

파형 충돌분류의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

김예용* · 김귀순**
(1998년 5월 18일 접수)

An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of Corrugated Impinging Jets

Ye Yong Kim and Kui Soon Kim

Key Words : Corrugated Impinging Jet (파형 충돌분류), Wake Generation Plate (후류 생성판) Heat Transfer (열전달), Liquid Crystal (액정)

Abstract

An experimental study has been performed to investigate the heat transfer characteristics of impinging jets with corrugated nozzle and wake generation plate. Three different shapes of corrugated nozzle and five different shapes of wake generation plate were tested to improve the heat transfer characteristics of impinging jet. Heat transfer coefficients were obtained by using transient method based on the liquid crystal thermography. The effects of corrugated nozzle and wake generation plate on the heat transfer characteristics of impinging jets were discussed in detail. The results showed that both the corrugated nozzle and the wake generation plate improved the heat transfer characteristics of impinging jet. Especially, heat transfer coefficients around stagnation region of impinging jets were highly increased.

기호설명

- CCD : Charge Coupled Device
- D : 분류 직경
- H : 분류 출구와 충돌판사이의 거리
- h : 대류 열전달 계수
- HSI : Hue(색상), Saturation(채도), Intensity(명도)
- NTSC : National Television System Committee
- Nu : Nusselt 수
- \dot{q}_w : 열플럭스
- Re : Reynolds 수
- RGB : Red, Green, Blue
- R35C1W: 35°C로부터 1°C 범위 내에서 반응을 시작하는 Chiral Nematic 액정

그리스문자

- $\alpha = k/(\rho C_p)$: 공기의 열확산도
- $\beta = h\sqrt{t}/\sqrt{\rho ck}$: 무차원화된 시간
- $\theta = (T_w - T_i)/(T_{ref} - T_i)$: 정규화된 온도

하첨자

- i : 초기 조건
- ref : 기준값
- w : 벽면 조건

1. 서론

충돌분류는 정체점 부근에서 높은 열전달 계수를 나타내므로 가열, 냉각 및 건조 등에 매우 효과적이다. 그래서 뜨거운 철판의 냉각, 종이나 필름의 건조, 터빈 블레이드의 냉각 그리고 전자 부품의 냉각 등 많은 분야에 응용되고 있다. 그리고 충돌분류는 전형적인 분류유동 외에도 정체유동, 벽면 분류유동 등 다양한 유동특성을 나타내고 있어서 많은 연구자들의 관심을 집중시키고

* 부산대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 부산대학교 항공우주공학과

있으며, 광범위한 응용 사례로 인해 충돌분류 연구의 중요성이 학문적으로나 산업 현장에서 갈수록 더해지고 있다. 이에 따라 충돌분류에 관해서는 Downs & James(1)에 요약된 바와 같이 이론적으로나 실험적으로 많은 연구가 수행되었다. 먼저 Gardon & Cobonpue(2)는 충돌분류가 다른 유동장에서 보다 훨씬 큰 열전달 계수를 나타냄을 보여주었다. 그리고 Gardon & Akfirat(3)은 분류와 평판 사이의 거리와 Reynolds 수가 열전달 특성에 미치는 효과를 고찰하였는데, 이 두 가지가 열전달 특성에 가장 크게 영향을 미치므로 충돌분류에 대한 대부분의 연구는 이들이 미치는 효과를 고찰하였다. Obot 등(4)과 Gundappa 등(5)은 분류 노즐 형태의 영향을 고찰하였으며, Hollworth & Berry(6)는 기존의 충돌분류 실험 결과들 간의 상이성이 분류의 출구 유동 조건이 서로 다른데서 기인하는 것으로 결론지었다. Sparrow & Lovell(7)은 분류 입사각의 영향을, Metzger 등(8)과 Hrycak(9)은 충돌판의 곡률효과를 고찰하였다. Striegl & Diller(10)는 뜨거운 분류를 이용하여 entrainment 효과를 살펴보았다. Goldstein 등(11)은 분류 모양을 array 형태, 다시 말해서 여러개의 분류가 배열되어 있을 때의 열전달 특성을 고찰하였다. 이 실험에서는 열전달 표면에 액정을 사용하여 가시화와 열전달 계수 측정을 동시에 수행하였다. Goldstein 등(12)은 열전달 표면에 액정을 이용하고, 분류의 입사각과 분류와 열전달 표면의 거리를 변화시켜 가면서 그 효과를 살펴보았다. 국내에서는 이대희 등(13)이 독특한 반구면에 충돌하는 원형분류의 열전달 현상, 유한성 등(14)이 분류로 냉각되는 반원 오목면의 열전달에 관해 실험적으로 연구를 하였다. 이 외에도 많은 연구가 수행되어 충돌분류의 유동 특성이나 열전달 특성은 잘 알려져 있는 단계이고 많은 경험식이 제시되어 현장에서 사용되고 있다.

그러나 이러한 연구들은 현상 파악에 치중하였고, 열전달 특성의 개선 혹은 보다 큰 열전달 계수를 얻기 위한 노력은 부족하였다. Schlunder & Gnielinski(15)가 열전달 표면에 trip wire를 부착하여 난류도를 증가시키면서 보다 큰 열전달 계수를 얻으려고 시도한 적이 있으며, Ali Khan 등(16)이 다공판을 이용하여 보다 큰 열전달 계수를 얻

을 수 있었다. 국내에서는 정기호 등(17)이 다공판을 이용하는 방법과 원형 충돌분류를 다수의 작은 분류로 나누는 방법으로 열전달 향상을 꾀하였고, 금성민 등(18)은 충돌판 앞에 사각로드를 설치하여 열전달 증가를 시도하였다. 그러나 충돌분류는 정체점 부근에서 높은 열전달 계수를 보이나 반경 방향으로 나갈수록 열전달 계수가 많이 떨어지는 특성을 보인다. 그러므로 충돌분류의 열전달 특성을 개선할 여지는 많이 남아있다. 이에 따라 본 연구에서는 충돌분류의 열전달 계수를 증가시키고 열전달 계수의 균일도를 향상시키는 차원에서 파형 충돌분류를 도입하여 이에 대한 열전달 특성을 실험적으로 규명한다.

열전달 계수의 증가는 벽면 경계층의 발달을 억제하거나 유동의 난류도를 증가시키면 얻을 수 있다. 그러나 경계층의 발달을 억제하기는 쉽지 않으므로 난류도를 증가시키는 방법을 통하여 열전달 특성을 향상시킨다. 본 연구에서는 난류도를 증가시키는 방법들 중 비교적 간편하게 큰 열전달 상승 효과를 얻을 수 있을 것으로 기대되는 파형 충돌분류를 적용하여 열전달 특성의 변화를 고찰하였다. 이러한 실험을 통하여 얻은 충돌분류에 대한 폭넓은 이해와 실험 데이터는 산업 현장에서 사용되고 있는 충돌분류와 관련된 제반 문제를 해결하는데 사용될 수 있다. 그리고 냉각이나 가열 시스템의 개발 시 설계 기본 자료로 활용될 수 있으므로 개발에 따르는 시행오차를 많이 줄일 수 있을 것이다.

2. 액정을 이용한 온도 측정

액정은 물질이라기보다는 물질의 상태를 말한다. 액정상을 가지는 유기물질들은 두개의 뚜렷한 용융점을 가진다. 첫번째와 두번째 용융점 사이의 부우연 액체 상태를 액정 상태라 부르는데, 이 상태는 물리적으로는 액체의 성질을 가지고 있으나 다른 액체와는 달리 방향성을 가진 결정 조직을 가진다. 이 결정 조직은 고체 결정과 유사한 광학적 성질을 가지는데, 이 성질로 인해 온도에 따라 다양한 색상을 보이게 된다. 이 색상 반응은 정확하게 같은 온도에서 같은 색상이 재현되므로 온도에 민감한 액정의 다양한 색상

변화가 온도지시계로 이용될 수 있다. 이러한 온도 변화에 대한 액정의 색상 반응은 5-50 milliseconds로 매우 빨라서 비정상 열전달 해석에 사용될 수 있다. 이러한 특성으로 인해, 열전달 모델상의 한 점의 온도는 바로 그 점에서 보여지는 색의 색상값과 관계된다. 즉, 색상, 순도, 명도의 세 가지 색의 정의는 액정이 칠해진 어떤 표면의 대류 열전달 연구에 쓰이는 영상처리시스템에 있어서 매우 편리하고도 알맞은 것이다. 왜냐하면 색은 빛에너지의 주파수 특성에 의해 좌우되고, 색상, 순도, 명도 등은 그 주파수 특성들을 나타내는 척도이기 때문이다. 여기서 색상은 빛의 지배적인 주파수에 의해 결정되는 값이다. 그리고 액정은 온도에 따라 특정한 주파수의 빛을 반사하는 특성이 있으므로 액정 영상과 온도 사이에 직접적인 관계가 있다.

열전달 모델 영상은 고감도 칼라 CCD 감지기를 가진 비디오 카메라(Panasonic, WV-CL320)를 이용하여 RGB 정보를 포함하고 있는 액정 표면의 영상으로 획득된다. 이 카메라는 액정이 칠해진 반대편에 열전달 표면에 수직하게 위치시킨다. 이렇게 함으로써 CCD 카메라와 열전달 표면 사이의 장애물이 없어지므로 정확한 색상 측정을 가능하게 한다. 그리고 선명한 액정영상을 얻기 위해 필요한 광원은 카메라 방향에 나란히 위치시킨다. 이는 열전달 표면과 CCD 카메라가 수직을 유지하면서 광원과 CCD 카메라가 근접할수록 색상과 온도와의 관계가 선형성을 유지하고 분산 오차도 작아진다는 김예용 등⁽¹⁹⁾의 연구 결과에 따른 것이다.

CCD 카메라에서 받아들인 NTSC 신호는 영상처리장치(Data Translation, DT2871)를 거쳐 컴퓨터에서 RGB/HSI 정보로 변환되어 본 연구에서 필요한 색상값을 얻게 된다. 그리고 색상값과 온도와의 관계 규명을 위해서 액정이 칠해진 면에 얇은 박판 형태의 열전대(Omega, CO2-K)를 부착하여 표면 온도를 측정하는데, 그 결과는 온도지시계(Omega, DP41-TC)에 나타나 액정 영상과 함께 카메라에 포착된다. 이렇게 함으로써 열전대 위치의 색상과 열전대로 측정된 온도를 비교할 수 있게 된다. 이러한 방법으로 Chiral-Nematic 액정(Hallcrest, BM/R35C1W)에 대한 색상과 온도와의

관계를 보면 Fig. 1과 같다. 이 그림에서 보면 hue 값은 35.3°C와 36.3°C 사이에서 온도와 거의 선형적인 관계를 나타내고 있다. 이는 색상 값이 온도지시계로 훌륭하게 사용될 수 있음을 말해준다.^(20, 21)

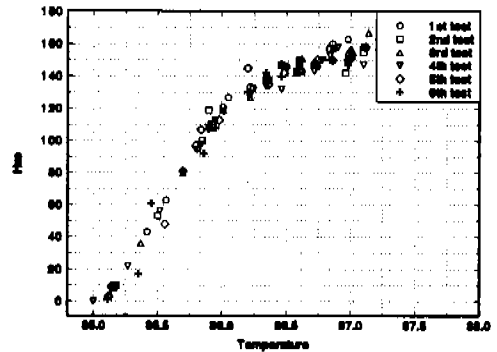


Fig. 1 Hue versus temperature relation.

3. 열전달 모델 및 측정 방법

대류 열전달 계수(h)는 다음과 같이 정의된다.

$$h = \frac{\ddot{q}_w}{T_w - T_{ref}} \quad (1)$$

여기서 h 를 구하기 위해서는 벽면에서의 단위 면적당 열 플럭스(\ddot{q}_w)와 벽면 온도(T_w) 및 기준 온도(T_{ref})를 알아야 한다. T_{ref} 는 분류유동의 대표적인 온도로서 쉽게 측정할 수 있는 값이다. 본 연구에서는 \ddot{q}_w 의 측정 없이 벽면 온도를 측

정하는 transient 방법을 채택하였는데, 이 방법은 열 플럭스를 측정하는 대신 비정상 열전달 모델에서 벽면온도와 시간을 측정하여 열전달 계수를 구하는 방법으로서, Schultz & Jones⁽²²⁾를 포함한 많은 연구자들에 의해 시도되었다. 열전달 모델을 열전도도가 낮은 물질로 사용할 때 갑작스런 온도 변화가 벽면에서 발생하면 순간적으로 벽면 부근에서 온도기울기는 수직한 방향으로 아주 큰 값을 가진다. 이 때 다른 방향의 열전달 크기는 수직한 방향에 비해 상대적으로 무시할 수 있을 정도로 작다. 그러므로 열전달 모델 내에서는 1차원 비정상 전도방정식에 따라 열전달

이 이루어진다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial n^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

여기서 α 는 열 확산도이다.

이 때의 경계 조건과 초기 조건은 다음과 같다.

$$\dot{q}_w(t) = h(T_w - T_{ref}) = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{at } n=0 \quad (3)$$

$$T = T_i \quad \text{at } n = -\infty \quad (4)$$

$$T = T_i \quad \text{at } t = 0 \quad (5)$$

여기서 유동온도가 step function으로 주어질 때 (초기온도 T_i 에서 T_{ref} 로 갑자기 변할 때) 위 방정식의 해는 다음과 같다.

$$\theta = \frac{T_w - T_i}{T_{ref} - T_i} = 1 - e^{\beta^2} \text{erfc}\beta \quad (6)$$

여기서 β 는 무차원 시간으로서 $\beta = \frac{h}{k} \sqrt{at}$ 로 정의되고, T_i 는 초기 표면온도이다. 그러므로 T_w 와 t 를 정확하게 측정하면 (6)식으로부터 열전달 계수를 얻을 수 있다.

이를 위한 실험 구성은 Fig. 2에 나타내었다. 액정을 도포한 층돌판은 낮은 열전도도를 가지는 10mm 두께의 아크릴판을 사용하였고 크기는 700mm×700mm이다. Nusselt 수 계산에 사용되는 \sqrt{pck} 값은 Baughn 등⁽²³⁾이 ± 5%의 불확실성을 갖는다고 기술한 $569W(\text{sec})^{1/2}/(\text{m}^2\text{K})$ 를 사용하였다. Transient 방법의 실험 성공 여부는 정확한 온도 측정과 아울러 유동 온도가 step function으로 주어지게 실험을 수행하느냐에도 달려 있다. 이를 위해 본 연구에서는 분류 출구와 층돌판 사이에 막을 설치하여 순간적으로 막을 제거하는 순간부터 타이머를 작동시켜서 층돌판의 액정 영상과 타이머에 나타난 시간이 동시에 녹화되게 촬영을 해 나간다. 저장된 영상들을 시간순으로 재생시켜서 색상 획득방법을 이용하여 영상에 나타난 액정 색상과 온도와의 관계를 토대로 표면 온도 산출과 동시에 열전달 계수 계산을 수행해 나간다.^(20, 21) T_i 값은 층돌판에 부착된 열전대로 측정된 값을, T_{ref} 는 분류 출구 부분에서 열전대로

측정된 값을 온도지시계(Omega, DP41-TC)로 확인한다.

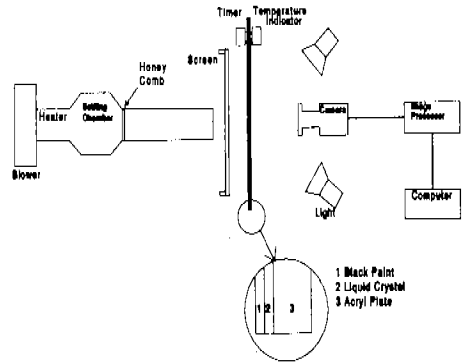


Fig. 2 Schematic of the experimental setup for transient test.

4. 결과 및 고찰

4.1 파형 층돌분류 설치시의 열전달 특성

Fig. 3은 본 연구의 원형 층돌분류의 실험 조건과 유사한 조건에서 수행된 기존의 연구 결과와 비교를 보여주고 있다.^(4, 11) 각 결과들은 정체점을 비롯한 모든 영역에서 서로 조금씩의 편차를 보이고 있는데, 이는 노즐 출구의 유동 조건, 즉 난류도, 속도 분포, 온도 분포 등이 서로 다른 데서 기인한다. 그러나 본 연구 결과는 기존의

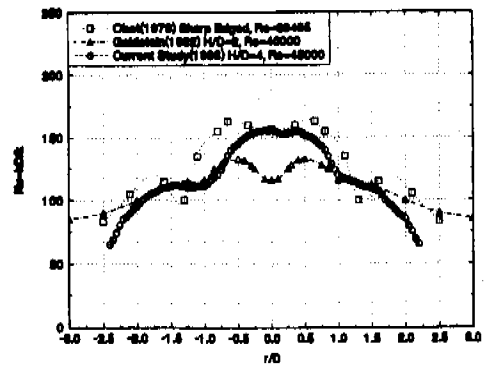


Fig. 3 Comparison of the Nu results with other studies.

연구 결과의 범위 내에 있으므로 어느 정도 믿을 만한 결과라고 볼 수 있다.

원형 층돌분류의 열전달 특성을 향상시키기 위

해 도입한 파형 노즐의 형상은 Fig. 4에 나타내었다. 각 파형 노즐은 같은 유동 면적으로 설계되고 분류 출구로부터 충돌판 방향으로 확대되는 형상을 지녔다. 형상 2가 형상 1과 다른 점은 파형 개수를 8개에서 6개로 줄이고 파형 각각의 유동 면적을 넓혀서 형상 1보다는 더 많은 운동량을 각 파형으로 공급해서 정체점 영역과 전반적인 영역에서 운동량 증가를 꾀했다는 점이다. 형상 3은 파형 개수가 8개이고, 형상 1, 2에 비해 분류 출구의 중심부분 유동 통로 면적을 줄이고 파형 가장자리쪽으로의 운동량 증가를 꾀하기 위해 각 파형의 중심부에서 가장자리로 갈수록 조금씩 유동 통로 면적이 증가하도록 설계하였다.

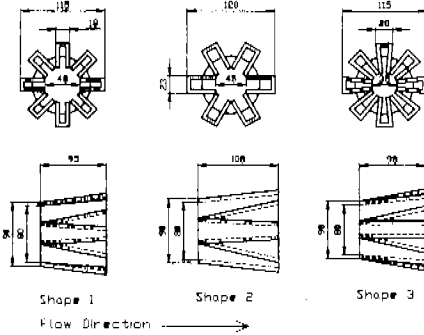


Fig. 4 The shapes of corrugated jet.

Fig. 5는 3가지 형상의 파형 노즐을 이용한 충돌분류의 Nusselt 수 분포를 나타낸 결과이다. 실험은 분류 출구와 충돌판 사이의 거리 $H/D=4$, 분류 수력 직경에 근기한 Reynolds 수 $Re=45,000$ 에서 수행하였으며, 파형 노즐을 사용한 경우에도 원형 충돌분류와 마찬가지로 열전달 특성이 축대칭 형상을 나타내므로 결과로서는 반경 방향의 Nusselt 수 분포만을 살펴보았다. 모든 결과는 정체점 영역에서 최대의 Nusselt 수를 나타내고 반경 방향으로 정체층이 발달하면서 Nusselt 수가 감소하는 경향을 나타낸다. 그리고 파형 노즐을 사용한 경우 형상에 관계없이 정체점 영역에서 Nusselt 수가 155 정도인 원형 충돌분류보다 180 정도로 높은 Nusselt 수를 나타낸다. 특히 형상 1의 경우는 정체점 부근을 포함한 모든 영역에서 원형 충돌분류보다 높은 Nusselt 수를 나타낸다.

그러나 형상 2와 3의 경우에는 분류 출구직경 만큼의 영역에서만 열전달 계수의 증가가 뚜렷하고 나머지 바깥 부분에서는 유사하거나 오히려 감소하는 영역도 존재하게 된다. 이는 형상 1에서 형상 3으로 갈수록 분류 중심부분보다 파형 가장자리로의 유동량을 많이 확보한다는 설계 개념에 기인해 중심부분 유동 통로 면적이 줄어든 영향에 따른 결과이다. 즉, 전반적인 열전달 증가를 위해서는 분류 중심부분의 유동 통로 면적이 어느 정도 확보되어야함을 나타내고 있다.

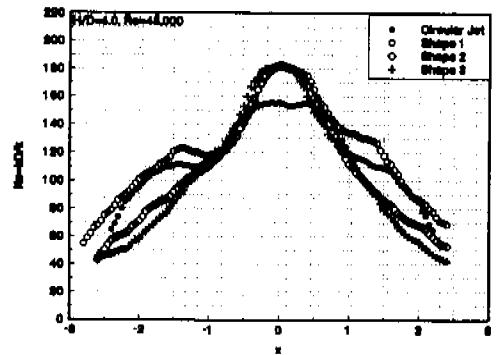


Fig. 5 Nu distributions of the corrugated impinging jet, $H/D=4.0$, $Re=45,000$.

Fig. 6은 $H/D=6.0$, $Re=45,000$ 인 경우에 수행한 실험 결과이다. 원형 충돌분류의 정체점 영역에서 Nusselt 수 최고치가 125 정도인데 비해, 형상 1의 최고치가 165 정도로 크게 증가하였다. 정체점에서 멀어질수록 형상 3보다는 형상 2가, 형상 2보다는 형상 1이 높은 Nusselt 수를 나타내고 있어서 $H/D=4.0$, $Re=45,000$ 경우의 파형 충돌분류 결과와 일치하는 경향을 보인다. 결과적으로 분류 출구와 충돌판 사이의 거리를 어느 정도까지 멀게 하여도 파형 충돌분류가 원형 충돌분류보다 우수한 열전달 특성을 보임을 알 수 있다. $H/D=4.0$, $Re=45,000$ 인 경우와 비교해 볼 때, 정체점 부근을 포함한 모든 부분에서 Nusselt 수가 낮아지고 있다.

Fig. 7은 $H/D=4.0$, $Re=35,000$ 인 경우에 수행한 실험 결과이다. 정체점 영역에서의 원형 충돌분류의 Nusselt 수 최고치가 150 정도인데 비해, 형상 1의 Nusselt 수 최대치는 175 정도로 $H/D=4.0$,

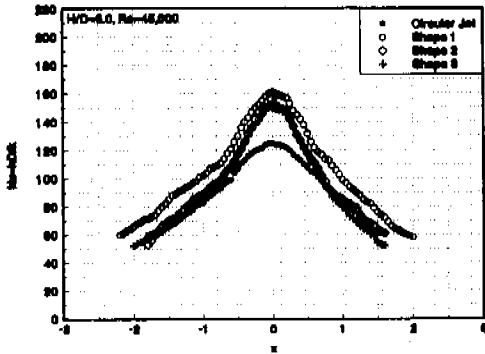


Fig. 6 Nu distributions of the corrugated impinging jet, $H/D=6.0$, $Re=45,000$.

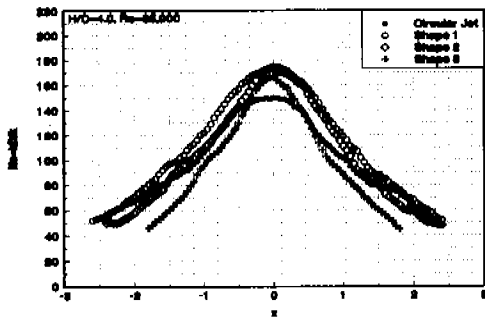


Fig. 7 Nu distributions of the corrugated impinging jet, $H/D=4.0$, $Re=35,000$.

$Re=45,000$ 인 경우보다 작은 값을 나타내면서 Reynolds 수가 감소함에 따라 Nusselt 수도 감소한다는 것을 나타낸다. 전반적으로 파형 충돌분류가 원형 충돌분류보다는 높은 Nusselt 수를 나타내고 있고, 형상 3보다는 형상 2가, 형상 2보다는 형상 1이 높은 Nusselt 수를 나타내고 있어서 앞의 두 경우($H/D=4.0$, $Re=45,000$ & $H/D=6.0$, $Re=45,000$)의 결과와 일치하는 경향을 보인다.

이제까지의 모든 실험 결과에서 $H/D=4.0$, $Re=35,000$ 인 경우의 형상 2를 제외한 모든 경우에 있어서, 충돌판에서의 충돌분류 액정 영상이 확대칭 형상을 나타내므로 Nusselt 수 결과물 1차원 분포로 나타내었다. 하지만 형상 2의 세 번째 경우($H/D=4.0$, $Re=35,000$)만 Fig. 8과 같이 Nusselt 수가 파형의 특성을 띠고 있으나 그 정

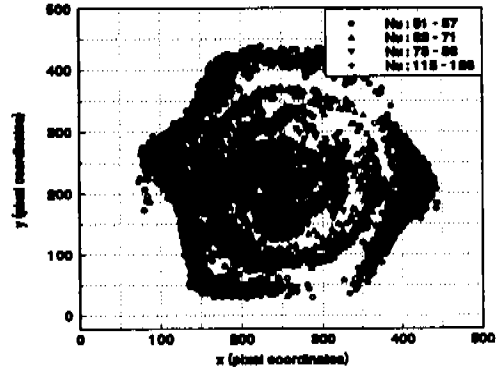


Fig. 8 Twodimensional Nu distribution for Type 2, $H/D=4.0$, $Re=35,000$.

도가 심각하지는 않다. 이는 $Re=45,000$ 인 경우에 비해 $Re=35,000$ 인 경우가 파형의 특성을 충분히 나타낼 수 있는 상대적 저속의 경우이고, 형상 2는 파수가 6개이면서 각 파형쪽의 유동 통로 면적이 형상 1, 형상 3에 비해 상대적으로 넓다. 이런 이유로 형상 2의 세 번째 경우($H/D=4.0$, $Re=35,000$)에서 파형의 특성을 띤 영상을 획득할 수 있음을 알 수 있다.

4.2 후류 생성판 설치시의 열전달 특성

후류 생성판의 형상은 Fig. 9에 나타내었다. 형상 4는 원형통로를 나온 출구유동의 후류 생성을 위해 8개의 사각핀을 사용하였다. 형상 5는 분류 중심부에서 사각핀 사이의 간격이 18mm가 되게 설계하였고, 형상 6은 사각핀 사이의 간격을 35mm가 되게 설계한 경우로, 형상 4에서 형상 6으로 갈수록 분류 중심부의 유동통로를 크게 하였다. 형상 7은 분류 측면에서 보았을 때 분류 출구부분을 꼭지점으로 하여 충돌판 방향으로 면적이 확대되는 삼각핀을 사용하는데, 형상 6과 같이 분류 중심부에서 삼각핀 사이의 간격을 35mm가 되게 설계하였고, 형상 8은 형상 7과 반대 방향의 삼각핀을 사용하였다.

Fig. 10은 원형 충돌분류와 5가지 형상의 후류 생성판을 이용한 충돌분류의 Nusselt 수 분포를 나타낸 결과이다. 실험은 $H/D=4$, $Re=45,000$ 에서 수행하였으며, 후류 생성판을 사용한 경우에도

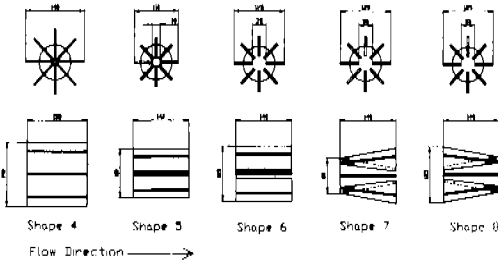


Fig. 9 The shapes of wake generation plate.

원형 충돌분류나 파형 충돌분류와 마찬가지로 열전달 특성이 속대칭 형상을 나타내므로 결과로서는 반경 방향의 Nusselt 수 분포만을 살펴보았다. 형상 4의 경우, 중심부로 유동이 통과할 수가 없으므로 출구직경 만큼의 지점에서 Nusselt 수 180 정도의 최고치를 나타내지만, 정체점 영역에서는 오히려 Nusselt 수가 107 정도까지 감소함을 알 수 있다. 형상 5의 경우, 형상 4의 경우에 보였던 정체점 영역에서의 Nusselt 수 감소 현상은 발생하지 않고, 정체점 영역에서의 Nusselt 수 최고치가 180 정도로 형상 4의 최고치와 비슷하나, 노즐 출구직경 2배 정도의 영역부터는 오히려 원형 충돌분류의 Nusselt 수보다 낮아짐을 나타내고 있다. 형상 6의 경우, 정체점 영역에서 Nusselt 수가 155인 원형 충돌분류에 비해 Nusselt 수 최고치가 200 정도로 후류 생성판 형상 중에서 가장 높은 값을 보이며, 출구직경 3배 정도의 영역까지 원형 충돌분류보다 높은 Nusselt 수를 나타낸다. 형상 7의 경우, Nusselt 수 최고치가 185 정도를 나타내며, 출구직경 만큼의 영역에서 원형 충돌분류보다 우수한 열전달 특성을 나타낸다. 형상 8의 경우는 형상 7과 전반적으로 비슷한 Nusselt 수 분포를 나타낸다.

Fig. 11은 $H/D=6.0$, $Re=45,000$ 인 경우에 수행한 실험 결과이다. 파형 충돌분류 실험 시와 같은 경향으로, $H/D=4.0$, $Re=45,000$ 인 경우보다 각 경우의 Nusselt 수가 전체적으로 낮아지면서 분류와 충돌판 사이의 거리가 멀어짐에 따라 Nusselt 수도 감소한다는 것을 나타낸다. 형상 6이 정체

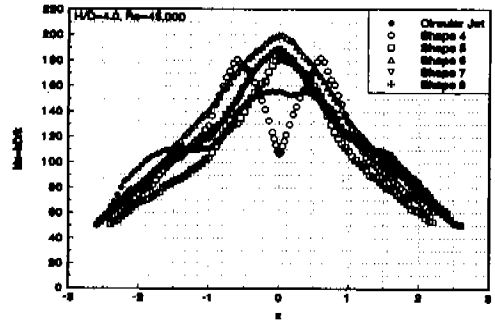


Fig. 10 Nu distributions of the impinging jet with wake generation plate, $H/D=4.0$, $Re=45,000$.

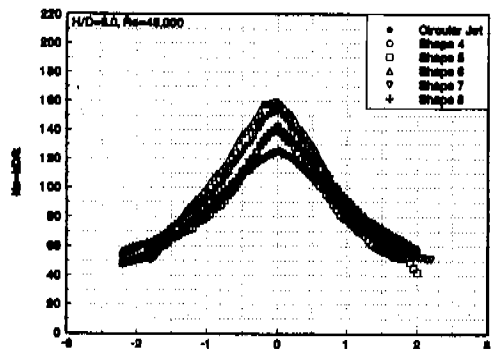


Fig. 11 Nu distributions of the impinging jet with wake generation plate, $H/D=6.0$, $Re=45,000$.

점 영역에서 Nusselt 수가 125인 원형 충돌분류에 비해 Nusselt 수 최고치 165 정도로 가장 우수한 열전달 특성을 보이고, 형상 4가 Nusselt 수 최고치 125 정도로 가장 좋지 않은 열전달 특성을 보인다. 형상 7이 Nusselt 수 최고치 145 정도를 나타내며, 형상 8은 Nusselt 수 최고치 155 정도를 나타내고 전반적인 영역에서도 우수한 열전달 특성을 나타낸다.

Fig. 12는 $H/D=4.0$, $Re=35,000$ 인 경우에 수행한 실험 결과이다. 형상 6이 정체점 영역에서 Nusselt 수가 150인 원형 충돌분류에 비해 Nusselt 수 185 정도로 가장 우수한 열전달 특성을 나타냄을 알 수 있다. 파형 충돌분류 실험 시와 같은 경향으로, $H/D=4.0$, $Re=45,000$ 인 경우의 최고치 200 정도보다는 작은 값을 나타낸다. 형상 4는

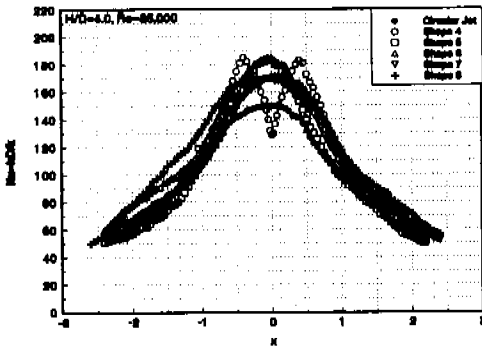


Fig. 12 Nu distributions of the impinging jet with wake generation plate, H/D=4.0, Re=35,000.

H/D=4.0, Re=45,000인 경우처럼 중심부로 유동이 통과할 수가 없어서 Nusselt 수가 정체점 영역에서 Nusselt 수 129 정도까지 감소하다가 출구직경 만큼의 지점에서 Nusselt 수 185 정도로 최고치를 보이며, 전반적인 영역에서 원형 충돌분류보다 우수한 열전달 특성을 나타낸다. 형상 5는 정체점 영역에서는 Nusselt 수 180 정도로 우수하다가 정체점 영역을 제외한 나머지 부분에서는 좋지 않은 열전달 특성을 보인다. 이는 형상 6보다 중심부분 유동 통로 면적이 좁아서 충돌판쪽으로의 운동량 전달이 상대적으로 적어지는 현상에 기인함을 알 수 있다. 형상 7, 형상 8은 Nusselt 수 최고치 175 정도로 형상 5, 형상 6보다는 낮은 값을 나타내지만, 원형 충돌분류에 비해서는 전반적인 영역에서 우수한 열전달 특성을 나타낸다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 형상 5, 형상 6은 사각편이고 형상 7, 형상 8은 삼각편이다. 즉, 중심부분 유동 통로가 확보된 상황이면, 상대적으로 더 많은 운동량을 충돌판쪽으로 전달할 수 있는 사각편이 삼각편보다 우수한 열전달 특성을 나타냄을 알 수 있다.

본 연구의 불확실도는 95% 이상의 신뢰도에서 측정 최대 오차가 다음과 같고, Nusselt 수는 이 오차들의 조합이다.

5. 결 론

원형 혹은 변형된 충돌분류의 열전달 특성을 실험적으로 고찰한 결과들을 토대로 얻은 결론은 다음과 같다.

Table 1 Uncertainty analysis.

$\delta(T_{raf}-T_i)/(T_{raf}-T_i)$	$\pm 0.2\%$
$\delta(T_w-T_i)/(T_w-T_i)$	$\pm 0.9\%$
$\delta \sqrt{\rho c k} / \sqrt{\rho c k}$	$\pm 5.0\%$
$\delta t / t$	$\pm 0.1\%$
$\delta D / D$	$\pm 0.4\%$
$\delta k / k$	$\pm 0.5\%$
$\delta \theta / \theta$	$\pm 0.8\%$
$\frac{\delta \beta}{\beta} = \frac{1}{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial \theta} \delta \theta$	$\pm 1.0\%$
$\frac{\delta h}{h} = [(\frac{\delta \sqrt{\rho c k}}{\sqrt{\rho c k}})^2 + (\frac{\delta t}{t})^2 + (\frac{\delta \beta}{\beta})^2]^{1/2}$	$\pm 2.7\%$
$\frac{\delta Nu}{Nu} = [(\frac{\delta h}{h})^2 + (\frac{\delta D}{D})^2 + (\frac{\delta k}{k})^2]^{1/2}$	$\pm 2.7\%$

ii) 후류 생성판을 설치한 경우에도 원형 충돌분류보다 우수한 열전달 특성 향상을 보인다. 이 형상들 또한 분류 중심부의 유동이 확보된 상태에서 후류가 많이 발생하는 경우에 뚜렷한 열전달 특성 향상을 보이며, 그 중에서 사각편을 사용하는 형상 6이 우수한 열전달 특성을 보인다. 즉, 정체점 영역에서 H/D=4.0, Re=45,000인 경우 16%, H/D=6.0, Re=45,000인 경우 32%, H/D=4.0, Re=35,000인 경우에 17% 정도의 Nusselt 수 상승을 나타내었다.

iii) 분류출구와 충돌판 사이의 거리와 Re 수에 관계없이 파형 충돌분류나 후류 생성판 설치시 원형 충돌분류보다 우수한 열전달 특성을 보인다.

이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과

후 기

이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과

제 연구비에 의하여 연구되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Downs, S. J. and James, E. H., 1987, "Jet Impingement Heat Transfer—A Literature Survey," *ASME paper* 87-HT-35, pp. 1~11.
- (2) Gardon, R. and Cobonpue, J., 1961, "Heat Transfer between a Flat Plate and Jets of Air Impinging on It," *International Developments in Heat Transfer*, Part II, pp. 454~460.
- (3) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two dimensional Air Jets," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 88, p. 101.
- (4) Obot, N. T., Majumdar, A. S. and Douglas, W.J. M., 1979, "The Effect of Nozzle Geometry on Impingement Heat Transfer under a Round Turbulent Jet," *ASME Paper* 79-WA/HT-53.
- (5) Gundappa, M., Hudson, J. F. and Diller, T. E., 1989, "Jet Impingement Heat Transfer from Jet Tubes and Orifices," *Heat Transfer in Convective Flows*, ASME HTD-Vol. 107, pp. 43~50.
- (6) Hollworth, B. R. and Berry R. D., 1978, "Heat Transfer from Arrays of Impinging Jets with Large Jet-to-Jet Spacing," *ASME Paper* 78-GT-117.
- (7) Sparrow, E. H. and Lovell, B. J., 1980, "Heat Transfer Characteristics of an Obliquely Impinging Circular Jet," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 202~209.
- (8) Metzger, D. E., Yamashita, T. and Jenkins, C. W., 1969, "Impingement Cooling of Concave Surfaces with Lines of Circular Air Jets," *Trans. of the ASME, J. of Eng. for Power*, Vol. 91, p. 149.
- (9) Hrycak, P., 1981, "Heat Transfer from a Row of Impinging Jets to Concave Cylindrical Surfaces," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 407~419.
- (10) Striegl, S. A. and Diller, T. E., 1984, "The Effect of Thermal Entrainment on Jet Impingement Heat Transfer," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 27~33.
- (11) Goldstein, R. J. and Timmers, J. F., 1982, "Visualization of Heat Transfer from Arrays of Impinging Jets," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 12, pp. 1857~1868.
- (12) Goldstein, R. J. and Franchetti, M. E., 1988, "Heat Transfer from a Flat Surface to an Oblique Impinging Jet," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 84~90.
- (13) 이대희, 정영석, 김대성, 임경빈, 1997, "불특한 반구면에 충돌하는 원형제트의 열전달 및 유동특성," 대한기계학회논문집(B), 제21권, 제4호, pp. 579~588.
- (14) 유한성, 양근영, 최만수, 이준식, 1996, "제트 충돌냉각되는 반원 오목면에서 열전달 및 유체 유동에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집(B), 제20권, 제9호, pp.2991~3006.
- (15) Schlunder, E. U. and Gnielinski, V., 1967, "Heat and Mass Transfer between a Surface and an Impinging Jet," *Chemie-Ing.-Techn.*, Vol. 39, p.578.
- (16) Ali Khan, M. M., Hirata, M., Kasagi, N. and Nishiwati, N., 1982, "Heat Transfer Augmentation in an Axisymmetric Impinging Jet," *Proc. of the 7th Int. Heat Transfer Conference*, pp. 363~368.
- (17) 정기호, 김예용, 김귀순, 서태범, 1996, "Impinging Jet의 열전달 특성 향상을 위한 실험적 연구," 한국항공우주학회 '96년도 추계학술대회 논문집, pp.259~263.
- (18) 금성민, 이관석, 오수철, 1995, "충돌공기분류계에서 사각로드에 의한 전열증진 효과," 대한기계학회논문집 제19권, 제11호, pp.3084~3090.
- (19) 김예용, 김귀순, 1995, "액정을 이용한 열전달 측정 방법에서의 측정 오차를 줄이기 위한

- 연구," 한국항공우주학회지, 제23권, 제4호, pp.74~82.
- (20) Camci, C., Kim, K., Hippensteele, S. A. and Poinatte, P. E., 1993, "Evaluation of a Hue Capturing Based Transient Liquid Crystal Method for High-Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surfaces," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 311-318.
- (21) Kim, K., 1993, "An Experimental Study on the Flow and Heat Transfer Charecteristics of an Impinging Jet," *KSME J.*, Vol. 7, No.3, pp.258~271.
- (22) Schultz, D. L., and Jones, T. V., 1973, "Heat Transfer Measurements in Short Duration Hypersonic Facilities," *AGARD-AG-165*.
- (23) Baughn, J. W., Ireland, P. T., Jones, T. V., and Saniei, N., 1989, "A Comparison of the Transient and Heated-Coating Methods for the Measurement of Local Heat Transfer Coefficients on a Pin Fin," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 877-881.