

< 논문 >

초기 횡방향 유동이 존재하는 충돌제트/유출냉각에서 원형핀이 설치된 유출면에서의 열/물질전달 특성

홍성국* · 이동호** · 조형희†
(2005년 1월 27일 접수, 2005년 6월 8일 심사완료)

Heat/Mass Transfer on Effusion Plate with Circular Pin Fins for Impingement/Effusion Cooling System with Intial Crossflow

Sung Kook Hong, Dong-Ho Rhee and Hyung Hee Cho

Key Words: Impingement/Effusion Cooling(충돌제트/유출냉각), Initial Crossflow(초기 횡방향 유동), Circular Pin Fin(원형핀), Heat/Mass Transfer(열/물질전달)

Abstract

Impingement/effusion cooling technique is used for combustor liner or turbine parts cooling in gas turbine engine. In the impingement/effusion cooling system, the crossflow generated in the cooling channel induces an adverse effect on the cooling performance, which consequently affects the durability of the cooling system. In the present study, to reduce the adverse effect of the crossflow and improve the cooling performance, circular pin fins are installed in impingement/effusion cooling system and the heat transfer characteristics are investigated. The pin fins are installed between two perforated plates and the crossflow passes between these two plates. A blowing ratio is changed from 0.5 to 1.5 for the fixed jet Reynolds number of 10,000 and five circular pin fin arrangements are considered in this study. The local heat/mass transfer coefficients on the effusion plate are measured using a naphthalene sublimation method. The results show that local distributions of heat/mass transfer coefficient are changed due to the installation of pin fins. Due to the generation of vortex and wake by the pin fin, locally low heat/mass transfer regions are reduced. Moreover, the pin fin prevents the wall jet from being swept away, resulting in the increase of heat/mass transfer. When the pin fin is installed in front of the impinging jet, the blockage effect on the crossflow enhances the heat/mass transfer. However, the pin fin installed just behind the impinging jet blocks up the wall jet, decreasing the heat/mass transfer. As the blowing ratio increases, the pin fins lead to the higher Sh value compared to the case without pin fins, inducing 16%~22% enhancement of overall Sh value at high blowing ratio of $M=1.5$.

기호설명

d : 분사홀 및 유출홀의 내경
 D_{cp} : 원형핀 직경
 D_h : 덕트 수력직경

D_{naph} : 공기 중에서의 나프탈렌의 물질확산계수
 H : 분사판과 유출판 사이의 간격
 h_m : 물질전달계수
 M : 분사비, Q_c/Q_i
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 P_{hole} : 분사홀 또는 유출홀 사이의 간격
 Q_c : 횡방향 유동의 유량
 Q_i : 분사제트의 유량
 Re_d : Reynolds 수, $Re_d = \rho V_d / \mu$
 Re_{Dh} : 덕트수력직경에 기초한 Reynolds 수

* 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 연세대학교 기계공학과
† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2828 FAX : (02)312-2159

- S_L : 원형핀 사이의 횡방향 간격[Fig. 2(b)]
 S_T : 원형핀 사이의 종방향 간격[Fig. 2(b)]
 Sc : Schmidt 수
 \overline{Sh} : Sherwood 수, 식 (2)
 Sh : 전체 평균 Sherwood 수
 t : 분사관의 두께
 V_c : 횡방향 유동의 유속
 V_i : 분사제트의 유속
 W : 유로의 폭
 x, z : 유출홀 중심으로부터의 좌표[Fig. 1(b)]

1. 서론

가스터빈 엔진의 열효율과 성능 향상을 위해 터빈입구 온도는 계속적으로 증가되고 있다. 그러나 이는 연소실(combustor liner) 내벽 및 터빈 블레이드(blade)와 베인(vane)에 더 많은 열부하를 가중시켜 제품의 수명을 단축시키게 된다. 따라서, 고온의 연소가스로부터 연소실 벽면 및 터빈의 블레이드와 베인을 보호하고 적정 수명을 유지하기 위해 가스터빈 요소 냉각기술에 대한 중요성은 더욱 커지고 있다.

가스터빈에는 막냉각(film cooling), 충돌제트 냉각(impingement jet cooling), 내부관 냉각(internal passage cooling) 등과 같은 다양한 냉각방법들이 적용되고 있으며 최근에는 보다 높은 냉각성능을 얻기 위해 단일 냉각방법들을 결합한 복합냉각기술의 연구들이 이루어지고 있다. 이러한 복합냉각기술들중에 충돌제트/유출냉각기법(impingement/effusion cooling)은 연소실이나 터빈블레이드와 같은 고온요소의 내부표면을 충돌제트를 이용하여 냉각시킨 후, 막냉각을 통하여 고온가스와 접촉하는 표면을 보호하는 방법으로써 충돌제트냉각과 막냉각의 효과를 동시에 얻을 수 있는 장점으로 많은 관심의 대상이 되고 있다.

지금까지 충돌제트/유출냉각에 대한 연구들을 살펴보면 유출홀 크기 및 배열이나 충돌제트/유출유량 변화와 같은 기본적인 연구들이 진행되어 Hollwarth 등,^(1,2) Cho 등,⁽³⁻⁵⁾ Yoon 등⁽⁶⁾은 횡방향 유동이 없는 단순 충돌유출냉각에 대한 연구를 통해 유출홀 설치로 인해 단순 배열충돌제트에 비해 높은 열전달 냉각성능이 나타남을 확인하였다. 또한 실제 연소실 내벽의 상류영역 또는 터빈블레이드의 전연부(leading edge)냉각으로 이용

되는 냉각유체로 인해 발생하는 횡방향 유동(crossflow)에 대한 연구들이 이루어져 왔다. Metzger와 Korstad,⁽⁷⁾ Florschuetz 등,⁽⁸⁾ Haiping 등,⁽⁹⁾ Yoon 등,⁽¹⁰⁾은 0.1에서 3까지 다양한 분사비(M)에 따른 횡방향 유동에 대한 연구를 수행하여 배열 충돌제트에서 횡방향 유동이 상류영역에서 열전달에 좋지 못한 영향을 끼치는 것으로 보고하였다. 최근 들어, Rhee 등⁽¹¹⁾에 의해 충돌제트/유출냉각에서 횡방향 유동이 존재하는 경우, 횡방향 유동의 유량이 증가함에 따라 충돌제트에 의한 열전달 성능이 크게 감소되면서 유출홀간의 사이영역에서 낮은 열전달 분포가 형성됨을 보였다.

이러한 횡방향 유동으로 야기되는 열전달 성능의 저하를 해결하기 위해서 횡방향 유동이 존재하는 배열제트에 요철(rib turbulators)을 이용한 연구들이 Haping 등⁽¹²⁾과 Gau와 Lee⁽¹³⁾에 의해 수행되었다. 특히, Rhee 등⁽¹⁴⁾은 충돌제트/유출냉각 시스템에 다양한 요철을 설치한 결과, 벽제트가 횡방향 유동에 의해 휩쓸려 가는 것을 막아줌으로써 보다 높은 냉각성능이 얻어지는 것으로 보고하였다. 그러나 횡방향 유동에 의해 야기되는 냉각성능 저하를 개선하기 위한 충돌제트/유출냉각기법에 대한 연구들은 아직까지 많이 이루어지지 못한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 횡방향 유동에 의해 발생하는 낮은 열전달 영역을 감소시켜 보다 균일한 냉각성능을 얻으며 구조적으로 안정된 냉각방법을 얻기 위해 초기 횡방향 유동이 존재하는 충돌제트/유출냉각방법에 대하여 원형핀(circular pin fin)을 설치하여 실험을 수행하였다. 이 때, 설치된 원형핀의 개수와 배열 및 횡방향 유동 유량을 변화시켜가며 실험을 수행하였고 원형핀이 설치되지 않은 경우와 냉각성능을 비교하였다. 본 연구에서는 전체적인 열/물질전달 특성과 함께 국소적인 열/물질전달 특성을 고찰하기 위하여 물질전달실험방법 중의 하나인 나프탈렌 승화법을 이용하여 유출판 표면에서의 열/물질전달 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 분사부, 유출부, 횡방향 유동부로 구성되며 실험장치의 자세한 구

성 및 사양은 Rhec 등⁽¹¹⁾에 제시된 바와 같다.

Fig. 1은 시험부 및 유출판(effusion plate)의 개략도를 나타내는 것이다. 본 연구에서는 연소실(combustor liner)내벽과 베인 또는 블레이드의 중심영역(midcore)에 적용되는 충돌제트/유출냉각을 모사하기 위하여 Fig. 1(a)와 같이 시험부는 윗면에 분사판, 아래 부분에 유출판을 설치하고 그 사이에 횡방향 유동이 지나는 덕트를 설치하였다. 이 때, 덕트의 단면은 300 mm(*W*)×20 mm(*H*)이며, 수력직경(*D_h*)은 37.5 mm이다. 균일한 횡방향 유동을 얻기 위해 면적비 6:1인 수축부를 설치하였으며 덕트의 입구에서 첫 분사홀 열까지의 거리는 400 mm(10.7*D_h*)에 해당된다. 또한, 덕트입구부에 와이어(trip wire)와 사포(sand paper)를 설치하여 측정영역에서 완전 발달된 난류유동을 얻었다.

유출판 내부표면에서의 열전달 계수는 유출판 외부에서의 횡방향 유동(주유동)에 의한 영향을 받지 않은 것으로 Cho 등⁽¹²⁾에 의해 보고된 바 있다. 따라서, 본 연구에서는 유출판 외부에서의 유동 영향을 고려하지 않았다.

Fig. 1(b)는 시험부에서 유출판의 개략도를 나타내는 것으로 국소 열/물질전달 계수를 측정하기 위하여 나프탈렌이 주조된 시험시편을 유출판에 설치하였다. 이 때, 시험시편은 총 4개의 유출홀을 갖도록 하였으며 코팅되는 나프탈렌의 면적은 8.4*d*×28*d*에 해당된다.

분사홀과 유출홀의 직경은 10 mm이며, 판의 높이는 20 mm(*t/d*=2.0)이다. 분사판과 유출판은

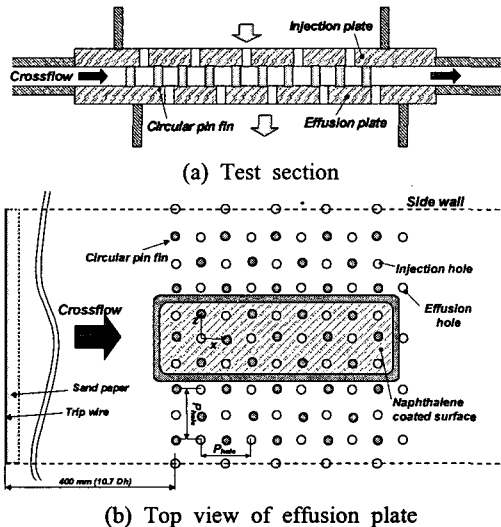


Fig. 1 Schematic view of test section

각각 사각배열인 25(5×5)개의 홀을 갖으며, 홀 직경 대 간격(*P_{hole/d}*)은 6.0이다. 이 때, 분사판과 유출판의 홀 배열은 엇갈림 배열(staggered array)이 되도록 하였다. 그림에서 보는 바와 같이, 채널 내에 원형핀들을 설치하였으며 설치된 원형핀 배열은 다음 절에 제시하였다.

2.2 원형핀 개수 및 배열

본 연구에서는 설치된 원형핀 개수 및 배열 변화에 따른 열/물질전달 특성을 고찰하기 위하여 총 5가지의 원형핀 경우들에 대해서 실험을 수행하였다. Fig. 2는 원형핀들이 설치된 개략도를 나타낸 그림으로 본 연구에서는 각각의 경우를 CP0, CP1, CP2, CP1U, CP1D로 명명하였다.

모든 경우에 원형핀이 6*d* 간격으로 유출홀간 중심선상에 놓여있게 된다. CP1의 경우는 분사홀간 중심선상에 또 하나의 원형핀 열이 존재하며 CP2의 경우에는 두개의 추가적인 원형핀 열이 분사홀간 중심선상에서 1*d*만큼 떨어져 위치한다. 따라서, 원형핀의 개수는 CP0에 비해 CP1과 CP2가 각각 두 배와 세 배 증가되게 된다.

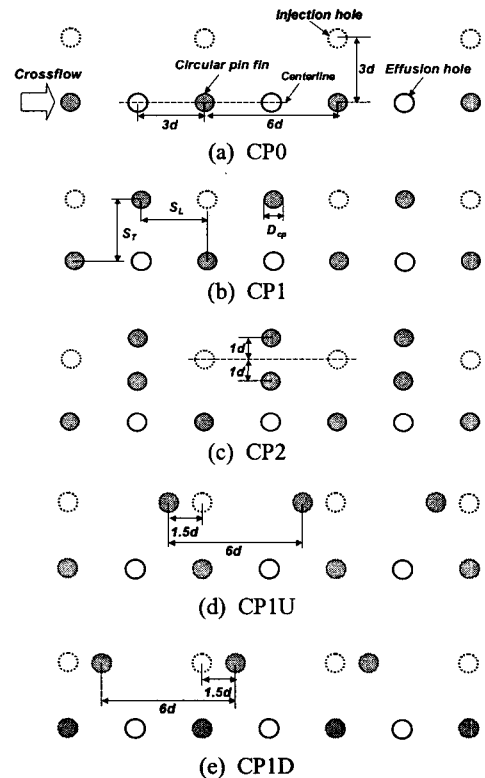


Fig. 2 Circular pin fin arrangements

Fig 2(d)와 2(e)에 나타난 CP1U와 CP1D는 CP1과 동일한 개수의 원형핀들이 설치된 경우로써 분사홀간 중심선상에 설치된 원형핀 위치가 달라진 경우이다. 그림에서 보는 바와 같이, CP1U와 CP1D는 분사홀 중심을 기준으로 원형핀이 각각 1.5d만큼 상류와 하류방향으로 이동된 경우이다.

채널 내에 설치된 원형핀의 직경은 10 mm이며 모든 원형핀의 높이는 채널 높이와 동일한 20 mm이다. 앞서 언급한 바와 같이, 설치된 원형핀의 개수 및 배열에 따라 원형핀들간의 거리가 변경되게 되므로 원형핀 배열 인자인 S_L 와 S_T 가 달라지게 된다. 본 실험에서 고려된 경우들의 원형핀들간의 배열 인자에 대한 자세한 사항은 Table 1에 제시되어 있다.

2.3 작동 조건

본 연구에서는 초기 횡방향 유동의 영향을 고찰하기 위해 분사제트의 유량을 일정하게 유지하고 이에 대한 횡방향 유동의 유량을 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 이 때, 횡방향 유동과 분사제트의 유량 비를 분사비라고 하였으며, 다음과 같이 정의된다.

$$M = Q_c / Q_j \tag{1}$$

원형핀이 설치된 경우 분사비를 0.5에서 1.5까지 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 이 때, 덕트의 수력직경을 기준으로 한 횡방향 유동의 Reynolds 수는 $Re_{Dh}=6,000\sim 18,000$ 에 해당한다.

분사비를 변화시키기 위하여 본 연구에서는 분사제트의 총 유량과 유출홀을 통해 나가는 유량을 홀 직경 기준 Reynolds 수 $Re_d=10,000$ 으로 일정하게 유지하고, 횡방향 유동의 유량을 변화시켰다.

2.3 열/물질전달 계수

본 연구에서 국소 열/물질전달 특성을 고찰하기 위하여 나프탈렌 승화법을 이용하였으며 실험에서 얻어진 물질전달 계수의 무차원 형태인 Sherwood 수는 다음과 같이 표현된다.

Table 1 Pin fin arrangement parameters

	CP0	CP1	CP2	CP1U	CP1D
S_L (mm)	60	30	30	15&45	15&45
S_T (mm)	60	30	20	30	30

$$Sh = h_m d / D_{naph} \tag{2}$$

여기서, 나프탈렌의 물질확산계수(D_{naph})와 국소 물질전달계수(h_m)의 수식은 Goldstein과 Cho⁽¹⁶⁾가 제시된 바와 같다. 앞에서 계산된 물질전달 계수는 Eckert⁽¹⁷⁾가 제시한 열전달과 물질전달간의 유사성을 이용하여 열전달 계수로 전환할 수 있으며, 그 식은 다음과 같다.

$$Nu/Sh = (Pr/Sc)^{0.4} \tag{3}$$

본 실험은 상온에서 이루어졌으며, 25°C 기준으로 $(Pr/Sc)^{0.4}=0.624$ 에 해당된다.

측정된 실험결과와의 오차해석은 Kline과 McClintock⁽¹⁸⁾이 제시한 방법을 이용하여 95%의 신뢰도로 불확실성 해석을 하였으며, 전체적으로 ±7.1% 이내의 불확실성을 갖는 것으로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

3.1 국소 열/물질전달 특성

3.1.1 원형핀이 설치되지 않은 경우

Fig. 3은 충돌제트/유출냉각에서 원형핀이 설치되지 않은 경우($M=1.0$), 열/물질전달 계수 분포를 색의 원(점선)과 검은색의 원(실선)은 각각 분사홀의 투영된 위치와 유출홀을 나타낸다.

초기 횡방향 유동이 존재하는 경우, 열/물질전달 촉진영역이 하류방향으로 치우쳐 비대칭적인 분포가 나타나며, 벽제트(wall jet)가 횡방향 유동에 의해 하류방향으로 흘러가면서 유출홀 사이에 열/물질전달 계수가 낮은 영역이 형성된다. 이와 같이 유출홀 사이에 국소적으로 열/물질전달 계수가 낮은 영역이 형성되기 때문에, 냉각성능을 향상시키기 위해서는 이 영역에서의 열/물질전달 증가가 필요함을 알 수 있다.

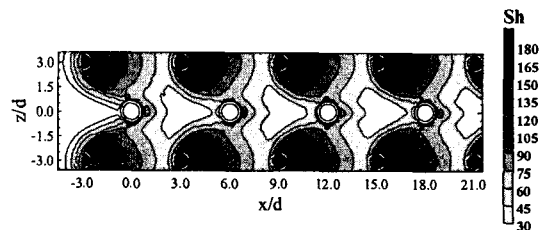


Fig. 3 Contour plots of Sh for impingement/effusion cooling without pin fins

3.1.2 원형핀이 설치된 경우

Fig. 4는 분사비 $M=1.0$ 일 때 원형핀이 설치된 경우 열/물질전달 분포를 나타내는 그림으로 빗금친 선으로 채워진 원은 채널 내에 설치된 원형핀을 나타낸다. 원형핀이 설치된 경우[Figs. 4(a)~(c)], 분사홀 영역에서 층돌체트로 형성되는 열전달 분포는 원형핀이 설치되지 않은 경우와 유사함을 볼 수 있다. 그러나 원형핀 선단영역에서 유동의 층돌로 인한 와류(vortex) 및 원형핀 뒤쪽영역에서의 후류(wake) 발생으로 원형핀이 설치된 주변영역에서 높은 열/물질전달 특성을 관찰할 수 있다. 특히, 원형핀이 설치되지 않은 경우에 나타나는 유출홀 사이의 낮은 열/물질전달 영역이 감소됨을 알 수 있다.

설치된 원형핀의 개수변화에 따른 영향을 살펴보면, CP0의 경우에 분사홀 영역에서는 오히려 원형핀이 설치되지 않은 경우보다 더욱 정체점(stagnation point)영역이 하류로 이동됨을 관찰할 수 있다. 이는 원형핀이 분사홀 중심과 일치된 지점($x/d=-3, 3, 9, 15, 21$)에 설치되어 채널내의 단면적 감소가 발생되어 결국, 유동가속으로 인해 오히려 횡방향 유동의 영향이 증가되었기 때문이다.

이에 반해 원형핀이 분사홀간 중심선상에 놓여 있는 CP1의 경우에는 원형핀에 의한 횡방향 유동의 차단효과(blockage effect)로 벽체트가 상류방향으로 이동되면서 높은 열전달 분포가 상류쪽에 형성됨을 볼 수 있다. 특히, CP2의 경우에는 설치된 원형핀 개수 증가에 따른 횡방향 유동의 차단 효과가 커져 벽체트가 측면 방향(z방향)으로도 잘 퍼지는 것을 관찰할 수 있다.

Fig. 5는 분사비 $M=1.0$ 일 때 원형핀이 설치된 경우 $6.0 \leq x/d \leq 21.0$ 구간에 대해서 $z/d=3.0, 0.0$ 에서의 국소 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 0으로 표시된 부분은 원형핀의 위치 혹은 유출홀의 위치를 나타낸다.

원형핀이 설치된 모든 경우, 설치되지 않은 경우와 유사하게 분사된 층돌체트에 의한 1차 극대값이 분사홀 중심위치($x/d=9, 15$)에서 하류로 이동됨을 관찰할 수 있다. 특히, CP0에서는 횡방향 유동의 가속으로 인해 정체영역이 보다 하류쪽에서 형성되게 된다. 하지만 CP1의 경우에는 원형핀의 차단 효과로 높은 열전달 분포가 좀 더 상류방향에서 형성되고 원형핀의 선단영역($x/d=11.5,$

17.5)에서 횡방향 유동의 층돌로 인한 와류생성으로 2차 극대값이 나타난다.

원형핀이 가장 많이 설치된 CP2에서는 다른 경우들보다도 정체점 상류영역에서 높은 열/물질전달 분포가 형성된다. 하지만 정체점 기준으로 하류영역에서는 원형핀이 설치되지 않은 경우보다 낮은 열/물질전달 값을 나타내는데 이는 벽체트가 측면으로 잘 퍼짐으로 해서 $z/d=3.0$ 을 따라 흐르는 벽체트의 영향이 상대적으로 약해졌기 때문으로 판단된다.

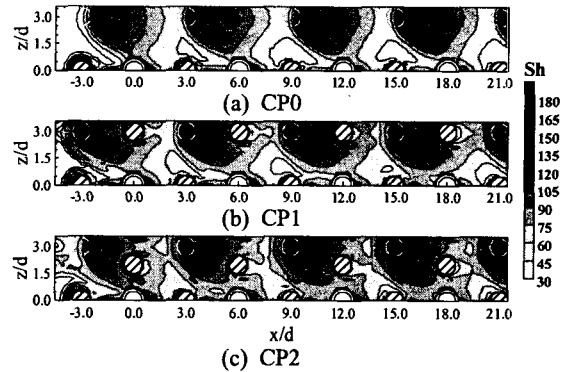


Fig. 4 Contour plots of Sh for various cases with pin fins at $M=1.0$

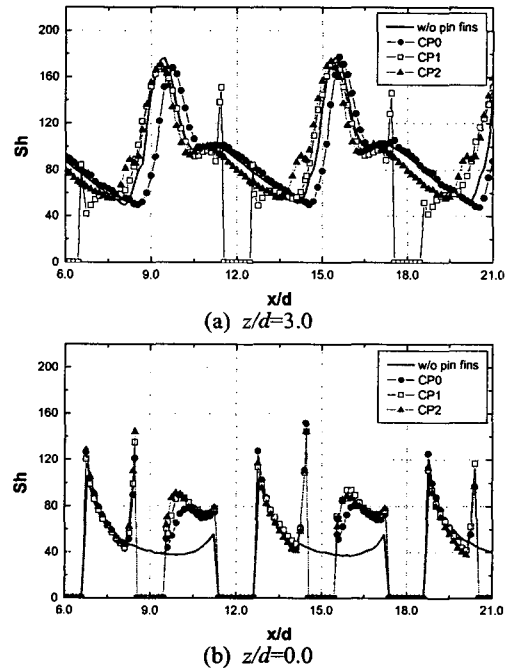


Fig. 5 Local plots of Sh for various cases with pin fins at $M=1.0$

유출홀이 설치된 $z/d=0.0$ 에서는 원형핀 주변영역에서 와류 및 후류 발생으로 인해 원형핀이 설치되지 않은 경우에 비해 열/물질전달 계수가 40%~55% 증가됨을 볼 수 있다. 유출홀 인접영역에서는 모든 경우에 유출유동 교란 및 가속으로 인한 극대값이 나타나게 된다.

3.1.3 원형핀 위치 변화에 따른 영향

본 연구에서는 동일한 개수의 원형핀이 설치된 경우에 있어 원형핀 위치 변화에 따른 영향을 고찰하고자 Fig. 6과 같이 분사홀 중심선상에서의 원형핀 위치변화를 달리하여 실험을 수행하였다.

Fig. 6(a)는 원형핀이 분사홀에 바로 앞에 설치된 CP1U 경우로, 설치된 원형핀이 직접적으로 횡방향 유동을 막아주기 때문에 정체점과 벽제트가 CP1 경우[Fig. 4(b)] 보다 상류방향으로 이동됨을 알 수 있다. 또한, 일반적으로 원형핀 뒤에 관찰되는 후류영역은 벽제트의 영향으로 사라짐을 확인할 수 있다. 그러나 정체점 하류영역에서의 벽제트는 측면방향으로 잘 발달되지 못하는데 이는 원형핀을 지나면서 가속된 횡방향 유동이 주변영역으로 퍼져가는 벽제트를 하류방향으로 강하게 쓸러 내보내기 때문으로 판단된다.

원형핀이 분사홀 뒤에 위치하는 CP1D 경우 [Fig. 6(b)]에는 횡방향 유동에 의해 하류방향으로 휨쓸린 강한 벽제트가 원형핀 선단부와 충돌한 후, 원형핀 주변으로 퍼져 나가면서 말발굽 모양의 열전달 분포가 발생됨을 볼 수 있다. 초기에는 원형핀으로 인해 벽제트는 측면방향으로 잘 퍼지지만 여전히 횡방향 유동의 영향이 크기 때문에 하류방향으로 쓸러 내려가므로 채널내의 중간영역($z/d=1.5$)부터 다른 경우와 유사한 열전달 분포를 보이게 된다. CP1D 경우에는, 오히려 설치된 원형핀이 하류방향으로 진행되는 벽제트를 방해하기 때문에 원형핀 하류영역에서 CP1과 CP1U 경우에 비해 상대적으로 낮은 열전달 특성이 나타난다.

Fig. 7은 $z/d=3.0$ 에서의 국소 Sh 수 분포를 나타낸 것이다. CP1U는 정체점의 상류에서 증가된 열전달 특성을 보이게 되나 CP1D는 정체점 영역도 좁아지면서 분사홀 뒤에 설치된 원형핀이 벽제트를 방해하기 때문에 열전달이 저하되는 특징이 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다.

3.1.4 분사비 변화에 따른 영향

Fig. 8은 원형핀이 설치된 경우 분사비(횡방향 유량) 변화에 따른 국소 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. 분사비의 영향에 따라 횡방향 유동에 의한 정체점 위치의 변화가 분명하게 나타나게 된다. 분사비가 작은 경우($M=0.5$), 횡방향 유동에 의한 영향이 작기 때문에 벽제트가 주위로 잘 퍼지고 있음을 알 수 있다. 또한, 원형핀에 의해 발생하는 말발굽 모양의 열전달 분포와 같은 특성은 분사홀 영역에서는 거의 나지 않으며 단지 유출홀 영역에서 원형핀에 의한 후류 특성이 약하게 나타나고 있다.

이에 반해 횡방향 유량이 가장 큰 $M=1.5$ 인 경우, 원형핀 주변영역에서 말발굽 모양의 열전달 분포와 같은 원형핀 설치에 의한 열전달 특징이 나타나게 된다. 그러나, 횡방향 유동의 영향이 증가하면서 정체점은 크게 하류로 이동되고 전체적인 열/물질전달 분포는 감소되게 된다.

Fig. 9는 $z/d=3.0$ 에서의 국소적인 값을 나타낸 것으로 $M=0.5$ 인 경우, 횡방향 유동에 의한 영향이 작기 때문에 횡방향 유동이 없는 충돌제트 현상에서 볼 수 있는 2차 극대값이 형성된다.⁽¹¹⁾

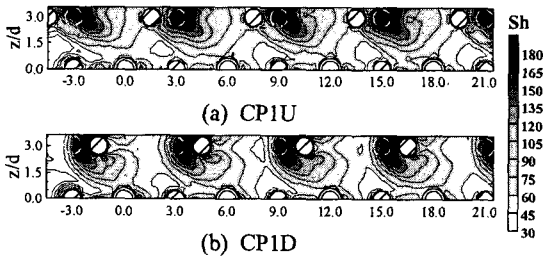


Fig. 6 Contour plots of Sh for various pin fin arrangements

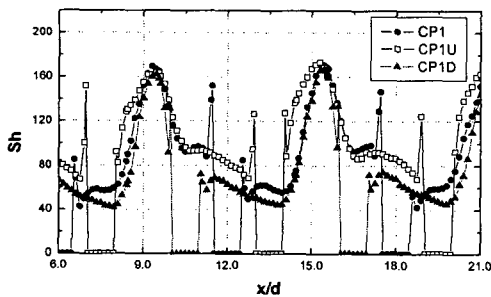


Fig. 7 Local plots of Sh for various pin fin arrangements

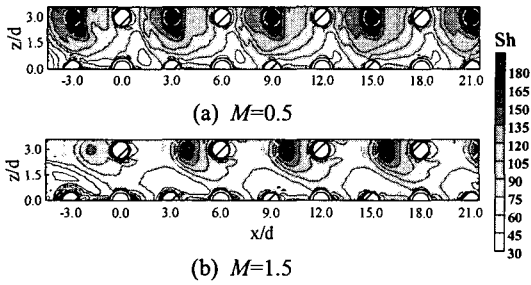


Fig. 8 Contour plots of Sh for CP1 with different blowing ratios

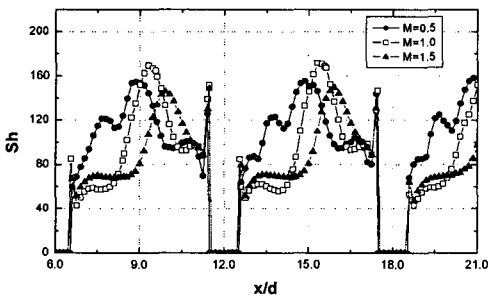


Fig. 9 Local plots of Sh for CP1 with different blowing ratios

그러나 분사비가 증가될수록 이러한 2차 극대값은 사라지면서 1차 극대값만이 하류방향으로 이동됨을 볼 수 있다. $M=1.0$ 인 경우에는 횡방향 유동과의 상호작용으로 인한 층돌제트의 난류강도 증가로 인해 높은 1차 극대값을 형성된다. 하지만 횡방향 유량이 더욱 증가된 경우($M=1.5$) 횡방향 유동의 영향으로 극대값은 작아지면서 정체점과 벽제트가 하류로 크게 쓸려가는 특징이 나타난다. 또한, 원형편의 후류영역에서는 $M=1.0$ 보다는 다소 높은 열전달 분포가 나타나게 되는데 이는 횡방향 유량의 증가로 인해 열전달이 증가되는 것으로 판단된다.

3.2 평균 열/물질전달 특성

Fig. 10은 각각의 경우에 대한 면적 평균된 열/물질전달 계수를 나타내는 그림이다. 이때 면적 평균을 위한 구간은 $-3.0 \leq x/d \leq 21.0$, $0.0 \leq z/d \leq 3.0$ 으로 하였다.

$M=1.0$ 인 경우에 평균열전달 특성을 살펴보면, 원형편을 설치한 CP1, CP2, CP1U 경우가 원형편이 설치되지 않은 경우에 비해 높은 평균 열/물질전달 값을 얻는 것으로 나타났다. 이는 원형편

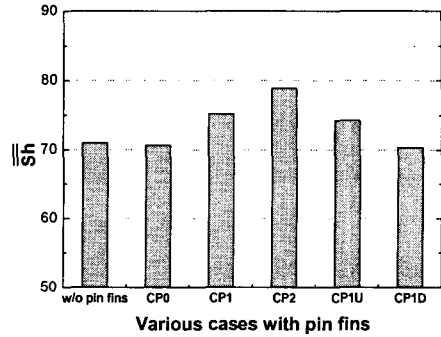


Fig. 10 Overall average Sh with various cases with pin fins

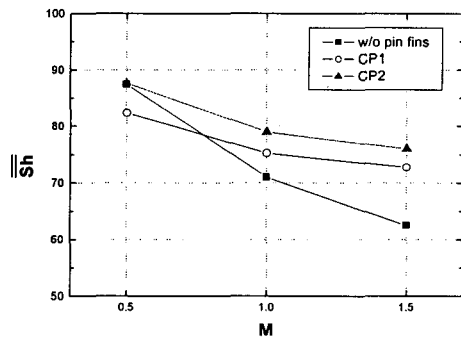


Fig. 11 Overall average Sh with different blowing ratios

설치에 따른 차단 효과로 벽제트가 하류방향으로 쓸려나가는 것을 막아주고 원형편 설치로 인한 와류 및 후류 발생으로 유동의 혼합이 촉진되었기 때문이다. 이러한 특성은 원형편이 가장 많이 설치된 CP2 경우에 더욱 증가되면서 가장 높은 열/물질전달 값이 나타나게 된다.

하지만, CP0, CP1D의 경우와 같이 원형편이 설치되었음에도 평균 열/물질전달 값이 증가되지 못하는 것을 볼 수 있다. 이는 국소열전달 분포에서 언급한 바와 같이, 설치된 원형편이 오히려 횡방향 유동 영향을 증가시키거나 벽제트를 방해하여 상대적으로 분사홀 영역에서의 열/물질전달이 감소되었기 때문이다.

Fig. 11은 분사비 변화에 따른 평균 열/물질전달 값을 도시한 것이다. 원형편이 설치되지 않은 경우, 분사비 증가로 인한 횡방향 유동의 영향이 커져서 평균 열/물질전달 값이 크게 감소되게 된다.

원형핀이 설치된 경우에도 분사비의 증가에 따라 열/물질전달 값이 감소되지만 상대적으로 높은 평균 열/물질전달 값이 유지됨을 알 수 있다. 특히, 가장 높은 분사비에 해당되는 $M=1.5$ 일 때, 16%~22%의 평균열전달 값이 향상됨을 볼 수 있다. 결국, 분사비가 증가될수록 횡방향 유동에 대한 원형핀에 의한 영향이 커지면서 원형핀이 설치되지 않은 경우에 비해 높은 평균 열/물질전달 특성이 나타나게 된다.

따라서, 원형핀 설치에 따른 전열면적 증가와 열전도에 의한 영향까지 고려한다면 원형핀 적용으로 횡방향 유동이 존재하는 증돌제트/유출냉각 시스템에서 실제 얻어지는 냉각성능은 더욱 높을 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 초기 횡방향 유동이 존재하는 증돌제트/유출냉각방법에서 원형핀을 설치하여 유출면에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 원형핀을 설치한 경우, 원형핀에 의한 와류 및 후류 발생으로 높은 열전달 특성이 나타났으며 원형핀의 차단 효과로 벽제트가 횡방향 유동에 의해 쓸려 나가는 현상이 줄어들음을 관찰할 수 있었다.

(2) 원형핀이 분사홀 바로 앞에 설치되면 차단 효과의 특성이 뚜렷하게 나타나면서 정체점 영역에서의 열/물질전달이 증가된다. 하지만 원형핀이 분사홀 바로 뒤에 위치되면 오히려 하류방향으로 진행되는 벽제트를 방해하는 효과로 인해 열/물질전달이 감소되는 현상이 나타났다.

(3) 원형핀이 가장 많이 설치된 CP2 경우에 원형핀에 의한 차단 효과 및 유동교란 증가로 인해 가장 높고 균일한 냉각특성을 얻을 수 있었다. 그러나, CP0나 CP1D경우와 같이 원형핀이 설치되었음에도 설치된 원형핀이 횡방향 유동의 영향을 증가시키거나 벽제트를 방해하여 평균 열/물질전달 값이 향상되지 못하는 특징이 나타났다.

(4) 분사비가 증가될수록 횡방향 유동에 대한 원형핀의 효과가 커져 원형핀이 설치되지 않은 경우에 비해 상대적으로 큰 냉각성능을 갖는 것으로 나타났다. 높은 분사비에 해당되는 $M=1.5$ 일

때, CP1과 CP2의 경우에 평균열전달 값이 16%~22% 정도 향상됨을 확인하였다.

(5) 원형핀 설치에 따른 전열면적 증가와 열전도에 의한 영향까지 고려한다면 횡방향 유동이 존재하는 증돌제트/유출냉각 시스템에서 원형핀 적용으로 실제 얻어지는 냉각성능은 더욱 높을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 과학기술부 국가지정 연구실 사업의 지원의 결과이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Hollwarth, B. R. and Dagan, L., 1980, "Arrays of Impinging Jets with Spent Fluid Removal through Vent Holes on the Target Surface Part 1: Average Heat Transfer," *J. of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 994~999.
- (2) Hollwarth, B. R., Lehmann, G. and Rosiczkowski, J., 1983, "Arrays of Impinging Jets with Spent Fluid Removal through Vent Holes on the Target Surface Part 2: Local Heat Transfer," *J. of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 393~402.
- (3) Cho, H. H. and Goldstein, R. J., 1996, "Effect of Hole Arrangements on Impingement/ Effusion Cooling," *Proceeding of the 3rd KSME-JSME Thermal Engineering Conference*, pp. 71~76.
- (4) Cho, H. H. and Rhee, D. H., 2001, "Local Heat/Mass Transfer Measurement on the Effusion Plate in Impingement/Effusion Cooling System," *J. of Turbomachinery*, Vol. 123, pp. 601~608.
- (5) Cho, H. H., Choi, J. H. and Rhee, D. H., 2001, "The Effects of Hole Arrangements on Heat/Mass Transfer of Impingement/Effusion Cooling System," *Proceedings of ExHFT-5*, pp. 975~980.
- (6) Yoon, P. H., Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2001, "Flow and Heat/Mass Transfer Characteristics of Arrays of Impingement Jets with Effusion Holes," *Trans of the KSME (B)*, Vol. 25, No. 11, pp. 1606~1615.
- (7) Metzger, D. E. and Korstad, R. J., 1992,

- "Effects of Cross Flow in Impingement Heat Transfer," *J. of Engineering for Power*, Vol. 94, pp. 35~41.
- (8) Florschuetz, L. W., Metzger, D. E. and Su, C. C., 1984, "Heat Transfer Characteristics for Jet Array Impingement With Initial Crossflow," *J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 34~41.
- (9) Haiping, C., Wanbing, C. and Taiping, H., 1999, "3-D Numerical Simulation of Impinging Jet Cooling with Initial Crossflow," *ASME Paper* No. 99-GT-256.
- (10) Yoon, P. H., Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2000, "Effect of Arrays of Impinging Jet with Crossflow on Heat/Mass Transfer," *Trans of the KSME (B)*, Vol. 24, No. 2, pp. 195~203.
- (11) Rhee, D. H., Choi, J. H. and Cho, H. H., 2002, "Flow and Heat (Mass) Transfer Characteristics in an Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow," *J. of Turbomachinery*, Vol. 125, pp. 74~82.
- (12) Haiping, C., Dalin, Z., Dong, H. and Taiping, H., 1996, "Experimental Investigation on Impingement Heat Transfer from Rib Roughened Surface Within Arrays of Circular Jet: Effect of Geometric Parameters," *ASME Paper* No. 98-GT-208.
- (13) Gau, C. and Lee, C. C., 1992, "Impingement Cooling Flow Structure and Heat Transfer Along Rib-Roughened Walls," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 3009~3020.
- (14) Rhee, D. H., Nam, Y. W. and Cho, H. H., "Heat/Mass Transfer Characteristics on Rib-roughened Surface for Impingement/Effusion Cooling System with Initial Crossflow," *Trans of the KSME (B)*, Vol. 28, No. 3, pp. 338~348.
- (15) 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. 440~450.
- (16) 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.
- (17) 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.
- (18) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.