블레이드 표면 거칠기에 따른 터빈 성능저하

박일영† ∙ 윤용일* ∙ 송성진**

Turbine Performance Degradation due to Blade Surface Roughness

Il Young Park, Yong Il Yun, Seung Jin Song

Key Words: Axial turbine(축류터빈), Rotating test facility(회전장치), Roughness(거칠기), Stator (정익), Suction surface(흡입면), Performance(성능), Efficiency(효율)

Abstract

This paper reports on the influence of blade surface roughness on turbine efficiency. The performance of a low speed one-stage axial turbine with roughened blade surfaces was evaluated. Sandpaper with equivalent sandgrain roughness (k_s) was used to roughen the blades. Efficiency (η/η_0) decreases by 4.5 % with sandgrain size of 400 μm on the stator suction surface.

기호설명

C_f : 마찰계수
C_p : 정압 비열
C_x : 축방향 속도
k_s : 등가모래거칠기
k^+ : 거칠기 레이놀즈 수
l : 코드길이
$\dot{m}$: 질량유량
$P_{s,in}$: 정익 입구의 정압
$P_{s,out}$: 동익 출구의 정압
Q : 토크
R_a : 중앙선의 평균 거칠기
Re_c : 코드길이 방향의 레이놀즈 수
R_z : 거칠기요소의 최고점과 최저점 사이의 평균 높이
$T_{t,in}$: 정익 입구의 전온도
$T_{t,out}$: 동익 출구의 전온도
U : 블레이드의 원주방향 속도
u_τ : 마찰속도
V : 절대속도
W : 상대속도
α : 절대속도와 축방향 사이 각도
α_{rms} : 거칠기 표면 기울기의 rms 값
β : 상대속도와 축방향 사이 각도
γ : 비열비
η : 효율
θ : 경계층의 운동량 두께
ν : 동점성계수
ϕ : 흐름계수
ρ : 밀도
τ_w : 벽면 전단응력
ψ : 일계수
ω : 각속도

아래첨자

0 : 설계점
1 : 동익입구
2 : 동익출구

† 서울대학교 기계항공공학부 대학원
E-mail : piy102@snu.ac.kr
TEL : (02)880-1701 FAX : (02)883-0179
* 서울대학교 기계항공공학부 대학원
** 서울대학교 기계항공공학부

1. 서 론

다양한 구동환경에서 터빈 블레이드는 시간이 지날수록 오염된다. 블레이드 표면은 연료의 불완전연소에 의한 외부침전물이 표면에 달라붙어 굳는 퇴적, 외부 이물질에 의해 블레이드 표면에 흠이 생겨 표면이 파이는 침식과 부식, 블레이드 표면 코팅재가 깨져나가는 현상 등 다양한 원인에 의해 거칠게 된다. Bons등은 GE, Solar Turbines, Siemens Westinghouse, Honeywell 등으로부터 100여개의 터빈 블레이드를 제공받아, 각각의 표면 거칠기를 표면계측설비를 통해 측정하였다. 그 결과 거칠기 생성과정으로는 외부침전물(foreign deposits)이 주요하며, 블레이드 흡입면(suction surface)의 leading edge와 압력면(pressure surface)의 trailing edge에서 표면거칠기가 두드러지게 나타남을 보고하고 있다.(1)

이러한 오염에 의해 거칠어진 블레이드 표면은 마찰계수와 열전달 계수를 증가시켜 블레이드 손실을 증가시키므로 터빈 성능저하에 커다란 영향을 미친다. 한 예로, Bammert 와 Sandstede는 저속터빈 캐스케이드에서 블레이드 표면거칠기의 증가는 경계층 천이를 빨리 일으키는 원인이 되고 마찰계수의 증가를 가져온다 것을 실험을 통해 보여주었다.(2)

이렇게 실제 블레이드 표면에 생기는 거칠기를 실험용 터빈에 구현하는 방법으로는 파우더나 모래를 표면에 붙이는 방법이 주로 사용된다. 이러한 방법을 사용하기 위해 실제표면의 거칠기의 정도를 표현할 수 있는 등가모래 거칠기 (equivalent sandgrain roughness, k_s)를 사용할 수 있다.(3) 이러한 묘사를 통해 보고된 실험결과에 의하면, Forster의 실험에서는 $k_s/l = 2.8\times10^{-3}$ 일 경우 효율이 6%정도 감소하였으며(4), Bammert 와 Sandstede의 실험에서는 $k_s/l = 10^{-3}$일 때 효율이 6%정도 감소했고, $k_s/l = 10^{-2}$일 때는 14%정도 감소했다. 또한, 그들은 4단 회전터빈에서 외부이물질에 의해 1단과 4단 블레이드의 오염이 특히 심각함으로 보고하였다.(5) 그러나 이러한 기존의 성능저하 보고자료는 정익/동익 구분없이 균일한 거칠기를 적용하여 평가한 것이다.

그 후, Kind등에 의한 캐스케이드 실험에서는 블레이드의 압력면에 비해 흡입면이 오염/침식에 더욱 민감하다고 보고된 바가 있으나, 아직까지는 회전 환경 실험설비에서 그를 평가한 바가 없다.(6)

따라서, 본 연구의 목적은 Bons(7)의 결과에 기반하여 k_s값을 결정한 후, Bammert(5)와 Kind(6)의 실험결과를 반영하여, 1단 회전터빈의 정익 흡입면의 오염이 터빈성능저하에 미치는 효과를 정량적으로 측정함에 있다. 이러한 실험은 실제 회전설비에서 생기는 표면거칠기를 캐스케이드가 아닌 회전설비에서 등가모래 거칠기를 통해 구현한다는 점에서 의미가 있다.

Table 1 Real turbine blade roughness (by Bons(7))

Variable	Specification of real blade
Characteristic (Situation)	Foreign deposit (SS/MS/TE)
R_a (μm)	34.16
R_z (μm)	174.01
α_{rms} (deg)	20.6
R_z / θ	2.98
k_s (㎛)	181
$k^+ = k_s (u_\tau/\nu) = Re_k$	322

2. 등가모래 거칠기 크기 결정 및 처리

본 연구에서는 Bons등에 의해 보고된 외부침전물에 대한 거칠기 표본을 하나 선택하여, 본 실험용 터빈 블레이드 재원에 맞게 거칠기를 재구현 하였다.(1),(7)

먼저, Bons(7)는 실제 터빈환경에서 오염에 의해 생긴 표면 거칠기와 k_s와의 상관관계를 α_{rms}(9)라는 매개변수를 통해 표현하는 방법이 가장 적합함을 실험적으로 입증하고 다음과 같은 관계식(식(1))을 얻었다.

$$k_s = -0.0261\alpha_{rms} + 0.0138(\alpha_{rms})^2 \qquad (1)$$

식(1)에서 결정된 k_s를 포함하여, 본 실험에서 선택한 거칠기 표본에 대한 제원은 Table 1과 같다. Table 1에서 결정된 k_s는 Bons(7)가 측정한 실험용 터빈의 제원($Re_c=2\times10^6$)에 의한 것이다. 그러므로 본 실험장치의 정익에 맞는 레이놀즈수($Re_c=4\times10^5$)와 코드길이(l=96.01㎜)등을 고려하여 등가모래거칠기를 다음과 같이 구할 수 있다.

Table 2 Test blade specification

Variable	Stator	Rotor
Chord (mm)	96.01	41.04
Aspect ratio (h/c)	0.715	1.672
Hub Dia. (mm)	562.8	560.0
Tip Dia. (mm)	700.0	697.2
Tip Clearance (mm)	1.4	1.4
# of blades	38	70
Re_c	4.1×10^5	2.2×10^5

Table 3 k_s values of each surfaces

Section	Pressure surface (㎛)	Suction surface (㎛)
Stator	1051.18	525.92
Rotor	821.43	410.72

Nikuradse는 k^+(roughness Reynolds number)를 k_s의 함수로써 아래 관계식(식(2))을 이용하여 정의하였다.(10)

$$k^+ = \frac{ku_\tau}{\nu} = Re_c\left(\frac{k_s}{C}\right)\sqrt{\frac{C_f}{2}}$$

$$(\text{단}, u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}) \qquad (2)$$

또한, 그는 k^+에 의해 표면거칠기를 다음과 같이 구분하였다.

· $k^+ < 5$: 매끄러운 상태 (smooth)
· $5 < k^+ < 70$: 과도기의 거친상태 (transitionally rough)
· $k^+ > 70$: 완전히 거친상태 (fully rough)

따라서, 본 연구에서 선택한 표본은 k^+가 322이므로 완전히 거친상태로 간주할 수 있다.

그리고 Schlichting은 k_s와 마찰계수의 관계식인 식(3)을 실험을 통해 얻었다.(3)

$$C_f = \left[2.87 + 1.58 log\left(\frac{x}{k_s}\right)\right]^{-2.5} \qquad (3)$$

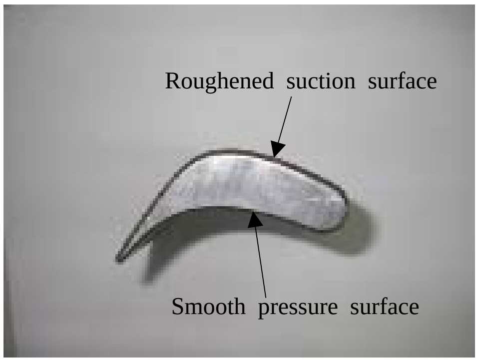

Fig. 1 Top view of blade surface attached with sandpaper

Fig. 2 Side view of blade surface attached with sandpaper

식(2)에 식(3)를 대입하여,

$$k^+ = Re_c\left(\frac{k_s}{C}\right)\sqrt{\frac{\left[2.87 + 1.58 log\left(\frac{C}{k_s}\right)\right]^{-2.5}}{2}} \qquad (4)$$

본 실험에 적용할 k^+와 k_s에 대한 관계식을 식(4)와 같이 얻었다. 본 실험장치의 블레이드 제원을 나타낸 Table 2로부터 Re_c와 코드길이를 대입하고 Bons등에 의해 보고된 k^+(=322)를 식(4)에 적용하여, Newton's Method로부터 k_s를 구해보면, Table 3과 같이 각 표면에 대하여 등가모래거칠기를 얻을 수 있다. Table 3의 k_s를 참고하여 상용화되어있는 사포모래입자 크기를 조사하고, 블레이드 표면과의 부착성을 고려하여 모래입자의 크기가 400㎛ (사포 #40)인 사포를 사용하기로 한다.

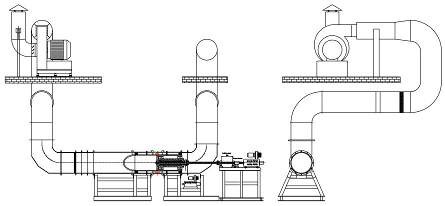

Fig. 3 Schemetic of rotating facility

Fig. 4 The test section

그러면 상용화된 사포에 의해 결정된 k_s(=400 ㎛)를 식(4)에 대입하여 모든 면에 대해 다시 k^+를 구해보면, 그 값이 모두 $100 < k^+ < 200$ 에서 (동익 : $k^+ = 145$, 정익 : $k^+ = 110$) 결정되므로, 본 실험은 완전히 거친상태의 표면거칠기를 묘사한 실험으로 볼 수 있다. 이러한 사포는 공업용 양면테이프에 의해 블레이드 표면에 부착된다. 이러한 방법으로 모사된 블레이드는 Fig. 1, Fig. 2와 같다.

3. 실험장치

실험장치는 크게 실험유체 공급장치, 유량계 및 배관, 터빈 시험부, 측정장비, 데이터 처리장치 등으로 구성된다. Fig. 3은 실험장치의 개략도이며, Fig. 4는 터빈시험부이다. 유체공급장치는 송풍기와 유량조절을 위한 콘트롤 액추에이터(control actuator)로 이루어져 있다. 송풍기에서 공급된 유체는 9개의 노즐로 구성된 유량계를 지난다. 터빈 시험부는 실험을 위한 블레이드와 센서가 위치하는 곳이고, 회전체 및 동력흡수 장치는 회전축, 제너레이터로 구성되어 있다. 블레이드는 2차원 형상으로 가공하여 2차원 성능 실험을 수행한다. 블레이드의 제원은 Table 2와 같다.

실험장비에 대한 상세한 내용은 윤용상에 의해 보고되었다.[8]

Table 4 Sensor accuracy

Sensor	Accuracy	Comments
Pressure transducer 1	± 0.20 %	Test section pressure
Pressure transducer 2	± 0.19 %	Flowmeter pressure
Torquemeter	± 0.30 %	Torque
Torquemeter Amplifier		
Thermocouple	± 0.37%	Temperature

4. 실험결과

4.1 데이터의 정확성

Table 4에 나타난 각 센서의 정확도로부터 효율에 대한 불확실성(Uncertainty)을 Kline과 McClintock의 방법으로 구해보면, 95%의 신뢰도에서 1.4%이다.[11]

4.2 터빈 성능 평가

본 실험에서는 등가모래 거칠기에 의해 결정된 사포를 정익의 흡입면에 적용하여 표면거칠기에 따른 터빈 성능저하 실험결과를 얻었다.

흐름계수는 C_x와 U의 비로 정의한다.

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (5)$$

그리고 실험에서 사용하는 일계수는 토크 Q를 사용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\Psi = \frac{Q\omega}{\dot{m}U^2} \quad (6)$$

블레이드 표면에 대하여 실험은 2가지로 구분할 수 있다. 먼저, 첫 번째 실험은 대조군이 되는 실험으로 초기가공 상태의 표면을 적용한 실험(smooth regime), 두 번째 실험은 정익의 흡입면에 생기는 거칠기($k_s/l = 4.16\times10^{-3}$)에 따른 성능저하 정도를 알아보는 실험으로 구분한다. 실험 결과는 Fig. 6과 Fig. 8에서 보는 바와 같다. Fig. 6은 일계수와 흐름계수와의 관계를 나타낸다. 여기서 ϕ_0 와 Ψ_0 는 설계점에서의 흐름계수와 일계수를 나타낸다.

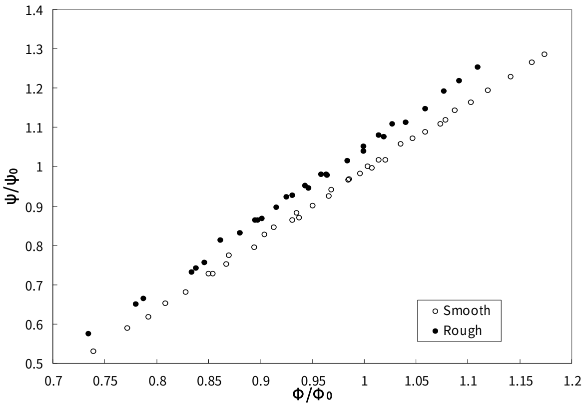

Fig. 6 Work coefficient coprarison for smooth and rough(k^+=110) surfaces

Fig. 6을 보면 알 수 있듯이 매끄러운 표면(smooth)에 대하여 정익의 흡입면이 거칠어지면(rough) 일계수 값이 동일한 흐름계수에 대해서 5%정도 증가함을 볼 수 있다. 이는 Fig. 7의 간단한 속도삼각형 해석으로 설명할 수 있다. 우선 동익 출구에서 swirl이 없다고 가정하면($V_{\theta 2}=0$) Euler 터빈 방정식은 식(7)과 같다.

$$Qw = \dot{m}U(V_{\theta 1} - V_{\theta 2}) = \dot{m}UV_{\theta 1} \quad (7)$$

식(7)을 Fig. 7의 매끄러운 표면에 대하여 식(6)에 대입하면 식(8)과 같다.

$$\Psi = \frac{Qw}{\dot{m}U^2} = \frac{V_{\theta 1}}{U} = \frac{C_x tan\alpha_1}{U} = \phi tan\alpha_1 \quad (8)$$

Bammert와 Sandstede[2]는 흡입면의 표면거칠기가 경계층의 배제두께(displacement thickness)를 증가시킨다고 보고한바 있다. 이로 인하여 증가된 정익 흡입면의 배제두께는 블레이드 사이의 유효면적을 감소시키고, 이는 유량이 일정할 때 정익 출구의 절대속도를 Fig. 7과 같이 V_1 에서 V_1' 으로 증가시키게 된다. 그런데 Kind[6] 등에 의하면 표면거칠기는 출구속도의 각도에 크게 영향을 주지 않으므로 정익 출구 절대속도의 각도 α_1은 일정하다고 가정할 수 있다. 그러면 정익 출구 속도삼각형에서 증가된 V_1'에 대응하여 축방향 속도 성분 C_x 또한 C_x'으로 증가하게 된다. 이는 동익 출구의 속도삼각형을 변형시켜 Fig. 7과 같이 원래의 swirl이 없는 조건에서 표면이 거칠

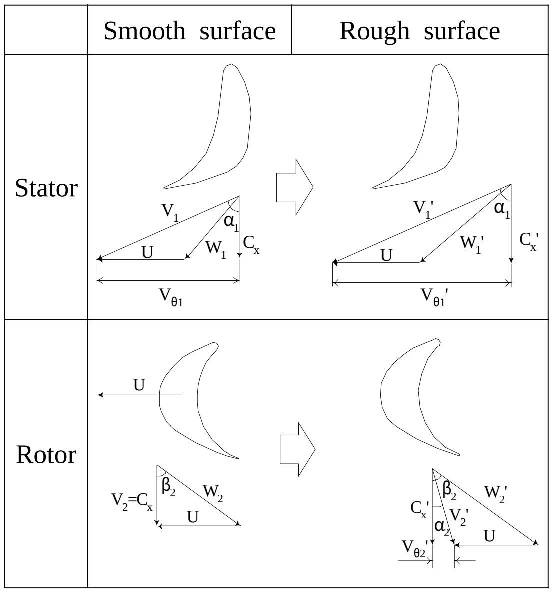

Fig. 7 Velocity triangle comparison for smooth and rough (k^+=110) surfaces

어짐에 따라 $V_{\theta 2}(=-C_x' tan\alpha_2)$성분을 생성시키게 된다. 따라서 거친 표면에 대한 일계수(Ψ')는 식(6), 식(7)에 의하여 식(9)와 같게 된다.

$$\Psi' = \frac{C_x'(tan\alpha_1 + tan\alpha_2)}{U} = \phi'(tan\alpha_1 + tan\alpha_2) \quad (9)$$

식(8)와 식(9)를 비교해보면, 정익 흡입면이 거칠어짐에 따라 흐름계수의 기울기가 $tan\alpha_2$만큼 더 증가하고, 이로 인하여 거친 상태의 일계수 곡선이 매끈한 상태의 곡선보다 위에 위치하게 됨을 알 수 있다. 이는 Fig. 6에서 흐름계수의 기울기가 약 1.74에서 1.82로 증가하는 것과 대응되며, 이러한 추세는 Bammert와 Sandstede[5]의 실험결과와 일치한다.

효율은 유체가 단위시간당 터빈에 공급하는 일의 양에 대하여 실제로 유체로부터 터빈이 하는 일의 양($Q \times w$)으로 정의되므로 total to static 효율은 다음(식(10))과 같다.

$$\eta_{ts} = \frac{Qw}{\dot{m}c_p T_{t,in}\left(1 - \left(\frac{P_{s,out}}{P_{t,in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (10)$$

표면거칠기가 터빈 효율에 미치는 영향에 대한 실험결과는 Fig. 8과 같다. 본 실험용 터빈은 매끄러운 상태(smooth regime)의 설계흐름계수(ϕ_0)에서

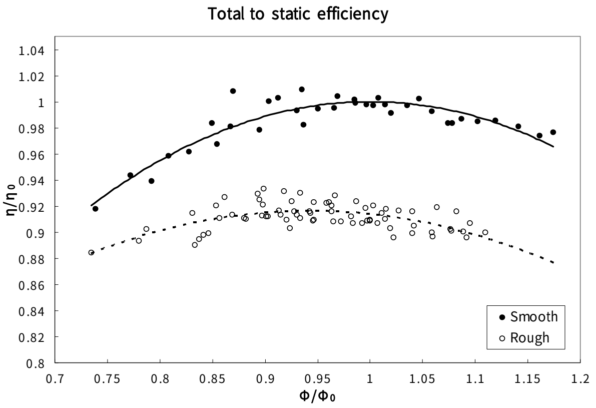

Fig. 8 Efficiency comparison for smooth and rough (k^+=110) surfaces

설계효율(η_0)이 결정된다. Fig. 8을 살펴보면, 완전히 거친 상태 실험(fully rough regime)에서의 효율은 설계효율에 대해, η/η_0값이 4.5% 감소함을 알 수 있다. 즉, 회전설비에서 정익의 흡입면이 외부침전물에 의해 오염되어 표면이 k_s값으로 400㎛ (k_s/l 4.16×10^{-3})정도 거칠어지면 η/η_0는 4.5% 정도 감소한다는 것이다. Bammert와 Sandstede[2]에 따르면 블레이드의 흡입면이 거칠어짐에 따라 블레이드 경계층의 운동량 두께(momentum thickness)가 상당히 증가하게 된다. 그런데 Denton[12]의 검사체적 해석에 의하면 블레이드 후류의 섞임(mixing)에 따른 엔트로피 증가는 블레이드 경계층의 운동량 두께에 비례하므로 정익 흡입면의 거칠기에 의한 운동량 두께 증가는 상당한 손실 증가를 가져올 것이다. 이러한 손실이 터빈효율 감소의 주원인이 된다.

5. 결 론

회전환경에서 정익의 흡입면이 외부침전물에 의해 표면이 400㎛ (k_s/l 4.16×10^{-3})만큼 거칠어지면 η/η_0값은 4.5% 감소한다.

후 기

본 연구는 전력기술 기초연구과제의 하나로 한국전력과 한국과학재단의 지원 및 도움으로 이루어 졌으며, 이에 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

(1) Bons, J.P., Taylor, R.P., McClain, S.T., Rivir, R.B., 2001, The Many Faces of Turbine Surface Roughness, ASME J. Turbomachinery, 123, 739-748.

(2) Bammert, K., and Sandstede, H., 1980, Measurements of the Boundary Layer Development along a Turbine Blade with Rough Surfaces, ASME J. Eng. Power, 102, 978-983.

(3) Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, 7th Edition, McGraw-Hill, New York.

(4) Forster, V.T., 1967 Performance Loss of Modern Steam-Turbine Plant Due to Surface Roughness, Proc, Inst. Mech. Engrs. 1966-67, 181, 391-405.

(5) Bammert, K., and Sandstede, H., 1972, Measurements Concerning the Influence of Surface Roughness and Profile Changes on the Performance of Gas Turbine, ASME J. Eng. Power, 94, 207-213.

(6) Kind, R.J., Serjak, P.J., Abbott, M.W.P., 1998, Measurements and Prediction of the Effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade, ASME J. Turbomachinery, 120, 20-27.

(7) Bons, J.P., 2002, St and Cf augmentation for real turbine roughness with elevated freestream turbulence, ASME J. Turbomachinery, 124, 632-644.

(8) Yong-sang Yoon, 2001, Axial Turbine Performance Evaluation in Rotating Facility, Journal of Fluid Machinery, vol 4. No.3, 46-52.

(9) Acharya, M., Bornstein, J., and Escudier, M., 1986, Turbulent Boundary Layers on Rough Surfaces, Exp. Fluids, 4, 33-47.

(10) Nikuradse, J., 1933, Laws For Flows In Rough Pipes, VDI-Forchungsheft 361, Series B, Vol. 4.

(11) Kline, S.J., and McClintock, F.A., Describing Uncertainty in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, January 1953, 3-8.

(12) Denton, J.D., 1993, Loss Mechanisms in Turbomachines, ASME J. Turbomachinery, 115, 621-656.