

탈설계점에서의 선형 터빈 익열 끝벽 열(물질)전달 특성

이 상 우[†] · 박 진 재^{*}

Endwall Heat (Mass) Transfer Characteristics of a Linear Turbine Cascade at Off-Design Conditions

Sang Woo Lee and Jin Jae Park

Key Words: Incidence Angle (입사각), Endwall Heat Transfer (끝벽 열전달), Linear Turbine Cascade (선형 터빈 익열), Off-Design Condition (탈설계점)

Abstract

The heat (mass) transfer characteristics on the endwall surface of a first-stage linear turbine rotor cascade at off-design conditions has been investigated by employing the naphthalene sublimation technique. The experiments are carried out at the Reynolds number of 2.78×10^5 for two incidence angles of -5% and +5%. The positive incidence angle results in intensification of the pressure-side leg of a leading-edge horseshoe vortex, which delivers higher heat transfer along its trace. On the other hand, the negative incidence angle show an opposite tendency.

1. 서 론

가스터빈 엔진의 효율을 향상시키기 위해서는 터빈 입구온도를 높여야 하며, 현재 터빈의 입구온도는 1500℃에 이르고 있다. 이와 같이 높은 입구온도 때문에 고온의 가스와 접하는 터빈의 여러 구성 요소에 대한 냉각이 필수적이며, 이들 고온 부품에서의 정확한 열전달계수를 알아야 적절한 냉각시스템을 도입할 수 있다. 따라서 열전달계수는 터빈의 열시스템 설계에 있어서 매우 중요한 기초 데이터이다. 대부분의 가스터빈 엔진에서 블레이드 뿐만 아니라 끝벽(endwall)에서도 냉각이 이루어지고 있다.

터빈의 끝벽은 블레이드 표면과 마찬가지로 연

소기로부터 흘러오는 고온의 연소가스에 그대로 노출된다. 블레이드 끝벽 근처의 유동은 여러 종류의 와류들로 구성되는 매우 복잡한 3차원 유동이다.⁽¹⁾ 이와같은 3차원 유동은 끝벽에서의 열전달계수 분포에 큰 영향을 준다. Blair⁽²⁾는 막냉각되는 터빈 끝벽에서 막냉각효율과 열전달계수를 측정하였고, Graziani 등⁽³⁾은 열전대와 스트립 히터를 사용하여 블레이드와 끝벽에서의 열전달에 대하여 연구하였다. York 등⁽⁴⁾은 고온 선형 익열 풍동에서 열전대를 이용하여 끝벽에서의 열전달 특성을 연구하였다. Gaugler와 Russell⁽⁵⁾은 끝벽 근처 2차유동에 대한 가지화 결과와 측정된 열전달 분포를 비교하는 연구를 수행한 바 있다. Goldstein과 Spores⁽⁶⁾는 나프탈렌승화법을 이용하여 끝벽에서의 국소 열(물질)전달계수를 측정하였다. 이상우 등⁽⁷⁾도 회전각이 큰 동익 끝벽에서 열전달계수를 측정하였다. 그러나 지금까지의 끝벽 열부하 측정은 모두 설계점(design condition), 즉

† 정회원, 금오공과대학교 기계공학부

E-mail : swlee@kumoh.ac.kr

TEL : (054)467-4209 FAX : (054)467-4050

* 금오공과대학교 대학원

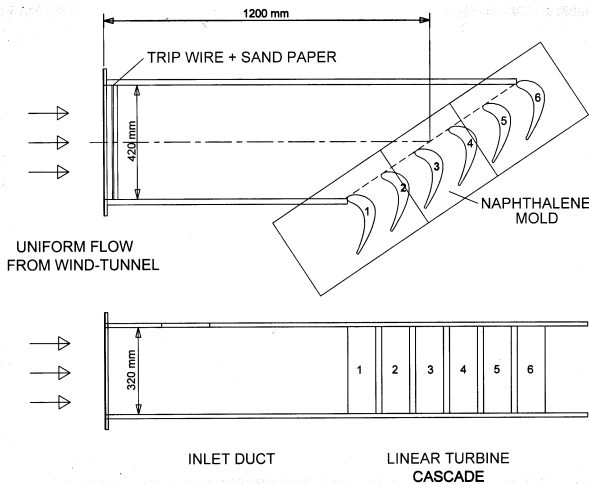


Fig.1 Overall view of cascade wind tunnel at $i = 0$ degree.

입사각(incidence angle) i 가 0도인 경우에 국한되어 있다.

본 연구에서는 탈설계점(off-design condition)에서 산업용 가스터빈 제 1 단 동익 끝벽에서의 열부하 즉 열전달계수의 분포를 측정하고자 한다. 이때 입사각을 -5도와 +5도로 변화시키면서 실험을 수행하였다.

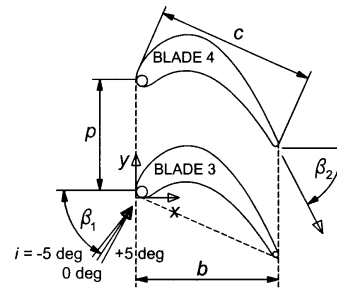
2. 실험

2.1 나프탈렌 승화법

열전달의 연구에 있어서 열전달과 물질전달의 유사성(heat and mass transfer analogy)을 이용한 실험방법이 널리 이용되고 있다. 나프탈렌승화법은 그 중 한 방법으로 열전달계와 똑같은 기하학적 형상으로 나프탈렌을 주조하여 일정시간 유동장에 노출시킨 뒤, 승화된 나프탈렌의 깊이를 측정하여 물질전달계수(mass transfer coefficient) h_m 를 구하고, 적절한 관계식을 이용하여 열전달계수(heat transfer coefficient)로 환산하는 방법이다.⁽⁸⁾ 본 연구에서는 측정된 물질전달계수를 물질전달 Stanton 수 $St_m (= h_m/U_\infty)$ 의 형태로 제시하였다.

2.2 실험장치

익열 풍동(cascade wind tunnel)은 개방형 풍동, 입구덕트, 익열 등으로 구성된다(Fig.1). 개방형 풍동은 면적축소비가 9.0이고, 최대 40m/s까지 유속의 변화가 가능하다. 입구덕트의 단면은



Number of blades	6
Chord length (c)	217.8 mm
Axial chord (b)	196.0 mm
Pitch (p)	151.6 mm
Span (s)	320.0 mm
Blade inlet angle (β)	56.4 deg
Blade outlet angle (β)	-62.6 deg

Fig.2 Arrangement of turbine blade cascade.

420mm×320mm이고, 폭방향 중심에서의 길이는 1.2m이다. 이것의 입구 상하 벽에는 직경 2mm의 트립와이어와 사포(sand paper)가 차례로 부착되어 있어서, 상하 벽 근처의 유동이 난류 경계층으로 발달된다. Fig.1에서 알 수 있듯이 익열에는 총 6개의 선형 블레이드가 설치되어 있다. 이것은 산업용 가스터빈의 터빈 제 1 단 동익의 미드스팬 형상을 근거로 large-scale로 제작되었다. 이 선형 블레이드의 중요 제원은 Fig.2와 같다. 입사각은 Fig.2에서와 같이 정의되며, 유동이 블레이드 입구각(inlet angle)을 기준으로 압력면(pressure side) 쪽으로 유입되면 (+)이고 흡입면(suction side) 쪽으로 치우치면 (-)이다. 본 연구에서는 입사각을 -5도, +5도로 변화시켰고, 이를 위해 쇠기 형태의 판을 익열 풍동 상하에 삽입시켰다. IBM PC로 계측 시스템을 온라인화하였으며, 이를 위해 다기능입출력보드(NI, AT-MIO-16D-H-9)가 컴퓨터에 내장되어 있다. 입구 자유유동의 난류강도를 측정하기 위해서 정온형 열선유속계(Kanomax, 1010)와 선형화기(Kanomax, 1013)를 사용하였다.

나프탈렌승화법을 적용하여 열전달을 연구하려면, 측정하고자 하는 영역이 열전달계와 동일한 형상의 나프탈렌 면으로 주조되어야 한다. 끝벽용 나프탈렌 주형에서 나프탈렌이 주입될 공간의 크기는 280mm×280mm이고 깊이는 8mm이며 주형 내부에는 높이 4mm의 돌기들이 설치되어 있다. 용융된 나프탈렌은 연삭 가공된 주형덮개와 주형 사이의 공간에 주입구를 통해 주입된다. 나

프탈렌이 완전히 응고된 후, 주형뿔개 충격을 가해 제거하면 매끄러운 나프탈렌 면이 얻어지며, 이것은 Fig.1과 같이 익열에 설치된다.

2.3 측정 방법

주형의 각 위치에서 나프탈렌의 승화된 깊이를 측정하기 위해서 선형가변차동변환기 즉 LVDT(Sensotec, model 060-3590-02)를 사용하였다. 이것의 최대 측정범위는 $\pm 0.5\text{mm}$ 이며 그 분해능은 $0.5\ \mu\text{m}$ 이다. 실험시 나프탈렌의 평균 승화깊이는 대략 0.1mm 정도로 유지되었고, 최대 승화깊이는 0.30mm 정도였다. 이 LVDT는 주철 정반에 설치된 2차원 자동이송장치에 탑재되어 측정하고자 하는 위치로 자동 이송된다. 주조된 끝벽 주형은 풍동에서의 노출실험 전에 먼저 승화깊이 측정시스템에 장착되어 각 측정 위치에서 나프탈렌의 기준 깊이가 측정된다. 본 실험에서는 총 1050 위치에서 승화깊이를 측정하였고, 대략 28분 정도의 시간이 소요되었다. 측정이 끝난 주형은 익열 끝벽에 설치되어 대략 90분 동안 유동장에 노출된 뒤, 승화깊이 측정시스템에서 다시 각 위치에서 나프탈렌 면의 승화깊이가 측정되었다. 이 승화깊이에는 1차 승화깊이 측정이 이루어진 후 승화된 나프탈렌의 깊이, 주형을 익열에 설치하는 동안 승화된 깊이, 풍동실험이 끝난 뒤 주형을 측정시스템에 설치하는 동안 승화된 깊이, 정반에 설치된 후 2차 깊이측정 전에 승화된 깊이 등이 모두 포함되어 있다. 따라서 이들 값을 모두 고려하여 순수하게 풍동실험에서 승화된 깊이를 구해야 한다. 실제 실험에서 이와 같이 불필요하게 승화된 깊이는 풍동실험 동안 승화된 깊이의 대략 4.5% 정도였다. 나프탈렌 주조면 근처에 설치된 T-형 열전대를 이용하여, 1차 승화깊이 측정시점부터 풍동실험을 거쳐 2차 승화깊이 측정이 끝날 때까지 전 과정의 온도를 1분 간격으로 측정하였다. 이 온도측정을 위하여 디지털전압계(Keithley, 2001)와 GPIB 보드(National Instruments, AT-GPIB)가 사용되었고, 이 주형 열전대의 보정에는 항온조(Fisher Scientific, 9010)와 표준온도계가 이용되었다. 풍동에서의 노출 실험이 이루어지는 동안, 나프탈렌 표면의 온도의 변화는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내였다.

본 연구에서는 자유유동속도를 20m/s 로 고정하고 실험을 수행하였다. 따라서 입구유동의

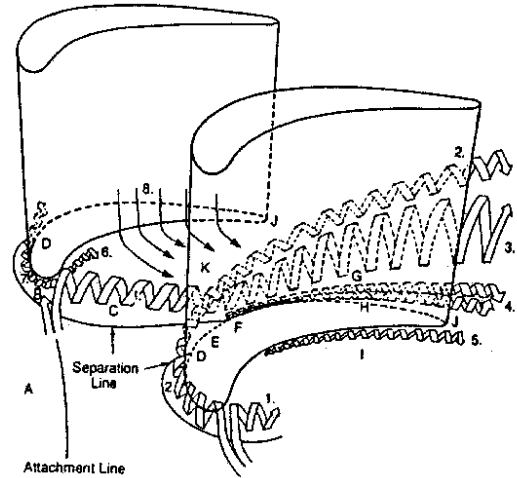


Fig.3 Three-dimensional vortex flow pattern⁽⁶⁾ in the endwall region at $i = 0$ degree.

Reynolds 수($Re = U_\infty c/\nu$)는 2.78×10^5 이다. 익열 입구에서 측정된 자유유동 난류강도는 1.3%이며, 경계층두께, 배제두께, 운동량두께는 각각 44.7mm , 5.16mm , 4.04mm 이다. 본 연구에서는 Abernethy 등⁽⁹⁾의 방법으로 오차해석(uncertainty analysis)을 수행하였다. 그 결과 St_m 의 오차범위는 $\pm 5.7\%$ 로 계산되었다.

3. 결과 및 검토

3.1 설계점에서 끝벽 근처 3차원 유동 특성

끝벽에서의 열(물질)전달 특성은 터빈 익열 통로에서의 유동특성과 밀접한 관련이 있다. Fig.3은 끝벽 영역의 3차원 유동장에서 발생하는 여러 종류의 와류들을 나타낸다.⁽⁶⁾ Fig.3에서 알 수 있듯이, 끝벽 근처의 3차원 유동은 크게 7개의 주요 와류로 구성된다. Fig.3에서 끝벽 박리선은 익열로 접근하는 경계층 유동이 끝벽으로부터 박리를 시작하는 위치를 연결한 선이며, 재부착선은 유입 경계층 유동이 인접한 두 익열 통로로 나뉘어 흐르는 경계선을 나타낸다. 이 두 선이 만나는 교점이 바로 안장점이다.

블레이드의 선단 근처에서 발생하는 와류는 끝벽 경계층 유동과 블레이드 선단에서의 유동 정체의 상호작용에 의해 발생한다. 입구 경계층 유동이 블레이드 선단 근처에서 박리선을 따라 끝벽으로부터 분리된 뒤, 다시 끝벽 쪽으로 하강하면서 rolling-up 현상이 발생하는데, 이렇게 생

성된 와류를 선단말발굽와류(leading-edge horseshoe vortex)라고 한다. 이 선단말발굽와류는 압력면다리(pressure-side leg) Vortex 1과 흡입면다리(suction-side leg) Vortex 2로 구성된다. 익열 통로로 유입된 유동은 블레이드에 의해 방향이 전환되고, 블레이드 통로에는 압력면에서 흡입면 쪽으로 큰 압력구배가 생성된다. 이 압력구배에 의해 Fig.3의 화살표와 같이 압력면 쪽에서 하강하여 끝벽을 따라 흡입면 쪽으로 이동하는 유동이 발생하며, 이 유동은 흡입면 근처에서 다시 미드스팬 쪽으로 상승한다. 선단말발굽와류의 압력면다리는 끝벽 근처의 저운동량 영역을 통과하면서 통로와류(passage vortex) Vortex 3로 강화되고, 통로를 가로질러 인접 흡입면 쪽으로 이동한다. 흡입면에 도달한 통로와류는 끝벽과 분리되어 상승한다. 반면에 선단말발굽와류의 흡입면다리는 블레이드 선단과 끝벽의 접합부를 따라 이동하다가 끝벽 박리선을 만나면서 상승하여 끝벽과 분리된다. 이렇게 끝벽으로부터 박리된 흡입면다리는 통로와류와 근접한 채 흡입면 근처에서 하류로 이동한다.

블레이드 압력면 쪽에서 끝벽으로 향하는 강한 하향류(downwash flow)가 끝벽과 평행하게 방향 전환을 하는 도중, 압력면과 끝벽이 만나는 모서리에 압력면모서리와류(pressure-side corner vortex) Vortex 5가 생성된다. 이와 마찬가지로 흡입면과 끝벽이 만나는 모서리에도 한 쌍의 흡입면모서리와류(suction-side corner vortex) 즉 Vortex 4가 생성된다. 이 흡입면의 모서리와류들은 끝벽 박리선 하류 영역에서 발생하여 하류로 이동하면서 그 영역이 점차 확대된다. 압력면 쪽과는 달리 흡입면쪽의 모서리와류가 2개 발생하는 것은 통로와류의 존재와 밀접한 관련이 있는 것으로 알려져 있다. 앞에서 언급한 바 있는 선단말발굽와류는 블레이드 선단과 끝벽이 접하는 모서리에서 한 쌍의 모서리 와류를 발생시키는 역할을 한다. 이 선단모서리와류(leading-edge corner vortex) Vortex 6과 Vortex 7은 선단말발굽와류와 반대방향으로 회전한다.

블레이드 끝단(trailing edge) 하류에서는 압력면 경계층유동과 흡입면 경계층유동이 서로 만나면서 강한 혼합과 전단작용(shearing)이 발생하며, 이에 따라 이 후류(wake) 영역에서는 large-eddy 유동이 존재한다.

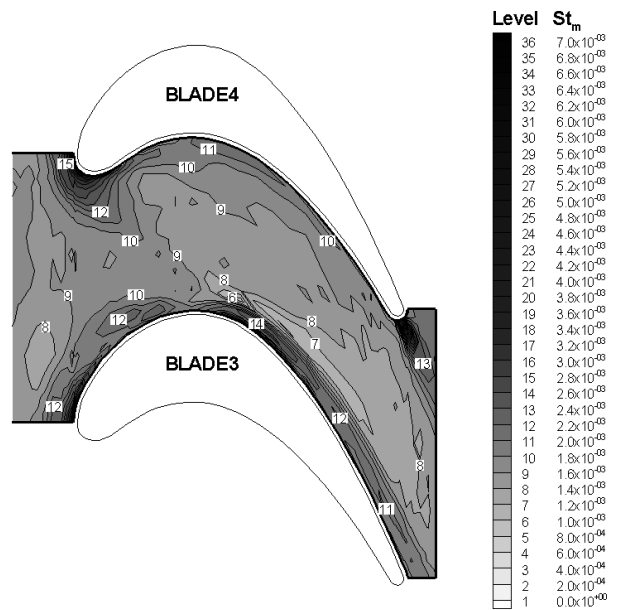


Fig.4 Contours of St_m at $i = 0$ degrees.

3.2 열(물질)전달 Stanton 수

입사각이 0도, +5도, -5도일 경우의 국소 물질 전달 Stanton 수 St_m 의 분포가 각각 Fig.4, Fig.5, Fig.6에 나타나 있다. 이 중 설계점에서의 결과인 Fig.4는 이상우 등⁽⁷⁾의 데이터이다. 먼저 Fig.4의 결과를 살펴 보면, 전체적으로 볼 때 St_m 은 끝벽에서 국소적으로 크게 변화하며, 그 값은 최소 1.2×10^{-3} 정도에서 최대 5.0×10^{-3} 에 이른다. St_m 은 선형 익열 통로의 중심 영역에서는 비교적 작은 값을 가지며, 블레이드와 인접한 영역에서 큰 값을 갖는다. 특히 St_m 이 큰 영역은 블레이드 선단 근처, 블레이드 흡입면 근처 중간부, 블레이드 끝단 하류 후류(wake) 영역이다. 이 영역들에서는 심한 열부하가 존재하므로, 국소적으로 큰 온도 구배를 야기시킬 수 있다. 이 온도구배는 열응력을 발생시켜 블레이드 파손의 원인이 된다. 블레이드 선단 영역에서 St_m 이 국소적으로 매우 큰 것은 앞에서 언급한 바와 같이 선단말발굽와류와 선단모서리와류 때문이다. St_m 의 분포를 자세히 관찰해 보면, 블레이드 4의 선단 근처에서 익열 통로를 대각선 방향으로 가로지르는 영역에서의 St_m 이 비교적 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이 영역은 선단말발굽와류의 압력면 다리가 하류로 이동하면서 통로와류로 발달되는 영역과 일치한다. 이 통로와류는 흡입면과 부딪히면서 끝벽으로부터 분리되어 하류로 이동한다. 이 과정에서 발생하는 유동의 교란에 의해 익열 통로 중간부($x/b =$

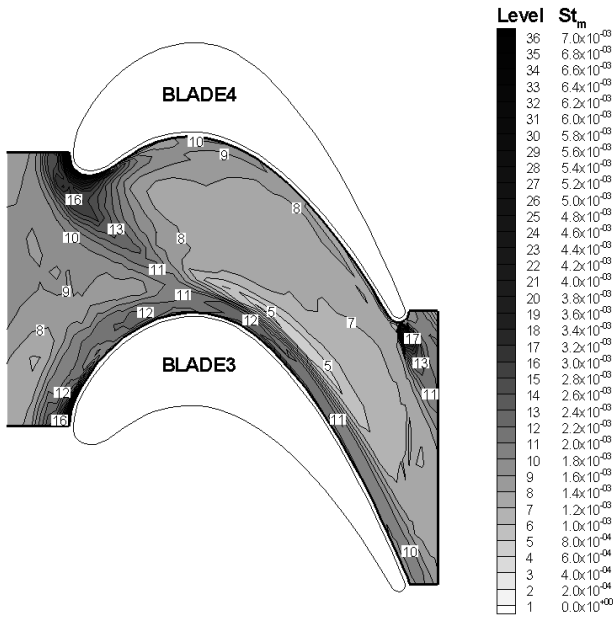


Fig.5 Contours of St_m at $i = +5$ degrees.

0.5) 흡입면 모서리 영역에서의 끝벽 열전달이 크게 촉진된다. 이 영역에서의 St_m 값은 블레이드 선단 영역보다는 작지만, 익열 통로 중심 영역에 비해서는 큰 값을 갖는다. 하류쪽 익열 통로에서 압력면과 흡입면 근처의 St_m 이 통로 중심보다 더 큰 이유는 블레이드 근처에 압력면모서리와류와 흡입면모서리와류가 존재하기 때문이다. 흡입면 모서리와류는 1쌍이 존재하므로 압력면 쪽보다 흡입면 근처에서 St_m 의 값이 더 크게 나타나며, 그 영역도 더 넓음을 알 수 있다. 끝벽 열전달 분포 중 한가지 특이한 점은 St_m 의 최소값 ($St_{m,min} = 1.2 \times 10^3$)이 터빈 통로의 입구가 아닌 통로 내부에 존재한다는 것이다. 다시 말하면, St_m 이 최소가 되는 영역은 블레이드 흡입면 모서리를 따라 존재하는 St_m 이 큰 영역의 안쪽(통로 중심부 쪽)에 흡입면과 평행하게 존재한다. 이 영역에서 St_m 이 작은 것은 통로와동에 의해 유동이 막히면서 유속이 감소하여, 대류 열전달이 억제되기 때문일 것이다. 열부하가 크게 작용하는 영역으로 블레이드 끝단 바로 하류 영역이 있는데, 이 영역에서 St_m 이 증가하는 이유는 끝단 하류에서 발생하는 후류의 영향 때문이다. 이 후류 영역에서는 large-scale의 난류유동이 존재하므로 열(물질) 전달이 크게 촉진된다.

입사각이 +5도일 경우(Fig.5)를 설계점에서의 결과(Fig.4)와 비교해 보면, 두 경우의 열부하 분

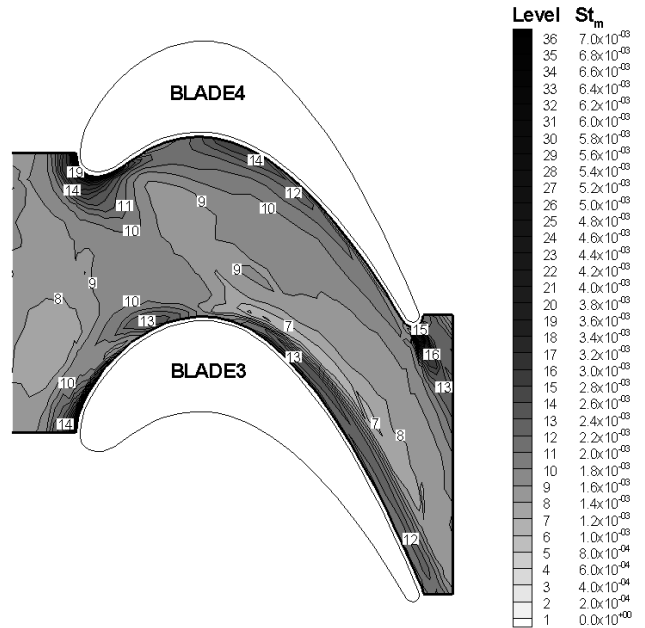


Fig.6 Contours of St_m at $i = -5$ degrees.

포가 크게 다를 수 있다. 특히 입사각이 +5도일 때, 선단말발굽와류의 압력면 다리의 궤적을 따라서 St_m 이 크게 증가하였다. 이것으로부터 입사각이 (+)로 되면 선단말발굽와류의 강도가 커짐을 확인할 수 있다. 이 강해진 선단말발굽와류는 그 압력면 다리를 따라 유동의 교란을 증가시키므로 그 궤적에서의 열전달이 촉진된다. 강해진 선단말발굽와류의 압력면 다리는 익형 흡입면 쪽 열부하 분포에 영향을 미쳐 흡입면 인접 저 열부하 영역의 열부하를 감소시킨다. 이와 함께 입사각이 (+)에서는 압력면 근처 열부하가 감소됨을 확인할 수 있는데, 이것은 (+) 입사각이 압력면모서리와류의 발달을 억제하기 때문이다.

입사각이 (-)로 변하면(Fig.6), 설계점에서의 결과에 비하여 선단말발굽와류의 압력면 다리 궤적에서의 열부하가 크게 감소한다. 이것은 입사각이 (-)로 되면 선단말발굽와류의 강도가 약해짐을 의미한다. 이 선단말발굽와류 압력면 다리의 약화는 익형 흡입면모서리와류 영역에서의 열부하도 감소시킨다. 이와 함께 입사각이 (-)에서는 압력면 근처 열부하가 증가함 확인할 수 있는데, 이것은 (-) 입사각이 압력면 모서리와류의 발달을 촉진하기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 탈설계점에서 가스터빈의 터빈 제 1 단 동익 끝벽에서의 열부하 분포를 측정하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 입사각이 (+)이면 선단말발굽와류 압력면 다리에서의 열부하가 크게 증가하는 반면, 압력면모서리와류에서의 열부하는 조금 감소하였다. 이와 같은 경향은 입사각이 (-)에서는 정반대로 나타났다.

(2) 입사각이 (+)일 경우 선단말발굽와류는 크게 강화되는 반면에, 압력면모서리와류가 약화되는 경향을 보인다.

(3) 입사각이 (-)일 경우 선단말발굽와류는 크게 약화되는 반면에, 압력면모서리와류가 강화되는 경향을 보인다.

참고문헌

- (1) Wang, H. P., Olson, S. J., Goldstein, R. J. and Eckert, E. R. G., 1997, "Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blade," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 1~8.
- (2) Blair, M. F., 1974, "An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwalls," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 524~528.
- (3) Graziani, R. A., Blair, M.F., Taylor, J. R. and Mayle, R. E., 1980, "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 102, pp. 257~267.
- (4) York, R. E., Hylton, L. D. and Mihelc, M. S., 1984, "An Experimental Investigation of Endwall Heat Transfer and Aerodynamics in a Linear Vane Cascade," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 106, pp. 159~167.
- (5) Gaugler, R. E., and Russell, L. M., 1984, "Comparison of Visualized Turbine Endwall Secondary Flows and Measured Heat Transfer Pattern," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 106, pp. 168~172.
- (6) Goldstein, R. J. and Spores, R. A., 1988, "Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 862~869.
- (7) Lee, S. W., Jun, S. B. and Park, B. K., 2001, "Measurements of Endwall Heat(Mass) Transfer Coefficient in a Linear Turbine Cascade Using Naphthalene Sublimation Technique," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 25, pp. 356~365.
- (8) Goldstein, R. J. and Cho, H. H., 1995, "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416~434.
- (9) Abernethy, R. B., Benedict, R. P. and Dowdell, R. B., 1985, "ASME Measurement Uncertainty," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 161~164.