

〈논 문〉

주기적인 통과후류가 막냉각되는 평판의 유동장에 미치는 영향(1) - 압력면과 흡입면에 대한 영향 -

국 건* · 이준식** · 고상근**

(1995년 4월 4일 접수)

Effect of Periodic Passing Wake on the Flow Field of a Film-Cooled Flat Plate (I) - Effect on Pressure and Suction Surfaces -

Keon Kuk, Joon Sik Lee and Sang Ken Kauh

Key Words : Film-Cooling(막냉각), Flat Plate(평판), Passing Wake(통과후류), Phase Average Technique(위상평균기법), Pressure and Suction Surfaces(압력면과 흡입면)

Abstract

The effect of periodic passing wake on the film-coolant flow issuing normally from a flat plate was investigated experimentally. The passing wake was generated by rotating thin circular bars. Depending on the rotational direction the test plate could be simulated as a pressure surface or a suction surface of a gas turbine blade. The phase-averaged velocity components were measured using an X-type hot-wire probe. The Reynolds number based on the free-stream velocity and injection hole diameter was 23,500 and the velocity ratio which is the ratio of film coolant velocity to free-stream velocity was 0.5. The velocity-triangle induced by the wake was similar to that induced by the one generated at the blade trailing edge. The vertical velocity component induced by the passing wake, which approaches to the suction surface and moves away from the pressure surface, played a dominant role in the variation of the flow field. The variation in the phase-averaged velocity on the pressure surface was greater than on the suction surface, but the turbulence kinetic energy variation on the suction surface appeared larger than on the pressure surface.

1. 서 론

효율적인 가스터빈 냉각을 위해서는 터빈 내부의 유동과 열전달 현상에 대한 정확한 이해가 요구된다. 터빈 블레이드 냉각에 대한 그 동안의 연구에서는 정상상태 조건에서의 여러가지 변수에 대한 영향이 고려되었다. 주유동의 난류강도와 압력구배

의 영향, 블레이드 표면의 곡률효과와 경계층 천이, 블레이드 선단에서의 정체유동, 그리고 터빈 유로내의 이차유동 등에 대한 연구등이 그것들이다. 지금까지의 블레이드 설계는 주유동에 대한 정상상태 압축성 포텐셜 해석과 블레이드 표면에서의 정상상태 경계층유동 해석을 근거로 한다. 즉 정익과 동익의 간격이 충분히 커서 익렬 사이의 간섭으로 인한 비정상성(unsteadiness)이 없다고 가정한 것이다. 실제 터빈의 익렬 간격은 블레이드 코드 길이의 1/4~1/2 정도로서, 이로 인한 비정상성은

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 기계공학과

공기역학적, 열적 성능은 물론 터빈 각부의 내구성 및 소음발생 등에 영향을 주게 된다. 정익과 동익의 간섭에 의해 발생하는 비정상상의 종류에는 블레이드 포텐셜 유동의 압력변동, 상류 블레이드로부터의 충격파와 경계층유동간의 간섭, 그리고 블레이드의 끝 단에서 발생하는 후류(wake) 등이 있다. 이 외에도 터빈내로 유입되는 연소가스의 온도가 불균일하여 속도변화가 발생하며, 유로내의 이차유동에 의한 비정상상도 존재하게 된다. 그 중 본 연구의 대상인 후류에 의한 간섭은 그 감소율이 포텐셜 유동 간섭에 비해 작아, 여러 단 하류에까지 영향이 계속된다.

Dring 등⁽¹⁾은 실험용 터빈(large scale turbine)에서 정익과 동익에 대한 비정상 압력과 열전달계수를 측정하였다. 시간평균 압력분포는 정상상태와 비슷하나, 동익 선단에서는 동압의 80%에 달하는 압력변동이 발생하였다. Doorly 등⁽²⁾은 원봉에 의해 발생된 통과후류와 충격파가 캐스케이드의 열전달에 미치는 영향을 연구하였다. Schlieren 사진을 통한 가시화 실험과 비정상 열전달계수를 측정하여, 캐스케이드 흡입면에서 경계층의 천이가 주기적으로 영향을 받음을 보였다. Renoud 등⁽³⁾은 익형(airfoil)의 경계층 천이에 대한 통과후류의 영향을 연구하였다. 난류경계층에서 통과후류에 의한 안정화 효과를 보고하였으며, 후류가 통과할 때의 경계층 두께가 정상상태의 그것에 비해 작아지고 난류강도도 층류경계층의 값으로 감소하는 회복기간(recovery period)이 존재함을 밝혔다. Funazaki⁽⁴⁾는 블레이드 선단의 열전달에 대한 통과후류의 영향을 blunt body로 모사한 실험을 수행하였고, Schobeiri 등⁽⁵⁾은 통과후류가 곡관을 지날 때 후류의 속도장과 난류구조의 변화를 연구하였다.

막냉각이 적용되는 터빈 블레이드에 대하여 후류에 의한 비정상 효과를 고려한 연구는 실험용 터빈과 캐스케이드를 대상으로 행해져 왔다. Dring 등⁽⁶⁾은 실험용 터빈의 동익에서 시간평균 막냉각효율을 측정하였다. 흡입면에서의 막냉각효율은 평판과 선형 캐스케이드의 결과와 잘 일치하나 압력면에서는 막냉각효율이 감소하는데, 이는 주유동에 반경 방향으로 이차유동이 발생하여 분사된 냉각 제트가 편이되기 때문임을 확인하였다. Takeishi 등⁽⁷⁾의 연구결과에 의하면 동익 흡입면 하류에서의 막냉각효율은 캐스케이드와 동일하였으나, 상류에서는 동익에서의 효율이 30% 정도 감소하였다. Mehen-

dale 등⁽⁸⁾은 막냉각되는 선형 캐스케이드의 시간평균 막냉각효율에 대한 통과후류의 영향을 연구하였으며, 분사비 0.4~1.2의 범위에서 압력면과 흡입면의 막냉각효율은 후류의 발생 주파수가 증가할수록 감소함을 보였다.

그러나 막냉각이 적용되는 블레이드에 대한 통과후류의 실험결과는 블레이드의 형상에 따라 많은 차이를 보이며, 유동장에 대한 연구가 없기 때문에 열전달 현상에 대한 물리적인 설명이 부족한 형편이다. 대부분의 연구가 실험용 터빈이나 캐스케이드에서 수행됨으로써 통과후류의 영향을 독립적으로 파악하기가 어렵다. 또한 통과후류에 의해 야기되는 비정상상의 정도가 얼마인지, 즉 유동장의 변화에 있어서 정상상태 또는 시간평균값이 비정상값과 얼마나 차이가 나는지에 대한 구체적 자료는 아직 보고된 바가 없다. 본 연구는 평판에서 수직으로 분사되는 막냉각 제트의 유동장에 통과후류가 미치는 영향을 고찰하기 위해 막냉각 제트의 폭방향 중심단면에서의 비정상속도를 열선유속계를 이용하여 측정하였다. 시험평판의 상류에 회전하는 원봉을 설치하고 그 회전방향을 바꿈으로써 평판을 블레이드의 흡입면과 압력면으로 모사하였다. 이와 같은 실험을 통하여 회전원봉 주기에 따른 유동의 변화를 관찰하고 통과후류가 없는 정상상태의 결과와 비교하여 후류의 영향을 파악하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험에 사용한 풍동은 최대속도가 50 m/s인 개방형 풍동으로서 6:1의 수축노즐을 지닌 풍동출구의 단면은 가로 690 mm, 세로 460 mm이다. 풍동의 유속이 15 m/s일 때 유속의 공간균일도(spatial uniformity)는 수축노즐의 경계층을 제외하고 0.4% 이내이며, 유동방향 자유유동 난류강도는 0.2% 이하이다. 이 풍동으로부터의 균일유동은 풍동출구에서 50 mm 떨어진 곳에 위치한 가로 660 mm, 세로 430 mm의 아크릴덕트로 유입된다. 풍동과 덕트 사이에 후류발생원봉을 설치하였다. 이 간격에 의한 유동의 교란을 최소화 하기 위해 덕트의 단면적을 풍동출구의 단면적보다 작게 하였으며 덕트 입구를 썸기형으로 제작하였다. Fig. 1에 도시한 바와 같이 덕트의 폭방향 중앙에 시험평판이 위치하며 평판의 선단은 3:1 타원으로 가공하였다. 평판위의 경계층이 발달된 난류 경계층이 되도록

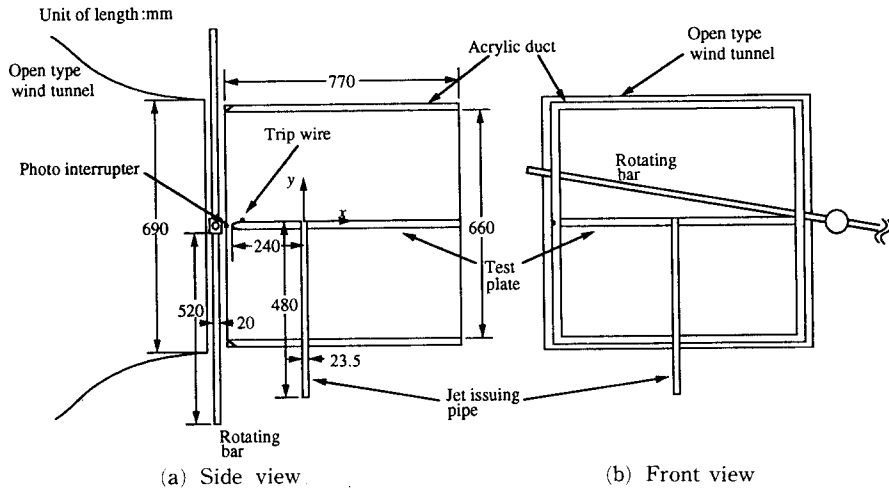


Fig. 1 Schematic diagram of experimental arrangement and coordinate system

trip wire를 평판선단에 부착하였다.

제트는 내경 (D)이 23.5 mm인 동관으로부터 분사되며 평판 선단으로부터 하류방향으로 $10D$ 지점에 위치한다. 분사관의 길이는 $20D$ 로서 주유동이 없을 때 완전발달된 난류 원관유동을 얻었다. 또한 제트의 분사가 없을 때, 분사관 위치에서 난류경계층의 두께는 7 mm이다. 원심송풍기로부터의 제트 분사공기는 유량측정을 위한 오리피스와 항온조를 통과한 후 써지탱크(surge tank)를 거쳐 평판에 분사된다. 분사홀의 중심을 좌표축의 원점으로 하여, 주유동방향을 x , 평판으로부터의 높이 방향을 y , 그리고 평판의 폭방향을 z 축으로 하였다. 주유동속도 (U_∞)와 분사관의 내경을 기준으로한 Reynolds수는 23,500이며 주유동속도는 15 m/s로 유지하였다. 통과후류를 발생시키기 위해 길이 520 mm, 외경 (d) 20 mm인 원봉을 풍동과 아크릴덕트 사이에서 회전시킨다. 통과후류의 발생주기를 주유동속도와 회전원봉의 외경으로 무차원한 통과후류 Strouhal수 ($S_b = 2\pi f_b d / U_\infty$)는 0.12이고 제트 출구 위치에서 원봉의 선속도와 주유동속도의 비 (V_b / U_∞)는 0.44이다. 또한 주유동속도에 대한 분사 제트의 속도비 (V_b / U_∞)는 0.5이다.

평판의 선단에 포토인터럽터(photo interrupter)를 설치하여 원봉이 이 위치를 통과할 때 펄스를 발생시켜 위상평균(phase average)의 기준신호로 삼았다. 전체적인 유동은 3차원이지만 분사 제트의 중심면에서는 대칭조건으로 인해 2차원으로 가정할 수 있다. 이 대칭면에서의 속도장을 X형 열선

(DANTEC 55P06)과 열선유속계(DANTEC 56C17)를 이용하여 측정하였다. 또한 측정오차를 줄이기 위하여 통과후류가 없는 정상상태 속도분포를 3공 피토관(United Sensor, type CA)으로 측정하고 여기서 얻어진 평균속도 방향에 $\pm 5^\circ$ 이내로 열선을 일치시켰다.

Fig. 2는 열선신호의 자료 획득장치에 대한 개략도이다. 풍속계의 아날로그 신호는 선형화기(linearizer)를 거치지 않고 컴퓨터(IBM PC/AT486)에 내장되어 있는 A/D 변환기(Data Translation DT2838)를 통해 10 kHz의 샘플링률로 열선당 620×1024 개 정도의 데이터를 획득하였다. 열선을 이송하기 위해 사용한 삼차원 이송장치는 컴퓨터로 제어되는 스테핑모터로 구동되며 y , z 방향으로는 $20 \mu\text{m}$, x 방향으로는 $40 \mu\text{m}$ 의 분해능을 갖는다. 본 실험에 대한 오차해석은

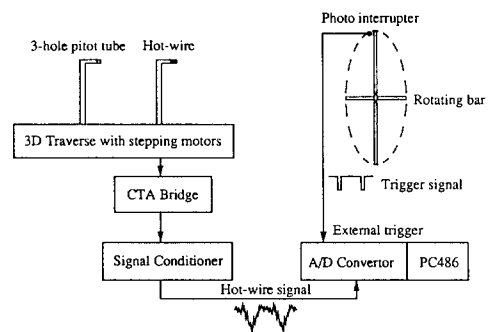


Fig. 2 Hot wire data acquisition system

Benedict⁽⁹⁾가 제안한 RSS(Root Sum Square) 방법을 이용하여 95%의 신뢰도로 수행하였다. Reynolds수의 상대오차는 2.8%, 속도비 R 의 상대오차는 5.4%, 열선유속계로 측정된 유동방향 평균속도와 난류강도의 상대오차는 각각 3.0%와 7.2%의 결과를 얻었다.

Fig. 3에 제트의 분사가 없는 경우에 대한 전형적인 순간속도를 도시하였다. 측정점은 회전원봉의 중심으로부터 $8d(x/D=-5.0)$ 하류이며 덕트의 y 방향과 z 방향의 중심 위치이다. 유동방향 속도 신호에 포토인터럽터의 신호를 함께 나타내었으며 원봉의 통과주기는 70 ms 정도이다. 회전원봉의 한 주기 내에서 n 개의 데이터를 측정하고 같은 위상으로 n 개의 주기를 위상평균하면 시간평균속도 \bar{U} 와 위상평균속도 $\bar{U}(t)$ 는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\bar{U} = \frac{1}{mn} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n U_j(t_i) \quad (1)$$

$$\bar{U}(t_i) = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m U_j(t_i) \quad (2)$$

그러므로 순간속도 $U(t)$ 를 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$U(t) = \bar{U} + \bar{u}(t) + u(t) = \bar{U}(t) + u(t) \quad (3)$$

여기서 $\bar{u}(t)$ 는 주기속도(periodic velocity)를 나타내며, $u(t)$ 는 순수한 난류 섭동성분(turbu-

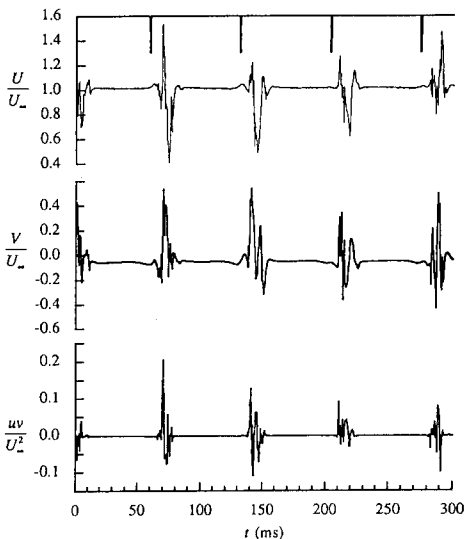


Fig. 3 Typical instantaneous velocity signal of passing wake

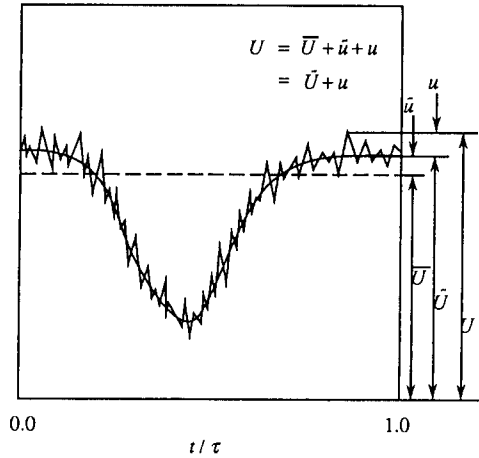


Fig. 4 Parameters of the signal analysis

lence fluctuating quantity)이다. 그러므로 난류 섭동성분에 대한 위상제곱평균은 다음과 같다.

$$\bar{u}^2(t_i) = \frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m \{U_j(t_i) - \bar{U}(t_i)\}^2 \quad (4)$$

Fig. 4에 각 속도성분에 대한 개념도를 표시하였다. 본 실험에서는 900번($m \approx 900$) 정도의 원봉주기를 측정하였으며 각 주기마다 700개($n \approx 700$) 이상의 데이터를 획득하였다. 각 주기내의 700개의 데이터를 등간격($k \approx 20$)으로 나누고, 각 간격내에서의 데이터를 시간평균한 다음 m 개의 주기에서 같은 위상의 데이터를 위상평균하였다. 그러므로 각 위상평균량의 총 데이터 개수는 $(n \times m)/k$ 가 된다.

3. 결과 및 토의

회전원봉에 의해 발생하는 통과후류의 성질을 이해하기 위해 제트를 분사하지 않은 상태에서 덕트의 폭방향과 높이 방향 중심에서 하류방향으로의 속도변화를 측정하였다. Fig. 5(a)는 유동방향 위상평균속도의 x 방향에 따른 변화를 회전원봉의 주기 τ 로 무차원한 시간에 대해 나타낸 것이다. $x/D = -0.5$ 에서의 속도손실이 하류지점에서의 속도손실보다 작게 나타나고 후류의 초기에 속도가 다시 증가하는 부분이 존재한다. 이 측정점은 회전원봉의 중심으로부터 $8d$ 하류의 위치로서 원봉으로부터의 볼텍스셰딩(vortex shedding)에 의한 응집(coherent) 구조가 위상평균에 영향을 줄 수 있다.

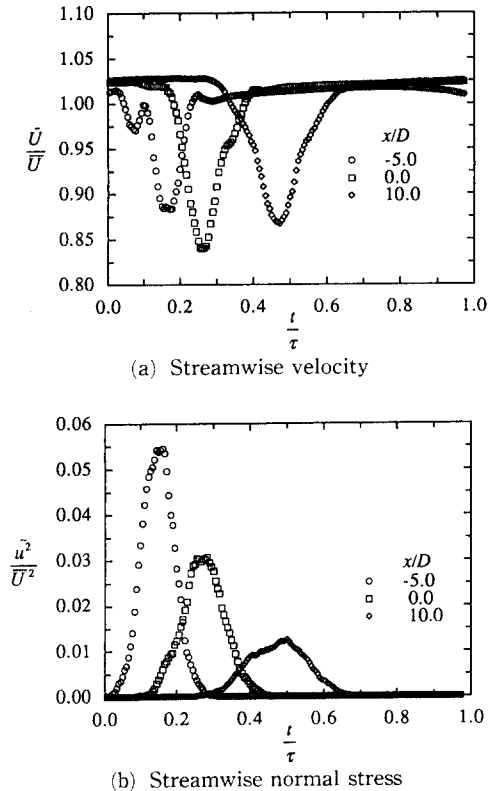


Fig. 5 Downstream evolution of passing wake

본 실험에서의 위상평균은 회전원봉에 동기(synchronize)되어 있으므로 후류 내부의 응집구조를 구분할 수 없기 때문이다. 제트 분사홀의 위치($x/D=0.0$)에서 속도손실의 최대값은 $0.16\bar{U}$ 정도로서 O'Brien 등⁽¹¹⁾의 결과와 일치하며 속도변화도 대칭형을 이룬다. 주기내에서 통과후류의 영향을 받는 시간은 대략 22% 정도이며 후류의 폭은 $5d$ 정도이다. $x/D=10.0$ 인 하류에서 최대속도손실은 $0.13\bar{U}$ 로 감소하고 폭은 $8.8d$ 로 증가한다.

Fig. 5(b)는 유동방향 위상평균 수직응력 \bar{u}^2 를 나타낸 것이다. $x/D=-5.0$ 의 위치에서는 23% 정도의 높은 난류강도 값을 보이며 $x/D=10.0$ 에서도 10%가 넘는다. 이는 실험용 터빈의 정익 후류에서 관찰되는 10% 정도의 난류강도에 비해 다소 큰 값이다. 난류강도의 분포는 정상상태 실린더 후류와 마찬가지로 대칭형을 이루며 앞서의 평균속도분포와는 달리 하류로 갈수록 난류강도는 감소하고 후류의 폭은 증가한다.

Fig. 6은 $x/D=-5.0$ 에서 측정된 통과후류의 유

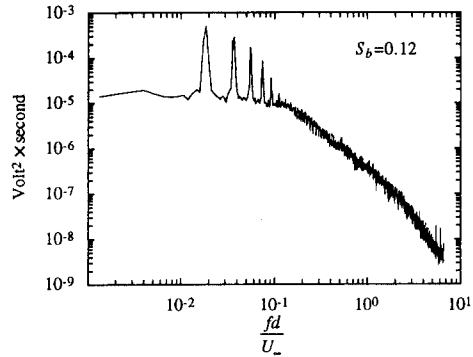


Fig. 6 Streamwise velocity spectrum of passing wake at $x/D=-0.5$

동방향 속도에 대한 에너지 스펙트럼으로서 제트의 분사가 없는 경우이다. 후류발생 원봉이 $S_b=0.12$ 로 회전하는 경우이므로 그 주파수에 해당하는 $fd/U_\infty=0.019$ 에서 극대값을 보이며 하모닉 주파수에서의 극대에너지가 크게 나타난다. 정상상태 원봉후류의 Strouhal수가 본 실험의 Reynolds수에서 0.2를 나타내는데 Fig. 6에서는 이 Strouhal수에 해당하는 에너지의 증가가 관찰되지 않는다. 이는 원봉의 회전 주파수에서의 에너지에 비해 그 크기가 상대적으로 미약함을 의미한다.

Fig. 7에는 평판에서 제트가 분사될 때 회전원봉의 주기를 20등분한 각 위상에서 위상평균속도의 변화를 나타내었다. $x/D=1.0$ 에서의 유동방향 위상평균속도로서 압력면과 흡입면 모두 y/D 가 약 0.85인 지점에서 과잉속도가 나타나며 y/D 가 0.5인 점에서 강한 전단층이 존재한다. y/D 가 0.85 지점의 과잉속도는 후류에 의해 소멸됨을 알 수 있다. 압력면에서 과잉속도의 최대값과 최소값의 차이는 주유동속도의 20%를 넘으며 흡입면에서는 약 15% 정도의 변화를 나타낸다. 압력면에서는 통과후류에 의해 양의 부호를 갖는 수직속도가 유도되는 동시에 후류의 속도손실에 의해 주유동속도가 감소함으로써 주유동 쪽으로의 제트의 침투가 더욱 커지게 된다. 반면 흡입면에서는 음의 수직속도가 제트의 분사방향과는 반대로 유도되어 주유동에서 평판쪽으로 유입된 유체가 후류에 의한 속도손실을 어느 정도 보상하게 되며 벽면에서 주유동방향으로 전환되면서 벽면근처의 속도가 증가한다.

Fig. 8은 제트가 분사되는 평판에서 통과후류에 의한 유동방향 위상평균속도의 변화를 나타낸 것이

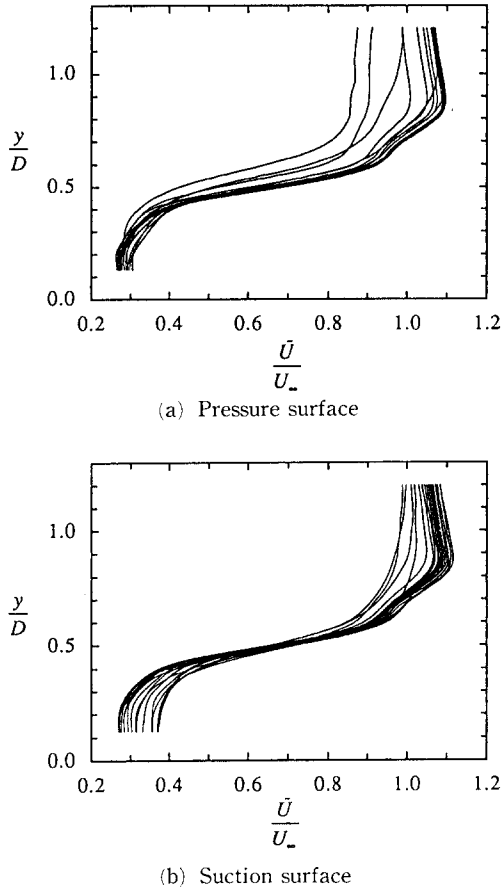


Fig. 7 Streamwise phase averaged velocity at 20 equally divided phases in a wake period at $x/D=1.0$

다. 원봉의 회전주기를 20 등분한 각 위상에서의 위상평균속도를 측정하고, y 방향으로 평균된 속도가 최대 또는 최소가 되는 위상에서의 속도분포를 표시하였다. 전체 측정단면 중 $x/D=0.0, 1.0, 4.0, 10.0$ 에서의 속도를 나타내었으며 Fig. 8(a)은 원봉의 회전방향이 평판에서부터 주유동 쪽인 압력면에 대한 경우이고 Fig. 8(b)은 원봉의 회전방향이 그 반대인 흡입면에 대한 결과이다. Fig. 8(a)에는 $x/D=1.0$ 의 위치에 통과후류가 없는 정상상태에 대한 Andreopoulos등⁽¹⁵⁾의 결과를 함께 나타내었다. 이들의 실험에서 분사 제트는 완전 발달된 난류 원관유동이 아니고 제트의 중심영역에 포텐셜 코어를 갖는 발달중인 유동이므로 분사된 제트와 평판 사이의 영역에서 본 실험의 결과와 약간의 차이를 보이고 있다. 후류가 통과할 때 주유동속도는

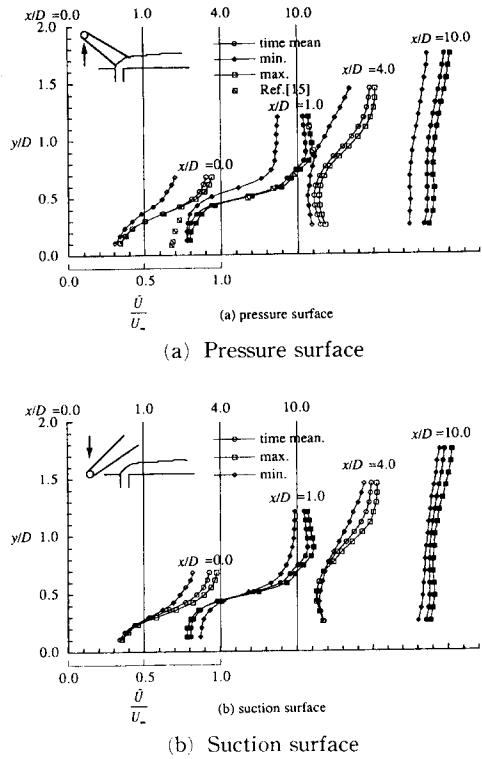


Fig. 8 Streamwise phase averaged velocity profiles at maximum and minimum velocity phases

후류의 속도손실에 의해 감소하게 되므로 그림에서 최소속도분포가 후류의 영향을 가장 많이 받는 지점이라 생각할 수 있다. 압력면과 흡입면에서의 통과후류의 영향은 서로 다르게 나타나고 있다. 먼저 통과후류에 의한 위상평균속도의 변화는 압력면에서 더 크다. 압력면에서는 평판에 가까운 영역의 속도변화는 작으나 주유동 쪽으로 갈수록 통과후류 자체의 속도손실이 그대로 나타난다. 또한 주기적으로 분사 제트의 위치가 변함에 따라 속도분포도 y 방향으로 변하게 되는데, 이로 인해 $x/D=1.0$ 의 $y/d \approx 5$ 지점과 같은 전단영역에서 비교적 큰 속도변화가 발생한다. $x/D=10.0$ 의 하류에서는 분사된 제트가 주유동과 혼합되어 경계층유동으로 환원됨으로써 통과후류에 의한 속도의 변화 폭이 평균근처나 주유동에서 비슷하다. Fig. 8(b)의 흡입면에서는 압력면에 비하여 통과후류의 영향은 작게 나타나고 분사 제트의 주유동쪽 경계와 평판쪽 경계에서의 속도변화가 서로 다르다. 전체 유동장중에서 가장 큰 속도구배가 존재하는 $x/D=1.0$

에서는 $y/D \approx 0.5$ 를 중심으로 $y/D > 0.5$ 영역에서는 통과후류에 의해 속도가 감소하고 $y/D < 0.5$ 에서는 반대로 증가하고 있다. 하류로 진행하면서 속도구배가 감소하면 이러한 현상도 작아지지만 전단 영역에서의 속도변화는 압력면에 비해 작다.

Fig. 9는 $x/D=1.0$ 과 $x/D=7.0$ 에서 원봉의 회전주기에 따른 유동방향 위상평균속도를 시간에 대해 나타낸 것이다. 먼저 $x/D=1.0$ 에서의 압력면의 결과를 살펴보면 통과후류가 유입되는 전반부에는 속도가 감소하고 후류의 후반부($t/\tau \approx 0.35$)에는 시간평균속도보다 약간 증가하는 경향을 보인다. ($y/D > 0.817$). $y/D > 0.511$ 인 영역에서는 통과후류의 속도손실과 제트의 상승에 의해 속도의 변화가 크다. 흡입면의 경우에는 전단영역에서 보다 벽면에서의 속도변화가 크고 후류가 영향을 미치는 시간도 압력면에 비해 증가한다. 주유동과의 혼합에 의해 제트의 운동량이 거의 상실되는 $x/D=7.0$ 에서는 상류에서와는 다른 속도변화를 보인다. 통과후류의 속도손실이 감소함에 따라 위상평균속도의 y 방향 변화도 감소하고 후류의 폭이 증가함에 따라 주기내에서 후류의 영향을 받는 시간

은 증가하게 된다. 통과후류가 주유동에 대해 경사지게 입사각을 가지고 다가오므로 압력면의 경우에는 평판근처에서부터, 흡입면의 경우에는 주유동 쪽에서부터 통과후류의 영향을 받게 된다. 또한 압력면에서는 통과후류의 전반부에서 속도가 감소하고 후반부에서는 속도가 증가하며 흡입면에서는 그 반대의 속도변화가 관찰되는데, 이는 통과후류의 영향을 받는 평판경계층유동에서 나타나는 Lefcourt⁽¹⁴⁾의 'negative jet' 유동형태와 동일하다. 하류에서는 흡입면의 경우에 벽면근처에서의 속도변화가 압력면에서보다 오히려 작아진다.

Fig. 10은 주기속도성분 \bar{u} 와 \bar{v} 에 의한 속도 벡터의 시간에 대한 변화를 $x/D = -0.5, 1.0, 10.0$ 의 위치에서 나타낸 것이다. 주기속도는 위상평균속도에서 시간평균속도를 뺀 값으로서 통과후류에 의하여 주기적으로 변하는 평균속도 성분을 의미한다. $x/D = -0.5$ 는 제트 분사홀의 상류쪽 가장자리로서 평판에 발달된 경계층에 의해 분사홀의 전반부($-0.5 < x/D < 0.0$)에서는 제트의 분사가 미약하기 때문에 이곳에서의 속도변화는 주로 통과후류와 평판위의 경계층유동과의 상호작용에 의한 것

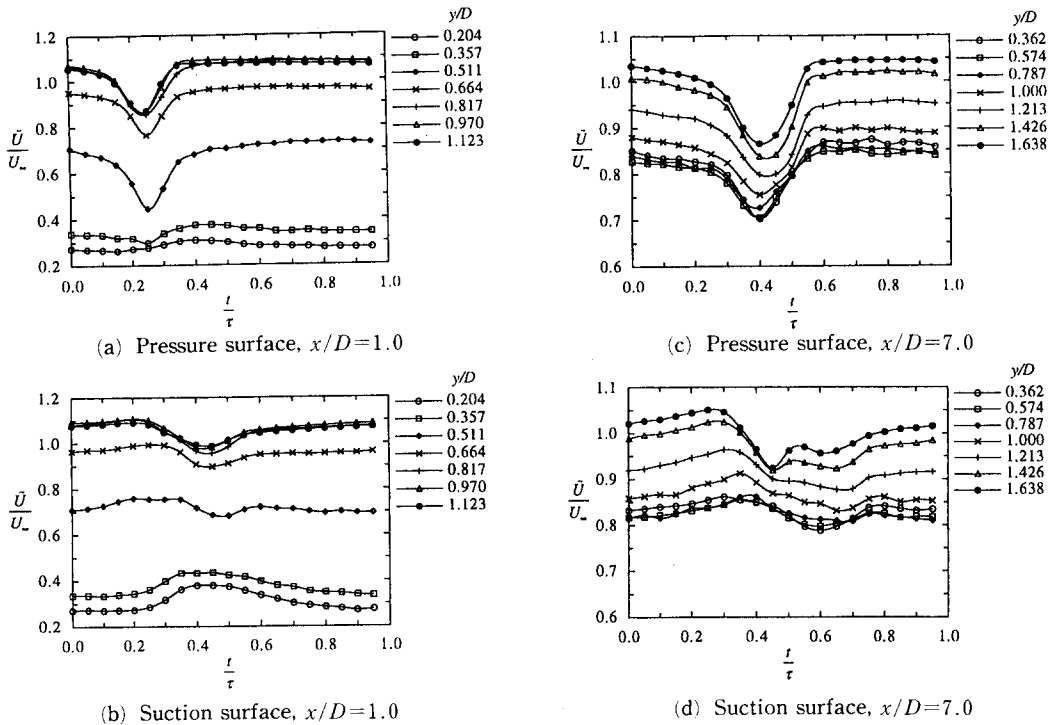


Fig. 9 Timewise variation of streamwise phase averaged velocity

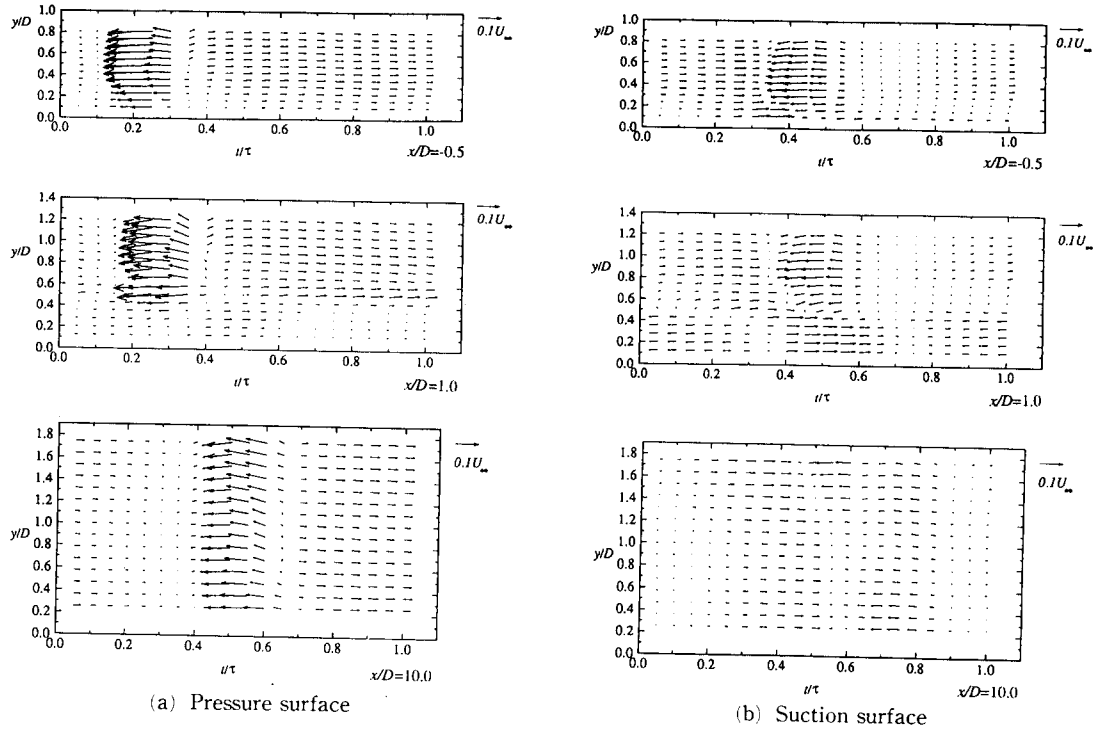
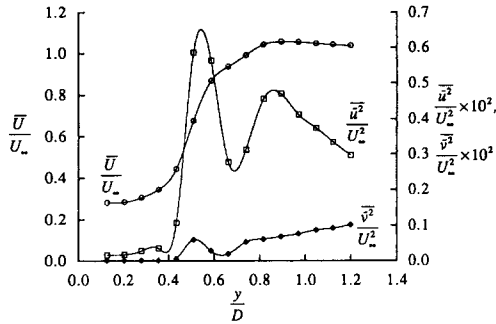


Fig. 10 Periodic velocity vector on $t \cdot y$ plane

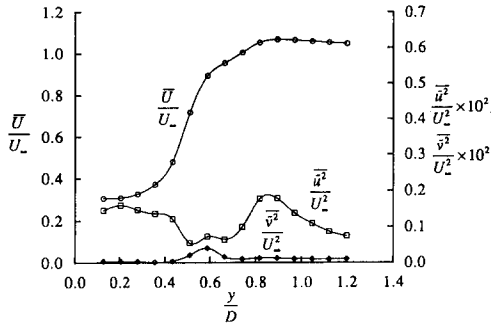
이라 볼 수 있다. 압력면에서는 $t/\tau \approx 0.25$ 의 시점에서 통과후류의 영향을 가장 많이 받고 있으며 평판의 경계층 안으로 갈수록 후류의 영향이 작아진다. 또한 후류의 전반부를 제외하고는 평판 쪽에서 주유동쪽으로의 수직속도성분이 유도됨을 알 수 있다. 흡입면에서는 후류의 전반부인 $t/\tau \approx 0.3$ 에서 벽면근처의 속도가 먼저 증가하는데 평판에 대한 통과후류의 입사각과 원봉에 의해 유도되는 수직속도 때문이다. 본 실험에서는 $x/D = -0.5$ 의 주유동에서, 원봉에 의해 유도되는 최대 수직속도는 원봉속도의 약 35%에 달한다. $x/D = 1.0$ 에서 압력면의 경우에는 특히 $y/D \approx 0.5$ 에서의 변화가 크며 흡입면에서는 이 위치를 기준으로 유동방향 주기속도의 방향이 바뀌고 있다. 또한 $y/D < 0.5$ 영역에서의 속도변화가 압력면에 비해 큼을 알 수 있다. $x/D = 10.0$ 의 하류에서는 제트에 의한 속도구배가 소멸됨에 따라 전체 y 단면에 대한 후류의 영향이 동일하게 나타난다. 압력면에서는 통과후류의 속도손실 대부분이 나타나는 반면, 흡입면의 후류는 벽면과의 상호작용으로 약화되었음을 알 수 있다.

Fig. 11에 $x/D = 1.0$ 에서의 유동방향 시간평균속

도와 주기속도의 섭동도(periodic velocity unsteadiness)를 나타내었다. 섭동도는 주기속도 제곱의 시간평균으로 후류에 의한 평균속도 변동분의 크기를 의미한다. 압력면과 흡입면에서의 시간평균속도는 거의 동일한 분포를 나타내고 있지만 주기속도의 섭동도에 있어서는 그 크기뿐만 아니라 경향에 있어서도 커다란 차이를 나타내고 있다. 먼저 Fig. 11(a)의 압력면을 살펴보면 $\overline{u^2}$ 는 전단영역과 과잉속도점에서 두 개의 극대점을 갖는데 전단영역에서의 값이 더 크다. $\overline{v^2}$ 는 전단영역에서 국소적으로 극대값을 보이고 주유동 쪽으로 감에 따라 점차 증가한다. 실질적으로 후류에 의한 속도의 변화가 가장 큰 곳은 과잉속도점이지만, 전단영역에서는 속도구배가 심하여 제트의 이동으로 인한 효과가 더해지기 때문에 전단영역에서의 섭동도가 가장 크게 나타난다. 또한 $y/D > 0.6$ 영역에서의 $\overline{v^2}$ 가 주유동 쪽으로 감에 따라 증가하는 것은 평판의 영향을 받지 않은 후류가 유입되기 때문이다. 흡입면의 경우, 유동방향 섭동도 $\overline{u^2}$ 는 전단영역에서 작은 값을 보이고 벽면근처에서는 과잉속도점에서의 섭동도와 비슷하다. 한편 수직방향 섭동도는 전단



(a) Pressure surface



(b) Suction surface

Fig. 11 Comparison of periodic velocity unsteadiness with streamwise time averaged velocity at $x/D=1.0$

영역에서 최대값을 보이며 그 외의 영역에서는 거의 0임을 알 수 있다.

Fig. 12는 시간에 따라 주기적으로 변화하는 난류운동량에너지 (turbulence kinetic energy) 분포 중 난류에너지의 값이 최대와 최소가 되는 위상을 선택하여 각각의 에너지분포를 표시한 것이다. 위상평균 난류에너지 \bar{q}^2 는 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{2} \bar{q}^2 = \frac{1}{2} (\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2) \quad (5)$$

그림에서 PS는 압력면을 SS는 흡입면을 의미한다. 폭방향(z)속도 w를 측정하기 위하여 X형 열선의 두 열선이 xz평면에 오도록 위치시킨 후 $\pm 5^\circ$ 이내로 주유동방향에 열선축을 일치시켰다. 주유동에 분사되는 제트 유동의 난류에너지분포는 유동방향 평균속도구배 $\partial \bar{U} / \partial y$ 와 밀접한 관계가 있다. Fig. 8의 위상평균 속도분포에서 속도구배가 최대인 지점에서 난류에너지도 최대가 됨을 알 수 있다. 후류가 지나가게 되면 압력면과 흡입면 모두에서 전단영역에서의 난류에너지가 증가하고 과잉속

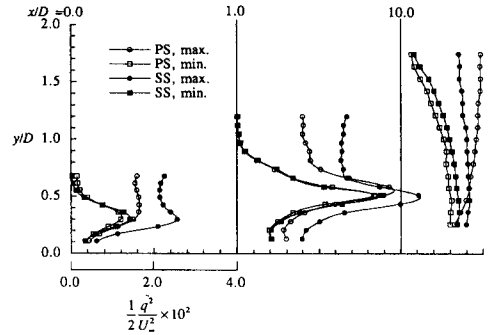


Fig. 12 Phase averaged turbulence kinetic energy at maximum and minimum phase

도점으로부터 주유동까지의 구간에서 거의 일정한 값을 갖게 되는데, 이는 통과후류 자체의 난류에너지를 나타내기 때문이다. 주기속도 섭동도의 경우와는 반대로 유동의 초기영역($x/D=0.0, 1.0$)에서는 흡입면에서의 난류에너지의 변화가 압력면에 비해 크게 나타난다. 분사 제트의 위치변화가 비교적 작고 통과후류에 의해 속도구배가 감소하지만 후류에 의한 수직속도가 제트의 상승속도와 충돌하고 또한 평판과의 상호작용으로 인해 난류에너지가 증가한다. 그러나 $x/D=10.0$ 에서는 주기속도의 섭동도가 압력면에서 더 크며 흡입면에서의 수직속도가 소멸되기 때문에 난류에너지의 변화는 압력면의 경우가 크다.

4. 결 론

통과후류가 막냉각되는 평판의 유동장에 미치는 영향을 고찰하기 위해 막냉각면의 폭방향 중심단면에서 비정상 속도를 측정하였다. 후류발생 원봉의 회전방향을 바꾸어 블레이드의 압력면과 흡입면에 대한 막냉각 현상을 모사하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

후류가 통과함에 따라 압력면과 흡입면에서 제트와 주유동 사이의 유동방향 속도구배가 감소하며 압력면에서는 후류가 영향을 미칠 때 제트가 주유동으로 더욱 침투하는 동시에 수직방향으로 확장되었다.

통과후류에 의한 위상평균속도의 변화는 압력면에서 더 크게 나타났으며, 흡입면의 경우에는 원봉에 의해 유도된 수직방향 속도성분이 평판의 표면에서 주유동방향으로 전환됨으로써 유동의 상류에

서 벽면근처의 유동에도 통과후류의 영향이 나타났
다.

압력면과 흡입면에서 시간평균 속도분포의 차이
는 거의 없었으나 비정상성을 나타내는 섭동도에
있어서는 그 경향 자체가 다르게 나타났다.

평균속도의 변화와는 반대로 난류운동량에너지는
흡입면에서 더 많은 영향을 받는 것을 확인할 수
있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 터보동력기계연구센
타의 지원으로 이루어졌으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Dring R. P., Joslyn H. D., Hardin L. W. and Wagner J. H., 1982, "Turbine Rotor-Stator Interaction," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 729~742.
- (2) Doorly J. J. and Oldfield M. L. G., 1985, "Simulation of Wake-Passing in a Stationary Turbine Rotor Cascade," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 1, pp. 316~318.
- (3) Renoud R. W. and Howard R. M., 1990, "Airfoil Boundary-Layer Response to an Unsteady Turbulent Flowfield," *AIAA Journal*, Vol. 28, pp. 1894~1990.
- (4) Funazaki K., 1994, "Studies on Wake-Affected Heat Transfer Around the Circular Leading Edge of Blunt Body," *ASME GT paper*, 94-GT-25.
- (5) Schobeiri M. T. and John J., 1994, "Development of Periodic Unsteady Turbulent Wakes in a Curved Channel at Zero Streamwise Pressure Gradient," *ASME GT paper*, 94-GT-158.
- (6) Dring R. P., Blair M. F. and Joslyn H. D., 1980, "An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 81~87.
- (7) Takeishi K., Aoki S., Sato T. and Tsukagoshi K., 1992, "Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 828~834.
- (8) Mehendale A. B., Han J. C., Ou S. and Lee C. P., 1993, "Unsteady Wake over a Linear Turbine Blade Cascade with Air and CO₂ Film Injection : Part II : Effect on Film Effectiveness and Heat Transfer Distributions," *ASME GT paper*, 93-GT-134.
- (9) Benedict R. P., 1984, "Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements," 3rd ed., John Wiley & Sons Inc.
- (10) Abhari R. S. and Epstein A. H., 1994, "An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 63~70.
- (11) O'Brien J. E. and Capp, S. P., 1989, "Two-Component Phase-Averaged Turbulence Statistics Downstream of a Rotating Spoked-Wheel Wake Generator," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, pp. 475~482.
- (12) Cantwell, B. and Coles D., 1983, "An Experimental Study of Entrainment and Transport in the Turbulent near Wake of a Circular Cylinder," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 136, pp. 321~374.
- (13) Butler, T. L. and Wagner, J. W., 1983, "Application of a Three-sensor Hot-wire Probe for Incompressible Flow," *AIAA Journal*, Vol. 21, No. 5, pp. 726~732.
- (14) Lefcourt, M. D., 1965, "An Investigation into Unsteady Blade Forces in Turbomachines," *Journal of Engineering for Power*, pp. 345~354.
- (15) Andreopoulos, J. and Rodi, W., 1984, "Experimental Investigation of Jets in a Crossflow," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 138, pp. 93~127.