

다양한 벽면 두께를 갖는 원형 노즐에서 분사되는 난류 충돌 및 벽면 제트 유동장 특성

양근영* • 윤상현** • 손동기* • 최만수†
 (1999년 12월 21일 접수, 2001년 4월 16일 심사완료)

Characteristics of Turbulent Impinging and Wall Jet Flow for a Circular Nozzle with Various Exit Wall Thickness

Geunyoung Yang, Sangheon Yoon, Dong Kee Sohn and Mansoo Choi

Key Words : Impinging Jet Flow (충돌 제트 유동장), Turbulent Wall Jet (난류 벽면 제트), Nozzle Wall Thickness (노즐벽면의 두께)

Abstract

An experimental study of impinging jet flow structure has been carried out for a fully developed single circular jet impingement cooling on a flat plate, and the effect of the wall thickness at nozzle exit edge is investigated. Impinging jet flow structures have been measured by Laser-Doppler Velocimeter to interpret the heat transfer results presented previously by Yoon et al.⁽¹⁰⁾ The peaks of heat transfer rate are observed near the nozzle edge owing to the radial acceleration of jet flow when the nozzle locates close to the impingement plate. The growth of the velocity fluctuations in the wall jet flow is induced by the vortices which originate in the jet shear layer, and consequently the radial distribution of local Nusselt numbers has a secondary peak at the certain radial position. As a wall of circular pipe nozzle becomes thicker for small nozzle-to-target distance, the entrainment can be inhibited, consequently, the acceleration of wall jet flow is reduced and the heat transfer rate decreases.

기호설명

- d : 노즐 직경
- r : 정체점에서 반경 방향의 좌표
- Re_d : 제트 Reynolds 수 ($Re_d = \frac{V_j \cdot d}{\nu}$)
- u : 반경방향 순간속도
- u_{rms} : 반경방향 요동속도 성분의 rms 값
- U : 반경방향 시간 평균속도
- v : 축방향 순간속도

- v_{rms} : 축방향 요동속도 성분의 rms 값
- V : 축방향 시간 평균속도
- V_c : 노즐 출구 중심의 축방향 평균속도
- V_j : 노즐 출구에서의 면적 평균속도
- t_w : 노즐 출구의 벽면 두께
- y : 노즐 중심에서 축방향의 좌표
- z : 정체점에서 수직방향의 좌표
- z_n : 노즐 출구와 충돌 벽면간의 거리

그리스문자

- ν : 공기의 동점성 계수

* 회원, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소
 ** 서울대학교 대학원 기계공학과
 † 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부, 정밀기계설계공동연구소
 E-mail: mchoi@plaza.snu.ac.kr
 TEL : (02)880-1728 FAX : (02)883-0179

1. 서론

제트 충돌 냉각은 충돌 영역의 높은 열전달 효과를 얻을 수 있으며 냉각 위치의 조절이 용이하

고 하류 벽면 제트 영역에서 부파적인 대류 냉각 효과를 얻을 수 있기 때문에, 고온 혹은 높은 열 유속의 환경에 노출되어 있는 산업 공정이나 가스 터빈의 블레이드 냉각 및 연소실 벽면 냉각에 효과적으로 사용되고 있다. 이러한 장점 때문에 제트 충돌 냉각 시스템의 열전달 특성에 관련된 많은 연구들이 수행되어 왔다. 충돌 냉각 열전달에 영향을 주는 많은 인자들이 보고, 검토되어 왔으며, 단일 또는 다중 충돌 냉각 시스템에서의 열전달 특성과 열전달 계수를 얻기 위한 실험적인 관계식들이 제시되었다.⁽¹⁻³⁾

충돌 냉각의 열전달 결과를 설명하고 이해하기 위해서 충돌 제트의 유동 특성에 대한 연구가 필요하지만, 이에 대한 연구는 상대적으로 부족하다. Gardon and Akfirat⁽⁴⁾은 평판 충돌 냉각에서 국소 열전달 계수와 자유 제트 유동의 난류강도의 관계에 대해서 조사하였다. Donaldson et al.⁽⁵⁾은 난류 충돌 냉각의 정체점 열전달 효과를 층류 제트 결과를 이용하기 위한 교정계수를 가지고 설명하였으며, 이러한 교정계수는 노즐 출구와 냉각벽면 간의 거리에는 영향을 받지만 제트 Reynolds 수에는 무관함을 보고하였다. Hoogendoorn⁽⁶⁾은 원형 제트의 축 방향 난류강도의 변화특성과 정체점 열전달 결과 사이의 상관 관계식을 제시하였다. Cooper et al.⁽⁷⁾은 충돌 제트 난류 유동장을 측정하여 Baughn and Shimizu⁽⁸⁾에서 보고된 평판 충돌 제트 열전달 결과를 설명하고, 충돌 제트 유동구조와 열전달 특성의 관계에 대해서 조사하였다. Lytle and Webb⁽⁹⁾은 원형 노즐이 냉각벽면에 가깝게 위치할 때의 국소 열전달 계수의 분포, 충돌 제트 유동구조와 벽면 압력 분포를 측정하였다.

대부분의 제트 충돌 냉각에 관련된 연구들은 열전달 특성에 주된 관심을 두고 있지만, 열전달 현상을 이해하기 위해서 충돌 냉각 시 형성되는 난류 유동장을 고찰하는 것이 필요하다. 제트 충돌 냉각의 열전달 특성은 충돌 제트 유동의 속도 분포 및 난류의 발달 구조와 연관성을 가지고 있다. 따라서, 충돌 냉각의 열전달 현상을 설명하기 위해서 충돌 냉각 시스템에서 관찰되는 자유 제트 영역, 충돌 제트 영역, 벽면 제트 영역의 난류 유동구조를 파악하여야 한다. 또한, 측정된 난류 유동장은 충돌 제트 모델링 수치해석 연구의 비교에도 유용하게 사용될 수 있다.

본 실험에서는 난류 원형 제트가 평판에 충돌할 때 보고된 열전달 특성⁽¹⁰⁾을 설명하기 위해서 충돌영역과 벽면 제트 영역의 반경방향 평균속도와 난류량을 측정하였다. 충돌제트 유동구조를 파악하기 위해서 측정 체적이 작고 유동에 영향을

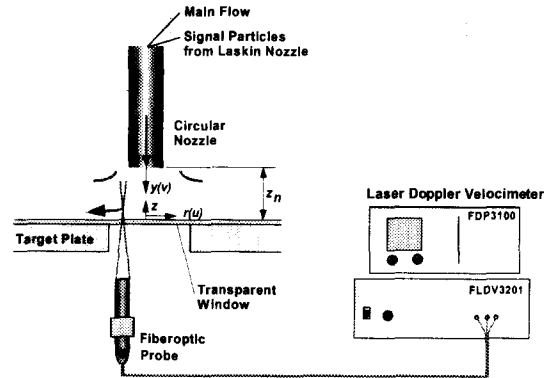


Fig. 1 Experimental setup for impinging jet flow measurement

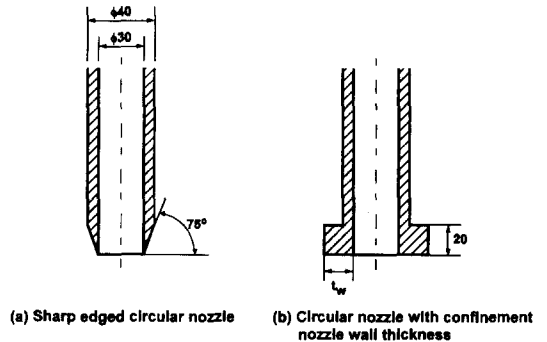


Fig. 2 Schematic of nozzle shape

주지않는 레이저 도플러 유속계(LDV)를 사용하였다. 노즐과 평판간의 거리가 가까운 경우의 충돌 제트 유동장에서는 노즐의 직경을 근거로 하는 Reynolds 수 뿐만 아니라 노즐의 유한한 두께도 중요한 인자가 될 것이다. 따라서 노즐 출구에 존재하는 벽면의 두께가 충돌 제트 유동장에 어떠한 영향을 미치는 지를 파악하고, 열전달 결과와의 관계를 조사하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

원형 제트가 평판에 충돌할 때 형성되는 충돌 제트 난류 유동구조를 측정하기 위한 실험장치 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 실험장치는 제트 유동 공급부, 제트 충돌 시험부, 레이저 도플러 유속계 등으로 구성되어 있다. 주 유동은 인버터에 의해 유량이 조절되는 블로워에 의해서 공급되며, 열교환기, 유량 계측용 오리피스와 안정실을 거친 원형 관을 통과한 후 완전 발달된 관로 유동

형태를 갖는 제트로 분출된다. 유동장 측정용 실험장치는 열전달 측정용 실험장치⁽¹⁰⁾와 동일하며, 열전달 실험에서는 벽면온도 측정을 위해서 액정과 가열관이 부착된 층돌 벽면 시험부를 사용하였다. 노즐 출구에서 완전 발달된 난류 유동을 얻기 위해서 노즐의 길이가 노즐 내부 직경($d = 30$ mm)의 30 배 이상인 원형 관을 사용하여 난류 원형 제트 유동을 구현하였다. 노즐 출구 벽면의 두께(t_w)의 영향을 살펴보기 위해서 노즐 출구가 날카롭게 제작된 노즐($t_w = 0$ mm 인 경우, Fig. 2(a) 참조)과 외경이 40 mm 인 노즐($t_w = 5$ mm 인 경우)이 사용되었고, 내경 30 mm 외경이 50, 60, 70 mm 이고 높이가 20 mm 인 원형 판을 노즐 출구에 부착($t_w = 10, 15, 20$ mm 인 경우, Fig. 2(b) 참조)하여 출구 벽면의 두께를 변화 시킬 수 있게 하였다. 제트 Reynolds 수(Re_d)는 오리피스에서 측정된 질량 유량, 노즐 직경, 제트 온도에서 산정된 공기의 물성치를 이용하여 계산하였다.

층돌 제트 유동장의 반경방향 평균속도(U)와 난류량(u_{rms}/V_c)은 레이저 도플러 유속계(LDV)를 이용하여 측정하였다. 사용된 LDV 는 일차원 속도 측정용이며 광학계(FLDV 3201, Macrodyne)와 신호 처리기(FDP 3100, Macrodyne)로 구성되어 있다. FLDV 3201 은 이중광 방식이며 후방 산란된 빛을 수광하여 신호처리기에서 FFT 방식으로 신호를 처리하여 도플러 주파수를 측정한다. 측정된 주파수는 신호처리기에 내재된 확인과정을 거친 GPIB 를 통해 PC 에 온라인으로 저장된다. 사용한 레이저광은 632.8 nm 의 파장을 가지는 10 mW He-Ne 레이저이며, 유동의 방향을 알아내고 측정률을 향상시키기 위해서 브라그셀을 이용하여 광음향학적 방법으로 주파수를 천이하였다. 신호 측정용 산란입자는 Echols and Young⁽¹¹⁾에서 제시된 sub-

micron 크기의 입자를 연속적으로 발생할 수 있는 III-A 형 노즐을 이용하여 생성되며, 산란 입자는 노즐 출구의 유동에 방해가 되지않고 주 유동과 잘 혼합하기 위해서 안정실에 공급된다. 층돌 벽면에서 형성되는 난류 유동장의 반경방향 순간속도를 측정하기 위해서 벽면 뒤쪽에서 레이저광이 투사될 수 있게 실험장치를 제작(Fig. 1 참조)하였다. 이때 측정하고자 하는 위치에 투사되는 레이저광과 산란되는 레이저광의 강도가 손실 없이 충분히 유지되고, 벽면의 영향으로 인한 레이저광의 굴절이 없도록 투명 아크릴 재질의 광학 창을 설치하였다. 노즐과 층돌 벽면간의 거리(z_n)와 유속 측정 위치는 PC 에 의해서 제어되는 삼차원 이송장치($10\mu\text{m}/\text{pulse}$)를 이용해서 조절된다.

3. 실험결과 및 고찰

원형 노즐에서 분출되는 제트유동의 반경방향으로 변화하는 축방향 평균속도(V)와 난류강도(v_{rms}/V)를 Fig. 3 에 도시하였다. 본 실험에서 사용된 노즐 출구의 제트 유동장은 완전 발달된 원형 관로 유동의 형태를 가지게 되며, 노즐 중심선의 축방향 평균속도(V_c)로 무차원화된 평균속도 유동장은 멱 법칙의 형태로 근사 시킬 수 있다.⁽¹²⁾ 본 실험의 제트 Reynolds 수가 10000 ~ 30100 에 대해서 무차원 평균속도는 반경방향으로 약 1/6.75 승에 비례하는 결과를 보여준다.

$$\frac{V}{V_c} = \left(1 - 2\frac{r}{d}\right)^{1/6.75} \quad (1)$$

노즐 출구의 난류강도는 노즐 중심선에서 약 5%의 값을 가진다.

노즐 벽 두께가 “0” ($t_w = 0$) 인 경우 노즐 출구와 층돌 벽면간의 무차원 거리(z_n/d)의 변화가 층돌 제트 유동장 구조에 미치는 영향을 파악하기 위해서, 정체 영역과 벽면 제트 영역에서 반경 방향의 제트 유동장을 LDV 로 측정하였다. 제트 Reynolds 수가 25300 일 때, 노즐 출구에서의 평균속도(V_c)를 이용해서 무차원화된 반경 방향 순간속도의 평균값(U) 결과를 Fig. 4 에 나타내었다. 정체점 영역에서의 평균속도는 작은 값을 보여주지만, 축 방향으로 분출된 제트 유동이 노즐 단 부근을 통과하면서 굴절되고 반경방향 속도성분으로 변형되기 때문에 Vena Contracta 현상에 의해서 평균속도는 점차 벽면을 따라가면서 증가하고 있다. 이때, 평균속도의 최대값은 노즐과 층돌 벽면간의 무차원 거리의 변화에 따라 정체점에서의 무차원

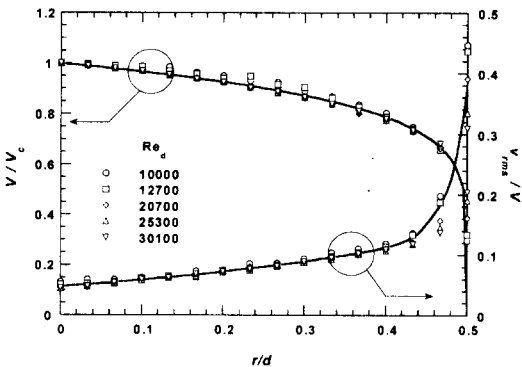


Fig. 3 Jet flow quantities at nozzle exit

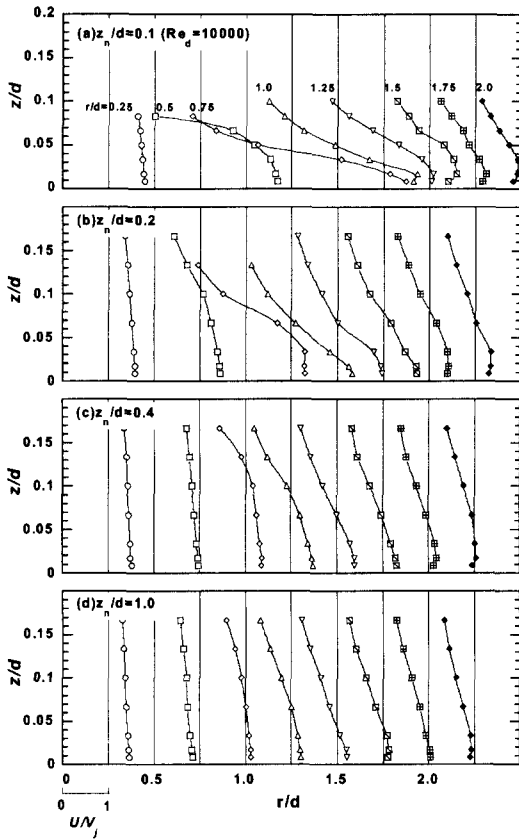


Fig. 4 Effect of nozzle-to-target distance on radial mean velocity for $Re_d = 25300$

반경 방향 거리(r/d)가 대략 0.75 ~ 1.0 부근에서 나타난다. 반경방향 거리가 멀어지게 되면 제트 유동의 경계층 두께가 증가하면서 점점 유속은 줄어들게 된다. 반경방향 평균속도의 증가와 경계층 두께의 감소 결과는 노즐이 충돌 벽면에 가깝게 위치할수록 뚜렷하게 나타나고 있다. 본 실험에서 노즐과 벽면간의 거리가 작은 경우인 $z_n/d = 0.1, 0.2$ 일 때(Fig. 4(a), (b) 참조) 측정 위치가 $r/d = 0.5, 0.75$ 인 경우에 노즐 출구 단 부근에서 평균속도가 음의 값을 갖는 영역이 존재하는 것을 알 수 있다. 이러한 영역에서 외부의 주위 공기가 충돌 제트의 내부로 유입되는 과정을 거치면서 와류의 발생이 예상되며, 따라서 난류강도가 크게 증가하리라고 생각된다.

본 연구에서 난류강도를 정의하기 위해서 반경 방향 순간속도의 요동 성분의 RMS 값(u_{rms})을 노즐 출구에서의 면적 평균속도(V)로 나눈 값을 이용하였으며, 따라서 결과에서 제시된 난류량은 제

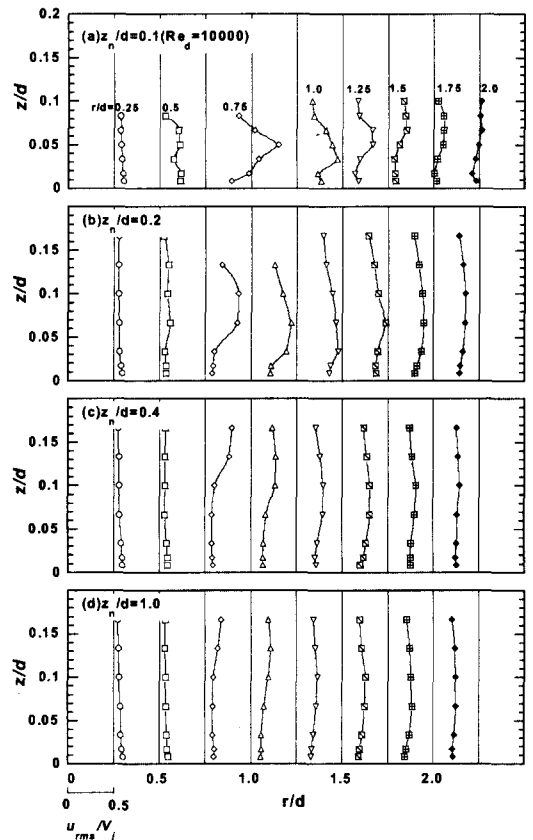
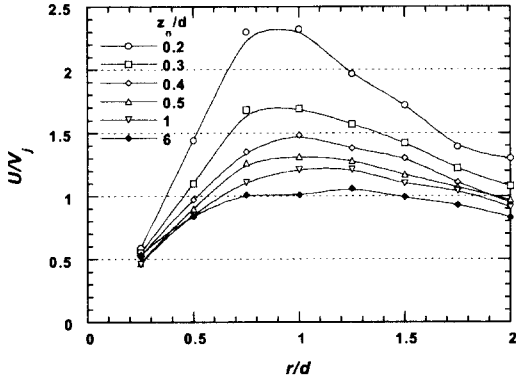
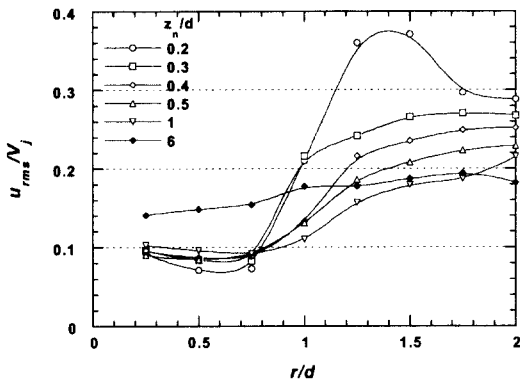


Fig. 5 Effect of nozzle-to-target distance on velocity fluctuation for $Re_d = 25300$

트 유동의 반경 방향 속도 성분의 섭동량의 무차원 절대치를 가리킨다. 노즐 출구와 충돌벽면의 거리의 변화가 충돌 제트의 난류량에 미치는 영향을 알아보기 위해서 Fig. 5 에 제트 Reynolds 수가 25300 일 때의 결과를 도시하였다. 노즐과 벽면간의 무차원 거리가 0.1(Fig. 5(a) 참조)인 경우 난류강도는 $r/d = 0.25$ 일 때 작은 값을 가지고 있지만, 노즐 출구 단 부근을 지나면서 난류강도가 급격하게 증가하고 충돌벽면의 수직방향으로 두개의 극대값이 나타나고 있다. 이때, 노즐 단 근처의 큰 난류강도는 앞에서 언급한 유동 유입에 의한 와류형성의 영향으로 예상되며, 벽면 근처의 난류강도의 증가는 반경방향으로 발달되어 가는 제트 유동의 불안정성에 기인한다고 생각된다. 결과에서 알 수 있듯이 노즐에서 분출된 제트 유동의 혼합층 (혹은 전단층) 영역에서 증가된 난류강도는 벽면을 따라가면서 충돌벽면 방향으로 전송되고, 벽



(a) Mean velocity



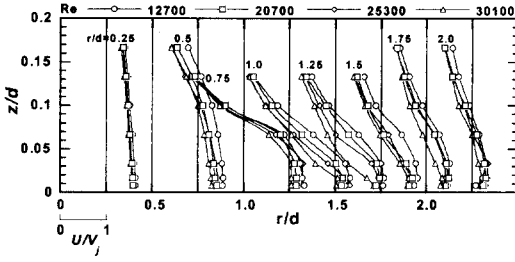
(b) Velocity fluctuations

Fig. 6 Effect of nozzle-to-target distance on impinging jet flow structure at $z/d = 0.0083$ for $Re_d = 25300$

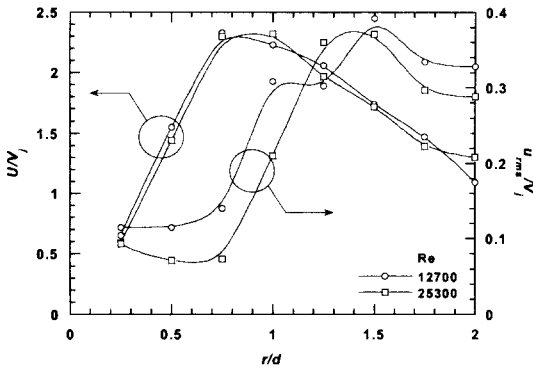
면 근처의 난류구조와 병합되는 구조를 볼 수 있다. 노즐과 벽면간의 무차원 거리가 0.1 인 경우에 최대 난류강도가 나타나는 반경방향 무차원 거리는 대략 0.75 이며, 이는 제트 유동의 섭동성분이 증가되는 두 가지 요인(유동의 불안정성의 발달과 와류에 의한 난류강도의 전승)에 의한 효과로 설명할 수 있다. 이 후에 층돌 제트 유동은 완전 발달된 난류 벽면 제트 유동으로 발달되어 가며, 난류량의 최대값은 벽면 제트 외부 전단층에서 나타난다. 원형 노즐이 층돌 벽면으로부터 멀어지게 되면, 벽면의 수직방향으로 복잡한 분포를 갖는 난류구조는 점차적으로 포물선 형태로 변형되고 벽면근처의 난류강도가 증가하는 반경방향 위치도 하류쪽으로 멀어지게 된다.

노즐과 층돌 벽면간의 무차원 거리의 변화가 층돌 벽면근처의 난류 제트 유동구조에 미치는 영향을 명확하게 나타내기 위해서 $z/d = 0.0083$ 에서 측정된 유동장 결과를 Fig. 6 에 제시하였다. 무차원 평균속도 결과(Fig. 6(a))는 노즐과 층돌 벽면간의 무차원 거리가 유동방향 속도 구배에 미치는 영향을 보여주고 있다. 노즐이 층돌 벽면에 가깝게 위치할수록 평균속도는 급격하게 증가하며, 최대 속도가 나타나는 반경방향 위치도 정체점 방향으로 이동하고 있다. 이러한 경향은 난류강도 결과(Fig. 6(b))에서도 유사하게 나타나고 있지만, 최대 평균속도와 최대 난류강도가 나타나는 반경방향 거리에서는 차이가 발생한다. 윤상현 등⁽¹⁰⁾에서 보고된 층돌 제트 열전달 결과와 비교해보면, 반경 방향의 국소 Nusselt 수 분포는 노즐 출구 단 부근에서 일차정점이 나타나고 반경방향 최대 난류강도가 나타나는 영역에서 이차정점이 발견됨을 알 수 있다. Nusselt 수의 일차정점은 노즐과 층돌 벽면간의 거리와 제트 Reynolds 수의 변화에 무관하게 거의 일정한 위치에서 나타나고 있으며, 이러한 결과는 노즐 단 근처에서 발견되는 유동의 반경방향 가속현상, 즉 경계층의 큰 속도 구배에 기인하는 것으로 생각된다. 노즐과 층돌 벽면간의 거리가 멀어지면 노즐 출구 단에서 생성된 와류로 인한 큰 난류량이 벽면에 전달되는 반경방향 거리가 멀어진다. 따라서, 노즐이 벽면에 가깝게 위치할수록 최대 난류강도가 나타나는 위치는 정체점에 가까워지고 국소 열전달 분포의 이차정점도 정체점에 가까운 위치에서 발견된다. 노즐이 층돌 벽면에서 멀어지면($z/d = 6.0$ 인 경우) 벽면 근처의 난류강도의 증가는 상대적으로 작게 나타나고 있으며, 따라서 국소 Nusselt 수는 정체점에서 최대값이 나타나고 반경방향으로 단순 감소하는 형태를 갖게 된다.⁽¹⁰⁾

층돌 제트 난류 유동구조가 제트 Reynolds 수 변화에 따라 달라지는 현상을 고찰하기 위해서 측정된 반경 방향 무차원 평균속도 결과를 Fig. 7(a)에 나타내었다. 정체 영역($r/d \leq 0.25$)의 평균속도 결과는 제트 Reynolds 수에 무관하게 거의 비슷한 결과를 보여주고 있지만, 노즐 출구 단을 지나 벽면을 따라가면서 Reynolds 수가 작을수록 평균속도가 더욱 증가하고 있으며 특히 $1.0 \leq r/d \leq 1.5$ 영역에서 뚜렷하게 이러한 현상이 나타나고 있다. 제트 Reynolds 수가 큰 경우에는 벽면 제트와 주위 공기와의 속도 차이가 크기 때문에 제트 혼합층에 큰 전단력이 형성되고 유속이 빨리 감소하게 된다. 그러나, 이러한 전단력은 반경방향으로 멀어지면 점차 감소하게 되고, 네 가지 제트 Reynolds 수에



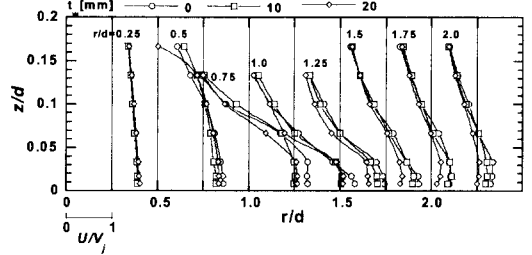
(a) Mean velocity



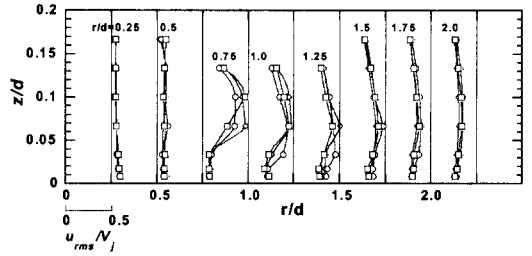
(b) Impinging jet flow quantities at $z/d = 0.0083$

Fig. 7 Effect of jet Reynolds number on impinging jet flow structure at $z_n/d = 0.2$

대해서 무차원 평균속도의 차이는 줄어들게 된다. 충돌 벽면 근처의 유동 방향 무차원 평균속도 분포(Fig. 7(b))는 두 가지 Reynolds 수에 대해서 포물선 형태의 비슷한 결과를 보여주지만, 난류강도는 많은 차이가 발생한다. $Re_d = 12700$ 의 난류강도는 정체점에서 반경방향으로 어느 영역까지는 일정값으로 유지되지만, $r/d = 0.7$ 부근에서 급격하게 증가하고 이후에 감소하다가 다시 이차정점이 나타나고 있다. 이러한 난류강도의 정점들은 노즐 출구 단 근처의 전단층에서 형성된 와류의 충돌로 인한 작은 스케일의 와류구조의 생성과 충돌 제트 유동이 난류 벽면 제트로 발달되어 가는 불안정의 증가의 영향때문이라고 판단된다. 그러나, $Re_d = 25300$ 의 경우에는 두 가지 난류량의 증가 요인들이 빨리 병합되기 때문에 최대 난류강도가 $r/d = 1.4$ 근처에서 나타난다. 따라서, 보다 큰 제트 Reynolds 수로 분출되는 제트가 벽면에 충돌하는 경우에 벽면을 따라 발달되어 가는 유동에서 난류강도의 증가는 정체점에서 더 먼 위치에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 제트



(a) Mean velocity



(b) Velocity fluctuation

Fig. 8 Effect of nozzle wall thickness on impinging jet flow structure for $z_n/d = 0.2$ and $Re_d = 25300$

Reynolds 수가 큰 제트 유동은 충돌 제트 유동을 안정화 시키는 관성력을 충분히 가지고 있기 때문에 난류 벽면 제트로 발달되어 가는 과정이 지연되기 때문으로 생각된다. 위와 같은 충돌 제트 유동구조는 제트 Reynolds 수가 클수록 국소 열전달 계수의 이차정점이 정체점에서 반경방향으로 먼 위치에서 발견되는 결과⁽¹⁰⁾를 잘 설명하고 있다.

본 연구에서는 노즐이 충돌벽면에 가깝게 존재하는 경우에 열전달 및 충돌 제트 유동 구조에 많은 차이가 나타남을 알 수 있었고, 이때 노즐 출구의 벽면의 두께가 유동 구조에 영향을 줄 수 있으며 결과적으로 국소 열전달 분포에 차이가 나타남⁽¹⁰⁾을 확인할 수 있었다. 서로 다른 두께를 갖는 원형 노즐이 충돌 벽면의 유동구조에 미치는 영향을 조사하기 위해서 $Re_d = 25300$, $z_n/d = 0.2$ 인 경우에 측정된 유동장 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 노즐 출구 단 안쪽($r/d \leq 0.5$)의 무차원 평균속도는 노즐 벽면 두께에 관계없이 거의 비슷한 결과를 보여주지만, 벽면을 따라가는 하류영역에서는 차이가 발생하고 있다. 노즐 출구 단 이후의 영역에서 벽면의 두께가 없는 경우($t_w = 0$ mm)의

벽면 근처의 무차원 평균속도는 다른 경우에 비해 가장 큰 값을 가지고 있으며, 따라서 벽면제트 영역에서 가장 큰 가속이 나타나고 있음을 알 수 있다. 이것은 노즐 벽면의 두께가 증가하면 노즐 출구의 벽면이 외부 유동의 유입을 방해하는 제한 벽면의 형태로 벽면 제트에 작용하기 때문으로 생각된다. 하지만, 노즐 벽면의 두께의 영향은 난류 강도의 결과에서는 뚜렷하게 나타나고 있지 않다. 따라서 노즐 벽면의 두께가 증가하면 외부 유동의 유입이 감소되고, 따라서 벽면 제트의 경계층에서 유속의 증가가 작게 일어나게 되며 충돌 제트 열전달도 감소하는 것⁽¹⁰⁾으로 판단된다. 노즐 벽면의 두께가 유동구조에 미치는 영향을 분명하게 파악하기 위해서 열전달 결과에서 많은 차이가 발생하는 노즐과 충돌 벽면간의 거리가 작은 경우의 실험($z_0/d = 0.1$ 인 경우)이 필요하지만, 유동장 측정 실험에서 경계층의 두께가 너무 작고 노즐 벽면이 LDV 측정에 방해를 주기 때문에 벽면제트 유동장 측정이 불가능하였다. 따라서 이에 대한 보충 실험이 필요하다고 생각된다.

4. 결론

완전 발달된 난류 원형 제트가 평판에 충돌할 때, 제트 Reynolds 수, 노즐 출구와 충돌 벽면간의 무차원 거리, 노즐 출구 벽면의 두께의 변화가 충돌 영역과 벽면 제트 영역의 난류 유동장 구조에 미치는 영향에 대해서 연구하였다.

노즐이 냉각벽면에 가깝게 위치하는 경우에 발생하는 국소 열전달 계수의 정점들을 측정된 난류 충돌 유동장으로 설명할 수 있었다. 국소 Nusselt 수의 일차정점은 제트 Reynolds 수와 노즐과 충돌 벽면간의 무차원 거리에 관계없이 노즐 단 근처에서 발생하는데, 이것은 벽면 제트 경계층의 유속의 증가에 기인한다. 전단층에서 생성된 와류의 큰 난류량의 전파와 유동의 불안정의 발달로 인해서 하류영역에서 벽면 제트의 난류강도가 증가되고 열전달이 촉진되어 Nusselt 수의 이차정점이 나타난다. 노즐이 충돌 벽면에서 멀어지면 와류에 의한 난류량이 정체점에서 반경방향으로 더 먼 위치로 전송되기 때문에 유동방향 Nusselt 수가 정체점에 더 먼 곳에서 나타난다. 제트 Reynolds 수가 증가하면 충돌 제트의 난류 벽면 제트로의 발달 과정이 지연되기 때문에 열전달 계수의 이차정점의 위치도 정체점에서 멀어진다. 노즐이 충돌 벽면에 가깝게 위치할 때 노즐 출구의 벽면은 외부 유동의 유입을 방해하는 제한벽면의 형태로 제트 유동에 영향을 주기 때문에, 노즐 출구 벽면의 두

께가 증가하면 벽면 제트 경계층에서의 유속이 감소되고, 따라서 열전달 효과도 감소하게 된다.

후 기

이 논문은 2000 년 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surface," *Advances in Heat Transfer*, Edited by J. P. Hartnett and T. F. Irvien, Jr., Academic Press, New York, pp. 1~60.
- (2) Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. A. and Button, B. L., 1992, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 13, pp. 106~115.
- (3) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets," *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol. 6, pp. 111~134.
- (4) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat - Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1272.
- (5) Donaldson, C. D., Snedeker, R. S. and Margolis, D. P., 1971, "A Study of Free Jet Impingement. Part 2. Free Jet Turbulent Structure and Impingement Heat Transfer," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 45, pp. 477~512.
- (6) Hoogendoorn, C. J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at a Stagnation Point," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.
- (7) Cooper, D., Jackson, D. C., Launder, B. E. and Liao, G. X., 1993, "Impinging jet Studies for Turbulence Model Assessment - I. Flow-Field Experiments," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2675~2684.
- (8) Baughn, J. W. and Shimizu, S., 1989, "Heat Transfer Measurements from a Surface with Uniform Heat Flux and an Impinging Jet," *J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 1096~1098.
- (9) Lytle, D. and Webb, B. W., 1994, "Air Jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle - Plate Spacings," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 1687~1697.
- (10) 윤상현, 양근영, 손동기, 최만수, 1999, "원형 제트 충돌 열전달과 유동 특성에 관한 실험적 연구 : 노즐 벽 두께와 노즐 출구 압력의 영향," 대한기계학회논문집 B 권, 제 23 권 제 10 호, pp. 1285~1295.
- (11) Echols, W. H. and Young, J. A., "Studies of Portable Air - Operated Aerosol Generator," NRL Report 5929, Protective Chemistry Branch, Chemistry Division, U.S. Naval Research Laboratory.
- (12) Schlichting, H., 1979, *Boundary Layer Theory*, 7th Edition, McGraw-Hill, New York.