

입구 속도 분포가 매끈한 회전유로 내 열전달계수에 미치는 영향

최은영* · 이용진** · 전창수*** · 곽재수****†

Effect of Inlet Velocity Distribution on the Heat Transfer Coefficient in a Rotating Smooth Channel

Eun Yeong Choi*, Yong Jin Lee**, Chang Soo Jeon***, Jae Su Kwak****†

Key Words : Turbine blade cooling(터빈 블레이드 냉각), Rotating channel(회전유로), Coriolis force(코리올리력), Rotational buoyancy force(원심부력), Transient liquid crystal technique(천이액정법), inlet velocity profile(입구속도형상)

ABSTRACT

The effect of inlet velocity profile on the heat transfer coefficient in a rotating smooth channel was investigated experimentally. Three simulated inlet flow conditions of fully developed, uniform, and distorted inlet conditions were tested. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter was ranged from 10,000 to 30,000 and the transient liquid crystal technique was used to measure the distribution of the heat transfer coefficient in the rotating channel. Results showed that the overall heat transfer coefficient increased as the Reynolds number increased. Also, the distribution of the heat transfer coefficient was strongly affected by the inlet flow condition. Generally, the fully developed flow simulated condition showed the highest heat transfer coefficient.

1. 서론

가스터빈은 산업 전반에 걸친 다양한 분야에서 사용되고 있다. 이러한 가스터빈의 효율을 향상시키기 위한 방법들이 연구되고 있으며, 작동유체의 가스터빈 입구 온도를 높이는 방법이 대표적인 방법이다. 따라서 현대 가스터빈의 입구 유동 온도는 점차 높아지는 추세이며, 입구 유동의 온도가 높아짐에 따라 터빈 블레이드의 열부하 역시 증가하게 된다. 현대의 터빈 블레이드는 재료의 허용 한계를 넘어선 환경에서 작동하게 되므로 열부하로부터 블레이드를 보호하기 위해서는 터빈 블레이드의 적절한 냉각이 필수이다. 이러한 냉각을 위한 방법 중 블레이드 외부 냉각법으로는 냉각유체를 이용해 블레이드 표면을 덮어 고온의 유체에 블레이드 표면이 직접 노출되는 것을 방지하는 막냉각(film-cooling)방법

이 있으며, 내부 냉각법으로는 블레이드 내부 냉각유로에 립(rib), 딤플(dimple), 핀(pin) 등의 유동 간섭물을 설치해 열전달을 증진시키는 방법과 충돌 제트를 이용한 충돌냉각법(impingement jet)이 사용되고 있으며, 이러한 냉각법의 열전달 성능을 증진시키기 위한 다양한 연구가 진행되어왔다.⁽¹⁾

많은 연구자⁽²⁻⁹⁾들에 의해 정지 유로에서 립이나 딤플이 열전달 계수와 압력손실에 미치는 영향이 연구되어 왔다. 그러나 실제의 가스터빈 블레이드는 빠른 속도로 회전하며, 회전하는 가스터빈 블레이드에는 코리올리력(Coriolis force)이 작용하게 되고 이는 주유동의 치우침을 야기한다. 또한 이러한 영향으로 인해 원심부력(Rotational buoyancy force)이 작용하게 되고, 이들에 의해 유로 내에 이차유동이 발생하게 되어 정지 유로와는 다른 열전달 및 유동현상을 보이게 된다. 그러므로 정지유로에 대한 연구와는 별도의 연구가 필요하게 되며, 많은 연구자들에 의해 립⁽¹⁰⁻¹⁴⁾이나 딤플⁽¹⁵⁻¹⁶⁾이 설치된 회전 유로에서의 열전달계수에 대한 연구가 수행되었다. 하지만 기존의 회전 유로에서의 열전달 연구에서는 유로 입구 유동 조건을 고려하지 않거나 제시하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 회전 유로의 입구 유동 분포가 유로 내 열전달 계수 분포에 미치는 영향을 연구하기 위해 매

* 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학과 대학원

** 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학과 대학원 (국방품질기술원)

*** 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

**** 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

† 교신저자, E-mail : jskwak@kau.ac.kr

끈한 사각 회전 유로의 입구 유동 조건에 따른 열전달 계수 분포를 천이액정법으로 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로, 실험장치는 시험부에 유동을 공급하는 블로워와 유량측정을 위한 유량계, 유입되는 공기를 가열해 온도를 제어하기 위한 히터, 유동의 진행방향을 순간적으로 바꾸기 위한 두 개의 공급밸브, 영상촬영을 위한 CCD 카메라와 동기화용 레이저센서, 데이터 전송을 위한 슬립링, 전기모터 등으로 구성되어있다.

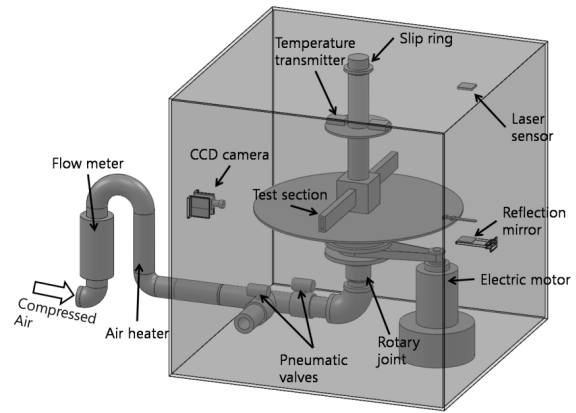
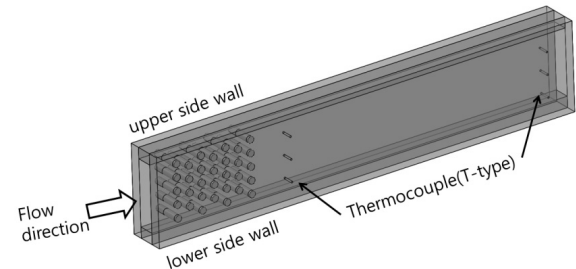
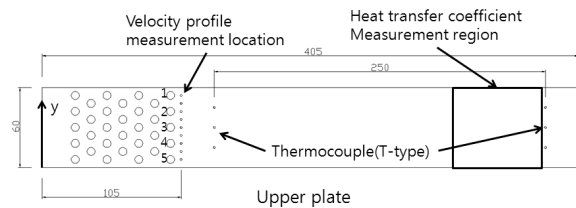


Fig. 1 Schematic of the test facility

시험부는 투명한 폴리카보네이트(polycarbonate)로 제작하였으며 한쪽 판에는 주유동의 온도 측정을 위해 유로의 상류와 하류에 총 6개의 열전대를 설치하였다. 시험부가 설치된 유로는 폭(W) 60 mm, 높이(H) 15 mm, 길이(L) 405 mm로 유로의 종횡비는 4:1이며, 이에 따른 유로의 수력직경(D_h)은 24 mm 이다. 실험 시 열전달계수는 입구 속도 형상 측정부로부터 약 200 mm 떨어진 부분에서부터 측정하였으며, 열전대로 측정된 주유동 온도는 실험 시작 시 약 20°C에서 실험 종료 시에는 약 40°C의 값을 보였다.



(a)



(b)

Fig. 2 Configurations of test section

시험부로 유입되는 유동의 형상을 변화시키기 위해 시험부의 입구부에 Fig. 2의 유로 상류부에 나타난 바와 같은 배치의 유동간섭물을 설치하여 유입되는 속도의 형상을 제어할 수 있도록 하였다. Fig. 3은 본 연구에 세 가지 입구 유동 형상을 나타낸 것으로, 각각 완전 발달 유동(Case A), 균일 유동(Case B), 왜곡된 유동(Case C)의 형태와 유사하도록 구성하였다. 입구 유동 형상의 조절은 Fig. 2에 나타난 유동간섭물을 제거하여 형성하였으며 Case A는 유동간섭물 2, 3, 4를 제거하였고 Case C는 유동간섭물 3, 4, 5를 제거하였다. Fig. 3에 나타난 이러한 입구 유동 형상은 실험에 사용된 세 가지 레이놀즈수에 대해 동일한 형태를 보였다. 또한 Fig. 3의 Case B에서 특히 잘 나타난 바와 같이 속도 형상은 유로의 중앙을 기준으로 상측면(upper side wall)과 하측면(lower side wall)이 대칭적 분포를 가지지 않고 상측면 부근에서 하측면 부근에 비해 속도가 빠르게 나타나고 있다.

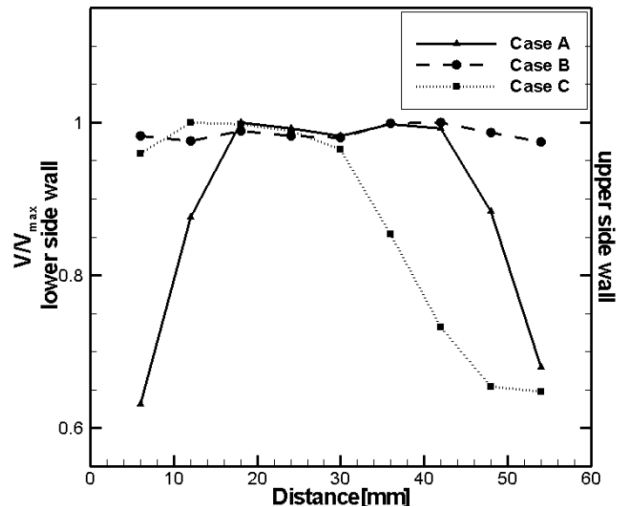


Fig. 3 Velocity profile

열전달계수는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 유로의 하류 부분에서 측정하였다. 레이놀즈수의 변화에 따른 열전달계수의 영향을 알아보기 위해 유로의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수를 10,000, 20,000, 30,000으로 변화시키며 실험을 수행하였으며, 유로의 회전 속도는 500rpm으로 일정하게 유지하였다. 이에 따라 식 (1)로 정의되는 회전수(Rotation number, R_o)는 0.0670~0.1842이다.

$$R_o = \frac{\omega D_h}{V} \quad (1)$$

여기에서 ω 는 유로의 회전속도, D_h 는 유로의 수력직경, V 는 유로 내의 평균 유속을 나타낸다.

유로가 회전하는 경우에 대해 열전달 계수가 측정되는 면이 회전 방향에 대해 앞면(Leading surface)이 되는 경우를 LS, 회전 방향에 대해 뒷면(Trailing surface)이 되는 경우를 TS, 유로가 회전하지 않고 정지된 상태를 ST case라 정의하였다.

2.2 열전달계수 측정 방법

본 실험에서는 천이액정법(Transient Liquid Crystal Technique)을 이용해 열전달계수를 측정하였다. 천이액정법은 시험부 표면을 일차원 반무한 고체로 가정된 후 주유동 온도의 급격한 변화나 주유동 자체의 급격한 변화를 주어 열전달 계수를 측정하는 방법이다. 이 때 이상적으로 주유동 온도에 급격한 변화를 주는 경우 주유동 온도가 스텝변화를 따르게 되는데, 실제 실험에서는 주유동 온도가 시간에 따라 변하기 때문에 실제 온도 변화를 미소 스텝변화로 가정하여 Duhamel의 중첩법을 적용한다. 그 시간에 따른 표면 온도는 식 (2)와 같이 표현된다⁽¹⁷⁾.

$$T_w - T_i = (T_{m,0} - T_i) \times F\left(\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) + \sum_{i=1}^n \left[F\left(\frac{h\sqrt{\alpha(t-\tau_i)}}{k}\right) \Delta T_{m,i} \right] \quad (2)$$

여기에서,

$$F(x) = 1 - \exp(x^2) \operatorname{erfc}(x)$$

T_w : 시험부 표면온도

T_m : 주유동 온도

T_i : 초기온도

h : 열전달계수

α : 시험부의 열확산도

k : 시험부의 열전도도

t : 천이시간

주유동의 온도와 시험부 표면의 초기온도를 측정하고, 시험부에 도포된 액정의 색상 변화를 이용하여 초기온도에서 표면온도까지 변하는데 걸린 천이시간을 측정하면 식 (2)를 이용해 열전달계수를 계산할 수 있다.

천이 열전달 실험을 위해 투명한 시험부에 액정(29C1W, Hallcrest)을 도포한 후 그 위에 검은 페인트를 도포하였다. 시험부의 색상 변화는 레이저 센서를 통해 회전 유로의 위치

와 셔터가 동기화된 CCD 카메라로 촬영되어 컴퓨터에 저장되며, 열전달계수 계산에 이용된 주유동 온도는 Fig. 2에 나타난 시험부의 상류와 하류에 설치한 열전대로부터 측정된다. 열전대를 통해 측정된 온도는 24핀의 슬립링을 통해 컴퓨터로 전송되며, 유로 내의 주유동 온도는 카메라로 촬영된 이미지의 각 픽셀 위치와 열전대 사이의 거리에 따른 비에 의해 계산된다. 천이액정법을 사용한 실험에서는 가열된 공기를 시험부로 급격히 유입시킬 필요가 있기 때문에 공기를 실험장치 외부로 바이패스 시키며 히터를 이용해 원하는 온도가 될 때까지 가열하였다. 그 후 공기가 원하는 온도에 도달하면 실험장치에 설치된 두 개의 공압밸브를 사용해 급격히 시험부로 유입될 수 있도록 하였다.

천이액정법은 시험부를 일차원 반무한 고체로 가정하기 때문에 실험을 마친 후에도 측정면의 반대쪽 면의 온도가 초기온도 조건과 동일해야 한다. 이를 위해 총 천이 열전달 실험 시간에 제한을 두어야 하는데, Wagner 등⁽¹⁸⁾은 식 (3)과 같은 기준을 제시하였다.

$$\frac{\alpha t_{test\ duration}}{thickness^2} < \frac{1}{4} \quad (3)$$

여기에서 α 는 시험부의 열확산도, thickness는 시험부의 두께, $t_{test\ duration}$ 은 실험이 수행될 기준시간이다. 본 실험에서 사용한 실험 모델을 기반으로 한 기준시간($t_{test\ duration}$)은 180초이며, 모든 실험은 기준시간 내에 완료하였다.

불확도(Uncertainty)는 Moffat⁽¹⁹⁾에 의한 방법으로 95%의 신뢰구간을 기준으로 하여 구하였으며, 그 결과 계산된 열전달계수의 불확도는 7.0%, 누셀수(Nusselt number)의 불확도는 8.6%이다.

3. 실험결과

Fig. 4, 5, 6은 열전달 계수 측정 결과를 나타낸 것으로, 세 경우 모두 레이놀즈수가 작아질수록 누셀수의 비가 커지는 경향을 보이고 있다. 이는 레이놀즈수 증가에 따라 속도가 증가하면서 그 영향으로 열전달계수가 증가하나 열전달 계수의 증가폭에 비해 매끈한 유로 내의 열전달계수(Nu_0)의 증가폭이 크기 때문에 그 비(Nu/Nu_0)는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 보이게 된다.

Fig. 4는 Case A의 실험결과를 나타낸 것으로, Case A의 ST의 경우 유로의 중앙을 기준으로 위아래가 거의 대칭적인 분포를 보이고 있으며 중앙의 속도가 빠르기 때문에 유로의 중앙에서 높은 누셀수 비의 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. TS의 경우 누셀수 비의 분포 형상은 ST와 유사하게 나타나지만, 전체적으로 ST보다 높은 누셀수 비의 분포를 갖는

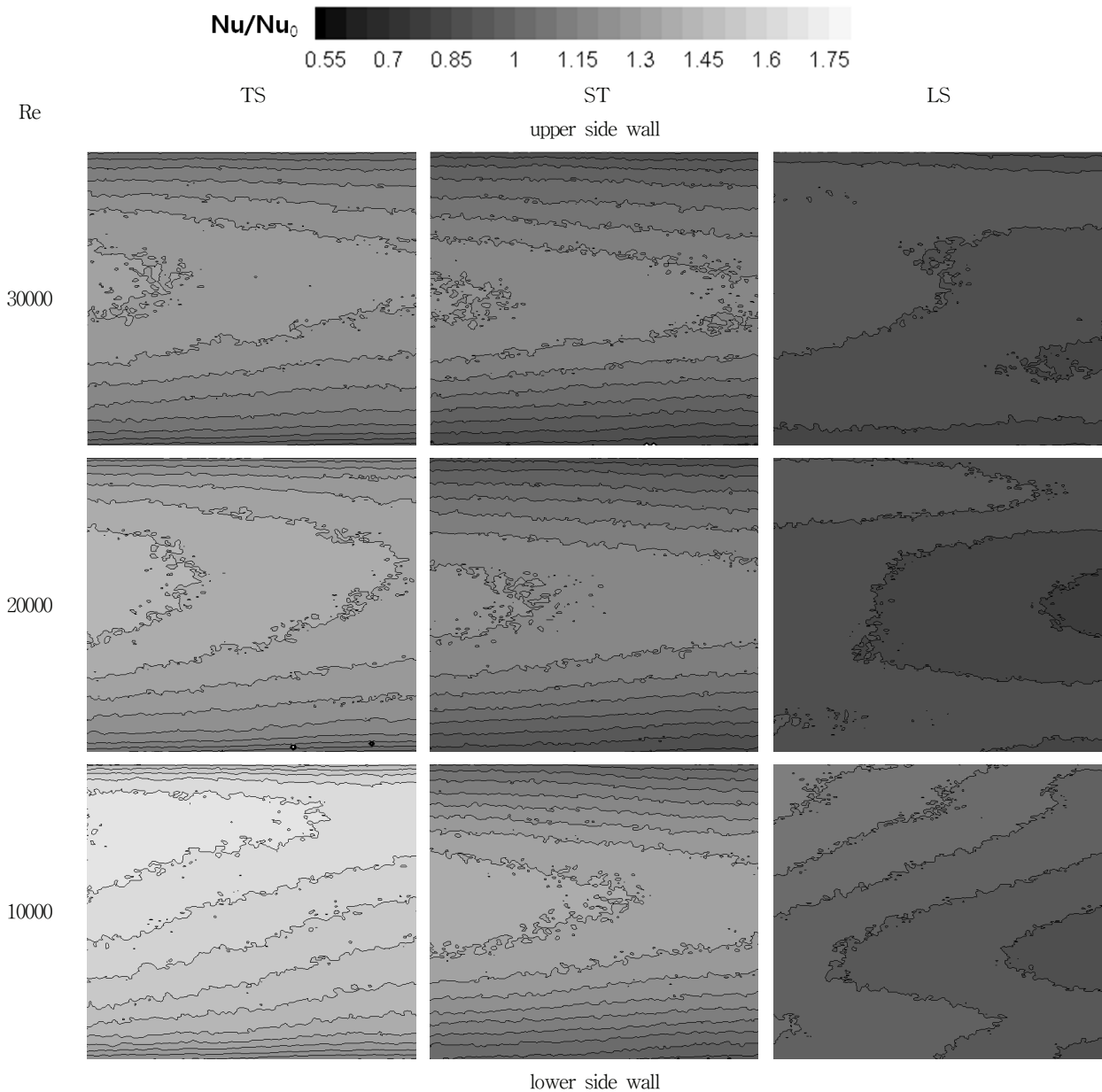


Fig. 4 Nusselt number ratio of case A

다. 이는 유로가 회전함에 따라 코리올리력(Coriolis force)에 의한 주유동의 치우침과 이에 의해 파생되는 원심부력(Rotational buoyance force), 이차유동의 재부착 등에 의해 발생한다. 유로가 회전하면 코리올리력에 의해 Fig. 7에서 보이는 바와 같이 주유동이 TS면으로 치우쳐 TS면 근처의 유동이 LS면 근처의 유동에 비해 빨라진다. 이로 인해 TS면의 열전달이 더 활발하게 일어나게 되고, 그 영향으로 TS면 주위의 유체가 LS면 주위의 유체에 비해 상대적으로 낮은 온도를 갖게 된다. 따라서 TS면의 유체가 LS면의 유체에 비해 상대적으로 큰 밀도를 가지게 되고 이 밀도차에 의해 TS면의 유체가 더욱 가속되는 원심부력이 발생하여 TS면의 열전달을 더욱 증진시킨다.

코리올리력에 의한 주유동의 치우침은 유로 내 이차유동을 야기하고, 이차유동의 박리와 재부착은 유로 내 열전달계수 분포에 큰 영향을 끼친다. 회전 유로 내에서 발생하는 이러한 이차유동을 실험적으로 측정하는 것은 매우 어렵다. 따라서 회전 유로 내의 이차유동 분포를 이해하기 위해, 수행된 실험과 동일한 조건에서 전산해석을 수행하였다. 수행된 전산해석은 실험이 수행된 레이놀즈수 중 30,000에 대해 계산되었다. 해석에는 상용코드인 ANSYS CFX 11.0을 이용하였으며, SST(Shear Stress Transport) 모델을 적용해 계산을 수행하였다. Fig. 8은 이러한 전산해석을 통해 얻어진 회전 유로 내의 이차유동 분포를 나타낸 것으로, 세 경우 발생하는 이차유동의 형상이 달라짐을 확인할 수 있다. Fig. 8

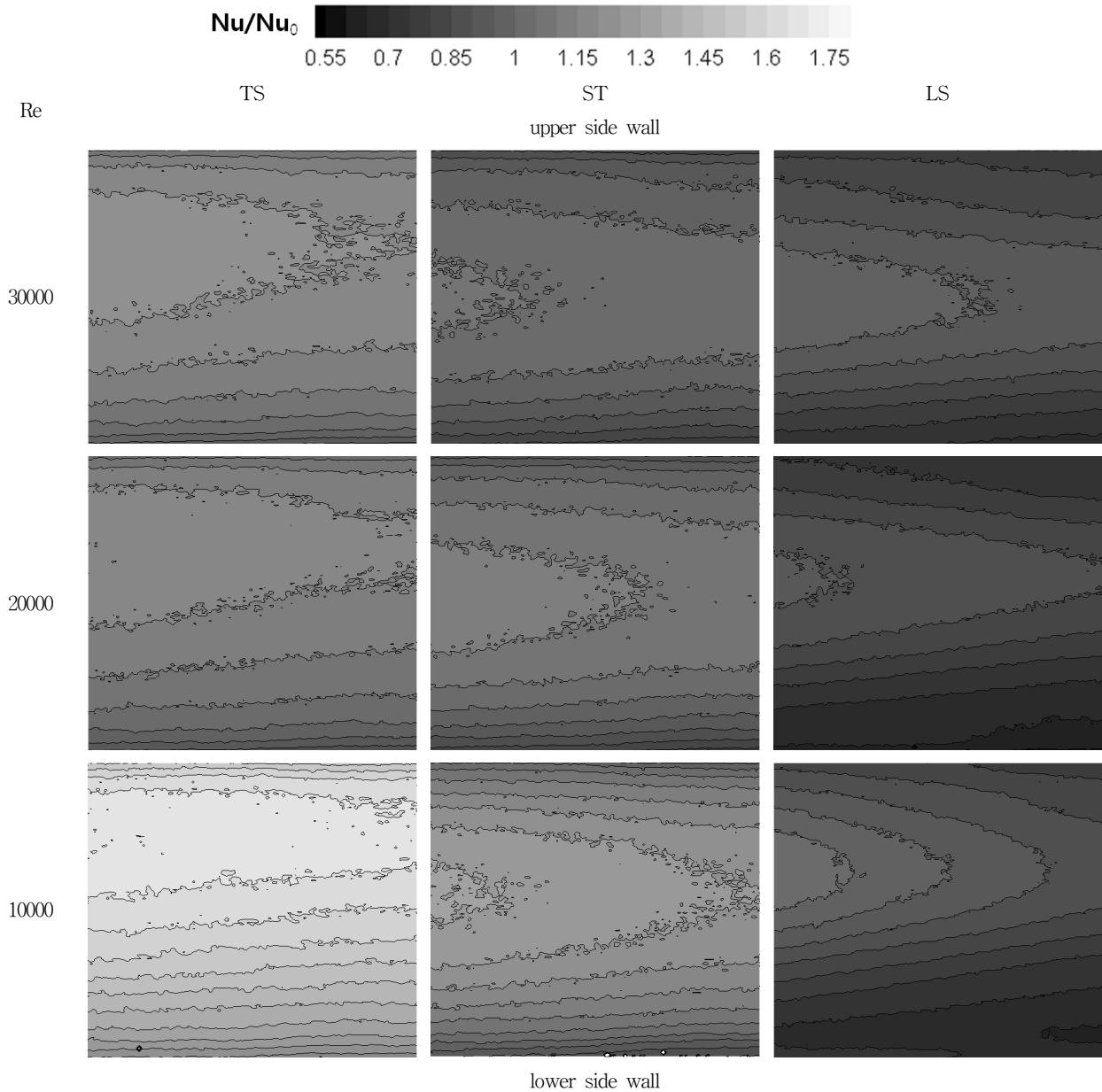


Fig. 5 Nusselt number ratio of case B

의 Case A에서 보이는 바와 같이 유로의 중앙부에서 LS면에서 TS면으로, 유로의 양쪽 측면에서는 TS면에서 LS면으로 회전하는 이차유동이 발생하게 되고, 이 이차유동에 의해 TS면의 중앙부는 ST에 비해 높은 누셀수를 갖고, LS면은 중앙부에 비해 양쪽 측면에서 중앙부보다 높은 누셀수를 갖는다.

Fig. 5는 Case B의 실험결과를 나타낸 그림으로, ST와 TS의 경우 Case A와 유사한 누셀수 비 분포를 보인다. 이는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 유로의 입구부분에서 거의 고른 속도분포를 가지나 유동이 진행함에 따라 중앙부분의 속도가 점차 빨라져 Case A와 유사한 유동 형태를 갖게 되기 때문으로 판단된다. 하지만 Case B의 LS의 경우 Case A와는 다르게 유로의 양쪽 측면보다 ST나 TS와 마찬가지로 유로의

중앙 부분에서 높은 누셀수를 보이고 있다. 이는 Case A보다 B의 경우가 유로 내 속도분포가 균일하기 때문에 회전에 의해 발생하는 이차유동의 강도가 Case A보다 약하기 때문이다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 Case A의 경우 보다 Case B의 경우에 발생하는 이차유동 와류의 크기가 더 작으며, 유로의 중앙부에서 두 경우의 이차 유동의 크기가 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 Case A, B의 결과를 나타낸 Fig. 4와 Fig. 5에서 누셀수 비의 분포가 유로의 중앙을 기준으로 대칭적 형태를 가지지 않음을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 3의 속도분포에서 나타난 바와 같이 상측면과 하측면의 속도가 완전 대칭적 분포를 가지지 않기 때문에 속도가 빠른 상측면 부근의 누셀수가 더 크게 나타나기 때문이다.

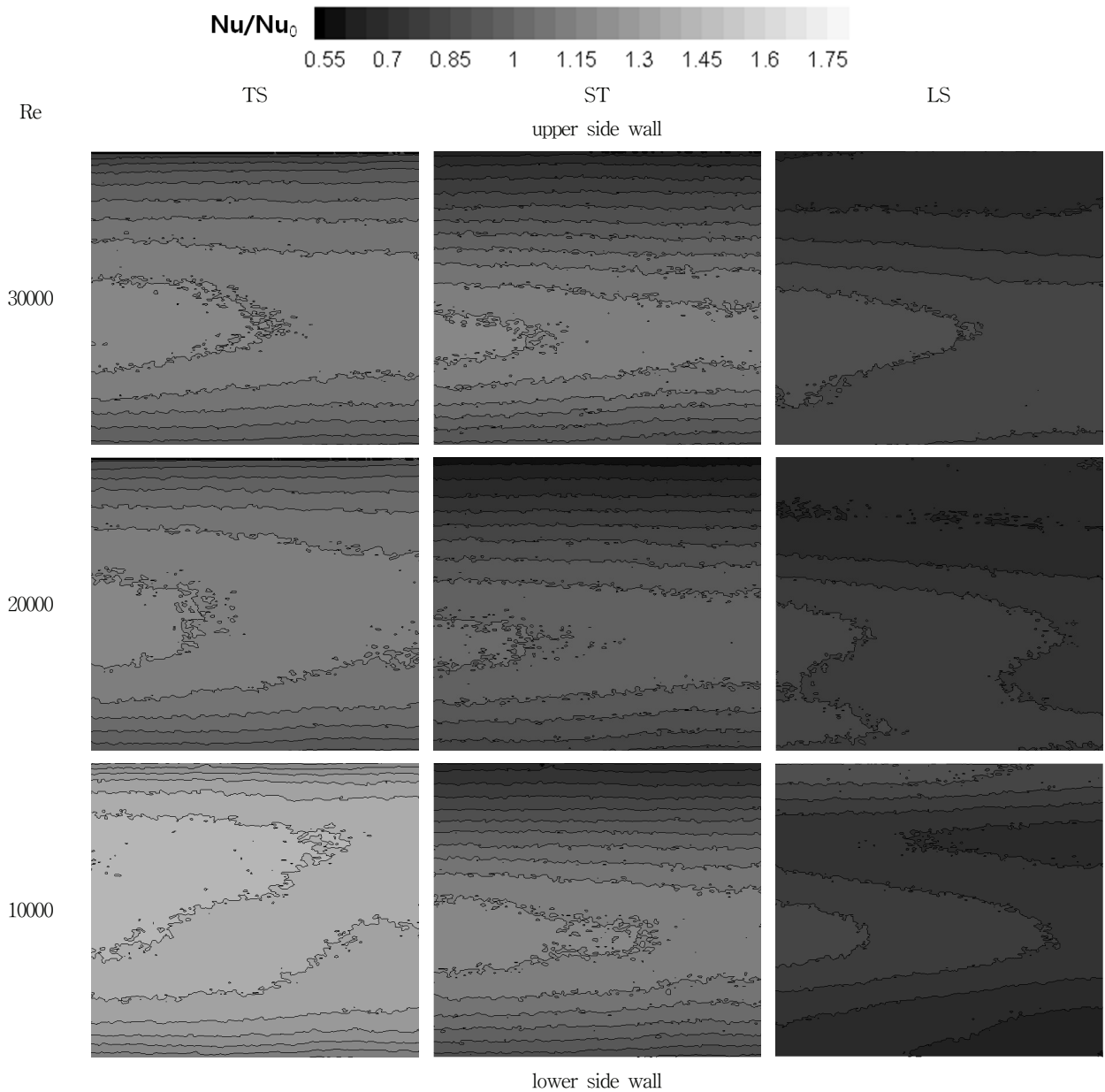


Fig. 6 Nusselt number ratio of case C

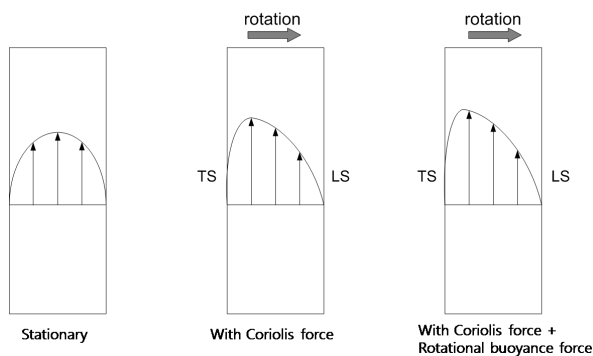


Fig. 7 Contributions of secondary flow

Fig. 6은 임의로 유로의 하측면 부근의 속도를 빠르게 만든 Case C의 결과를 나타낸 그림이다. 따라서 ST의 경우, 유로의 중앙부분을 기준으로 임의로 속도를 빠르게 만든 하측면 부근의 누셀수가 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 이 같은 경향은 TS의 경우들에서도 확인할 수 있다. TS의 경우 레이놀즈수가 작아짐에 따라 하측면 부근 보다 상측면 부근의 누셀수가 더 크게 나타난다. 이는 레이놀즈수가 작아짐에 따라 회전에 의한 영향이 커지고 이에 의해 야기되는 이차유동의 형상 변화 때문으로 사료된다. Fig. 8의 Case C에 나타난 바와 같이 상측면의 이차유동이 하측면의 이차유동보다 크게 나타나는데, 레이놀즈수가 감소함에 따라 회전에 의한 효과가 커지게 되고 이로 인해 상측면의 이

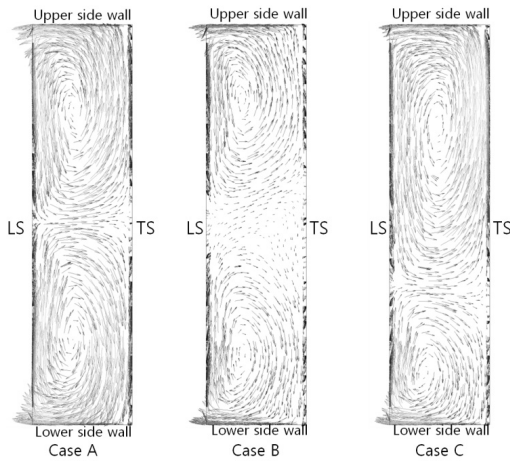


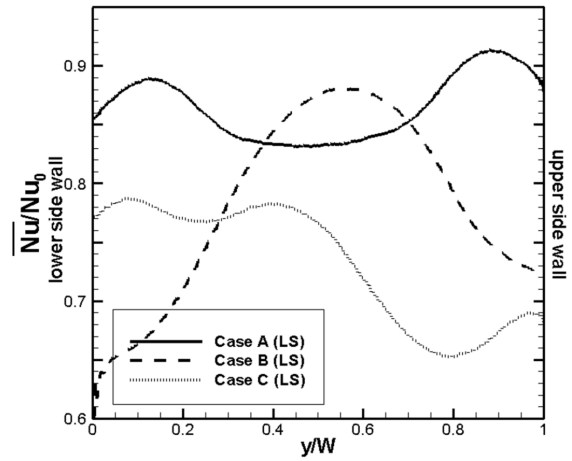
Fig. 8 Secondary flow (CFD Results, Re=30,000)

차유동이 강화되어 상측면 부근의 열전달계수가 높게 나타난 것으로 판단된다.

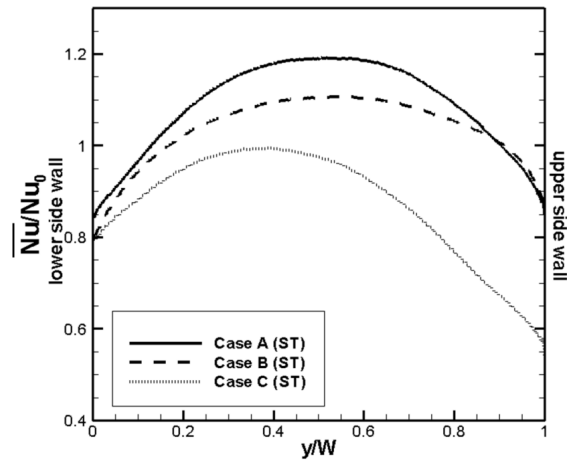
Fig. 9는 레이놀즈수가 20,000인 경우에 대해, 누셀수 비를 유동 진행 방향을 따라 평균을 계산한 후 그 결과를 각 회전 방향별로 나타낸 그림이다. Fig. 9 (a)는 세 경우의 LS 방향에 대한 결과를 나타낸 그림으로, 앞서 설명한 바와 같이 Case A는 중앙보다 양 측면에서 높은 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. Case B는 유로 내 전체적으로 균일한 평균값을 보이며, Case C는 속도가 빠른 하측면쪽이 상측면보다 높은 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9 (b)는 ST 경우에 대한 결과를 나타낸 그림으로, Case A, B의 경우 유로의 중앙부에서 높은 값을 보이며, Case C는 하측면 부근이 상측면 부근에 비해 높은 값을 갖는다. 이는 유로가 정지한 상태이므로, 세 경우 모두 주유동의 속도가 빠른 부분에서 높은 값을 갖기 때문이다. Fig. 9 (c)는 세 경우의 TS 방향에 대한 결과를 나타낸 그림으로, Fig. 9 (a), (b)와는 다르게 Case C 역시 유로의 중앙부분이 가장 높은 값을 보이고 있다. 또한 Case A, B는 Fig. 9 (b)에서 나타난 바와 유사한 경향을 보이나 주유동의 치우침과 이차유동 재부착의 영향으로 전체적으로 값이 증가하였으며, 유로의 중앙부와 양 측면 부분간의 값 차이가 줄어들었음을 확인할 수 있다.

4. 결 론

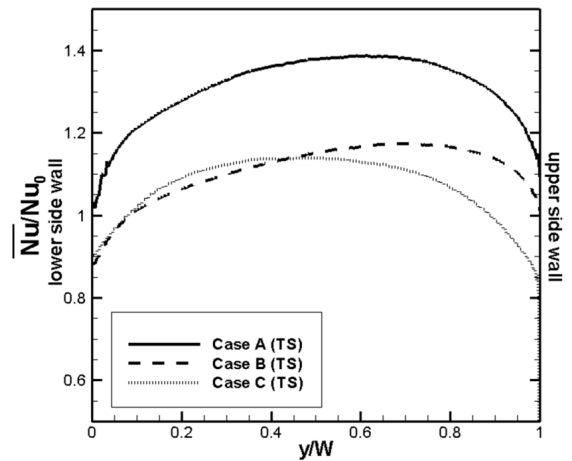
본 연구에서는 천이액정법을 이용하여 회전 유로 내의 열전달계수 분포를 유로 입구 유동 조건을 변화시키며 측정하였다. 이를 위해 유로의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수를 10,000, 20,000, 30,000으로 변화시키며 실험을 수행하였으며, 유로의 회전 속도는 500 rpm으로 일정하게 유지한 후, TS, ST, LS 세 가지 경우의 회전방향에 대해 실험을 수행하였다. 유로의 입구 유동 조건에 따른 각 회전 방향별 누셀수 비의 분포를 고찰한 결과를 요약하면 다음과 같다.



(a) LS



(b) ST



(c) TS

Fig. 9 Averaged Nusselt number ratio along the flow direction (Re=20000)

- 1) 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀수 역시 증가하나, 레이놀즈수의 증가에 따른 누셀수의 증가폭과 매끈한 유

- 로 내의 평균 누셀수의 증가폭의 차이로 인해 누셀수의 비는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 보인다.
- 2) 모든 경우에서 회전에 의한 코리올리력과 원심부력에 의한 이차유동의 영향으로 TS 경우에서 가장 큰 누셀수를 보였으며 LS 경우가 가장 낮은 누셀수 값을 보였다.
 - 3) 유로 입구 유동 조건이 달라짐에 따라 누셀수의 분포 형상이 다르게 나타나며, 이는 입구 유동 조건이 달라짐에 따라 주유동뿐만 아니라 이차유동의 형상 역시 달라지기 때문이다.
 - 4) 유로 내의 입구 유동 조건에 큰 영향을 받는 면은 LS 면이며, 이에 반해 TS면은 그 영향이 크게 나타나지 않는다.
 - 5) 동일한 레이놀즈수에 대해 열전달계수의 크기가 Case A > B > C의 순서로 나타난다. 이는 발생하는 이차유동에 의한 와류의 강도가 Case B에 비해 A가 크기 때문으로 판단되며, Case C의 경우와 같이 왜곡된 유동형상을 가질 경우 속도가 느린 부분의 열전달계수가 상대적으로 낮기 때문이다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(2011-0005326)

참고문헌

- (1) Han, J. C., Dutta, S. and Ekkad, S. V., 2000, "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology," Taylor & Francis, New York.
- (2) Moon, H. K., O'Connell, T., and Glezer, B., 2000, "Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage," American Society of Mechanical Engineers (ASME), International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Indianapolis, Indiana, 99-GT-163.
- (3) Mahmood, G. I., Hill, M. L., Nelson, D. L. and Ligrani, P. M., 2000, "Local Heat Transfer and Flow Structure on and above a Dimpled Surface in a Channel," American Society of Mechanical Engineers (ASME), Proceedings of ASME TURBO EXPO 2000, Munich, Germany, 2000-GT-230.
- (4) Wang, Z., Yeo, K. S. and Khoo, B. C., 2003, "Numerical Simulation of Laminar Channel Flow over Dimpled Surface," 16th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference 23-26 June 2003, Orlando, Florida, AIAA 2003-3964, pp. 1-11.

- (5) Khalatov, A., Byerley, A., Ochoa, D. and Min, S. K., 2004, "Flow Characteristics within and Downstream of Spherical and Cylindrical Dimple on a Flat Plate at Low Reynolds," 2004, Power for Land, Sea, and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria, GT2004-53656, pp.589~602.
- (6) Shin, S. M., Lee, K. S., Park, S. D., and Kwak, J. S., 2009, "Measurement of the heat transfer coefficient in the dimpled channel: effects of dimple arrangement and channel height," Journal of Mechanical Science and Technology, 23 pp. 624~630.
- (7) Han, J. C., Glicksman, L. R., Rohsenow, W. M., 1978, "An Investigation of Heat Transfer," Vol. 21, pp. 1143~1156.
- (8) Park, J. S., Han, J. C., Huang, Y. and Ou, S., 1992, "Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, No. 11, pp. 2891~2903.
- (9) Stephens, M. A., Shih, T. I-P. and Civinskas, K. C., 1995, "Effects of Inclined Rounded Ribs on Flow and heat Transfer in a Square Duct," 30th, AIAA Thermophysics Conference, June, 19-22, AIAA. 95-2115, pp. 1~12.
- (10) Al-Hadhrani, L., and Han, J. C., 2002, "Effect of Rotation on Heat Transfer in Two-pass Square Channels With Five Different Orientations of 45° Angled Rib Turbulators," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 653~669.
- (11) Liou, T.-M., Chang, S. W., Hung, J. H., and Chiou, S. F., 2007, "High Rotation Number Heat Transfer of A 45 degrees Rib-roughened Rectangular Duct With Two Channel Orientations," International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 4063~4078.
- (12) Harasgama, S. P., and Morris, W. D., 1988, "The Influence of Rotation on The Heat Transfer Characteristics of Circular, Triangular and Square-sectioned Coolant Passages of Gas Turbine Rotor Blades," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 44~50.
- (14) Iacovides, H., Jackson, D. C., Kelemenis G., Launder, B. E., and Yuan, Y.-M., 2001, "Flow and Heat Transfer in a Rotating U-bend With 45° Ribs," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 22, pp. 308~314.
- (15) Griffith, T. S., Luai Al-Hadhrani, and Han, J. C., 2002, "Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels(AR=4) with Dimples.," American Society of Mechanical Engineers (ASME). Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, Netherlands, GT-2002-30220.
- (16) Kim, S., Lee, Y. J., Choi, E. Y., and Kwak, J. S., 2011, "Dimple Configuration on Heat Transfer Coefficient in a Rotating Channel.," Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 25, No. 1, pp. 165~172.
- (17) Kwak, J. S., 2008, "Comparison of Analytical Superposition

- Solutions of the Transient Liquid Crystal Technique.”, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 22, No. 2, pp. 290~295.
- (18) S. Wagner, M. Koulla, P. Ott, B. Weigand, and V. von Wolfersdorf, 2005, “The transient liquid crystal technique: Influence of surface curvature and finite wall thickness.”, *Journal of Turbomachinery*, 127 pp. 175~182.
- (19) Moffat, R. J., 1988, “Describing the Uncertainties in Experimental Results.”, *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, pp. 3~17.