

회전전열평판과 충돌수분류간의 열전달특성에 관한 실험적 연구

Heat transfer characteristics between a rotating flat plate and an impinging water jet

전 성 택*, 이 종 수**, 최 국 광***
S. T. Jeon, J. S. Lee, G. G. Choi

Key words : Average heat transfer coefficient(평균 열전달계수), Forced convection(강제대류), Jet Reynolds number(분류 레이놀즈수), Rotational Reynolds number(회전 레이놀즈수)

Abstract

An experimental investigation is reported on the heat transfer coefficient from a rotating flat plate in a round turbulent normally impinging water jet.

Tests were conducted over a range of jet flow rates, rotational speeds, jet radial positions with various combinations of three jet nozzle diameter.

Dimensionless correlation of average Nusselt number for laminar and turbulent flow is given in terms of jet and rotational Reynolds numbers, dimensionless jet radial position.

We suggested various effective promotion methods according to heat transfer characteristics and aspects.

The data presented herein will serve as a first step toward providing the information necessary to optimize in rational manner the cooling requirement of impingement cooled rotating machine components.

기 호 설 명

A : 전열면적(m²)
C_p : 정압비열(J/kg · °C)
d : 분류노즐직경(m)
D : 전열면 회전직경(m)
h : 국소열전달계수(W/m² · °C)

\bar{h} : 평균열전달계수(W/m² · °C)
H : 충돌높이(m)
I : 전류
k : 유체의 열전도계수(W/m · °C)
m : 유체질량(kg)
M : 질량유량(kg/s)
N : 회전수(rpm)

$Nu_d = h \cdot d / k$: 국소 Nusselt 수(d 기준)

$\overline{Nu}_d = \bar{h} \cdot d / k$: 평균 Nusselt 수(d 기준)

$Nu_r = h \cdot r_o / k$: 국소 Nusselt 수(r_o 기준)

* 정회원, 인천전문대학 기계과

** 정회원, 안동공업전문대학 기계과

*** 인천대학교 기계공학과

$\overline{Nu_r} = \bar{h} \cdot r_0 / k$: 평균 Nusselt 수(r_0 기준)

Pr : $\mu \cdot C_p / k$: Prandtl 수

q : 열유속(W/m²)

r : 반경좌표

r_0 : 전열면 회전반경(m)

R : 분류노즐의 반경위치($r=R$)

Re_j : $V_j \cdot d / \nu = 4M / \pi \mu d$: 분류 Reynolds수

Re_{no} : $\omega \cdot r_0^2 / \nu = 2\pi N \cdot r_0^2 / 60 \nu$: 회전 Reynolds수

t : 시간(s)

T_f : 막온도(°C)

T_j : 분류온도(°C)

T_w : 벽온도(°C)

V : 전압(V)

V_j : 분류속도(m/s)

그리스문자

μ : 점성계수(N · s/m²)

ν : 동점성계수(m²/s)

ω : 각속도(rad/s)

1. 서 론

상호 조립된 기계부품간의 마찰열이나 기계부품과 주위 유체간의 전도와 대류 등으로 온도가 상승하여 윤활유와 재료의 적정온도범위를 초과함으로써 그 시스템의 운전, 안전, 수명, 성능 등에 문제를 일으킨다. 이러한 열전달상의 문제를 효율적으로 해결하기 위해서 냉각열량에 따라 자연대류와 같은 비충돌 냉각방법을 택하거나, 격렬한 마찰이나 주위유체와 인접 부품간의 온도차가 심한 장치에 있어서는 강제대류열전달증진을 충돌분류로써 모색하는데, 그 이유는 분류의 충돌은 비충돌의 경우보다 열전달율을 수배 이상 증대시키고, 가열 혹은 냉각표면위의 열전달 분포를 쉽게 조절할 수 있기 때문이다. 이러한 이점 때문에 터빈 디스크, 전기모터, 고속 중·하중의 베어링이나 기어, 컴퓨터와 같이 아주 높은 정도의 온도제어가 요구되는 고속 전자기기의 냉각 등에 충돌분류가 많이 이용되고 있다.

회전판상의 분류충돌에 관한 연구는 분류의 종류

와 주위 유체와의 조합에 따른 확산성, 분류자세, 분류노즐의 기하학적 형상과 수, 회전판의 형상과 자세, 전열면상에서의 분류유체의 상변화 유무에 따른 분류계와 회전계의 상호조합으로 유동장 해석과 열 및 물질전달 등에 대해 수행되어 오고 있다. 이러한 연구중에는 국내적으로는 회전시스템에서의 유동특성에 관한 연구로 송창걸 등⁽¹⁾은 회전하는 원판의 회전중심을 향해 강제유동이 존재하는 경우 정체점에서의 열 및 유체유동에 관한 상사해를 구했으며, 최상민 등⁽²⁾은 컴퓨터 하드 디스크 시스템에서 회전하는 기록판독용 마그네틱 헤드 암이 유동에 미치는 영향과 헤드위치와 시간에 따른 헤드 주변의 난류유동생성을 관측하였고, 허남건 등⁽³⁾은 가스터빈의 냉각유로를 단순화한 회전하는 “ㄷ” 자형 유로에 대하여 수치해석으로 유동특성을 연구하였다. 아울러 회전면-충돌공기분류계에서의 유동에 관한 연구로는 유정열, 강형석 등^(4~6)이 회전원판상에서의 공기분류의 유동현상을 연구하였다. 또 황영규 등⁽⁷⁾은 환형 관내 실린더가 회전하는 경우 유체 유동특성을 실험적으로 조사하였다. 이와같이 유동장 해석에 관한 것^(1~7)이 거의 대부분이며, 열 및 물질전달에 관한 실험연구는 없었다.

그러나 국외적으로는 1950년대부터 회전면-충돌분류계의 유동 및 열전달특성에 관한 연구를 수행해 오고 있다. 회전전열면에서의 열전달에 관한 대개의 연구는 충돌분류와 관련된 복잡한 유동현상 때문에 정확한 이론적인 해석이 불가능하여 실험적으로 열전달 계수를 구하고 있다.

그 예를 들면, Metzger 등⁽⁸⁾은 공기분류와 회전 디스크 사이의 유체유동 및 열전달실험에서 회전이 지배하는 영역과 충돌이 지배하는 영역으로 나누어 열전달특성을 규명하고 있으며, Cobb⁽⁹⁾는 등온회전원판상으로 공기가 균일자유유동(uniform flow)할 때, 즉 무분류-회전면상태에서 평균 Nusselt 수를 층류영역과 난류영역으로 나누어 회전 Reynolds 수의 함수로 각각 제시했으며, Bogdan⁽¹⁰⁾은 회전면과 충돌공기분류간의 연구에서 층류와 난류영역하에 있는 전열면의 국소 열전달계수를 회전 및 분류 Reynolds 수의 넓은 범위에 걸쳐서 실험하여 상관식을 구하였다. 그 결과 분류 Reynolds 수는 난류의 열전달에는 큰 영향을 주지 않는 반면에 충

류영역에서 분류의 난류조장은 층류 열전달계수를 현저히 증가시키는 원인이 된다는 것을 밝혔다. 또 분류와 디스크간의 공간비 $H/d=1\sim 20$ 범위에서는 국소열전달계수에 영향을 주지 않는다고 하였다. Carper⁽¹¹⁾은 회전원판의 표면을 등열유속상태로 가열하며 일정한 높이에서 층류유일 체트로 수직냉각시키는 실험에서 열전달계수는 회전 Reynolds수, 분류 Pr수, 그리고 무차원 분류반경위치에 관련된다는 것을 밝혔다.

Popiel 등^(12,13)은 링(ring)원판의 전열면이 정지한 공기중에서 무분류 상태로 회전시 전열면이 각각 층류, 천이 난류상태하에 있을 때 열전달식을 회전Reynolds수의 함수로 제시하고 있으며, 이때는 분명히 천이영역이 존재하여 국소열전달의 빠른 증가가 있다는 것을 밝히고 있고, 하나의 원형분류가 회전전열면의 중심점을 향하여 수직하게 분사될 때 국소점의 열전달은 회전속도와 분류속도의 비에 따라 회전효과와 분류효과가 개별적 또는 동시에 나타난다는 것을 제시하고 있다.

이상과 같은 연구동향을 볼 때, 무분류-회전전열면에서는 전열면의 평균열전달율, 유분류-회전전열면에서는 분류를 공기로서 분류위치가 국한된 곳인 국소열전달만 취급했을 뿐이다. 분류를 전열면의 임의 부위로 분사시 전열면상에서 열전대가 심어진 곳의 열전달 크기나 전열면 반경방향으로의 열전달분포를 나타낸 자료와 회전면-층돌수분류계에서의 유동 및 열전달에 관한 연구는 아직 보고된 바가 없었다. 또 이러한 기존 연구들은 본 연구의 회전면-층돌분류계라는 점과 일치하나, 이 때 사용한 노즐은 모두 가늘고 긴 직선 관형노즐이었고, 전열면은 모두 등은 또는 비등은 원판이나 링(ring) 원판이었고, 분류는 냉각성이 작은 공기나 광유(mineral oil)였다. 이러한 경우는 비교적 열발생이 낮거나 공기나 기름만을 작동매체로 사용할 수 있는 때에 한한다.

한편, 회전체의 반경방향상 일정길이에 걸친 부위를 열전달상 문제부위로 보면 전열면은 주기적인 분류와의 접촉으로 생각된다. 이러한 조건을 갖는 전열면의 반경방향상 열전달분포특성을 관찰하자면 전열면 형상을 장방향으로 해야하고, 광유나 공기일 때보다 훨씬 높은 열전달계수를 비교적 간

단한 장치로 저렴하게 얻기위해선 분류를 물로 한 회전전열평판과 층돌수분류간의 열전달 연구가 있어야 한다.

본 연구는 고속회전체의 가동시 마찰, 전도, 대류 등으로 발생하는 높은 열량을 효율적으로 냉각시키기 위한 방안을 제시하고자, 회전평판과 층돌수분류간의 강제대류로 모색하여 노즐직경, 분류량, 분류위치, 전열면 회전수의 변화에 따른 열전달 분포현상을 층류와 난류영역에 대해 고찰하였다.

아울러 전열면 고정-대칭 분류 층돌시 열전달식을 平田⁽¹⁴⁾의 층류 열전달 이론식⁽¹⁴⁾과 비교로 난류분류의 특성을 보임과 동시에 최광평 등⁽¹⁵⁾의 난류수분류에 관한 실험식과 비교함으로써 실험범위의 차이에 따른 변화를 제시하였다.

또, 전열면 회전-대칭분류 층돌시 층류열전달식과 Carper⁽¹¹⁾의 실험식에서 분류와 회전변화효과를 비교하였고, 회전-비대칭분류 층돌시 분류위치 변화가 층류와 난류영역에서 미치는 효과를 제시하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

연직하향 단상(single phase)강제대류의 회전면-층돌수분류계를 구성하는 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 본 장치의 주요부분은 분류부, 회전부, 가열부, 측정부로 구성되어 있다.

분류부에서는 가정용 수도물을 물탱크 ①에 공급하면서 펌프 ②로 송수한다. 송수된 물은 유량조절밸브③과 오리피스④를 통과한 후 노즐 ⑥으로 분출된다. 이 때 유속은 밸브개폐에 따라 마노미터 ⑤에 나타나는 수는 액주차로써 조절되며, 노즐에서 분출된 수분류는 정지 또는 회전하는 전열면⑦에 충돌하며, 전열면 위로 흐를 때 대류열전달현상을 일으킨 후 배수된다. 그리고 노즐-전열면간 거리는 높이 조절용나사⑨로 변화시켰다.

회전부에서는 전열면의 회전수 변화는 전압제어장치(volt control box) ⑩에서 핸들로 전압(voltage)크기를 조절하면 동시에 직류모터⑪의 회전수도 변한다. 이 변화된 동력은 모터축과 중공구동축축의 timing gear를 연결하는 timing belt ⑫

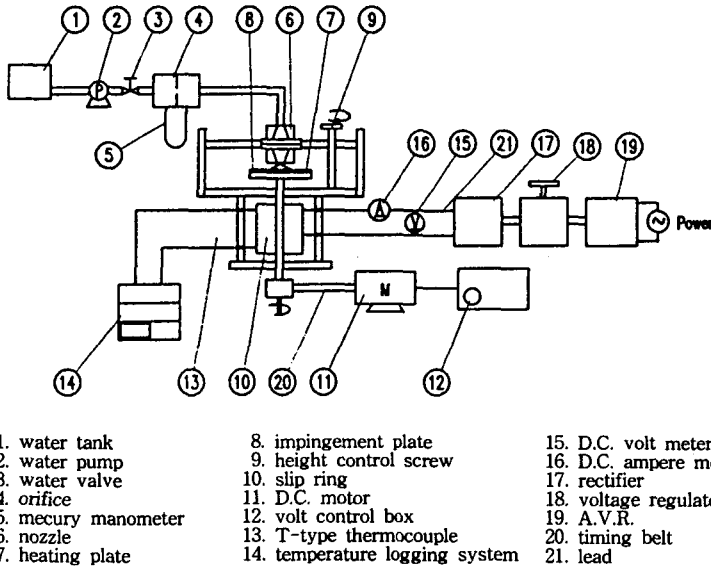


Fig.1 Experimental apparatus of rotating impinging water jet system

에 의해 전달되어 충돌판(8)이 회전하게 된다.

가열부에서는 110V 교류의 전압을 일정하게 유지하고자 평균전압조정기(average voltage regulator)(19)를 사용했고, 전압조정기(voltage regulator)(18)로 직류변환기(D.C. converter, 110V용 정류기)(17)로 송전되는 전압크기를 조절했다. 이 때 정류기를 지나 전열면으로 통전되는 전류는 직류전류계(D.C. ampere meter)(16)로, 전압은 직류전압계(D.C. voltage meter)(15)로 측정했다. 그리고 고정 부분과 회전부분간의 전원공급은 slip ring (10)을 통해서 전열면을 가열하게 된다.

측정부에서는 전열면의 이면에 등간격으로 7점의 열전대 (13)를 납땜용접하고 이들을 온도측정장치 (14)에 연결하여 기전력을 송전하므로써 전열면 상 온도를 측정하게 된다. 이때 고정부분과 회전부분간의 기전력도 또한 슬립 링을 통해서 송전된다.

2.2 실험방법 및 실험범위

실험정도를 고려한 정현곡선형의 축대칭 원형노즐에서 물이 연직하향으로 분사될 때 실험장치의 열평형을 단전상태에서 확인한 후, 전열면을 직류통전(23A, 8V)으로 가열하면서, 노즐직경별 유속과 위치, 회전속도의 수준에 따라 온도를 측정한다. 이 때 장방향의 고정 및 회전전열면상의 유동을 등

열유속상태에서 정상유동이 되도록 하였다.

반경방향상 분류위치는 직경이 4, 6, 8mm인 노즐들을 각각 회전반경에 대하여 무차원화하여 4단계로 분류위치를 변화시켰고, 분류의 높이는 노즐직경에 대하여 무차원화하여 공히 H/d의 값을 10으로 하였다. 분류의 질량유량은 0.08, 0.114, 0.133, 0.155, 0.17, 0.174kg/s로서 이러한 질량유량이 4, 6, 8mm의 노즐에 있어 모두 난류분류가 된다. 회전수는 0, 250, 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000rpm으로 하였다.

장방향의 수평상향 전열면(120mm×10mm)이 열적으로 $1.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$ 의 등열유속하에 있을 때, 온도측정점의 위치는 회전중심점($r=0$)을 포함한 반경방향으로 8, 16, 24, 32, 40, 48mm로 하였다. 이 때 냉각된 전열면의 온도범위는 약 28~50℃ 정도였다.

온도측정은 실험장치의 열평형 상태를 확인함과 동시에 분류의 유체역학적 특성이 회전전열면상에 나타날 수 있는 시간을 고려해서 전열면이 정지해 있을 때 3회, 각 회전수에 대해서는 2회 측정했으며, 전열면과 분류유체인 물과의 온도차는 비등이 발생하지 않는 단상영역에서의 실험이므로 전열면이 포화온도 이하가 되도록 약 0.5~20℃이내에서 실험하였다. 또 실험시 슬립링과 브러쉬 사이의 미

끄럼마찰로 인한 열발생으로 열전대별로 온도조정이 불가피 하였다. 그래서 단전-수분류상태에서 본 실험에서와 같은 회전수와 시간에 대한 전열면 각 점에서의 보정치를 구하여 이를 측정치에 가산해주었다. 이러한 방법으로 측정된 전류, 전압, 벽온도로서 열유속을 식(1)로, 열전달계수를 식(2)로 계산하였다.

$$q = I \cdot V/A \quad (\text{W/m}^2) \quad (1)$$

$$h = q/(T_w - T_j) \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험인자별 열전달분포현상

3.1.1 질량유량의 변화

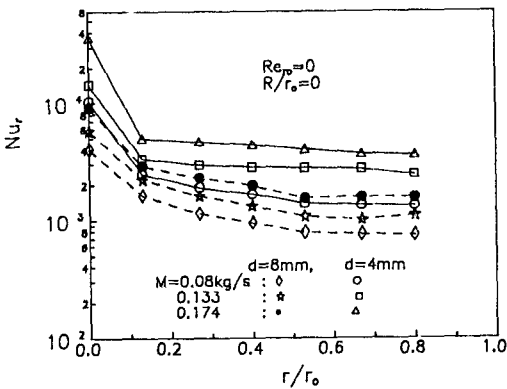


Fig.2 Effect of mass flow rate on local Nusselt number for $Re_0=0$ and $R/r_0=0$

노즐직경별 동일한 무차원 높이(H/d=10)에서 질량유량의 변화에 따른 열전달분포현상을 전열면이 고정되어 있는 경우 대칭과 비대칭 분류에 대해 보면 Fig.2 및 Fig.3과 같고, 전열면 회전의 경우는 Fig.4 및 Fig.5와 같다.

전반적으로 볼 때 질량유량(혹은 분류Reynolds 수)이 증가하면 공히 전열면상의 모든 점에서 열전달은 증대된다. 대칭 분류충돌시 전열면 고정과 회전의 경우 모두 정체점의 열전달이 가장 높게 나타나고 정체점을 벗어나 충돌영역으로 돌입하면서 급격한 감소를 보이는 점은 같다. 그러나 전열면 고정의 경우는 충돌영역을 벗어나 벽분류영역으로 갈수록 완만한 감소를 보이는 반면에 회전시에는 점차 증가함을 보여주고 있다.

정체점에서 열전달이 최대로 되는 것은, 상류에

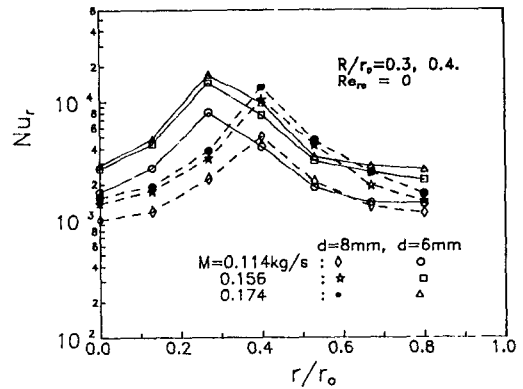


Fig.3 Effect of mass flow rate on local Nusselt number for $Re_0=0$ and $R/r_0=0.3, 0.4$

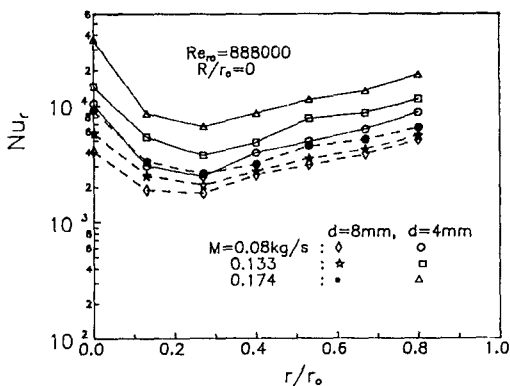


Fig.4 Effect of mass flow rate on local Nusselt number for $Re_0=888000$ and $R/r_0=0.3, 0.4$

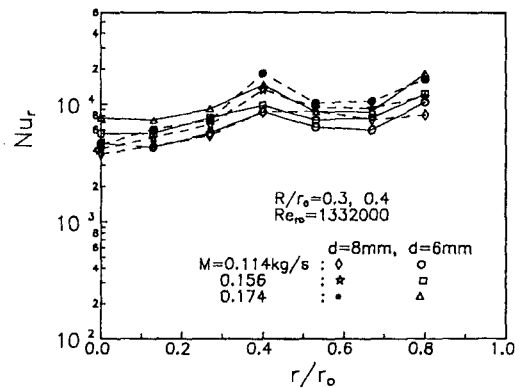


Fig.5 Effect of mass flow rate on local Nusselt number for $Re_0=1332000$ and $R/r_0=0.3, 0.4$

서 형성된 난류성분을 가진 분류가 가장 빠른속도 (전열면상의 다른 위치에 비해)로서 충돌하기 때문 이고, 충돌영역에서의 급격한 감소는 정체점을 벗어나면서부터는 유선의 방향이 연직하향에서 반경 과 연직상향의 합성방향으로 변함에 따른 부차적 손실(minor loss)과 수력도약 발생, 그리고 유량이 방사상으로 방출됨으로써 장방형의 전열면상을 통과하는 유체의 운동에너지 감소와 더불어 유체의 전두수가 감소하는 결과이며, 회전시 충돌영역을 벗어난 벽면분류영역에서 열전달이 증가하는 것은 전열면의 가장자리측으로 갈수록 반경과 회전방향 간의 합성속도(절대속도)가 증가하며 이로인한 운동량 증가가 점성용력을 극복하는 왕성한 난류를 형성하기 때문이다.

비대칭 충돌때는 분류를 회전중심점으로부터 멀리 할수록 충돌한 후 편심된 방향으로 유체가 튀겨져 나가므로 1회전당 전열면상을 스쳐지나가는 분류량의 감소로 전열면의 온도는 올라가 평균열전달 계수는 감소한다. 전열면 고정 의 경우는 분류의 충돌지점을 기준으로 좌우의 열전달 분포는 거의 선 대칭을 이루나, 회전의 경우는 전열면 가장자리측 이 회전중심측보다 조금 급한 구배로 열전달상승을 보이고 있다. 이러한 현상은 분류위치를 기준으로 하여 전열면의 가장자리측으로는 회전반경의 증가 에 따라 절대속도는 증가하나, 회전중심측으로는 회전반경 감소로 절대속도의 감소로 인한 차이라고 생각된다.

따라서 회전수와 유량이 일정한 전열면의 평균열 전달을 비교적 높게 얻고자 할 때는 회전중심점으 로 분류를 충돌(대칭충돌) 시키고, 문제부위를 집중 적으로 냉각하고자 할 때는 분류위치를 문제지점 또는 문제지점의 바로 내측으로 분류를 이동시켜 비대칭충돌 시킴이 바람직하다.

다음에 회전수 증가에 따른 경계층의 천이점 이 동현상에 대해 살펴보면, Fig.2는 전열면이 고정 ($Re_{r0}=0$)된 경우로서 반경상으로 우측상향인 열 전달분포를 보이나 Fig.4는 전열면이 회전하는 경 우로서 임의 지점을 기준으로 우측상향인 열전달분 포를 보이고 있다. 즉 두 경우 모두 정체점을 벗어 난 충돌영역에서는 급격히 열전달이 강하나 고정 전열면에서는 충돌영역을 벗어난 $r/r_0 \geq 0.13$ 지점

부터 완만한 감소를 보이는 반면, 회전전열면에서는 충돌영역을 벗어난 $r/r_0 \geq 0.27$ 지점부터 점차 상 승하는 경향을 보이고 있다. 즉 일정한 Re_j 하에서 Re_{r0} 가 증가할수록 충돌에서 난류로 천이되는 길 이는 정체점을 향해 점차 짧아짐을 나타내는 것이 며, 이때 전열면상의 난류영역이 확장되면서 아울러 열전달이 증가한다고 볼 수 있다.

아울러 대칭충돌에 있어 충돌영역에서는 Re_{r0} 보 다는 Re_j 가 열전달을 지배하다가 점차 벽면분류영 역으로 갈수록 Re_{r0} 효과가 증가하므로 전열면이 좁고 짧은 경우는 적절한 Re_j 로, 전열면이 넓고 긴 경우는 임의의 일정유량에서 높은 Re_{r0} 로 냉각합 이 바람직하다.

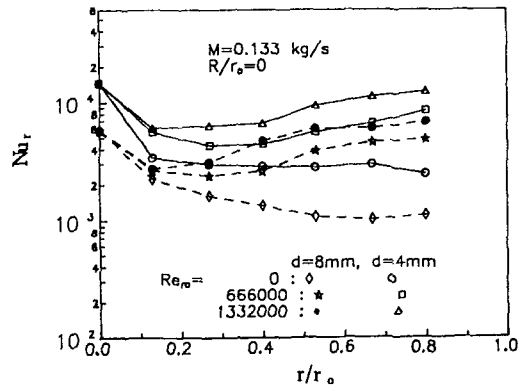


Fig.6 Effect of Re_{r0} on local Nusselt number for $M=0.133\text{kg/s}$ and $R/r_0=0.3, 0.4$

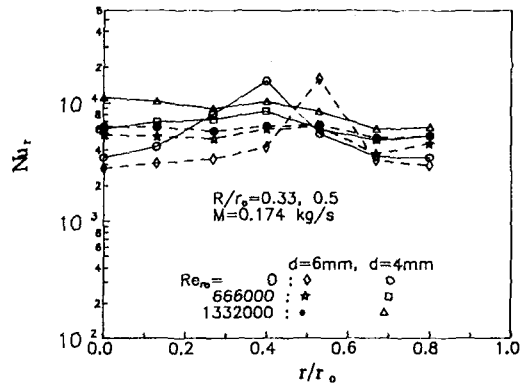


Fig.7 Effect of Re_{r0} on local Nusselt number for $M=0.174\text{kg/s}$ and $R/r_0=0.33, 0.5$

3.1.2 회전레이놀즈수의 변화

Fig.6은 회전전열면상의 분류가 회전중심점을 향하는 대칭충돌, Fig.7은 분류를 회전중심점을 벗어난 위치에서 분사시키는 비대칭충돌일 때, 국소 Nusselt수를 전열면 고정과 회전에 대해 나타낸 것이다.

대칭충돌의 경우 정체점 ($r/r_o = 0$)에서는 회전 중심과 충돌지점이 일치하는 관계로 전혀 회전효과는 나타나지 않으나 가장 높은 열전달 크기를 나타낸다. 그러나 이 지점을 벗어난 $r/r_o \geq 0.13$ 지점부터는 완만한 감소를 나타내고 있다. 그러나 회전의 경우 $r/r_o \geq 0.13$ 지점부터 반경방향상으로 회전효과가 점차 높게 나타나면서 우측상향적인 열전달분포를 나타낸다. 즉 이러한 사실로부터 충돌 영역인 $r/r_o \leq 0.13$ 인 영역은 회전보다는 분류충돌이 열전달을 지배하고, $r/r_o > 0.13$ 인 벽면분류 영역에서는 분류효과가 감소되는 반면 회전효과는 증대되어 나타나므로 결국 전열면의 평균열전달을 향상시킨다. 따라서 임의의 한정된 유량으로 대칭 충돌시킬 때 회전반경이 큰 벽면부근의 열전달을 향상시키는 방안으로 빠른 회전수로 운전함이 바람직하다.

다음에 Fig.7의 비대칭충돌유동에 대해 보면, 전열면이 고정되어 있을 때 충돌지점의 국소 Nusselt수가 가장높게 나타나다가 회전을 시작하면 충돌지점의 열전달은 감소했다가 회전수 증가에 따라 다시 증가하는 양상을 보이나 고정전열면의 경우보다

높게는 되지 않는다. 그러나 평균 열전달은 고정된 경우보다 증가한다. 이러한 현상은 충돌지점은 회전에 의하여 분류효과가 억제되나 벽면분류영역에서는 분류효과 감소보다 회전효과가 상대적으로 더 많이 작용하기 때문이다. 따라서 회전체의 구조상 비대칭 충돌수단으로 한정된 유량으로 평균열전달을 향상시키면서 평탄한 열전달분포를 얻고자 할 때는 높은 회전수로 냉각함이 바람직하다. 즉 고속 회전체에서 한정된 유량으로 평균열전달을 향상시키면서 전열면상의 평탄한 열전달분포를 얻고자 하면 비대칭 충돌시킴이 좋다.

3.1.3 노즐직경의 변화

Fig.8 및 Fig.9는 대칭충돌, Fig.10 및 Fig.11은 비대칭 충돌시 각각 고정과 회전의 경우 열전달 분포를 노즐직경의 변화에 대해 나타낸 것이다. 노즐직경이 작을수록 열전달크기가 높게 나타나는 것은, 동일유량에서 노즐직경이 작을수록 전열면상 충돌속도 및 절대속도를 빠르게하여 열전달을 증가시키기 때문이다.

대칭과 비대칭 충돌시 회전의 경우 Fig.9 및 Fig.11을 보면, 충돌지점에서 노즐직경별 열전달 계수의 크기가 가장 높게 나타나고, 전열면 가장자리측으로 갈수록 노즐직경별 열전달계수의 크기 차이를 줄여 나가고 있다. 이것은 일정유량과 회전수일 때 벽분류영역에서는 직경이 클수록 분류의 열전달 기여도는 감소하고 회전의 열전달 기여도는 증가하는 경향을 나타내는 것이다. 이러한 사실을

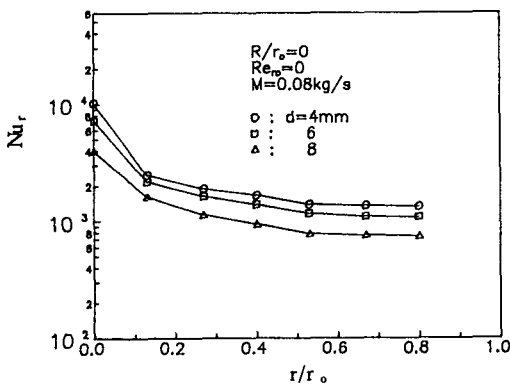


Fig.8 Effect of d on local Nusselt number for $M=0.08\text{kg/s}$ and $Re_n=0$ and $R/r_o=0.3, 0.4$

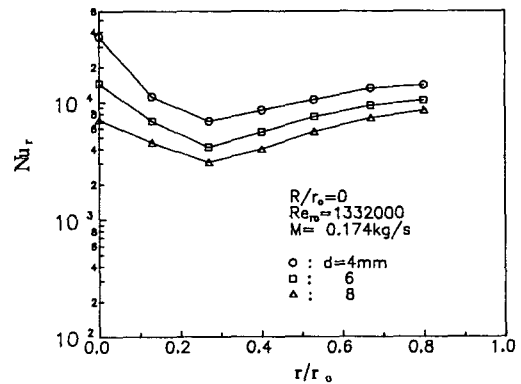


Fig.9 Effect of d on local Nusselt number for $M=0.174\text{kg/s}$ and $Re_n=1332000$ and $R/r_o=0.3, 0.4$

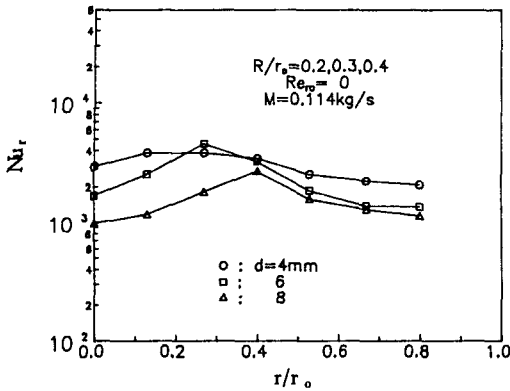


Fig.10 Effect of d on local Nusselt number for M , Re_{r0} , R/r_0

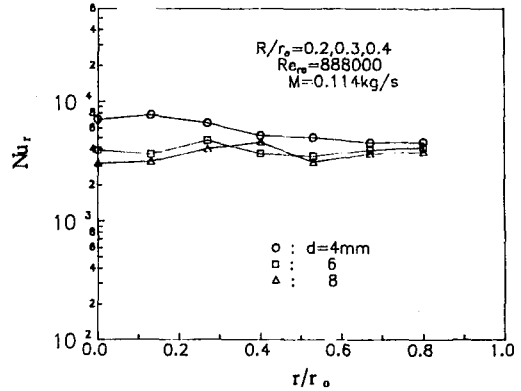


Fig.11 Effect of d on local Nusselt number for M , Re_{r0} and R/r_0

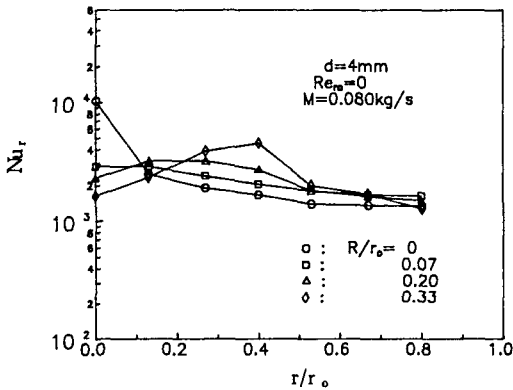


Fig.12 Effect of R/r_0 on local Nusselt number for $M=0.080\text{kg/s}$, $Re_{r0}=0$ and $d=4\text{mm}$

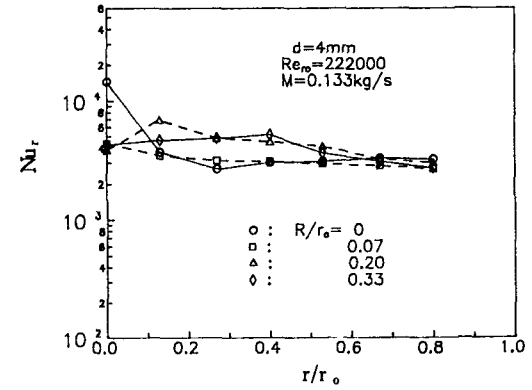


Fig.13 Effect of R/r_0 on local Nusselt number for $M=0.133\text{kg/s}$, $Re_{r0}=222000$ and $d=4\text{mm}$

Fig.8 및 Fig.9의 대칭충돌에서 보면 전열면 고정시 거의 등간격인 열전달의 변화를 보이나 회전시 Fig.9를 보면 벽분류영역으로 갈수록 각 곡선의 간격이 줄어들고 있다는 것은 회전효과는 분류를 직경이 큰 노즐로 분사할 때가 작은 노즐일 때보다 높게 나타남을 의미한다. 따라서 전열면의 전열목적이 부분적인 국소점열전달 인지 아니면 전체 전열면의 평균열전달의 도모에 있는지를 구분하여 이에 부합되는 최적의 노즐직경을 선정해야 한다. 즉 일정한 크기의 회전전열면을 동일유량과 회전수로 운전함에 있어 국소점(문제되는 부위) 및 전체 전열면의 높은 평균열전달을 얻고자 할 때는 직경이 작은 노즐을, 비교적 평탄한 열전달분포를 얻고자 할 때는 직경이 큰 노즐을 사용함이 바람직하다.

3.1.4 분류 위치의 변화

Fig.12는 전열면 고정시, Fig.13은 회전시 분류 충돌위치변화에 따른 국소점 열전달 분포를 나타낸 것이다.

직경이 4mm인 노즐이 회전중심을 포함한 4, 12, 20mm인 위치에 있을 때 충돌지점부근에서 가장 높은 열전달의 크기를 보이는 점은 전열면 고정과 회전 공히 같으나 회전함에 따라 분류지점의 열전달 극대치는 고정의 경우에 비해 조금 낮아지면서 분류위치에 따른 열전달분포는 평탄한 특성을 보이고 있다. 이것은 회전체상에서 분류위치의 변화(편심)에 따른 영향인 것이다. 즉 분류위치를 회전 중심축에서 편심시키면 회전당 전열면상을 스쳐지나가는 분류량의 감소로 평균열전달은 감소하며, 분류의 편심시에는 분류의 좌우면으로 회전효과가 발생하므로 대칭분류의 경우보다 평탄한 열전달 분포를

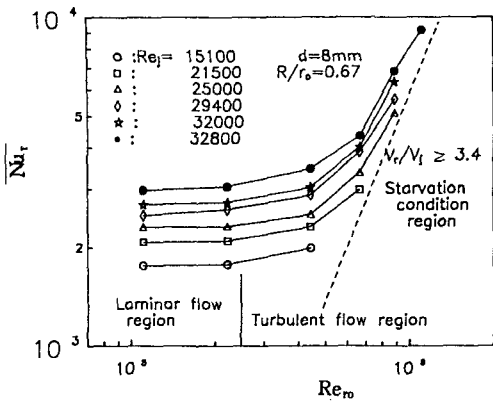


Fig.14 Average Nusselt number on the rotating flat plate in an asymmetric impingement for $R/r_0=0.67$

기대할 수 있는 것이다(회전중심을 포함한 전열면의 한쪽 방향으로만 열전대를 심었기 때문임) 한편 Fig.14를 보면 저 Re_{m0} 영역($Re_{m0} \leq 4.44 \times 10^5$)에서는 Re_j 의 곡선 간격이 넓은 데 비하여 고 Re_{m0} 영역($Re_{m0} \leq 6.66 \times 10^5$)에서는 Re_j 간의 곡선간격이 아주 좁아지고 있다. 이것은 저 Re_{m0} 영역에서는 열전달이 Re_j 에 의존하여 변하지만, 고 Re_{m0} 영역에서는 회전효과가 나타나 분류의 열전달 기여도를 줄이며 회전효과가 점차 증가함을 보여 주는 것이다. 따라서 비대칭충돌시 분류속도(V_j)에 대한 회전속

도(V_r)가 임의의 한계(본 실험에서는 $R/r_0=0.67$ 일 때 $V_r/V_j \geq 3.4$)에서 전열면상의 한 부분에 유량결핍현상이 나타났다. 노즐직경이 4mm와 6mm일 때는 본 실험의 전범위에 걸쳐 이러한 현상이 없었으나, 8mm인 경우 전열면의 무차원반경 $R/r_0=0.67$ 인 위치인 노즐로부터 0.08kg/s의 유량을 분사시킬 때, 회전수 1,500rpm부터 회전중심점 근방에 200℃가 넘는 고온이 발생하기 시작했다. 이것은 1,500rpm 이하에서는 분류충돌이 열전달을 좌우하지만 회전이 빨라질수록 벽면유동영역에서 유선의 굽어짐이 현저함과 동시에 분류의 편심방향으로 튀겨져 나가는 분류량으로 인해 분류충돌지점으로부터 가장 멀리 떨어진 전열면상(회전중심축 부근)으로 충분한 분류가 스쳐 지나가지 못하기 때문에 발생하는 것이다. 따라서 회전체의 기능이나 구조상 회전 중심점을 벗어난 곳에 노즐을 설치하여 분사해야만 하는 경

우는 일정한 속도를 가진 회전체의 열용량을 고려하여 회전으로 인한 유량결핍현상을 극복하는 안전한 유량을 선정해야만 한다.

3.2 열전달 관계식 수립

3.2.1 대칭 분류충돌

3.2.1.1 정체점 열전달

대칭 분류 충돌시 정체점 열전달은 전열면 고정과 회전의 경우에 있어 같다. 그러나 전열면의 평균열전달은 고정과 회전의 경우에 있어 다르게 나타난다.

먼저 공학적으로 중요한 의미를 지닌 정체점의 열전달식을 수립하면 식(3)으로 표현되는데,

$$Nu_{r=0} = 0.95 Pr^{0.4} Re_j^{0.86} \quad (3)$$

이 식(3)을 平田賢 등⁽¹⁴⁾의 층류열전달 이론식(4)와 최국광 등⁽¹⁵⁾의 난류분류실험식(5)와 비교해 보면 Fig.15와 같이 나타난다.

$$Nu_{d=0} = 0.218 Pr^{0.4} Re_j^{0.72} \quad (4)$$

$$Nu_{d=0} = 0.763 Pr^{0.4} Re_j^{0.5} \quad (5)$$

본 실험식(3)은 노즐직경을, 식(4)와 식(5)는 회전반경을 기준으로한 Nusselt수 이므로 이들을 서로 비교하기 위해 식(4)와 식(5)에 r_0/d 를 곱해 주었다.

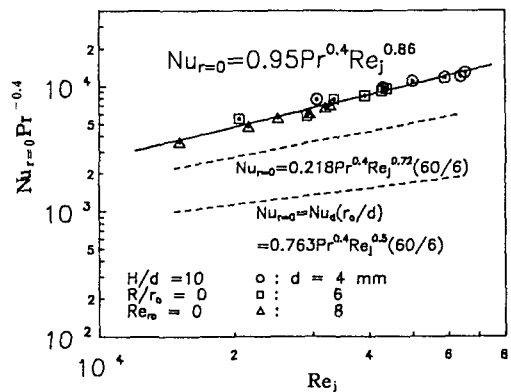


Fig.15 Comparison of heat transfer result with laminar theory and Ref.14 at stagnation point

이들 식들을 비교하기위해 분류의 변화효과를 나타내는 Re_j 의 지수에 관한 연구결과를 보면, 액체의 층류분류인 경우 Nusselt수는 Wang⁽¹⁶⁾은 $Re_j^{0.5}$ 에, 난류분류에 있어 Wolf⁽¹⁷⁾는 $Re_j^{0.71}$ 에, Vader⁽¹⁸⁾는 $Re_j^{0.8}$ 에 비례한다는 것을 밝히고 있다. 본 실험에서는 $Re_j^{0.86}$ 에 비례하므로 층류분류인 식(4)의 경우보다 높게 나타나 난류분류임을 입증해 주고 있으며, 식(5)의 경우보다 조금 높게 되는 것을 규명해 보면 다음과 같다.

식(5)는 직경이 4mm인 노즐로 물을 무차원 높이 $1.5 \leq H/d \leq 10.5$ 와 분류 Reynolds수 $10^4 \leq Re_j \leq 6.55 \times 10^4$ 의 범위로 분사할 때에 관한 식으로 본 실험조건과는 노즐수와 난류분류의 정도에 있어 차이가 난다. 본 실험식(3)은 직경이 4,6,8mm인 3개의 노즐로 $H/d=10$ 에서 $1.51 \times 10^4 \leq Re_j \leq 6.55 \times 10^4$ 인 범위의 분류에 관한 결과이다. 따라서 식(3)은 식(5)보다 계수와 지수가 조금 높게 나타나는 것은 보다 강력한 난류분류를 3개의 노즐로 분사시킨 열전달 자료를 정리한 결과라고 사료된다.

3.2.1.2 평균열전달

직경이 4, 6, 8mm인 3개의 노즐로 전열면의 무차원 높이 $H/d=10$ 에서 전열면의 중심을 향해 $1.51 \times 10^4 \leq Re_j \leq 6.55 \times 10^4$ 의 범위로 수분류를 분사시킬 때 고정전열면상의 평균열전달은 식(6)과 같이 수립되었고,

$$\overline{Nu_r} = 0.42 Re_j^{0.86} \quad (6)$$

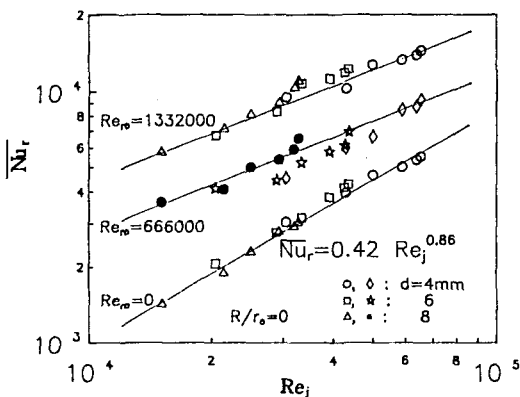


Fig.16 Average Nusselt number versus Re_j for axisymmetric impingement

이때 열전달 분포는 Fig.16과 같다.

평균 열전달 역시 정체점 열전달식과 같이 평균 Nusselt수가 $Re_j^{0.86}$ 에 비례하는 것으로 나타나며, Fig.16에서 분류변화효과는 전열면이 고정된 경우 ($Re_0=0$)가 회전($Re_0=6.66 \times 10^5$, $Re_0=1.332 \times 10^6$)에 비하여 높게 나타난다는 것을 도식적으로 설명하고 있다.

다음에 전열면회전에 관한 기존 연구중에서 Cobb 등⁽⁹⁾은 등열유속상태하에 있는 전열면이 분류가 없는 정지 공기중에서의 수평축을 가지고 자유유동상태하에서 회전하고 있을 때, $Re_0 \leq 2 \times 10^5$ 이면 층류, $2 \times 10^3 < Re_0 < 2.5 \times 10^5$ 이면 천이, $Re_0 \geq 2.5 \times 10^5$ 이면 난류영역을 제시하고 있다.

본 연구는 회전전열면상의 난류분류 층들로 인한 강제대류에 관한 것이지만 $1.11 \times 10^5 \leq Re_0 \leq 2.22 \times 10^5$ 일 때 전열면상을 층류영역으로, $4.44 \times 10^5 \leq Re_0 \leq 1.332 \times 10^6$ 일 때를 난류영역으로 보고 열전달식을 수립하였다. 그 이유는 Cobb 등⁽⁹⁾의 연구결과를 참조하여 열전달분포를 Re_0 에 대하여 플롯트해 본 결과 Fig.17과 같이 $1.11 \times 10^5 \leq Re_0 \leq 2.22 \times 10^5$ 에서는 미미한 증가를 보였으나, $4.44 \times 10^5 \leq Re_0 \leq 1.332 \times 10^6$ 에서는 급한 증가를 보여 이를 구분하여 열전달 자료를 정리함으로써 보다 정확한 열전달관계식을 수립할 수 있기 때문이다.

그리고 본 연구에서 층류와 난류만을 취급한 이유는 분류 Reynolds수의 실험범위가 $1.51 \times 10^4 \leq Re_j \leq 6.55 \times 10^4$ 으로 3개의 노즐에서 모두 10^4 를

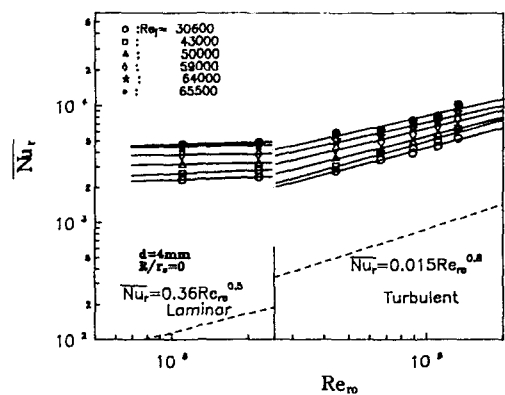


Fig.17 Effect of Re_0 on average Nusselt number for various Re_j ($d=4mm$, $R/r_0=0$)

초과한 경우로서 실제로 천이현상이 발생하지 않음을 열전달 분포로 확인했으며, 이는 Bogdan⁽¹⁰⁾의 연구에서 $Re_j \geq 10^4$ 이면 천이영역이 없어진다는 사실을 뒷받침해 주는 것이다.

Fig.18과 Fig.19는 수분류가 회전축의 중심으로 분사(대칭 분류층돌)될 때 회전전열면상의 열전달식을 층류와 난류에 대해 수립한 것이다.

$$\text{층류영역} : \overline{Nu}_r = 0.031 Re_{ro}^{0.23} Re_j^{0.86} \quad (7)$$

$$\text{난류영역} : \overline{Nu}_r = 2.7 \times 10^{-4} Re_{ro}^{0.62} Re_j^{0.83} \quad (8)$$

분류변화효과를 나타내는 Re_j 의 지수를 보면, 전열면 고정시 식(6)에서의 지수 0.86이 층류영역에서는 그대로 나타나나 난류영역에서는 조금 작아진 0.83으로 나타나고 있다.(Fig.16 참조) 이러한 현상은 층류영역에서는 분류량이 열전달을 지배하므로 회전변화효과에 별로 영향을 받지 않지만 난류영역에서는 어느 정도 간섭을 받음을 입증하는 것이다. 또 난류영역 보다는 층류영역에서 Re_j 의 지수가 조금 높게 나타나는 것은 “층류열전달에 있어서 분류의 영향을 첫째로 전열면상의 경계층으로 낮은온도의 새로운 분류를 유입시키고, 둘째로 경계층내의 흐름을 난류로 조장시킨다. 첫째는 층류와 난류열전달에 모두 나타나지만, 두 번째는 난류일 때 나타나지 않는다.”⁽¹⁰⁾는 현상 때문이다.

그리고 층류와 난류영역에 있어 회전변화효과는 난류의 경우가 층류에 비해 월등히 높게 나타나나,

분류변화효과는 층류의 경우가 난류보다 조금 높게 나타난다.

한편 Carper 등⁽¹¹⁾의 층류열전달은 식(9-a)로 제시되고 있는데,

$$\overline{Nu}_D = 3.4 Re_r^{0.413} Re_j^{0.25} \quad (9-a)$$

이 식은 $6.25 \times 10^3 \leq Re_r \leq 4.0 \times 10^5$ (Re_r 을 본 실험의 정의식으로 환산하면 $1.56 \times 10^3 \leq Re_{ro} \leq 10^5$ 으로 층류영역에 해당), $230 \leq Re_j \leq 1800$ 의 실험범위(Re_j 의 지수가 0.25로서 0.5보다 작으므로 층류분류에 해당)에서 수립된 것이다. 식(9-a)를 본 실험의 정의에 따라 변형하면 식(9-b)로 된다.

$$\overline{Nu}_r = \overline{Nu}_D \times r_o/D = 3.014 Re_{ro}^{0.413} Re_j^{0.25} \quad (9-b)$$

즉 식(9)는 층류분류와 전열면상의 층류영역에서 수립한 것으로서 본 연구의 난류분류-층류영역에 관한 식(7)과 층류분류-층류영역에 관한 식(9)를 비교해 볼 때, 본 연구에서 분류Reynolds수의 지수는 0.86으로서 0.25에 비해 월등한 크기로 나타나는 것은 난류분류 때문인 것이다. 또 동일 층류영역에서 회전Reynolds수의 지수는 0.23으로 0.413보다 조금 낮게 나타나는 것은 식(9)의 실험조건에서는 $7 \leq Re_{ro}/Re_j \leq 56$ 의 범위인 데 비하여 본 연구에서는 $3 \leq Re_{ro}/Re_j \leq 7$ 의 범위밖에 되지않아 회전효과가 분류효과에 억제되어지는 결과라고 사료된다.

3.2.2 비대칭 분류 층돌

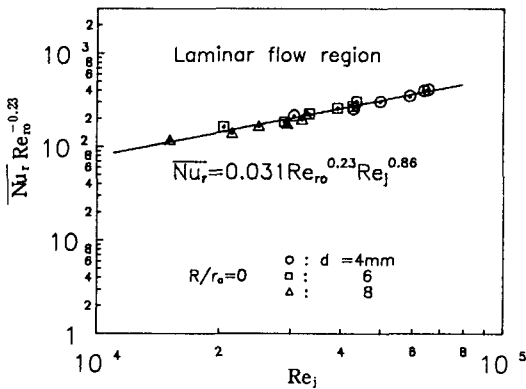


Fig.18 Dependence of average Nusselt number on Re_j for various d ($d=4, 6, 8$ mm)

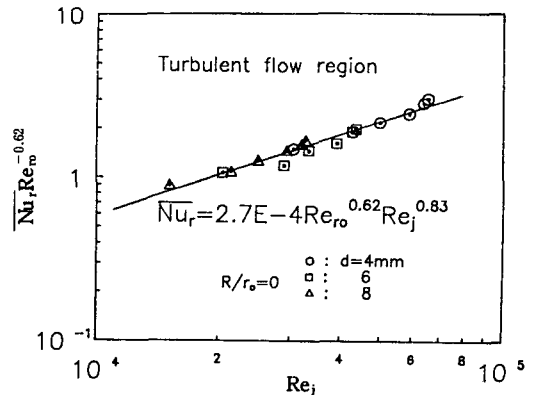


Fig.19 Dependence of average Nusselt number on Re_j for various d ($d=4, 6, 8$ mm)

고정 전열면 위로 분류위치를 이동시켜가며 열전달식을 정리한 결과는 식(10)으로,

$$\overline{Nu_r} = 0.42 Re_j^{0.86} [1 - (R/r_o)]^{0.38}, \quad 0.067 \leq R/r_o \leq 0.67 \quad (10)$$

전열면 회전시 전열면상의 유동이 층류와 난류상태하에 있을 때 열전달식을 다중선형회귀분석(multiple linear regression analysis)으로 정리하면 식(11)과 식(12)로 수립된다.

층류영역 :

$$\overline{Nu_r} = 0.043 Re_{r0}^{0.23} Re_j^{0.86} [1 - R/r_o]^{0.11} \quad (11)$$

난류영역 :

$$\overline{Nu_r} = 2.8 \times 10^{-4} Re_{r0}^{0.62} Re_j^{0.83} [1 - (R/r_o)]^{0.22} \quad (12)$$

식(11)은 $1.11 \times 10^5 \leq Re_{r0} \leq 2.22 \times 10^5$, $1.51 \times 10^4 \leq Re_j \leq 6.55 \times 10^4$, $0.067 \leq R/r_o \leq 0.67$ 의 범위에서 수립한 식이다.

본 연구에서 수립한 실험식의 불확실성은 Re_j 는 5.7%, Re_{r0} 는 10.4%, $\overline{Nu_r}$ 은 19% 범위내에서 신뢰할 수 있다.

윗식(10), (11), (12)에서 분류위치의 변화효과를 나타내는 $[1 - (R/r_o)]$ 의 지수를 보면, 전열면 고정 의 경우는 0.38로 비교적 급하게 영향을 받는 데 비하여 회전의 경우 층류영역에서 0.11, 난류영역에서 0.22로 오히려 완만하게 영향을 받음을 볼 수

있다. 또 식(11)과 (12)에서 층류영역에서는 $[1 - R/r_o]$ 의 지수가 0.11인데 비하여 난류영역에서는 0.22로서 난류일 때 더 급하게 열전달이 감소하고 있다. 이를 도식적으로 비교하면, Fig.20은 전열면이 층류영역하에 있을 때, Fig.21은 난류영역하에 있을 때 대칭 분류층돌에 대한 비대칭 분류층돌시의 열전달 관계를 무차원화하여 분류위치에 따라 나타낸 것이다. 두 경우 모두 분류의 위치가 전열면상의 가장자리로 갈수록 열전달은 감소하는 데 난류의 경우가 더 심하게 감소함을 볼 수 있다.

4. 결 론

회전평판과 층돌수분류간의 열전달을 강제대류로 모색하여 노즐 직경, 분류량, 분류위치, 전열면 회전수의 변화에 따른 열전달 특성을 층류와 난류영역에 대해 고찰한 결과는 다음과 같다.

- 1) 층류와 난류열전달에 있어 회전변화효과는 난류, 분류변화효과는 층류, 분류위치 변화효과는 난류의 경우가 각각 높게 나타난다.
- 2) 대칭분류층돌시 층류영역에서는 분류량이 열전달을 지배하므로 회전변화효과에 별로 영향을 받지 않으나 난류영역에서는 분류변화효과가 회전의 영향을 받아 층류보다 낮게 나타난다.
- 3) 대칭과 비대칭 분류 층돌에 있어 열전달은 층돌지점에서 가장 높게 나타나며, 층돌영역에서의 급격한 감소를 보이는 점은 같으나 벽분류영역으로 갈수록 열전달변화는 전열면 고정시에 완만한 감소

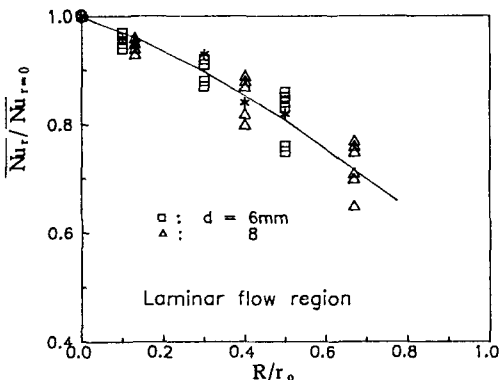


Fig.20 Variation of Nu_r with jet radial position in laminar flow region

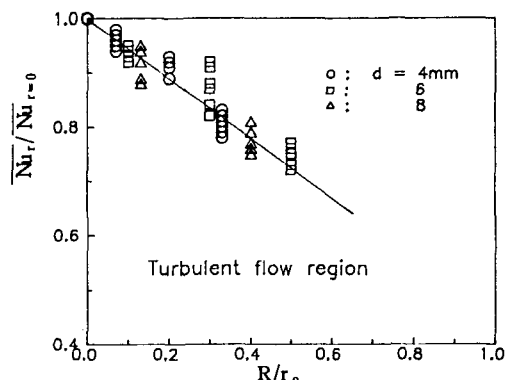


Fig.21 Variation of Nu_r with jet radial position in turbulent flow region

를, 회전시에는 증가하는 현상을 보인다. 특히 회전의 경우 벽분류영역에서의 열전달변화 양상은 충돌에서는 완만히, 난류에서는 급격히 증가하는 현상을 보인다.

4) 회전체의 유량이 일정한 조건에서는 노즐직경을 작게 할수록 충돌속도 및 전열면상의 절대속도의 증가로 열전달은 증가한다.

5) 비대칭분류충돌시 $R/r_0 < 0.67$ 일 때 분류위치가 회전전열면의 가장자리측으로 이동함에 따라 전열면상의 분류량의 감소로 평균열전달은 감소하는 반면, 분류의 좌우면으로는 회전효과의 발생으로 전체 전열면사에는 평탄한 열전달 분포가 얻어진다.

6) 회전전열면상으로 유량을 증가시키면 충돌영역에서는 분류효과영역이 확장되고, 회전수 증가시키면 벽면분류영역에서는 회전효과영역이 확장된다.

열전달 변화특성에 따른 효율적인 냉각증진방안을 제시하면 다음과 같다.

(1) 대칭충돌에 있어 충돌영역에서는 Re_m 보다는 Re_j 가 열전달을 지배하다가 점차 벽면분류영역으로 갈수록 분류변화효과는 감소하면서 회전변화효과가 증가하므로 전열면이 좁고 짧은 경우는 적절한 Re_j 로, 전열면이 넓고 긴 경우는 일정유량에서 높은 Re_m 로 생각하는 것이 좋다.

(2) 회전수와 유량이 일정한 전열면의 평균열전달을 비교적 높게 얻고자 할 때는 회전중심점으로 분류를 충돌(대칭 충돌)시키고, 문제부위를 집중적으로 냉각하고자 할 때는 분류위치를 문제지점 또는 문제지점의 바로 내측으로 분류를 이동시킨 비대칭충돌이 바람직하다.

(3) 일정한 크기의 회전전열면을 동일유량과 회전수로 운전함에 있어 국소점(문제되는 부위)의 높은 열전달과 높은 평균열전달을 얻고자 할 때는 직경이 작은 노즐을, 비교적 평탄한 열전달분포를 얻고자 할 때는 직경이 큰 노즐을 사용함이 바람직하다.

(4) 고속회전전열면을 비대칭분류로 냉각해야만 하는 경우는 임의 부위의 고온발생현상을 억제시키는 유량을 회전속도에 따라 선정해야만 평균열전달을 향상시킬 수 있음은 물론 전열면상 평탄한 열전달 분포를 얻을 수 있다.

후 기

이 논문은 1996년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며 이에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 송창걸, 황정호, 1996, "회전원판 정체점 열 및 유체유동에 대한 상사해석", 대한기계학회, 춘계학술대회 논문집, pp. 250~254.
2. 최상민, 김진수, 현재민, 1992, "회전하는 원판 사이에서의 유동", 대한기계학회논문집, Vol. 16, No. 2, pp. 281~289.
3. 허남건, 1993, "회전하는 "르"자형 관내의 유동에 관한 수치해석 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 33, No. 7, p. 685.
4. 강형석, 유정열, 1993, "회전하는 원판에 충돌하는 제트유동에 관한 실험적 연구", 대한기계학회, 추계 학술대회 논문집(2), pp. 250~254.
5. 강형석, 유정열, 1997, "충돌제트를 갖는 회전원판위의 3차원 난류 경계층 특성", 대한기계학회, 춘계 학술대회 논문집, pp. 597~602.
6. 김은필, 1996, "회전하는 두 평판 사이로 흐르는 유체의 유동해석", 대한기계학회, 추계학술논문집, pp. 187~191.
7. 황영규, 1996, "안쪽 실린더가 회전하는 환형관내 유체유동 특성에 관한 연구", 대한기계학회, 춘계 학술대회 논문집, pp. 41~46.
8. Metzger, D.E., Grochowsky, L.D., 1976, "Heat transfer between an impinging jet and a rotating disk", ASME paper 76-WA/HT-2.
9. Cobb, E.C., Saunders, O.A., 1956, "Heat transfer from a rotating disk", Proceedings of the Royal Society No. 236, pp. 343~351.
10. Bogdan, Z., 1980, "Cooling of a rotating disk by means of an impinging jet", Proc.

- 7th Int. Heat Transfer conf., Munchen, Vol. 3, pp. 333~336.
11. Carper, H.J., Saavedra, J.J., Suwanprateep, T., 1986, "Liquid jet impingement cooling of a rotating disk", Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 540~546.
 12. Popiel, Cz.O., Tulsizka, E., Boguslawski, L., 1974, "Heat transfer from a rotating disk in an impinging round air jet", Proceeding of the 5th International Heat Transfer Conference, Tokyo, Vol. 3, pp. 212~216.
 13. Popiel, Cz.O., Boguslawski, L., 1986, "Local heat transfer from a rotating disk in an impinging round jet", ASME Journals of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 357~364.
 14. 平田賢, 森岡茂, 1972, "平板に衝突する水噴流の熱傳達に関する研究", 日本機械學會論文集, Vol. 42, No. 353.
 15. 崔國光, 羅基大, 金殷泳, 金聖鐸, 1993, "傾斜面に衝突하는水噴流의熱傳達特性에 관한研究", 韓國太陽에너지學會, Vol. 7, No. 1, pp. 1~10.
 16. Wang, X.S., Dagan, Z., Jiji, L.M., 1989, "Heat transfer between a circular free impinging jet and a solid surface with non-uniform wall temperature or wall heat flux-1, solution for the stagnation region", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 7, pp. 1351~1360.
 17. Wolf, D.H., Viskanta, R., Incropera, F.P., 1990, "Local convective heat transfer from a heated surface to a planar jet of water with a nonuniform velocity profile", Transactions of the ASME Journal of heat transfer, Vol. 112, pp. 899~905.
 18. Vader, D.T., Viskanta, R., Incropera, F. P., 1990, "Local convective heat transfer from a heated surface to an impinging planar jet of water", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 3, pp. 611~623.