한국마린엔지니어링학회지 제30권, 제1호, pp. 22~29, 2006. 1 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

가스터빈 냉각 베인에서 감온액정을 이용한 과도적 열전달 특성에 관한 실험적 연구

서남규† · 장태현*

(원고접수일 : 2005년 9월 2일, 심사완료일 : 2005년 11월 7일)

An Experimental Study on Transient Heat Transfer Characteristics of Gas Turbine Cooled Vane by Using Liquid Crystal Thermography

Nam-Kyu Suh† · Tae-Hyun Chang*

Abstract : Gas turbine engine among principal internal combustion engines has been mainly applied as an aero and industrial power plant. In order to increase its thermal efficiency, it has been raised their pressure ratio of compressor and the turbine inlet temperature. To operate above the limit temperature of turbine material, turbine nozzle vanes should be cooled. For this the cooling air is bled from the compressor section of gas turbine. Meanwhile, to keep high thermal efficiency of gas turbine, turbine vanes are to be cooled by using small cooling air. Therefore, the complex cooling passages are requested to be designed and evaluated the effectiveness of vane cooling by measuring turbine vane temperature. But it is very difficult or impossible for us to measure local turbine temperatures at actual temperature. When local heat transfer coefficients are known these can be calculated, therefore this study has been investigated on obtaining these coefficients of turbine vane at room temperature using TLC.

Key words : Thermocromic liquid crystal(감온액정), Transient thermal imaging technique (과도적 열적 영상 기술), Turbulator(와류발생기), Stepwise disturbance(계단식 교반), Superposition integral(중첩적분)

Nomenclature

a : The instant when the disturbance is occurred
$D(t)$: Time dependent disturbance
h : Convection heat transfer coefficient
k : Thermal conductivity
L : Airfoil surface total length
Q : Cooling air mass flow rate
s : The airfoil surface length from the leading edge stagnation point

† 책임저자(경남대학교 대학원 기계과), E-mail : nksuh@chol.com, Tel : 055)249-2728
* 경남대학교 기계자동화공학부

T_∞ : Free stream air temperature

T_i : Initial temperature in a semi-infinite solid

$T(x,t)$: Temperature of semi-infinite solid at position x and time t

t : Lapse time after fluid flow start

x : Position from the surface of semi-infinite solid

α : Thermal diffusivity

1. 서 론

가스터빈 엔진은 공기가 압축기를 통과하면서 승압이 된 후 연료를 주입 연소 시켜 고온 고압의 가스를 만든다. 가스터빈은 생성된 가스가 터빈을 통한 팽창으로 다른 형태의 엔진 보다 높은 단위 무게 당 추력 혹은 출력(power density)을 얻는다. 또한 경량이므로 높은 출력이 요구되는 곳의 엔진으로 적용된다. 이러한 가스터빈 엔진의 효율과 출력을 더욱 증가시키기 위해서 가스 터빈 엔진의 작동온도는 터빈 재질의 허용 온도보다 높게 유지하면서도 냉각을 통하여 터빈 재질의 온도는 재질의 허용 온도보다 낮게 유지함으로써, 엔진의 출력과 효율을 증가시키고 있다. 터빈 냉각은 압축기에 의해 승압된 압축공기를 에너지에 이용하지 않고 냉각에 사용함으로써 엔진의 출력이나 효율이 떨어질 수 있다. 따라서 가능한 낮은 압력의 최소 공기를 사용하면서 고온에 의한 재질의 파괴를 막는 터빈 냉각 설계가 이루어져야만 효율 및 출력의 증대를 함께 달성할 수 있다. 냉각 공기에 의해 열전달이 될 경우 열전달 계수는 국부의 온도와 관련되므로 열전달 계수를 정확히 알면 터빈의 온도를 알 수 있다. 따라서 열전달 계수를 정확히 예측함으로 터빈의 열응력 해석, 열 변형 방지 및 엔진 내구성 설계를 할 수 있으며 터빈 설계를 검증할 수 있다. 본 연구는 가스터빈의 냉각 베인의 열전달 특성을 감온 액정을 사용하는 실험적인 방법으로 냉각 베인의 설계 내용을 검증하고자 한다.

가스터빈 베인의 내부 냉각 유로 설계와 감온 액정에 관련된 논문과 국내의 가스터빈 냉각에 관련된 문헌을 살펴보면, 가스터빈의 냉각설계에 관련된 종래의 연구로는 R. S. Bunker 및 D. E. Metzger들이 막 냉각제(Coolant)를 추출하는 경우와 하지 않는 경우에서 충돌 냉각에 의해 내부 냉각되는 터빈 블레이드 전연부의 국부 열전달에 관하여 연구하였다[1],[2].

짧은 핀-휜(Pin-fin)들은 종종 터빈 블레이드의 후연에서 냉각제에게로의 열전달 효과를 높이기 위하여 사용된다. B. A. Brigham 및 G. J. VanFossen들은 몇 가지의 짧은 핀-휜 들의 엇갈린 배열에서 핀과 끝 벽 표면상의 열전달 계수를 D. E. Metzger, C. S. Fan, 및 S. W. Haley 들은 핀-휜 들의 배열에서 열전달 및 압력 손실에 관한 핀 모양 및 배열 방향의 효과에 대하여 연구하였다[3]-[6].

블레이드 냉각 채널에서의 열전달에 관해서는 모든 벽 이 리브(Rib)로 형성된 통로에서의 열전달 계수들과 마찰 계수들의 측정을 M. E. Taslim, T. Li, 및 S. D. Spring들에 의해서 조사 연구되었으며, 액정 기술이 최신 가스터빈의 블레이드 중간 현 냉각 통로의 단면적을 나타내는 사각 및 사다리꼴의 단면적을 가진 12가지 실험 단면적들에 대한 열전달 계수를 측정하는데 사용되었다[7]. Cooper, T. E., Field, R. J., 및 Meyer, J. F. 들은 강제 대류 환경 하에서 가열된 물체 상에서 얻게 되는 유체 흐름 및 양적이며 질적인 열전달을 표현하는 서모그라픽 액정 기술(Liquid crystal thermographic technique)을 제시하였다[8].

국내에서는 종합 가스터빈 기술 개발 연구 문헌으로 볼 수 있는 서남규가 총괄 책임자로 작성한 산업용 소형 가스터빈 기술 개발에 관한 연구 중에서 제4장 터빈 블레이드 냉각 및 제5장 터빈에서 블레이드의 냉각에 관한 연구 발표 자료가 있다[9],[10].

2. 본 론

2.1 실험의 개요 및 이론

터빈냉각 베인의 설계가 엔진의 출력, 효율 및 내

구성을 증대시키기 위한 최적화의 과정이라면, 냉각유로 성능실험은 설계된 냉각 베인 내의 냉각유로에 대하여 해석하여 얻은 열전달계수의 분포를 검증하고, 설계된 터빈냉각유로의 열전달 특성이 설계 시 의도한 냉각특성과 일치하는가를 확인하는 과정이다.

이 실험에서는 냉각공기가 통과하는 베인 내벽면의 열전달계수를 측정한다. 열전달계수는 뉴턴의 냉각법칙(Newton's Law of Cooling)에서 다음과 같이 정의되는 계수이다.

$$h = \frac{q}{T_{air} - T_{wall}} \quad (1)$$

이와 같은 열전달계수는 냉각유동의 유량, 온도 및 유동 양상에 의하여 변화한다. 이 열전달계수를 정확하게 알면 설계조건에서의 냉각 베인 온도분포를 알 수 있으며, 이는 베인의 열응력, 열 변형 및 내구성을 검증하는 기본 자료로 활용된다.

실험적으로 열전달계수를 계측하는 방법 중 온도에 따라 색깔이 변하는 물질인 감온액정(Thermochromic liquid crystal)을 이용한 열적 영상기술은 비교적 형상에 제한이 없고 적은 비용으로 짧은 시간에 실험이 가능하다. 그래서 대부분의 가스터빈엔진 개발사가 냉각블레이드의 개발에 적용하고 있는 방법이다. 과도적 열적 영상기술(Transient thermal imaging technique)의 기본원리는 열전달계수를 측정하고자 하는 면에 온도에 따라 색깔이 변하는 물질(TLC)을 얇게 바르고, 이 면의 색깔변화를 시간과 함께 관측하여 열전달 계수를 계측하는 방법이다. 간략히 말하면, 열전달계수가 높은(열전달이 잘 일어나는) 영역의 온도(색깔)가 더 짧은 시간에 변화하는 원리를 이용하는 것이다.

본 실험에 적용된 계측이론은 대류 열전달 경계조건에 노출된 반무한 평면(Semi-infinite plate)의 표면 온도 분포 변화를 이용하여 열전달 계수를 계산하는 방법이며, 데이터의 획득 및 처리과정은 다음과 같다.

투명한 실험대상 면에 일정한 온도에서 색깔이 변화하는 물질인 감온액정을 칠하고, 실험 대상의 내부온도가 균일해진 이후 가열된 공기를 통과시키면 대류 열전달이 잘 일어나는 부분부터 색깔의 변화가 나타난다. 이 색깔 변화는 폐쇄회로 (CCD) 카메라를 통해 관측을 한다. 이렇게 관측된 영상 (Image)은 프레임 그래버(Frame grabber)를 통해 디지타이저 (Digitize)를 한 다음 영상처리(Image process ing)를 위하여 컴퓨터에 전달된다. 컴퓨터에 전달된 디지타이저된 영상(Image) 정보로부터 영상처리 소프트웨어 (Image processing software)를 통해 각각 화소 (Pixel)의 색깔이 변화하는 데에 걸린 시간이 측정되고 전달 시간 매트릭스(Transition time matrix)로 기록을 한다. 이 매트릭스(Matrix)와 실험면의 초기온도, 공기 온도의 변화 등을 종합하여 각 화소(Pixel)에서의 대류 열전달 계수를 구할 수 있다[11]-[13].

2.2 실험의 기본가정

가스터빈 터빈 베인의 대류 열전달 계수를 측정하기 위하여 다음과 같은 가정이 만족되어야 하며, 이와 같은 가정을 통하여 감온액정의 색 변화 온도를 제외한 다른 열적 물성치는 실험에 영향을 미치지 않게 된다.

① 감온액정의 두께는 무시할 수 있을 정도로 얇으며, 모든 면에 걸쳐서 일정하다.

② 감온액정을 통한 온도 구배는 무시할 수 있다. 이는 실험 면과 감온액정 사이의 온도가 감온액정과 공기 사이의 온도와 같다고 가정됨을 의미한다.

③ 감온액정 두께의 영향, 열용량 등에 의한 공기-면 열전달에 의한 영향은 무시할 수 있다.

④ 공기의 온도는 경계층 외부에서 측정되므로 경계층내에서의 온도 구배는 공기의 온도측정에 영향을 미치지 않는다.

⑤ 중첩이론을 사용한 유도과정에 관계하는 근사는 벽과 대류조건에 의한 국부표면 온도에 영향을 미치지 않는다.

⑥ 벽을 통한 전도 열 전달은 1차원이며 축 또는 측면의 전도는 무시할 수 있다.

2.3 실험 데이터 해석방법

본 감온액정(TLC)에 의한 실험은 반무한 평면

(Semi-infinite plate)에 대한 1차원 비정상 전도 열전달의 해를 근거로 하여 국부 열전달 계수를 구하게 되며, 이는 다음의 두 가지 방법에 의해 계산된다.

2.3.1 단 계단 교반(Stepwise unit disturbances):

반무한 평면 위를 흐르는 유동에서 공기의 온도가 한 계단 모양으로 바뀔 때(Unit step change of air temperature)

$$\frac{T-T_i}{T_\infty-T_i}=1-erfX-\left[\exp\left(\frac{hx}{k}+\frac{h^2\alpha\cdot t}{k^2}\right)\right]\left[1-erf\left(X+\frac{h\sqrt{\alpha\cdot t}}{k}\right)\right] \quad (2)$$

이 된다.

여기에서 반무한 평면의 위치x, 유동 시작 후 경과 시간 t에서의 온도 $T(x,t)$는 다음의 식으로 정리될 수 있다.

$$\frac{T-T_i}{T_\infty-T_i}=1-\left[\exp\left(\frac{h^2\alpha\cdot t}{k^2}\right)\right]\left[1-erf\left(\frac{h\sqrt{\alpha\cdot t}}{k}\right)\right] \quad (3)$$

식(3)로부터 온도(T), 시간(t), 열 확산도(α), 열전도도(k)가 주어지면, 단 계단 교반의 반무한 물체 표면의 열 전달계수(h)를 구할 수 있다.

2.3.2 중첩적분(Superposition Integral):

공기의 온도가 시간에 따라서 계단 형이 아닌 임의의 형태로 변화할 때 일어난다. 실제적인 내부 유동 실험에서 공기 온도는 앞의 가정과 같이 이상적인 온도 T_∞로 갑작스럽게 상승되는 자유 유동 공기의 정상 흐름과 같은 단 하나의 계단식 교반(Stepwise unit disturbances)을 가질 수는 없다. 이는 유동 상류에서 비정상적인 가열이 일어나기 때문이다. 그러나 단 하나의 계단식 변화의 해는 실질적인 공기 온도 상승을 표현하기 위하여 T_∞로 정리된 시간 종속 교반의 set를 중첩하는 데에 사용된다. 여기서 ΔT_∞는 시간 a에서의 온도 변화를 의미한다. 또, 식(3)은 실제 공기 온도 상승을 나타내기 위하여 온도 T_∞에서 기본 계단식 교반 중첩 set에 $T(x,t)$를 표현하는 데 사용될 수 있는 기본 해이다.

$$T-T_i=\sum_{i=1}^{n}\psi(t-a)\Delta D \quad (4)$$

한편,

$$\Delta D=\Delta(T_\infty-T_i) \quad (5)$$

단위 계단 해는

$$\psi(t-a)=1-\left[\exp\frac{h^2\alpha\cdot(t-a)}{k^2}\right]\left[1-erf\frac{h\sqrt{\alpha\cdot(t-a)}}{k}\right] \quad (6)$$

식(5)에서 T_∞는 실험부 상류에 위치한 열전대에 의하여 온도 측정값이며 단위 시간 대에 따라 변하는 식(4)의 $T-T_i$의 값은 감온액정 색깔 변화를 화소로 환산한 값이므로 식(6)의 대류 열전달 계수(h)를 구할 수 있다[14] -[17].

3. 실험장치

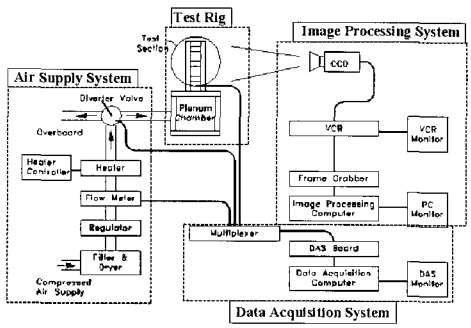

Fig. 1 Test apparatus layout

Fig. 1의 실험장치는 크게 실험장치(Test rig), 공기공급장치 (Air supply system), 자료처리장치(Data acquisition system), 영상처리장치(Image processing system)로 구성되어 있으며, 각각의 역할 및 주요 구성품은 다음과 같다.

Fig. 2의 냉각 베인의 전체유동을 모사하는 실험장치(Test rig)는 실험이 요구하는 투명성을 만족함과 동시에 국부적인 계측을 수행하기 위해 투

명한 아크릴로 실제 크기보다 15배 확대 제작하였다. 제작된 베인 모델의 내부 냉각 면에는 조립하기 전에 감온액정과 검은 색의 페인팅을 하였다. 또한 감온액정의 색깔이 변화하는 정확한 온도를 측정하기 위하여 열전대가 설치된 구리판에 감온액정을 칠하여 베인 실험장치의 흡입면(Suction surface)과 압력면(Pressure surface)에 각각 2개씩을 설치하였다.

Fig. 1에 나타낸 공기 공급 장치 (Air supply system)는 공기의 안정적인 공급을 위해 스크류형의 공기압축기 및 공기 필터와 공기 건조기를 사용하였으며, 유동 제어를 위해 볼 형의 차단 밸브를 사용하였다. 그리고 유량 조절을 위하여 압력조절기를 사용하였으며, 유량 측정을 위하여 터빈 형의 유량계를 설치하였다. 본 실험에서 유량계를 통과한 압축 공기는 출력 12kW의 전기 가열기를 통하여 원하는 온도로 가열된 후 실험장치(Test rig)에 공급되도록 하였다.

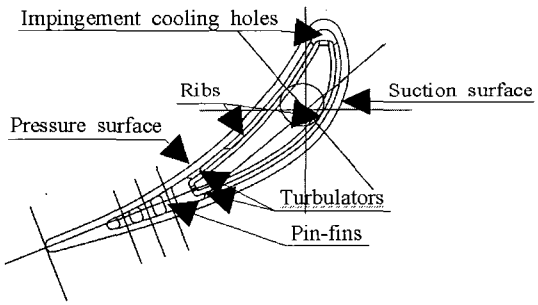

Fig. 2 Test rig section layout

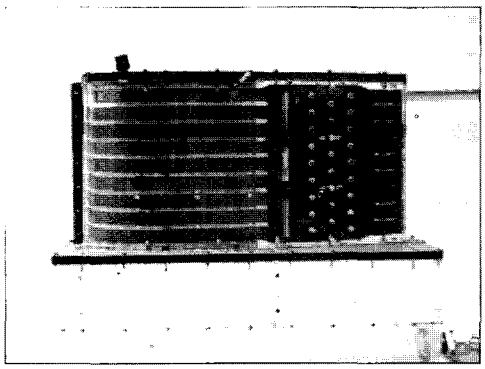

Fig. 3 Acryl test rig

본 실험에서 사용된 자료 처리 장치(Data aquisition system)는 크게 공기를 공급하는 장치의 상태를 감시하는 부분과, 실험장치 상에 설치된 열전대의 출력을 모니터 하는 부분으로 구성하였다. 센서에서 나오는 출력신호는 다양한 범위의 전압이나 전류로 주어지고, 이런 전기신호를 현재 자료처리장치에 사용되는 Keithley의 DAS1800 ST Board에 적합한 입력인 0~5 Volt 신호로 변환하기 위해서 신호 조절기(Signal conditioner)를 통과한 신호는 MB01 Backplane을 통하여 Signal Multiplexor (SSH-8)에 공급되며, 여기서 모아진 자료는 DAS1800 Board를 통하여 자료처리장치 컴퓨터에 저장된다.

실험에 사용한 영상처리장치(Image processing system)는 폐쇄회로 카메라와 영상녹화장치로 구성되어 있으며, 대상 모델의 색깔변화를 관측하고 디지털 정보로 변환하는 프레임그래버(Frame grabber)에서 얻은 정보를 이용하여 색깔의 변화에 걸린 시간을 분석하는 영상분석 소프트웨어와 자료처리 장치의 자료와 결합하여 열전달 계수를 계산하였다.

4. 실험결과 고찰

4.1 냉각 베인 실험결과

Fig. 4와 Fig. 5는 유량 4.01kg/min으로, Fig. 6과 Fig. 7은 유량 6.271kg/min으로 공기를 냉각 베인 실험장치를 통과 시켰을 때, 압력면(Pressure surface)과 흡입면(Suction surface)에 나타나는 열전달 계수의 분포도이다.

위의 그림에서 유동은 전연의 디플렉터(Deflector) 앞쪽의 분사구멍을 통과하면서 매우 큰 열전달 계수를 가지게 되고, 이어 리브사이를 통과하게 될 때는 가장 작은 열전달 계수를 가지게 됨을 알 수 있다. 즉 디플렉터의 뒤쪽 분사 구멍에서 분사된 유동은 와류발생기에 직접 닿으면서 비교적 큰 열전달 계수를 가지게 되며, 핀-휜 배열과 후연으로 가면서 열전달 계수는 점점 증가하게 된다. 그리고 흡입면에서는 보통 설계 시 의도한 바와 같이 아래 부분이 더 큰 열전달 계수를 보여준다. 엔진

의 실제상황에서는 아래 부분이 압력이 높기 때문에 이로 인해 균일한 열전달 계수 분포를 가지게 된다.

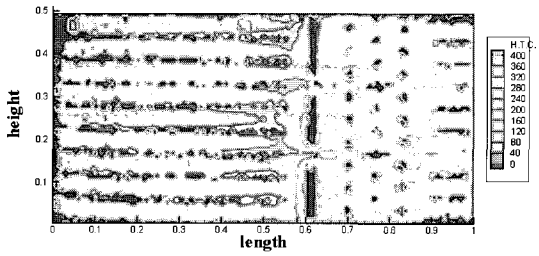

Fig. 4 Heat transfer coefficient distribution on the suction surface (Q=4.01kg/min)

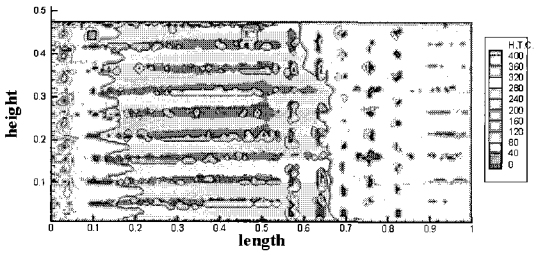

Fig. 5 Heat transfer coefficient distribution on the pressure surface (Q=4.01kg/min)

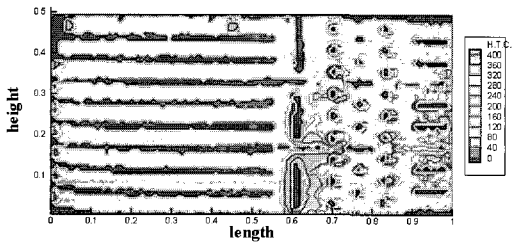

Fig. 6 Heat transfer coefficient distribution on the suction surface (Q=6.27kg/min)

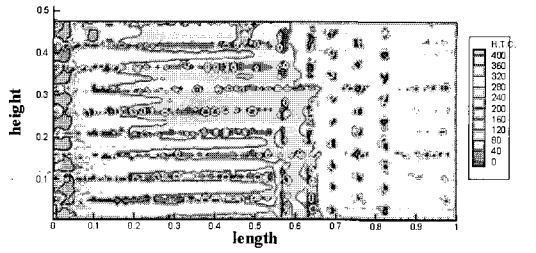

Fig. 7 Heat transfer coefficient distribution on the pressure surface (Q=6.27kg/min)

4.2 실험결과와 해석결과의 비교

Fig. 8과 Fig. 9는 터빈 베인의 감온액정을 이용한 냉각시험의 결과와, 감온액정 실험 조건에 따라 해석 1은 냉각유로의 전연, 흡입면과 압력면, 후연부의 각각의 설계 값이며, 해석 2는 설계용 S/W를 사용하여 해석된 값을 보여준다.

해석한 결과는 실험 결과보다 낮은 열전달 계수를 나타

내고 있다. 충돌 영역의 해석결과는 실험결과의 40% 정도로 적은 값으로 해석되었으며, 리브가 있는 사각채널 영역은 흡입면에서 실험결과가 높게 나왔지만 압력면에서는 비슷한 값을 나타냈다.

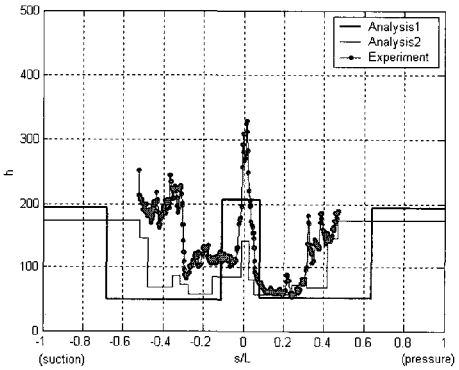

Fig. 8 The comparisons between experiment and analysis (Q=4.01kg/min)

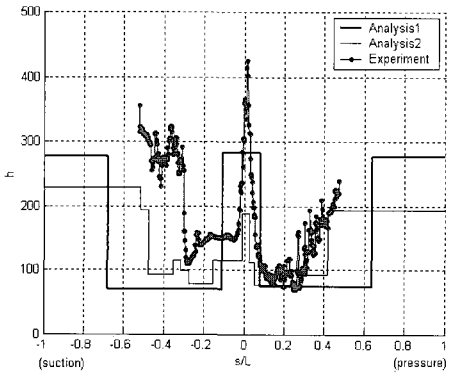

Fig. 9 The comparisons between experiment and analysis (Q=6.27kg/min)

와류발생기(Turbulator)영역은 분사 구멍에서 나온 유동이 강하게 부딪히는 곳으로 큰 값의 열전

달 계수가 예측되지만 해석결과에는 이 현상이 나타나지 않고 있다. 이 영역에서 흡입면의 열전달 계수가 압력면의 열전달 계수와 같지 않고 매우 크게 나타나는 이유로는, 분사 구멍에서 분사된 유동이 흡입면 와류발생기(Turbulator)에 강하게 닿기 때문인 것으로 보인다.

핀-휜 영역과 후연 영역에서도 위와 같은 이유로 흡입면이 압력면보다 높게 나오고 있는 것으로 보인다.

5. 결 론

터빈 냉각 설계에 있어서 경험적인 관계식에 의한 열전달 계수의 계산은 냉각유동의 특수한 유동상황을 모두 반영하기에는 한계가 있으며 그리고 얻어진 열전달 계수 역시 일정한 영역에 대한 평균값이며 국부적인 열전달 계수의 변화를 계산하기는 불가능하다. 이러한 변화는 감온 액정을 이용하여 냉각 유동의 유동 특성과 열전달 계수를 측정하는 실험을 통해서 자세히 알아 낼 수 있었다.

경험식에 의하여 해석된 터빈 1단 냉각 베인 냉각유로의 성능을 확인하기 위하여 터빈 냉각 베인의 내부 열전달 실험 장치를 구성하고 실험을 수행한 결과 다음과 같은 실험과 유로의 냉각에 대한 결론을 얻을 수 있었다.

1. 감온액정을 이용하여 열전달 계수를 경험식에 의하여 계산한 결과는 전연부에서 측정한 실험결과의 60% 정도의 값으로 해석되었다. 사각채널 영역에서는 압력면은 비슷하였으나 흡입면에서는 낮게 나왔다. 따라서 냉각 설계의 계산과정이 수정되어야 한다.
2. 실험 결과는 흡입면의 와류발생기 영역에서 열전달 계수가 급격하게 증가하며, 핀-휜을 구성하고 있는 후연에서 열전달 계수가 급격히 증가하고 있다. 또한 압력면의 와류발생기영역에서는 점진적인 증가를 보였다.

후 기

본 연구는 경남대학교 2005년도 학술논문 게제 연구비로 이루어졌습니다.

참고문헌

[1] Bunker, R. S., and D. E. Metzger, "Local Heat Transfer in Internally Cooled Turbine Airfoil Leading Edge Regions: Part I," Transactions of the ASME, Vol. 112, July, pp. 451-458, 1990.

[2] Bunker, R. S., and D. E. Metzger, "Local Heat Transfer in Internally Cooled Turbine Airfoil Leading Edge Regions: Part II," Transactions of the ASME, Vol. 112, July, pp. 459-466, 1990.

[3] VanFossen, G. J., "Heat Transfer Coefficients for Staggered of Short Pin Fins," Transactions of the ASME, Vol. 104, April 1982, pp. 268-274.

[4] Brigham, B. A., and VanFossen, G. J., "Length to Diameter Ratio and Row Number Effects in Short Pin Fin Heat Transfer," Transactions of the ASME, Vol. 106, January, pp. 241-245, 1984.

[5] Metzger, D. E., Berry, R. A., and Bronson, J. P., "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts With Staggered Arrays of Short Pin Fins," Transactions of the ASME, Vol. 104, November, pp. 700-706, 1982.

[6] Metzger, D. E., Fan, C. S., and Haley, S. W., "Effects of Pin Shape and Array Orientation on Heat Transfer and Pressure Loss in Pin Fin Arrays," Transactions of the ASME, Vol. 106, January, pp. 252-257, 1984.

[7] M. E. Taslim and T. Li, "Measurements of Heat Transfer Coefficients and Friction Factors in Passages Rib-Roughened on All Walls," Transac-

tions of the ASME, Vol. 120, July, pp. 564-570, 1998.

[8] Cooper, T. E., Field, R. J., and Meyer, J. F., "Liquid Crystal Thermog- raphy and Its Application to the Study of Convective Heat Transfer, "ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 97, Aug. pp. 442-450, 1975.

[9] 서남규, 산업용 소형 가스터빈 기술개발에 관한 연구(5차년도 최종보고서), 통산산업부 과학기술처, 제1권, pp. 147-171, 1997.

[10] 서남규, 산업용 소형 가스터빈 기술개발에 관한 연구(5차년도 최종보고서, 가스터빈설계 기초 연구), 통산산업부 과학기술처, 제3권, pp. 117-139, 1997.

[11] Hippensteels, S. A., Russell, L. M., F. S., "Evaluation of a Method for Heat Transfer Measurements and Thermal Visualization Using a Composite of a Heater Element and Liquid Crystals," Transactions of the ASME, Vol. 105, February, pp. 184-189, 1983.

[12] Hippensteels, S. A., Russell, L. M., Stepka F. S., "Evaluation of a Method for Heat Transfer Measurements and Thermal Visualization Using a Composite of a Heater Element and Liquid Crystals," NASA TM 81639, Apr., 1981.

[13] Lock, G. D., "Transient Heat Transfer Measurements Using Thermochromic Liquid Crystal," International Journal of Heat and Fluid Flow, 24, pp 23-28, 2003.

[14] F. B. Hilderbrand, Advanced Calculus for Applications, Prentice-Hall, Inc., 1963.

[15] Dennis G. Zill, and Michael R. Cullen, Advanced Engineering Mathematics, PWS Publishing Co. 1996.

[16] William Tyrrell Thomson, Laplace Transformation, Prentice-Hall, Inc., 1960.

[17] Arpaci Vedat S., Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley, 1966.

저 자 소 개

서남규 (徐南圭)

1948년 11월생, 1976년 2월서울대학교기계과졸업(공학사), 2006년2월경남대학교 대학원졸업예정(공학박사), 1993~1998 삼성테크윈엔진연구소장, 현재경남대학교기계자동화공학부겸임교수, 가스터빈기술교류회회장.

장태현 (張泰鉉)

1942년 2월생, 1969년 동아대학교 기계공학과 졸업, 1971년 동아대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1991년 12월 University of Wales(Swansea, U.K.) 대학원 기계공학과 졸업(Ph.D), 2001년 5월 제6차 ASV'6(Asian Symposium on Visualization) 조직위원장 역임, 현재 경남대학교 기계자동차공학부 교수.