/D_h=1.2)까지도 이러한 유동현상이 지배적인 것을 알 수 있다. 따라서, 이러한 비대칭적인 유동현상으로 인하여 홀 내부에서의 열/물질전달 특성도 매우 비대칭적으로 형성될 것으로 예상된다. y/D_h=1.8인 경우(Fig. 2(d)), 주유동의 영향으로 인하여 홀 내부 유동이 후연면 쪽으로 향하면서, 회전유동의 규모가 상당히 축소되는 것을 알 수 있다.

3.2 막냉각홀 내부에서의 열/물질전달특성

3.2.1 분사율 변화효과

비대칭 입구유동조건을 갖는 막냉각홀에서 분사율 변화에 따른 정사각막냉각홀 내부에서의 열/물질전달 특성변화에 대한 실험을 수행하였다.

Fig. 4는 주유동이 없는 경우 사각 막냉각홀 내부 표면에서의 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 그림의 상단에 표시된 ⊗(T.E.S.), ⊙(L.E.S.), ➔, ➔, 등의 기호는 각 면을 내부에서 바라보았을 때 주유동의 방향을 표시하며, 편의상 주유동이 없는 경우에 대해서도 동일하게 사용하였다. 또한 $3\le x/D_h\le 4$ 면은 $-1\le x/D_h\le 0$ 면과 동일한 결과로서 각 면에 대한 대칭성을 확인하기 위해 추가로 도시하였다.

2차유로가 대칭조건인 경우(Fig. 4(a)), $y/D_h\le 1$인 영역에서 높은 열/물질전달특성을 보이는 영역은 홀 내부 유동특성에 따라 크게 2영역으로 나뉘게 된다. 영역 1은 입구유동을 마주보거나 등진 $0\le x/D_h\le 1$ 면(T.E.S.) 또는 $2\le x/D_h\le 3$ 면(L.E.S.)에서 크게 나타나며, 이 영역은 홀 내부로 유입되는 유동이 홀 입구모서리에서 박리되었다가 재부착하면서 나타나는 영역이다.

2차유로가 비대칭인 경우, 유동 계산결과로부터 예상할 수 있듯이, 홀 입구영역에서부터 형성된 회전유동으로 인하여 대칭인 경우와는 매우 상이한 열/물질전달계수 분포를 갖는다.

후연면에서의 전반적인 열전달특성은 대칭조건인 경우와 유사하지만, 재부착 지점이 한쪽으로 치우치는 것으로 나타났다.

홀의 옆면의 경우를 보면, 유동이 돌아들어오는 면, 즉 2차유동 공급유로에서 홀과의 상대적 위치가 먼 쪽면($-1<x/D_h<0$)에서의 열/물질전달계수 분포는 대칭조건인 경우와 유사한 것으로 나타났다. 하지만, 반대쪽 옆면의 경우, 회전유동의 영향으로 인하여 홀 입구부근에서의 열/물질전달촉진영역이 후연면 쪽에서 전연면 쪽으로 향하는 형태로 나타나며, 대칭조건인 경우에 비해 모서리 와류로 인한 열/물질전달 촉진정도가 더 큰 것으로 나타났다.

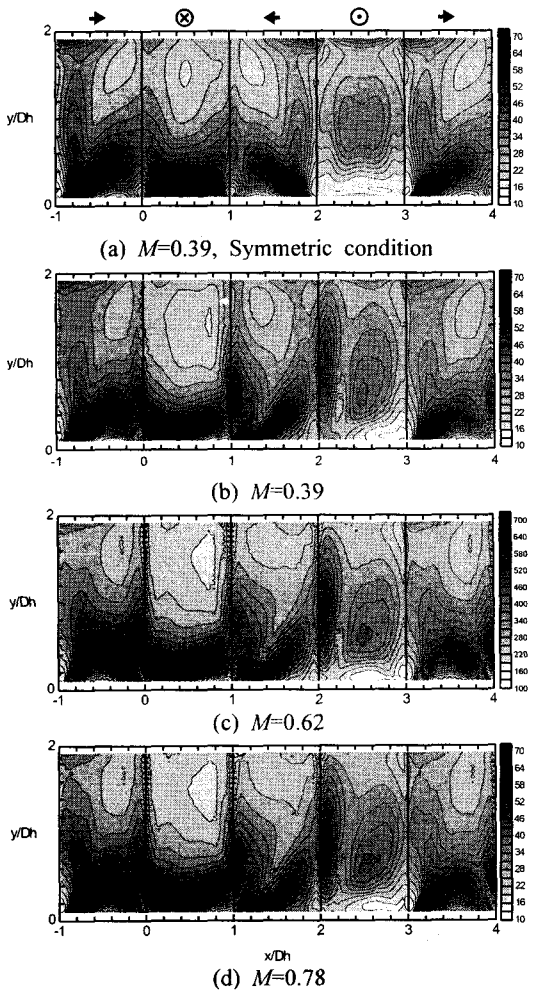
전연면에서는 회전유동의 재부착현상과 모서리 와류의 발생 등으로 인하여 x/D_h=2 부근에 큰 촉진영역이 형성된다. 이러한 영향으로 인하여, 막냉각홀로 유입되는 유동의 재부착에 의한 촉진영역은 대칭조건인 경우에 비해 크기가 작으며, 한쪽으로 치우치는 것을 알 수 있다. 하지만, 홀 하류로 진행하면서 전연면 쪽의 모서리 부분(x/D_h=2.0)을 제외하고는 대체적으로 대칭조건인 경우와 유사한 분포를 갖는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 비대칭 2차 유로조건인 경우 Re_{Dh}=25,000일 때 분사율 변화시의 열/물질전달계수의 분포를 나타내는 그림이다.

주유동이 없는 앞선 경우와 비교했을 때 대략 y/D_h=1 이하의 영역에서는 전체적으로 차이를 보이지 않으며, 이로부터 주유동이 막냉각홀 내부 유동 및 열/물질전달특성에 영향을 거의 미치지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 5(a)와 5(b)에 제시된 바와 같이 M=0.39인 경우 대칭유로 조건인 경우와 비교하여 보면, 주유동이 없는 경우와 마찬가지로 $-1<x/D_h<0$ 면에서의 분포는 거의 유사하지만 다른 면에서의 분포는 비대칭적으로 나타나는 것을 알 수 있다.

후연면에서의 재부착에 의한 촉진영역은 좌측으로 약간 편향되어 있으며, x/D_h=1.0인 모서리에서는 모서리 와류로 인한 촉진영역이 관찰된다. 또한 비대칭 2차유로로 인하여 홀 입구영역에서 회전유동이 발생하기 때문에 $1<x/D_h<2$ 면에서는



(a) M=0.39, Symmetric condition

(b) M=0.39

(c) M=0.62

(d) M=0.78

Fig. 5 Contour plots of Sh for various blowing rates with asymmetric inlet condition at Re_{Dh}=25,000

대칭조건의 경우와 유입유동의 방향이 다르기 때문에 열/물질전달계수 분포가 반대로 나타나는 것을 알 수 있다. 또한, 이러한 회전유동의 영향으로 인하여 전연면과 옆면 사이의 모서리 부분(x/D_h=2.0)에서 열/물질전달 촉진영역이 형성되며, 전연면에서의 재부착에 의한 촉진영역이 한쪽으로 편향, 축소되는 것으로 나타났다.

분사율이 낮을 때, 유로조건이 대칭인 경우와 비대칭인 경우 모두 y/D_h>1.8인 홀 출구영역에서 주유동의 영향으로 열/물질전달계수가 약간 증가하는 것으로 나타났으나, 비대칭 유로조건의 경우가 대칭 유로의 경우에 비해 증가되는 정도가

낮으며, 촉진영역 또한 작은 것으로 나타났다.

따라서, 막냉각홀의 입구유로와 홀 사이의 상대위치가 대칭이 아닌 경우, 홀 내부의 유동장의 변화로 인하여 홀 출구영역에서의 열/물질전달 특성에 대한 주유동의 영향이 감소되는 것을 알 수 있다.

분사율이 높은 경우(Fig. 5(c), (d)), 홀 입구영역에서의 열/물질전달계수 분포는 분사율이 낮은 경우와 거의 동일한 것으로 나타났다. 하지만, 대칭 유로조건인 경우와 마찬가지로 분사율이 증가함에 따라 홀 출구영역(y/D_h>1.8)에서의 주유동의 영향이 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 분사율 변화에 따른 홀 내부에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. Fig. 6(a)에 제시된 홀 입구영역(y/D_h=0.2)에서의 분포를 보면, 비대칭 유로조건의 경우 매우 불균일하며 비대칭적인 분포를 가지며, 이러한 분포는 분사율에 관계없이 거의 일정한 것을 알 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 후연면에서는 유동의 재부착에 의한 극대값이 한쪽으로 치우쳐서 나타난다. 대칭조건인 경우 극대값의 중심이 x/D_h=0.5 부근에 형성되었지만, 비대칭 조건인 경우, x/D_h≅0.35에서 형성되며, 그 값이 약 30% 정도 높게 나타났다.

-1<x/D_h<0면에서는 열/물질전달계수의 분포가 대칭 입구유동 조건과 유사한 것으로 나타났으나, 1<x/D_h<2면에서 모서리쪽에 두 개의 극대값이 형성된다. 이는 회전유동이 충돌하면서 발생하는 것으로 생각된다. 반면에 대칭조건인 경우에는 전연면 쪽으로부터 박리되는 유동에 의해 x/D_h=1.75 부근에 하나의 극대값이 발생하는 것으로 나타났다.

y/D_h=1.0인 경우(Fig. 6(b)), 사각홀의 모서리부분에 비대칭적인 모서리 와류 등으로 인한 작은 극대값이 형성되는 것을 제외하면 대칭 조건인 경우와 거의 유사하며, 어느 정도 균일한 분포를 갖는 것으로 나타났다.

Fig. 6(c)에 제시된 바와 같이 홀 출구부근(y/D_h=1.9)에서는 대칭조건인 경우와 마찬가지로 분사율이 높은 경우일수록 전연면에서의 값이 낮게 나타났다. 이는 분사율이 증가함에 따라 홀 내부에서 주유동이 미치는 영향이 적어지기 때문이다. 분사율이 낮은 경우 (M=0.39), 대칭입구조건의 경우에 비해 비대칭 입구조건인 경우가 값

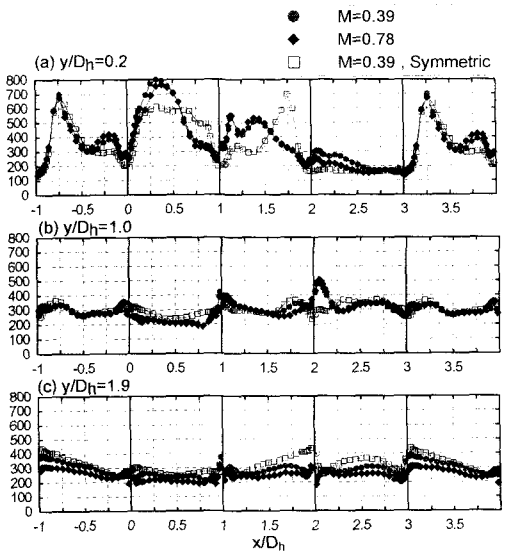


Fig. 6 Local distributions of Sh for various blowing rates with asymmetric inlet condition at Re_{Dh}=25,000

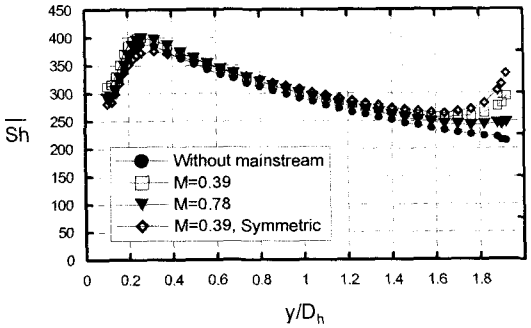


Fig. 7 Average Sherwood number distributions for various blowing rates with asymmetric inlet condition at Re_{Dh}=25,000

이 더 낮게 나타났으며, 이로부터 비대칭 입구조건인 경우가 홀 출구영역에서 주유동의 영향을 적게 받는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 x/D_h 방향으로 평균한 열/물질전달계수의 분포를 분사율 변화에 따라 그린 그림이다.

평균 재부착 지점은 2차 덕트의 입구조건에 상관없이 거의 동일하며, y/D_h≅0.3부근에서 형성되며, 입구에서 형성되는 회전유동 및 와류의 영향으로 대칭입구조건의 경우보다 약간 더 높은 값을 갖는 것으로 나타났다. 이후 하류로 진행하면서, 단조 감소하는 분포를 보인다. 하지만, 주

유동이 존재하는 경우, y/D_h=1.4 이후부터 주유동의 영향이 나타나며, 분사율이 낮을수록 영향이 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한, 앞서 언급한 바와 같이 비대칭 입구조건인 경우가 대칭 입구조건인 경우에 비해 값이 낮으며, 주유동의 영향을 덜 받는 것을 알 수 있다.

3.2.2 Reynolds 수 변화효과

Fig. 8은 분사율 M=0.39인 경우 홀 Re 수가 Re_{Dh}=15,000과 Re_{Dh}=32,000일 경우에 대한 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다.

Re_{Dh}=25,000인 경우(Fig. 5(a))와 비교했을 때 열/물질전달계수가 상대적으로 높고 낮음을 제외하고는 전체적으로 분포는 거의 동일한 것으로 나타났다. 즉, 비대칭적인 입구조건에 의해 형성되는 홀 내부의 유동 및 열/물질전달 특성은 유속에 상관없이 일정한 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 x/D_h 방향으로 평균한 열/물질전달계수의 분포를 Reynolds 수 변화에 따라 나타내는 그림이다. 앞에서 언급했듯이, Reynolds 수의 증가와 함께 전체적으로 열/물질전달계수가 증가하지만, 경향은 동일한 것을 알 수 있다.

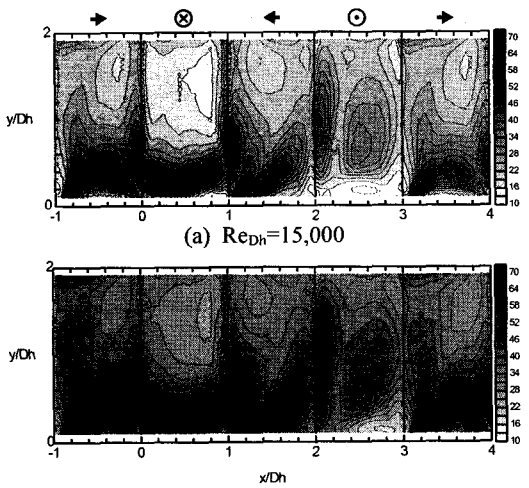
4. 결론

본 연구에서는 비대칭 입구유동조건을 갖는 정사각 막냉각홀 내부에서의 유동 및 국소 열/물질전달특성을 고찰하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 비대칭 입구유동조건을 갖는 경우, 유동의 박리 및 재부착 등 전반적인 유동현상은 대칭 입구유동조건인 경우와 유사하지만, 비대칭적인 회전유동이 발생하기 때문에 홀 내부 유동의 재부착 지점이 변화하며, 사각홀 내부 모서리에 비대칭적인 와류가 형성된다. 따라서, 사각홀 내부 표면에서 비대칭적인 열/물질전달계수 분포가 나타났다.

(2) 사각홀 입구영역에서는 분사율에 상관없이 유사한 열/물질전달계수 분포가 나타났다. 홀 출구 영역에서는 분사율이 낮을수록 주유동의 영향이 크게 나타났으나, 대칭 입구유로 조건의 경우에 비해 그 영향이 적은 것으로 나타났다.

(3) Reynolds 수 변화에 따른 홀 내부에서 열/물질전달특성은 변화하지 않았으며, 전체적인 값



(a) Re_{Dh}=15,000

(b) Re_{Dh}=32,000

Fig. 8 Contour plots of Sh for different Reynolds number with asymmetric inlet condition at M=0.39

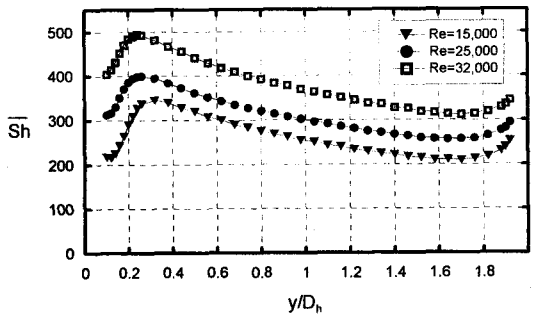


Fig. 9 Average Sherwood number distributions for various Reynolds number with asymmetric inlet condition at M=0.39

의 변화만이 관찰되었다.

(4) 비대칭 입구유동조건에 의하여 형성된 비대칭적인 유동 및 열/물질전달계수 특성은 분사율 및 Re 수 변화에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며, 이로부터 홀 내부의 전반적인 유동 및 열/물질전달 특성은 입구유로의 형상 및 홀과의 상대적 위치 등 형상의 영향이 지배적인 것을 알 수 있다.

참고문헌

(1) Andreopoulos, J., 1982, "Measurements in a Jet-Pipe Flow Issuing Perpendicularly into a

Cross Stream," *J. of Fluids Engineering*, Vol. 104, pp. 493～499.

(2) Leylek, J. H. and Zerkle, R. D., 1994, "Discrete-Jet Film Cooling: A Comparison of Computational Results with Experiments," *J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 358～368.

(3) Cho, H. H. and Goldstein, R. J., 1995, "Heat(Mass) Transfer and Film Cooling Effectiveness with Injection through Discrete Holes: Part Ⅰ-within Holes and on the Back Surface," *J. of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 441～451.

(4) Cho, H. H. and Goldstein, R. J., 1995, "Heat(Mass) Transfer and Film Cooling Effectiveness with Injection through Discrete Holes: Part II -on the Exposed Surface," *J. of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 451～460.

(5) Muldoon, F. and Acharya, S., 1999, "Numerical Investigation of the Dynamical Behavior of a Row of Square Jets in Crossflow over a Suface," *ASME Paper* No. 99-GT-127.

(6) Licu, D. N., Findlay, M. J., Gartshore, I. S. and Salcudean, M., 1999, "Measurements of Heat Transfer Characteristics for Film Cooling Applications," *ASME Paper* No. 99-GT-167.

(7) Hay, N. and Lampard, D., 1995, "The Discharge coefficient of Flared Film Cooling Holes," *ASME Paper* No. 95-GT-15.

(8) 이동호, 김병기, 조형희, 1999, "분사각도변화에 따른 단일 막냉각홀 주위에서의 열/물질 전달 및 막냉각효율 특성," 1998, 대한기계학회 논문집(B) 제22권 제10호 pp. 1434～1445.

(9) Goldstein, R. J. and Cho, H. H., 1995, "A Review of Mass Transfer Measurement Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416～434.

(10) Eckert, E. R. G., 1976, Analogies to Heat Transfer Processes, in *Measurements in Heat Transfer*, ed. Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., pp. 397-423, Hemisphere Pub., New York

(11) Kline, S. J. and McClinetock, F., 1953, "Describing uncertainty in single sample experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3～8.